

UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK

Facultad de Arquitectura e Ingenierías

Ingeniería Mecánica En Diseño Y Materiales

Diseño Y Construcción De Una Estructura Metálica Para Un Seguidor Solar, De Dos Ejes Para Ser Implementado En El Campus Miguel De Cervantes De La UISEK Ecuador.

Fausto Guillermo Avila Larrea

Nota del autor

Fausto Guillermo Avila Larrea, Facultad de Ingeniería Arquitectura e Ingeniería, Universidad Internacional SEK.

Director Ing. Jaime Molina, M.Sc.

Cualquier correspondencia concerniente a este trabajo puede dirigirse a:

favila.mec@uisek.edu.ec

Índice

Índice.....	2
Declaración Juramentada	5
Lista De Tablas Y Figuras	6
Tablas.....	6
Figuras.....	7
Resumen.....	11
Abstract.....	12
Introducción	13
Antecedentes	13
Justificación	17
Objetivo General:.....	18
Objetivos Específicos:	19
Estado Del Arte.....	20
Método	28
Hipótesis:	29
Análisis Solar De La Región:	29
Modelo De Estructura.....	33
Grados De Libertad.....	33

Análisis Estático De La Columna Principal.....	35
Selección De Material.....	37
Prototipo CAE.....	40
Simulación Estática.....	44
Selección De Pernos	58
Componentes Electrónicos:	59
Conexión De Componentes Electrónicos	60
Capacidad De Carga De La Batería	60
Potencia Máxima Y Mínima De Los Actuadores.	62
Programación Del Seguidor	64
Obtención De Resultados.....	66
Construcción De Seguidor Solar.....	66
Perfil Y Material De Columna Principal	67
Base de la estructura	69
Selección De Pernos	70
Factor De Seguridad De La Estructura	78
Simulación Estática.....	79
Animación.....	85
Costos De Fabricación:	87
Conexión componentes electrónicos.....	88
Capacidad De Carga De La Batería	89
Discusión De Resultados	90

Conclusiones	93
Recomendaciones	95
Bibliografía	96
Anexos	99
Anexo 1: Código De Programación	99
Anexo 2: Planos De Diseño	103
Planos De La Base: Subconjuntos	103
Planos De La Columna Principal	108
Planos De La Base Del Pistón	109
Planos De Extensión De Pistón.....	110
Anexo 3: catálogos de perfiles.....	111
Perfiles De Acero.....	111
Perfiles De Aluminio	112
Anexo 4: Resultados Simulación Inventor	114
Seguidor Solar: Malla 4mm	114
Seguidor Solar: Malla 8mm	118

Declaración Juramentada

Yo, Fausto Guillermo Avila Larrea con cédula de identidad 1715853071, declaro bajo juramento que el trabajo aquí desarrollado es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado para ningún grado a calificación profesional; y que se ha consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración, cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la UNIVERSIDAD INTERNACIONAL SEK, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.



FAUSTO GUILLERMO AVILA LARREA
C.I.: 1715853071

Lista De Tablas Y Figuras**Tablas**

Tabla 1 Tipos de energía y aplicaciones.....	14
Tabla 2 Clasificación y calidad de la energía.....	15
Tabla 3 Clasificación de paneles solares.....	16
Tabla 4 Especificaciones del panel.....	36
Tabla 5: Diámetros perfil redondo hueco de acero A36.....	37
Tabla 6: Diámetros perfil redondo hueco de aluminio.....	37
Tabla 7: Esfuerzos resultantes sobre área de los perfiles metálicos.....	38
Tabla 8. Análisis de costos de perfiles de acero y aluminio.....	39
Tabla 9: Propiedades eléctricas entregadas en cada rango de radiación UV.....	61
Tabla 10 Potencia requerida por los actuadores.....	63
Tabla 11 Consumo de corriente de actuadores.....	64
Tabla 12. Selección de pernos para cada sección de la estructura.....	70
Tabla 13. Esfuerzos resultantes sobre pernos seleccionados.....	77
Tabla 14. Factor de seguridad de los componentes de la estructura.....	78
Tabla 15. Valor monetario de los componentes del seguidor solar.....	86
Tabla 16: Tiempo de carga de batería en distintos tipos de días.....	88
Tabla 17 Propiedades técnicas de la batería.....	89

Figuras

Figura 1. Columna de destilación principal de una refinería de petróleo.....	12
Figura 2. Componentes de un sistema de captación solar.....	16
Figura 3. Estados de posicionamiento y captación solar en tres etapas.....	19
Figura 4. Prototipo de seguidor solar.....	20
Figura 5. Relación de potencia incidente y ángulo de inclinación.....	21
Figura 6. diseño de estructura tipo mono poste.....	22
Figura 7 Alcance máximo de sistema diseñado en su direccionamiento.....	22
Figura 8 Movimiento del panel en dos ejes, altitud y azimut.....	23
Figura 9. Diagrama de estructura isostática e hiperestática.....	26
Figura 10. Criterio de Grubler.....	26
Figura 11. Pasos a seguir en el método científico.....	28
Figura 12. Índice UV en un día nublado.....	29
Figura 13. Índice UV de un día normal.....	30
Figura 14. Índice UV de un día muy soleado.....	30
Figura 15. Esquema grados de libertad.....	32
Figura 16. Diagrama de cuerpo libre de columna principal o eslabón ternario.....	33
Figura 17. Vista superior de base de acero.....	40
Figura 18. Vista lateral de la base.....	41

Figura 19. Vista frontal base triangular.....	41
Figura 20. Distancias desde el centro de la base hacia los pilares.....	42
Figura 21. Modelo virtual propuesto.....	43
Figura 22. Tamaño de malla de elemento.....	44
Figura 23. Simulación de esfuerzo en columna principal con malla de 8 mm.....	45
Figura 23. Fuerza ejercida sobre la columna principal por el pistón.....	46
Figura 24. Fuerza ejercida por el peso del panel sobre la columna.....	47
Figura 25. Reacciones ejercidas sobre la columna con respecto a la base.....	47
Figura 26. Momento ejercido sobre la columna principal.....	48
Figura 27. Simulación de esfuerzo en columna principal con malla de 8 mm.....	49
Figura 28. Simulación de esfuerzo en columna principal con malla de 4 mm.....	50
Figura 29. Diagrama de cuerpo libre de la base.....	51
Figura 30. Fuerza ejercida por el panel y columna sobre la base.	53
Figura 31. Fuerza ejercida por el peso de los componentes internos en la base.....	54
Figura 32. Reacciones ejercidas sobre los pilares de la base.	55
Figura 33. Simulación esfuerzo en la base con mallado de 4 mm.....	56
Figura 34. Simulación esfuerzo en la base con mallado de 8 mm.	57
Figura 35 . Esfuerzo simple y doble sobre pernos en cizallamiento.....	59
Figura 36. Flujograma de operaciones del seguidor solar.....	65

Figura 37. Seguidor solar armado.....	66
Figura 37. Extensión soporte y anclaje de motor en la base.....	67
Figura 38. Columna principal de tubo hueco de 50mm de diámetro.....	68
Figura 39. Base de la estructura del seguidor solar.....	69
Figura 40. Superficies triangulares superior e inferior de la base.	70
Figura 41. Pernos de sujeción de motor y base.....	71
Figura 42. Especificaciones de perno blanco cabeza hexagonal.....	72
Figura 43. Sujeción de los anclajes del pistón.....	73
Figura 44. Especificaciones de perno negro cabeza de coco.....	73
Figura 45. Sujecion de panel, columna cuadrada y pedestal angular con perno.....	74
Figura 46. Especificaciones de perno de acero negro de cabeza hexagonal.....	75
Figura 47. Sujeción de columna con panel y columna con pedestal angular.....	75
Figura 48. Especificaciones de perno de acero negro de cabeza hexagonal.....	76
Figura 49. Zona crítica de simulación estática en la columna principal.....	79
Figura50.Tasa de convergencia principal de la columna.....	80
Figura 50. Zona crítica de la base, unión de pilar con zona superior.....	81
Figura 51. Zona critica de la base, unión de pilar frontal con zona inferior.....	82
Figura 50. Tasa de convergencia principal de la base.....	83

Figura 52. Captación solar del lado Este de la región.....	84
Figura 53. Captación solar desde el punto superior de la región.....	85
Figura 54. Captación solar desde el lado Oeste de la región.....	85
Figura 56. Conexión de componentes al regulador de carga.....	87
Figura 55. Prototipo real y virtual del seguidor solar.....	89

Resumen

El propósito del presente trabajo es diseñar la estructura para un seguidor solar de dos ejes a partir de un análisis estructural y simulación mecánica en el estado estático que permita implementar un sistema de energía eléctrica a partir de energía solar.

En primera estancia se planteó un modelo en base a trabajos de investigación anteriores, el cual se modificó para que pueda albergar un panel solar de 175 W (11Kg) posteriormente se realizó el análisis estructural en función de las cargas influyentes en conjunto con su respectivo esfuerzo sobre el área transversal de la columna principal y la base y en función a los resultados evaluar; tanto el perfil requerido como su material en catálogos de la región.

Posteriormente se llevó el prototipo a un programa CAD, inventor en este caso, para corroborar los cálculos previos en una simulación estática y adicionalmente detectar posibles fallas.

Finalmente se realizó la construcción, manteniendo la naturaleza del prototipo original agregando ciertas modificaciones que surgieron y no fueron consideradas en el prototipo virtual ya que es considerado un entorno ideal mas no real.

Tras comparar el prototipo real con el virtual incluyendo sus variaciones, se obtuvo una estructura funcional con la capacidad de soportar las cargas y que adicionalmente es liviana pesando 80 kilogramos con todos los componentes incluidos.

Palabras clave: Análisis Estructural, CAD, Cargas Influyentes, Esfuerzos

Abstract

The purpose of this work is to design the structure for a two-axis solar tracker from a structural analysis and mechanical simulation in the static state that allows the implementation of an electrical energy system from solar energy.

In the first room, a model was proposed based on previous work, which was modified so that it can house a 175 W (11Kg) solar panel and the structural analysis was carried out based on the influential loads and their respective effort on the cross-sectional area of the main column and the base and based on the results evaluate the required profile and its material in catalogs of the region.

Subsequently, the prototype was taken to a CAE program to corroborate the previous calculations in a static simulation and additionally detect possible failures.

Finally, the construction was carried out, maintaining the nature of the original prototype by adding certain modifications that arose and were not considered in the virtual prototype since it is considered an ideal environment but not real.

After comparing the real prototype with the virtual one and its variations, a functional structure was obtained with the capacity to support the loads and that additionally it is light weighing 80 kilograms with all the components included.

Keywords: Structural Analysis, CAD, Influential Loads, Efforts

Introducción

Antecedentes

La búsqueda de fuentes alternativas de energía es un tema controversial alrededor del mundo debido a los aspectos de impacto ambiental de los combustibles fósiles, los cuales representan la mayor fuente de consumo energético en el mundo empleados en motores térmicos y otros sistemas que se emplean en la cotidianidad como por ejemplo autos, vehículos aéreos y marítimos, entre otros. La gran mayoría de los combustibles fósiles son adquiridos a través del petróleo y su proceso de destilación, como se muestra en la Figura 1, así como otros tipos de combustibles tales como el carbono y gas natural. (Energía Solar, 2015)

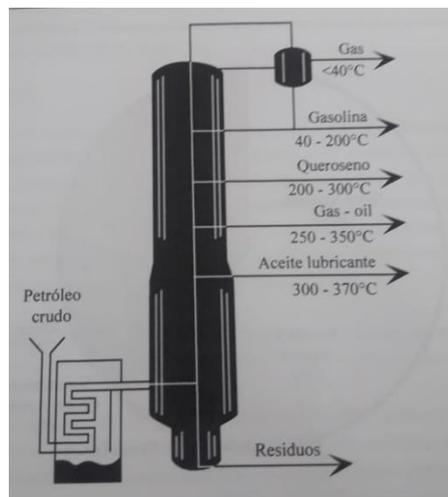


Figura 1. Esquema de la columna de destilación principal de una refinería de petróleo. Tomado de (Juan Carlos Vega de Kuyper , Santiago Ramirez , 2014)

Según Kuyper , el impacto ambiental debido al dióxido de carbono emanado de los hidrocarburos no recae únicamente en el consumo a manera de combustibles y lubricantes, sino que adicionalmente generan daños severos al ambiente en los procesos de transporte y extracción y con mayor impacto en un incidente de derrame debido a la cobertura geográfica que al-

canza y el estado en el que se encuentra, siendo el estado líquido el más peligroso. Debido a su rápida propagación. Adicionalmente señala que aparte de ser perjudicial para el hombre también afecta a la flora y fauna, así como la capa de ozono. Y que de todo el petróleo que se encuentra en los yacimientos únicamente se puede extraer entre el 30-40% debido a sus ubicaciones marítimas y su profundidad, en lo cual también recae el riesgo de accidentes y derrame. (Fuentes de energía renovables y no renovables, 2014).

Como medida de seguridad contra la contaminación se han implementado fuentes de energía alternativa entre ellas se encuentran energía eólica, eléctrica, solar, entre otras. Como definición una fuente alternativa de energía es aquella que no depende de extracción de fósiles.

Su principal propósito es la disminución de consumo de energía fósil, así como la emisión de dióxido de carbono, es decir ser un reemplazo, sin embargo, muchos de sus usos recaen en aplicaciones diferentes, aunque esto no descarta la posibilidad de ocupar las mismas aplicaciones con resultados similares. (Conceptode., 2016)

Tabla 1

Tipos de energía y aplicaciones

ENERGIA	APLICACIONES
	FOSILES
Petróleo	Combustibles, lubricantes
Gas natural	Combustible(duchas), calefacción
Carbono	Calefacción
	ENERGIAS ALTERNATIVAS
Eléctrica	Iluminación, motores, fuente energía para maquinas
Solar	Iluminación- proceso para obtener energía eléctrica, térmica
Gas natural	proceso para obtener energía eléctrica

Tabla 1. Tipos de energía y sus aplicaciones. Autoría Propia.

Como se muestra en la tabla 1. Cada tipo de energía tiene su respectiva aplicación y aunque pueden sustituir a otras principalmente a las fósiles, el problema recae en su eficiencia y su calidad, según Kuyper hay cuatro tipos de calidad de energía en las que pueden ser clasificadas como se muestra en la Tabla 2.

Tabla 2

Clasificación y calidad de la energía

Calidad de la energía	Formas de la energía
Muy alta	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Electricidad: arco eléctrico a 2500°C ➤ Fisión nuclear de uranio 235 ➤ Luz solar muy concentrada
Alta	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Calor de alta temperatura (1000-2500°C) ➤ Hidrogeno ➤ Gas natural (metano) ➤ Gasolina ➤ Carbón
Mediana	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Alimentos ➤ Luz solar normal ➤ Viento con velocidad moderada ➤ Flujo hidráulico de alta velocidad ➤ Energía geotérmica concentrada (>100°C)
Baja	<ul style="list-style-type: none"> ➤ Madera ➤ Energía geotérmica dispersa (<100°C)

Tabla 2. Calidad y formas de energía. Tomado de (Juan Carlos Vega de Kuyper , Santiago Ramirez , 2014)

En la figura 2. Se puede observar que entre las fuentes de energía de mayor calidad se encuentra la energía eléctrica y luz solar muy concentrada, de las cuales la más útil por su nivel de eficiencia superior al 90% es la energía eléctrica. (Poveda, 2007).

Dicha eficiencia convierte a la energía eléctrica en la más empleada debido a sus múltiples usos como motores, iluminación, entre otros. Además de sus múltiples formas de obtención dentro de las cuales entran los otros tipos de energía alternativas que tras un proceso de

transformación se convierten en energía eléctrica como por ejemplo: paneles solares, turbinas eólicas ,entre otros. (Juan Carlos Vega de Kuyper , Santiago Ramirez , 2014)

La fuente alternativa de enfoque es la energía solar, por lo cual es imperativo analizar el método de captación solar para su respectiva transformación energía eléctrica y dicha captación se produce mediante paneles solares fotovoltaicos.

Según Kuyper, existen paneles de captación solar térmicos y fotovoltaicos y su diferencia recae en su aplicación como se muestra en la tabla 3.

Tabla 3

Clasificación de paneles solares

TIPO DE PANEL	APLICACION
Térmico	Almacenamiento de energía térmica, Calefacción Celdas térmicas
Fotovoltaico	Almacenamiento de corriente Conducción de corriente Proporciona voltaje Celdas fotovoltaicas

Tabla 3. Tipos de paneles solar y sus aplicaciones. Autoría Propia

Los paneles solares fotovoltaicos están formados por celdas fotovoltaicas los cuales pueden almacenar energía eléctrica a partir de energía solar mediante un convertidor. Y adicionalmente proporcionan un voltaje de salida convirtiéndose en una fuente de electricidad en corriente continua , comúnmente de 12 o 24 voltios. (Jofra, 2017)

Un sistema de obtención solar mediante paneles funciona básicamente con un panel, batería, y regulador de carga. Y su función es cargar una batería de electricidad aprovechando la luz solar, sin embargo, esto se realiza mediante un regulador de carga que impida el retorno de energía al panel y lo quemé, adicionalmente se debe considerar las especificaciones de po-

tencia del panel y batería para optimizar el tiempo de carga en función de del voltaje entregado. Hay que tomar en cuenta que este sistema trabaja en corriente continua por lo que para que sea útil en mayor proporción debe trabajar en corriente alterna, ya que en esta modalidad trabajan componentes eléctricos como teléfonos, computadores, electrodomésticos, entre otros. Y para esto se requiere de un inversor que trabaje dentro de las especificaciones de la batería y el panel. (Jofra, 2017)

En la figura 2 se muestra el esquema de un sistema de energía eléctrica a través de un panel solar.



Figura 2. Esquema de componentes de un sistema de captación solar. Tomado de (Rodríguez, 2016)

Este sistema es integrado en un seguidor solar que mediante actuadores puede seguir la posición del sol a partir de un mecanismo y mejorar la captación de energía solar durante el día que un captador estático. El sistema debe estar en la capacidad de alimentar a sus componentes eléctricos y adicionalmente de proporcionar energía eléctrica para diversos usos mediante tomas de voltaje de 110 voltios.

Justificación

La importancia de este trabajo, recae en que una vez determinado el tipo de energía alternativa a ser utilizada considerando sus ventajas y aplicaciones el cual en este caso es la

energía solar a partir de un seguidor fotovoltaico, se realizará el análisis estructural previo tomando en cuenta aspectos relevantes como perfiles metálicos, esfuerzos máximos y mínimos y resistencia de los buscando una estructura liviana y de bajo costo, situación que en muchos proyectos y publicaciones anteriores no se realiza ya que su enfoque se fundamenta en evaluar la eficiencia energética y su rendimiento en comparación con otras fuentes de energía.

El correcto análisis estructural y diseño de un sistema como el de un seguidor solar puede favorecer el proyecto en el aspecto económico dado que mediante comparación y análisis se puede optar por el material más adecuado en cuanto a peso, resistencia y costos para de esta manera aparte de estar seguros de su funcionalidad, reducir esfuerzos sobre la estructura y reducir la potencia requerida en los actuadores lo cual como consecuencia reduce el consumo de energía almacenada en las baterías y el costo de obtención de dichos actuadores.

Adicionalmente partiendo de un diseño con materiales y dimensiones en base a productos existentes en el mercado se puede generar un modelado y simulado CAE mucho más exactos asignando el material que se escogió anteriormente y ver posibles fallas y colisiones que no fueron determinadas u observadas en los cálculos. Y mediante todo este análisis previo finalmente proceder a construir la estructura y no viceversa

Objetivo General:

Diseñar una estructura metálica para un seguidor solar de dos ejes, en base a un análisis estructural y proceso de simulación CAE, implementando una fuente de energía eléctrica a partir de una fuente de energía solar.

Objetivos Específicos:

1. Recolectar información pertinente a la posición del sol referente a la región Ecuatorial, así como las horas de radiación solar sobre la misma, mediante publicaciones e investigaciones, estableciendo los dos grados de libertad de la estructura del seguidor.
2. Seleccionar el tipo de estructura pertinente para el seguidor solar, mediante un análisis estructural, estableciéndolo como el modelo de análisis y diseño.
3. Definir el tipo de perfil metálico para la estructura principal y mecanismos secundarios, mediante un análisis estructural de esfuerzos, normativa de estructuras para paneles solares y análisis de costos, definiendo el perfil óptimo para el modelo de estructura propuesto.
4. Efectuar un prototipo virtual de la estructura propuesta, así como sus respectivos grados de libertad, mediante modelado 3d y simulación de movimientos y esfuerzos, valorando el prototipo funcional.
5. Evaluar el peso total de la estructura, en función del perfil metálico seleccionado, componentes eléctricos y diseño final de la estructura, empleando los datos obtenidos en el análisis estructural y demás características requeridas, seleccionando el tipo de actuadores necesarios.
6. Construir una estructura para un seguidor solar con dos grados de libertad, mediante un proceso anterior de análisis y estudio, así como selección de materiales, permitiendo la captación de energía solar óptima para su respectiva conversión a energía eléctrica.

7. Realizar el análisis de costos en función de las opciones de materiales antes de construir el modelo propuesto y el análisis de costos final una vez realizado comparándolos y definiendo si efectivamente existe una reducción de costos.

Estado Del Arte

Todo sistema de seguimiento solar se fundamenta y apoya en una parte electrónica y otra mecánica, no obstante, en su mayoría su estudio previo se enfoca principalmente en la eficiencia energética, así como la precisión de las lecturas de sensores y la capacidad de respuesta de los actuadores. (Martinez jair , Hernandez Edgar, 2014). Por otra parte, el análisis estructural para el modelo mecánico no fundamenta la selección de perfil ni dimensionamiento o comparaciones analíticas de esfuerzos y resistencia en distintos perfiles metálicos en ningún estudio previo.

En modelos propuestos e implementados en años anteriores se puede encontrar prototipos cuyo diseño cumple con la función del seguimiento posicional del sol, sin embargo, no se evidenciaba un análisis estructural para el diseño de los mismos, puesto que su enfoque corresponde a la eficiencia energética.

En el año 2008, en la figura 3 se muestra un modelo de seguidor solar de un solo eje propuesto por Rizk y Chayco, el que presentaba un esquema de posicionamiento de tres etapas:

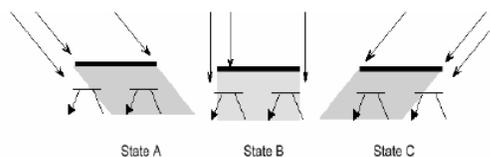


Figura 3. Estados de posicionamiento y captación solar en tres etapas. Tomado de: (Rizk.J & Chayco, 2008)

En dicho modelo el objetivo se enfocaba en el estudio de rendimiento energético en base la captación de energía solar en los 3 estados en diferentes horas del día;

- Estado A: Captación de radiación solar lateral con grado de inclinación con respecto al panel, solo la mitad de las celdas funcionan óptimamente.
- Estado B: Captación de radiación solar perpendicular al panel, todas las celdas funcionan óptimamente.
- Estado C: Captación de radiación solar lateral opuesto, solo la mitad de las celdas funcionan óptimamente.

Este modelo realiza un estudio de eficiencia energética en las tres etapas y establece un mecanismo de seguimiento para optimizar la captación de radiación como se observa en la figura 4, sin embargo, no evidencia un análisis estructural.



Figura 4. Prototipo de seguidor solar, tomado de: (Rizk.J & Chayco, 2008).

Otro modelo más concreto y que emplea el sistema de dos ejes, fue presentado en el año 2012 por Heriberto Guardado y Eulises Rivera. Del cual cabe destacar que entre sus objetivos además del estudio energético del sistema está él diseñar y construir un seguidor solar de

dos ejes en base a la selección de materiales y tipos de actuadores asemejándose al objetivo de la tesis presente.

En la figura 5, se evidencia que Guardado y Rivera basaron su diseño en la relación de potencia y ángulo de inclinación

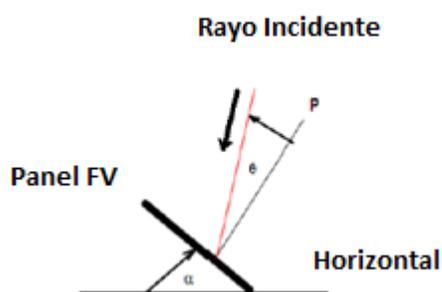


Figura 5. Relación de potencia incidente y ángulo de inclinación. Tomado de: (Guardado Heriberto, Rivera Eulises, 2012)

En base a esta relación, determinaron el peso que debería soportar la estructura del seguidor y el tipo de actuadores que emplearían en el mecanismo, de esta manera propusieron el diseño de una estructura de tipo mono poste como se muestra en la figura 6.

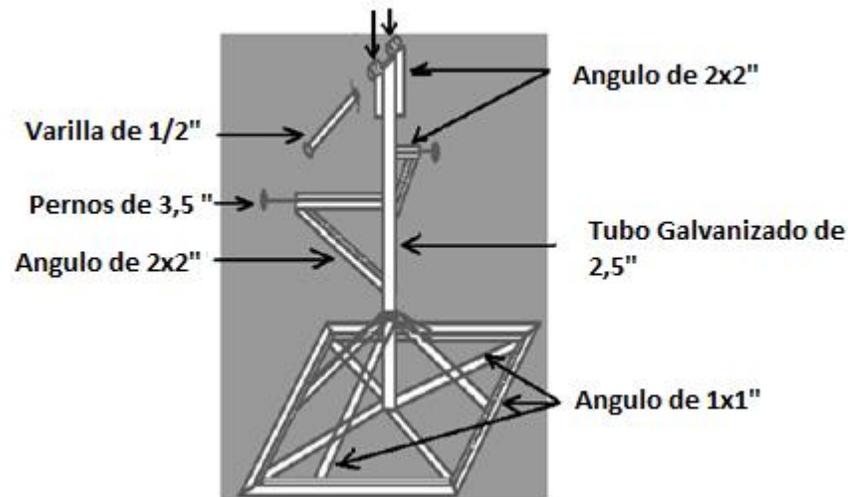


Figura 6. diseño de estructura tipo mono poste. Tomado de: (Guardado Heriberto, Rivera Eulises, 2012)

En el modelo de Guardado, desafortunadamente no se sustenta el análisis estructural en sus criterios de diseño, sin embargo se puede destacar que su diseño consta de las especificaciones de los materiales empleados y sus dimensiones como se muestra en la figura 7, y su rango de trabajo en cuanto al desplazamiento angular como se muestra en la figura 7, por lo cual se puede afirmar que considero dichos aspectos en sus criterios de diseño y su modelo puede asemejarse a lo que se busca realizar en la presente tesis.

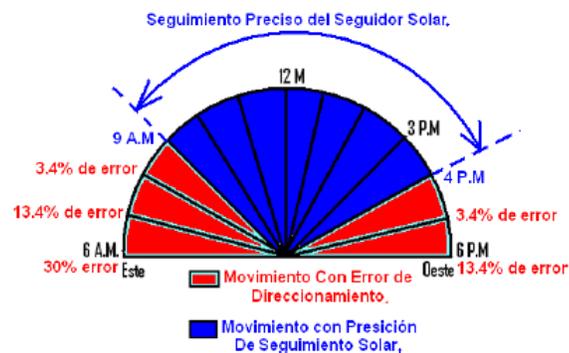


Figura 7 Alcance máximo de sistema diseñado en su direccionamiento. Tomado de: (Guardado Heriberto, Rivera Eulises, 2012)

Un último modelo a evaluar es el diseño de Martínez y Hernández propuesto en el año 2014 y básicamente uno de los más recientes que en concreto es el más completo, dado que, además de presentar el material utilizado, así como sus dimensiones, contempla dos ejes de movimiento como se muestra en la figura 8, dicho modelo refleja sus grados de libertad en Azimut y Altitud siendo esta rotación sobre su propio eje y distancia vertical con respecto al sol respectivamente.

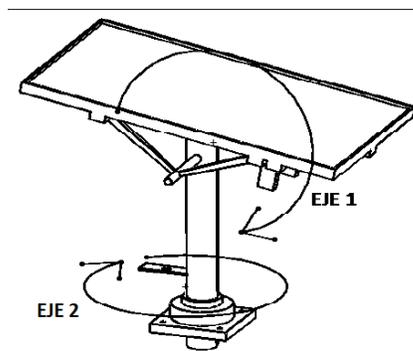


Figura 8 Movimiento del panel en dos ejes, altitud y azimut. Tomado de: (Martínez jair , Hernández Edgar, 2014)

El modelo propuesto por Martínez se asemeja bastante al proyecto que se va a realizar debido a sus grados de libertad y las especificaciones de materiales, sin embargo, carece de un análisis estructural que muestre posibles alternativas de materiales en cuanto a resistencia y costos.

Tras evaluar y contrastar tres modelos propuestos en diferentes años cabe resaltar el estudio solar y de eficiencia de cada uno, sin embargo con respecto al tema que corresponde a la tesis presente ,los dos últimos modelos se acercan más al estudio estructural de un seguidor solar, sin embargo ninguno de estos modelos evalúa y compara entre posibles opciones de materiales a emplear o perfiles metálicos en base a un análisis de datos resultados tras calcu-

lar esfuerzos y deformaciones sobre la estructura y es el problema que se planea solucionar con esta tesis.

Para llevar a cabo la integración de un seguidor solar de dos ejes partiendo de un enfoque en su estructura se partirá de los objetivos de la presente tesis como son estudiar el movimiento solar en la zona regional donde se encontrara ubicado el seguidor, aspecto que se realiza en todos los modelos propuestos, sin embargo no con el propósito de evaluar eficiencia energética, sino de evaluar el sistema de movimiento en los grados de libertad del seguidor para procurar que su posición con respecto al sol sea perpendicular.

En segunda instancia analizar cálculos de esfuerzos sobre la estructura determinando el material óptimo para la estructura empleando una comparación de materiales con valores de cargas fijas para optar por una decisión correcta en base a resistencia y costos y reduciendo así el consumo de energía en la potencia empleada por los actuadores.

De igual manera determinar la geometría óptima para la sujeción de los paneles y actuadores en función de los perfiles metálicos existentes en el mercado en base al material pertinente que se seleccione con anterioridad.

Finalmente se define una estructura para ser modelada y simulada en un programa CAD para contemplar posibles fallas antes de construir el seguidor.

Antes de proceder con el desarrollo del proyecto es importante definir ciertos términos y conceptos fundamentales para la comprensión del trabajo y su metodología. En esta parte del proyecto se presentan algunos de los términos manejados conjuntamente con su definición, para lo cual es importante empezar por definir que es una estructura y un mecanismo de dos grados de libertad.

Se define como estructura a un conjunto de elementos cuyo número de grados de libertad es 0 o menor según su clasificación, por ende, no presenta movimiento en ninguno de sus componentes y se la puede definir como regida o flexible si esta se deshace o no cuando se retira sus puntos de apoyo. Generalmente empleados para soportar cargas y proporcionar apoyo.

Estructuras Hiperestáticas

Se conoce como estructura hiperestática, a aquella estructura que en estática se encuentra en equilibrio, destacando que las ecuaciones que expone la estática no son suficientes para saber las fuerzas externas y reacciones que posee. Una estructura es internamente hiperestática si las ecuaciones de la estática no son suficientes para determinar los esfuerzos internos de la misma. Una estructura es externamente hiperestática, esto se da si las ecuaciones no son suficientes para determinar las fuerzas de reacción que hay desde la estructura al suelo. (Luiza, 2017).

Estructuras Isostáticas:

Las estructuras isostáticas son aquellas que sus reacciones pueden ser calculadas con las ecuaciones de la estática, Es decir; La sumatoria de las fuerzas en los planos (x, y, z) es igual a cero y la sumatoria de los momentos en los planos (x, y, z) es igual a cero. De una forma un poco más técnica podemos decir que una estructura isostática posee igual número de ecuaciones que de incógnitas, por lo cual, se puede resolver mediante un simple sistema de ecuaciones lineales.

les o por los métodos básicos ya conocidos (Por ejemplo: Suma y resta, sustitución, regla de Cramer, entre otros). (Luiza, 2017)

Resumiendo lo anterior, una estructura isostática difiere de una hiperestática en su manera de ser calculadas y de igual manera del número de componentes que posee cada una, así como la mayor rigidez evidente por parte de la hiperestática.

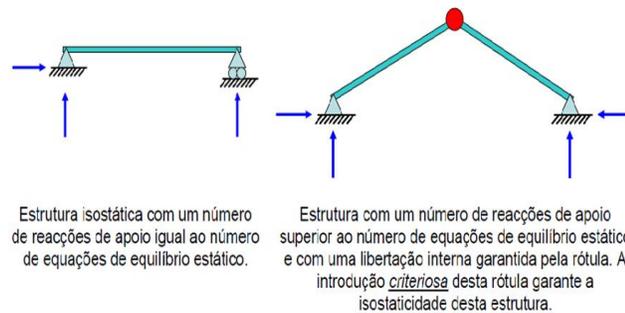


Figura 9. Diagrama de estructura isostática e hiperestática. Tomado de : (conceptos,fuerzas, vectores, 2017)

Grados de libertad

Por grado de libertad se entiende el número de entradas independientes requeridas para determinar la posición de todos los eslabones del mecanismo respecto a tierra en cualquier instante. En muchos casos resulta posible conocer la movilidad de un mecanismo a partir del número de eslabones y la cantidad y tipo de los pares que los enlazan. (Studocu, 2018)

El criterio de Grüber para mecanismos planos establece que la Movilidad Está Dada

Por la formula descrita en la figura 10.

$$G = 3 \cdot (N - 1) - 2 \cdot P_1 - P_n$$

Figura 10. Criterio de Grubler. Tomado de : (Studocu, 2018).

Donde:

G=grados de libertad

N=número de miembros del mecanismo

PI=número de pares binarios de un grado de libertad

PN=número de pares binarios de dos grados de libertad

Método

El método a ser empleado en el proyecto de titulación presente, corresponde al científico.

El método científico es una serie ordenada de procedimientos de que hace uso la investigación para observar la extensión de nuestros conocimientos. Podemos concebir el dicho método como una estructura, un armazón formado por reglas y principios coherentemente concatenados.

Quizás uno de los más útil o adecuado, capaz de proporcionarnos respuesta a nuestras interrogantes. Respuestas que no se obtienen de inmediato de forma verdadera, pura y completa, sin antes haber pasado por el error. Esto significa que el método científico llega a nosotros como un proceso, no como un acto donde se pasa de inmediato de la ignorancia a la verdad. (Nohelys, 2014)

Este método tiene una serie de pasos concatenados a seguir y en base a los cuales se desarrolla el proyecto con el propósito de mantenerlo estructurado bajo una estructura científica. En la figura 11 se puede evidenciar los pasos que se deben seguir en conjunto son su respectiva descripción de lo que se realiza en cada uno de ellos.

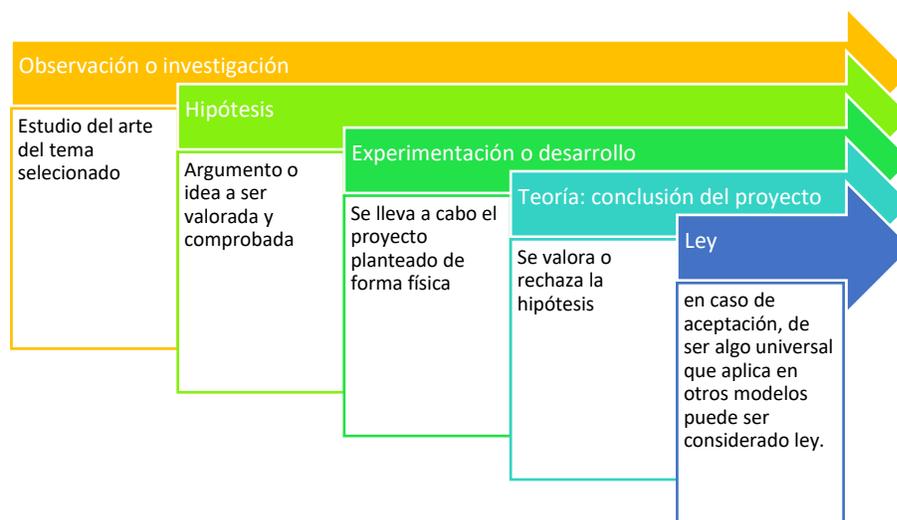


Figura 11. Pasos a seguir en el método científico. Autoría propia

Hipótesis:

El análisis estructural previo al diseño de un seguidor solar de dos ejes, en función de sus materiales y perfiles puede reducir los esfuerzos generados en la estructura del mismo obteniendo una estructura liviana.

Análisis Solar De La Región:

Según la secretaria del ambiente del Ecuador (REMMAQ) el sol sale de Este y su ocaso se da en el Oeste, teniendo un rango de 12 horas de sol durante el día. No obstante, no todo el día se tiene el mismo nivel de intensidad lumínica ni radiación solar por lo cual la secretaria

implemento solmáforos en distintos puntos de la ciudad con el fin de medir el nivel de radiación ultravioleta por seguridad de la población. (REMMAQ, 2015)

Sin embargo, esta información también puede ser empleada como datos para los parámetros del seguidor solar. Dada la ubicación de la universidad Sek el semáforo más cercano se encuentra ubicado en el parque bicentenario. Ya que la variación del intensidad solar se produce durante el día y más aún durante los días se seleccionó registros gráficos de la REMMAQ de la radiación en la zona , procurando la de los días con mayor y menor radiación para ser empleados como límites.

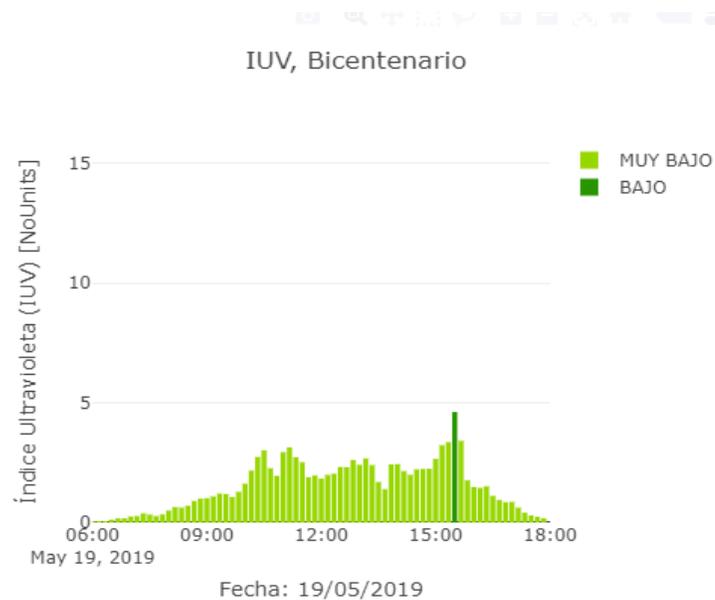


Figura 12. Índice UV en un día nublado. (REMMAQ, 2015)

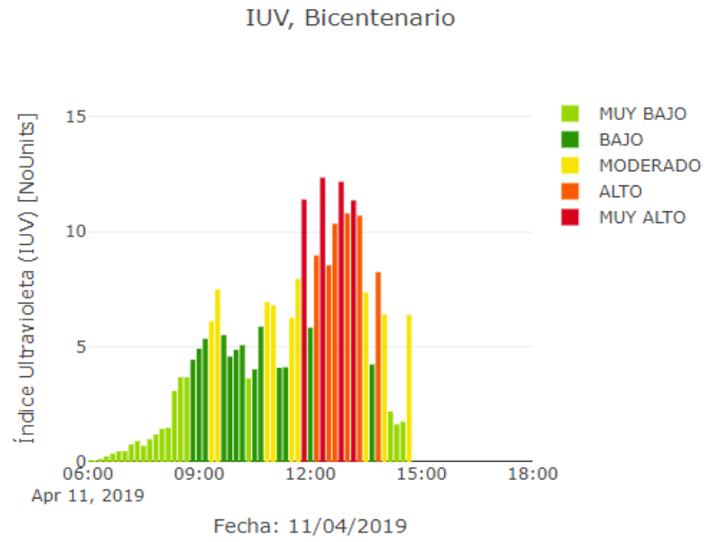


Figura 13. Índice UV de un día normal. (REMMAQ, 2015)

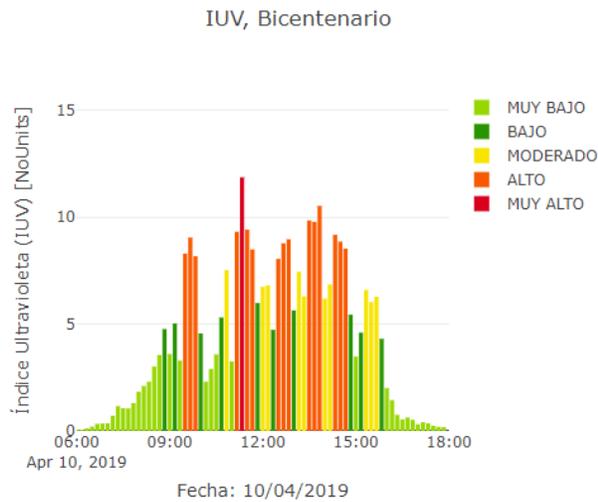


Figura 14. Índice UV de un día muy soleado. (REMMAQ, 2015)

En las figuras anteriores se puede evidenciar como varía la intensidad solar durante el día y con el pasar de los días. Adicionalmente se puede evidenciar tres situaciones diferentes, en la figura 12 se puede observar un día nublado con poca intensidad solar , la figura 13 des-

cribe la concentración solar en un día normal , y la figura 14 muestra la radiación en un día muy soleado en un periodo de 12 horas de sol.

El propósito de estas graficas es mostrar la variación de concentración de luz solar, y principalmente el movimiento solar descrito anteriormente al cual debe acoplarse el seguidor solar, el cual fundamentará su movimiento en base a las tres etapas de captación solar descritas en el modelo de Rizk en la figura 3 y el ángulo de desplazamiento vertical en función de la potencia incidente empleado en el modelo de Guardado en la figura 5.

Para poder emplear dicho ángulo de inclinación en función de la potencia incidente es importante verificar las normas de instalación de paneles solares. Según la IDAE estas normativas se aplican en edificios privados y públicos en los cuales se emplea como fuente primaria de energía o se trabaja a gran escala con paneles solares y tienen diversos usos como, por ejemplo, fuente de energía eléctrica, calentadores de agua, entre otros.

Sin embargo, en cuestiones de instalaciones existe una norma que se puede emplear y hace referencia al ángulo de instalación. Esta norma se encuentra en el artículo 9 de la IDAE la cual corresponde a condiciones de instalación en el punto 9.1 inciso b, establece que los paneles deben ser montados en un ángulo de 45 grados con respecto a un plano horizontal, por lo tanto (IDAE, 2015), en función de esta normativa se buscara que el ángulo máximo de inclinación del seguidor solar sea de 45 grados y siga la trayectoria del sol de Este a Oeste con la ayuda de un actuador rotativo.

Modelo De Estructura

Grados De Libertad

En esta parte del documento se procede a mostrar gráficamente una aproximación virtual de la estructura que será construida posteriormente, para lo cual se debe partir por establecer los grados de libertad en base al diagrama de eslabones y respectivos cálculos de movilidad.

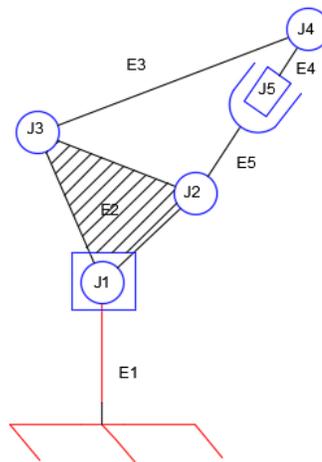


Figura 15. Esquema grados de libertad. Autoría propia

En la figura 15 se puede observar el esquema del conjunto de eslabones del seguidor solar, el cual consta de 5 eslabones y 5 juntas de las cuales cabe destacar que la junta J1 es giratoria y la junta J5 es lineal y que el eslabón E1 tiene color rojo ya que representa la bancada, adicionalmente se tiene un eslabón ternario el cual es E2 ya que a este se conectan tres eslabones diferentes.

En base al número de juntas y eslabones se procede a calcular los grados de libertad del seguidor solar propuesto aplicando la ley de Kutzbah's

$$M = 3 * (L - 1) - 2J_1 - J_2 \quad (1)$$

Donde

M = Grados de libertad

L = Numero de eslabones

J₁ = Numero de juntas

J₂ = Nmuero de semijuntas

Empleando los valores del modelo propuesto se tiene el siguiente número de grados de libertad:

$$E = 5$$

$$J_1 = 5$$

$$J_2 = 0$$

$$M = 3 * (5 - 1) - 2 * (5) - 0$$

$$M = 2$$

Como se muestra en la formula anterior se obtienen dos grados de libertad, por lo cual en base al diseño de eslabones y movilidad el modelo propuesto cumple con la condición de ser un seguidor de dos ejes. Consecutivamente se procede a determinar el material del soporte principal de la estructura el cual puede ser de aluminio o acero para tomar una decisión se procede a evaluar los esfuerzos sobre la estructura y ver la resistencia de los materiales hacia los mismos.

Para empezar, se procede a realizar un diagrama de cuerpo libre del soporte principal y de esta manera determinar las cargas máximas sobre el mismo.

Análisis Estático De La Columna Principal.

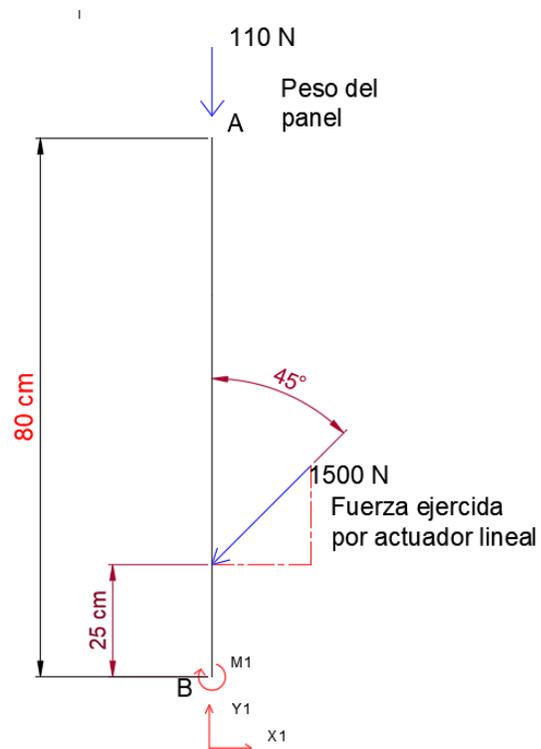


Figura 16. Diagrama de cuerpo libre de columna principal o eslabón ternario. Autoría propia

En la figura 16 se pueda apreciar el diagrama de cuerpo libre de la estructura principal o eslabón ternario el cual tomando en cuenta el ancho del panel solar de 67 cm establecida en las especificaciones del panel en la tabla 4, tiene una longitud de 85 cm para abarcar el pistón el cual según la IDAE debe colocarse en función de que el panel capte la luz solar en un ángulo de 45 grados, en base a esto la fuerza de 1500 N que es la que ejerce el pistón, se encuentra a 45 grados, formando un triángulo isósceles con el panel solar.

La figura 16 muestra las fuerzas que actúan sobre la columna en el momento más crítico el cual corresponde al levantamiento del panel cuando el pistón debe vencer la inercia y

consumiendo entre 3 a 4 amperios genera una fuerza máxima de 1500 N , aspectos que se registran en su hoja de especificaciones

Tabla 4

Especificaciones del panel

Especificaciones Del Panel	
Potencia máxima	175 W
Tolerancia de potencia	0-3%
Corriente máxima	8.85 A
Voltaje máximo	19.77 V
Corriente circuito corto	9.25 A
Corriente circuito abierto	23.79 A
Voltaje circuito abierto	23.79 V
Peso	11.00 KG
Dimensiones	1480*670*30 mm
Tipo de celda	Monocrystalina
Clase de aplicación	A

Tabla4.Especificaciones técnicas de panel solar de 175 W. Autoría propia.

Realizando sumatoria de fuerzas y momentos se obtuvo las tres reacciones del empotramiento de la columna principal las cuales son:

$$\sum F_x = 0 \quad , \quad \sum F_y = 0 \quad , \quad \sum M = 0 \quad (2)$$

$$X1 = 1060,66 \text{ N}$$

$$Y1 = 1176,66 \text{ N}$$

$$M1 = 363,765 \text{ Nm}$$

Con estos valores se puede proceder a calcular los esfuerzos en los perfiles metálicos de aluminio y acero de tipo redondo hueco con espesores entre 3 y 8 mm para garantizar que soporte la carga a la que se encuentra sometida y no sufra mayor deformación al momento de realizar operaciones de mecanizado como perforaciones o soldas.

Selección De Material

Para poder optar por un material y su diámetro se va a sobredimensionar, tomando en cuenta el perfil redondo hueco de mayor diámetro de cada catalogo (aluminio y acero) como se muestra en las tablas 5 y 6 para considerarlo un factor de seguridad de 5 y en base a este punto de referencia más el rango de espesores, determinar las posibles opciones en cuanto a diámetro de cada material que soporten los esfuerzos, y de estas opciones analizando peso y costo tomar una decisión.

Tabla 5:

Diámetros perfil redondo hueco de acero A36

Diámetro nominal (mm)	Peso (Kp/m)	Espesor (mm)
50,2	10,51	2
100,5	11,7	5
100,6	13,9	6
125,5	14,8	5
125,6	17,6	6
200,8 MAX	37,9	8

Tabla 5. Perfiles huecos de acero. Recuperado de (Ingemecanica.com, 2017)

Tabla 6:

Diámetros perfil redondo hueco de aluminio

Diámetro nominal (mm)	Peso (Kp/m)	Espesor (mm)
50,23	4,81	3
90,6	4,38	6
114,3	4,93	5,2
152,4	5,12	4
120,65 MAX	6,32	6,35

Tabla 6. Perfiles huecos de aluminio. Recuperado de (Cedal, 2015)

A continuación, se procede a calcular el esfuerzo máximo sobredimensionado con el perfil más grande de cada material representándolo con un factor de seguridad de 5 y comparar los perfiles seleccionados con el mismo, evaluando así cual sería el perfil y material optimo en base a su factor de seguridad y costos.

El empleo de un factor de seguridad de 5 se justifica en que dicho factor se emplea para garantizar seguridad en estructuras sobre las cuales transitan o se encuentran personas, por lo cual puede ser considerado el factor límite para establecer el factor de seguridad del seguidor solar, el cual debería ser de 3 como máximo ya que la estructura no soportará cargas mayores ni la intervención de vidas humanas que puedan estar en riesgo.

Para determinar el esfuerzo sobre la estructura se empleará la fórmula de esfuerzo normal directo para compresión o tensión que está dada por:

$$\sigma = \frac{F (N)}{A (m^2)} \quad (3)$$

Tabla 7:

Esfuerzos resultantes sobre área de los perfiles metálicos

Material	Diámetro nominal (mm)	Fuerza Max(N)	Área	Esfuerzo (Mpa)	FS equivalente
Acero	50,0	1500	0,00134	0,878	2
	100,5	1500	0,00149	0,789	2
	100,6	1500	0,00177	0,664	2
	125,5	1500	0,00188	0,626	2
	125,6	1500	0,00224	0,525	3
	200,8	1500	0,00483	0,243	5 Máximo
Aluminio	50,23	1500	0,00571	0,206	2
	90,6	1500	0,00159	0,740	1
	114,3	1500	0,00415	0,23	3
	120,65	1500	0,00531	0,221	3
	152,4	1500	0,00617	0,191	5 Máximo

Tabla 7. Esfuerzos máximos sobre perfiles metálicos. Autoría propia.

En la tabla 7 se puede evidenciar el esfuerzo máximo resultante sobre el área de cada perfil. Se designó como factor de seguridad 5 al perfil con menor esfuerzo registrado porque si se compara con el límite de fluencia del material se obtendría un factor de seguridad superior

a 100, puesto que no son cargas que representen mayor esfuerzo en el soporte principal del seguidor.

Una vez registrados los esfuerzos se puede decir en primera estancia que el aluminio registra mayor factor de seguridad comparado a su máximo y menores esfuerzos que en el acero sin embargo no es el material definitivo puesto que se debe comparar costos de cada material y su perfil en función de la longitud requerida, como se muestra en la tabla 8.

Tabla 8.

Análisis de costos de perfiles de acero y aluminio

Material	Diámetro nominal (mm)	Longitud requerida (m)	Costo de longitud aproximado (\$)
Acero	50,0	0,85	5
	100,5	0,85	7
	100,6	0,85	15
	125,5	0,85	22
	125,6	0,85	22
	200,8	0,85	30
Aluminio	48,23	0,85	9
	90	0,85	16
	114,3	0,85	21
	120,65	0,85	25
	152,4	0,85	33

Tabla 8. Análisis de costos de cada material. Autoría propia.

El costo de la longitud requerida es aproximado y se obtuvo de cerrajerías que trabajan con el tipo de material indicado, ya que en distribuidores de tubería metálica, no venden por secciones pequeñas, comúnmente lo realizan a partir de los 6 metros como venta individual.

Según Cedal y Construye Ecuador, el precio del aluminio varía entre 1,5 a 2 veces el valor del acero A36 según el tipo de compra, si es por peso, unidades o longitud. En este caso se compraría por longitud ya que para el soporte principal se necesita menos de un metro y

veinte centímetros de tubería, en base a estos datos aun con el valor del aluminio siendo el doble del acero se podría justificar el precio ya que no se requiere de mayor longitud de material y prevalece el hecho de que dicho soporte sea liviano para reducir la potencia del actuador giratorio.

Ya establecidos esfuerzos y costos se proceden a decidir que el material seleccionado es el aluminio de 50,23 mm de diámetro por su fácil accesibilidad en el mercado por sobre los demás ya que el resto de perfiles redondos Cedal los fabrica bajo pedido o los vende al por mayor dificultando su obtención, y tener uno de los menores esfuerzos registrados, con un factor de seguridad de 2 lo cual es bastante apropiado tomando en cuenta que las cargas son mínimas y no forzarán al material hasta su límite, no obstante, no se descarta el hecho de que en caso de existir complicación en la adquisición del perfil se procederá a optar por otro diámetro e incluso por un perfil en acero.

Una vez determinados los esfuerzos y el material se proceden a realizar un prototipo virtual en un programa CAD (inventor) y simular dichos esfuerzos, así como su funcionamiento con cada material para verificar y comparar resultados con los del sistema en base a un mallado especificado el cual se explicará posteriormente y adicionalmente verificar que no existan colisiones en el modelo propuesto antes de construirlo.

Prototipo CAD

Por otro lado, la base tendrá geometría triangular isósceles, debido a que dicha geometría la más indicada para estructuras ya que debido a sus tres extremos y lados distribuye y soporta las cargas existentes en 3 puntos volviéndola menos propensa a deformaciones, dicha base por cuestiones de estética y seguridad de los componentes eléctricos tendrá los pedestales

les o columnas del mismo perfil de la columna principal aprovechando el material y las paredes laterales de vidrio de 8mm por cuestiones de seguridad ya que las tapas serán de tol de acero A36 de 2 mm y deben ser sujetadas al vidrio con pernos.

El uso de tol se sustenta en que el peso de la batería es de 23 kilogramos sumado el del inversor es un total de 30 Kg, y con el diseño propuesto el esfuerzo generado por dicho peso que se calculará más adelante se distribuirá en las planchas, el vidrio y sobretodo en los pernos, además de favorecer la estética y mediante el sellado de silicona proteger los componentes electrónicos.

En la figura 17 se puede observar la geometría de la base conjuntamente con sus dimensiones, desde una vista superior

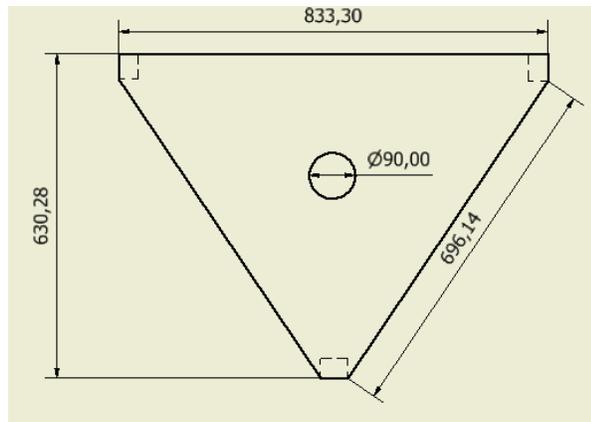


Figura 17. Vista superior de base de acero. Autoría propia

En las vistas lateral y frontal de las figuras 18 y 19 se puede observar la altura y el espacio del compartimiento para el almacenamiento de los componentes electrónicos. Cabe resaltar que la estructura en la mitad de la base es donde ira ubicado el motor del segundo eje y dicho espacio además de favorecer su posicionamiento y ajuste protege del ambiente al actuador rotativo.

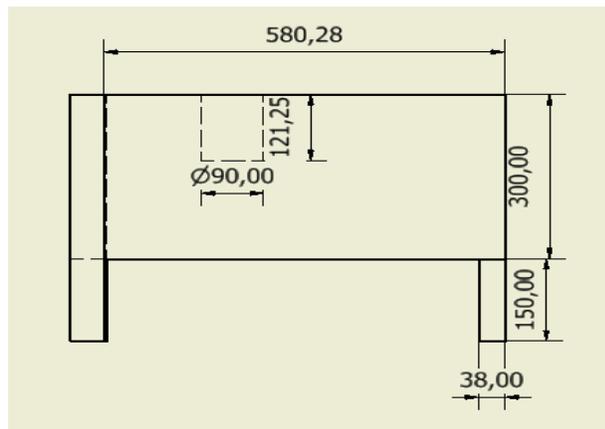


Figura 18. Vista lateral de la base. Autoría Propia

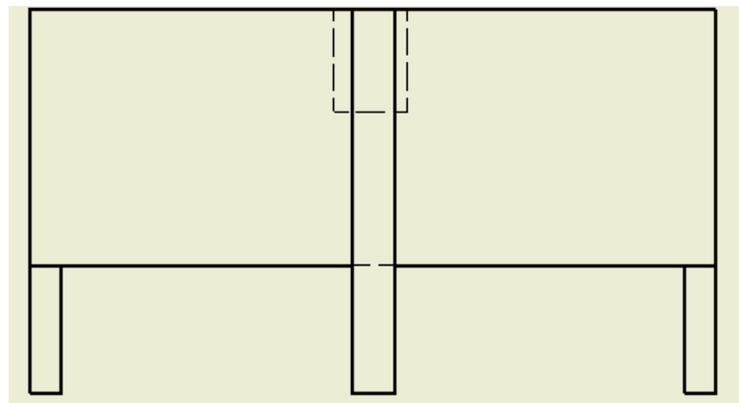


Figura 19. Vista frontal base triangular. Autoría propia

El momento generado sobre el tol de acero por el peso de los componentes electrónicos en base a la distancia desde el punto central del soporte está dado por:

$$M_x = F * d \quad (4)$$

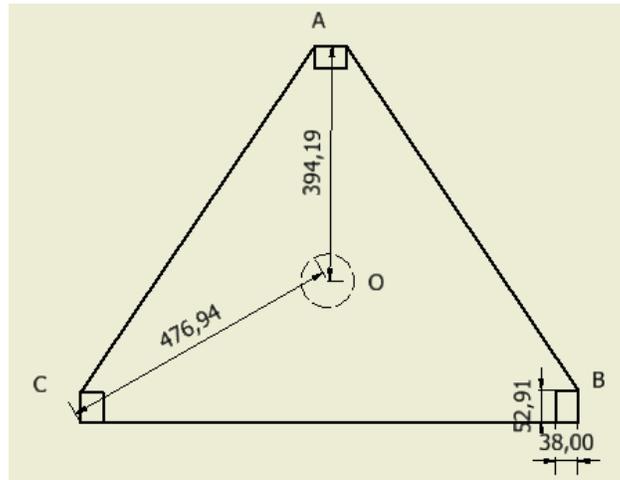


Figura 20. Distancias desde el centro de la base hacia los pilares. Autoría propia.

Antes de proceder a calcular los momentos generados en la base es importante destacar que la distancia OB es igual a OC puesto que se mencionó que es un triángulo isósceles, por esta razón no se acotó esa distancia. Y la carga aplicada corresponde a 300 N o 30 kg.

$$M_{OA} = 300N * 0,394m = 118,2 Nm$$

$$M_{OB} = 300N * 0,476 = 142,8 Nm$$

Con los momentos resultantes se puede evaluar que son menores que el momento resultante sobre la columna de aluminio, por ende, tomando en cuenta que el material de la base es acero A36 y vidrio de 8 mm es un factor despreciable que no producirá deformación sobre la base ni comprometerá la integridad de la estructura.

Con los criterios de diseño establecidos y los materiales a emplear en cada sección del seguidor se presenta el prototipo virtual del modelo propuesto como se observa en la figura

21.

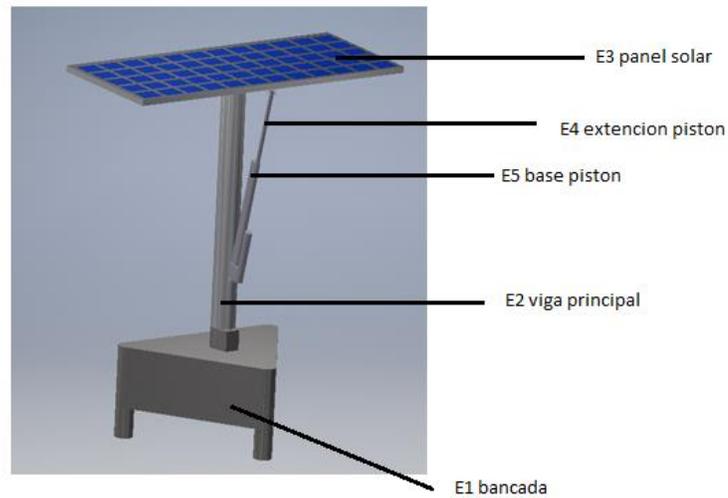


Figura 21. Modelo virtual propuesto. Autoría propia

Simulación Estática

A continuación, se procede a realizar la simulación de esfuerzo virtualmente sobre la columna principal, tomando en cuenta un mallado de 8 y 4 mm justificando este proceso en que según el criterio de diseño estructural internacional para una estructura ligera se emplea mallado de 8 mm y para una de mayor peso o complejidad se considera de 4 mm el mallado, y en caso de intervención de personas en la estructura para mayor seguridad un mallado de 2 mm, ya que en la estructura presente no influye la presencia de personas se descarta la malla de 2mm pero se efectúan las otras dos como punto de comparación y evaluación y por la precisión de la convergencia en cada nodo de la estructura efectuado por el programa y procesador del computador.

Para asignar la dimensión de malla al elemento en Inventor se debe ingresar a entornos y dirigirse a la sección malla y posteriormente seleccionar la pestaña “seleccionar malla local”

ítem marcado en rojo en la figura 22 y finalmente colocar el valor de malla, en esta ocasión será de 4 y 8 mm en dos procesos diferentes.

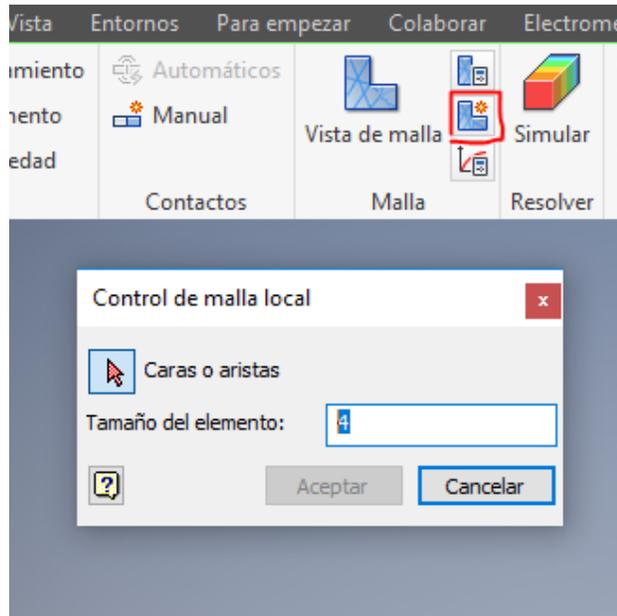


Figura 22. Tamaño de malla de elemento. Autoría Propia

Tomando en cuenta que la computadora en la cual se realiza el mallado y simulación no es muy avanzada es común que existan errores y limitaciones en el estudio y análisis del mallado, sin embargo, esto se compensa con la poca complejidad de la estructura y la simulación de esfuerzos con malla de 4 y 8 mm.

Para mayor comprensión es importante definir convergencia y básicamente es un punto donde se intersecan o unen varias líneas, y es fundamental en un mallado ya que un cuerpo sólido descompuesto en nodos con mayor grado de convergencia genera resultados más concretos y exactos puesto que tiene más puntos de análisis.

Las condiciones bajo las cuales se asignaron las fuerzas en la simulación estática, corresponden a las mismas bajo las cuales se planteó el diagrama de cuerpo libre, representando

el punto más crítico el cual es cuando el pistón debe vencer la inercia para elevar al panel partiendo de un ángulo de 45 grados, acción en la que como se mencionó anteriormente el pistón genera una fuerza de 1500 N y dado que panel tiene un eje de rotación esta fuerza es transmitida hacia la columna principal.

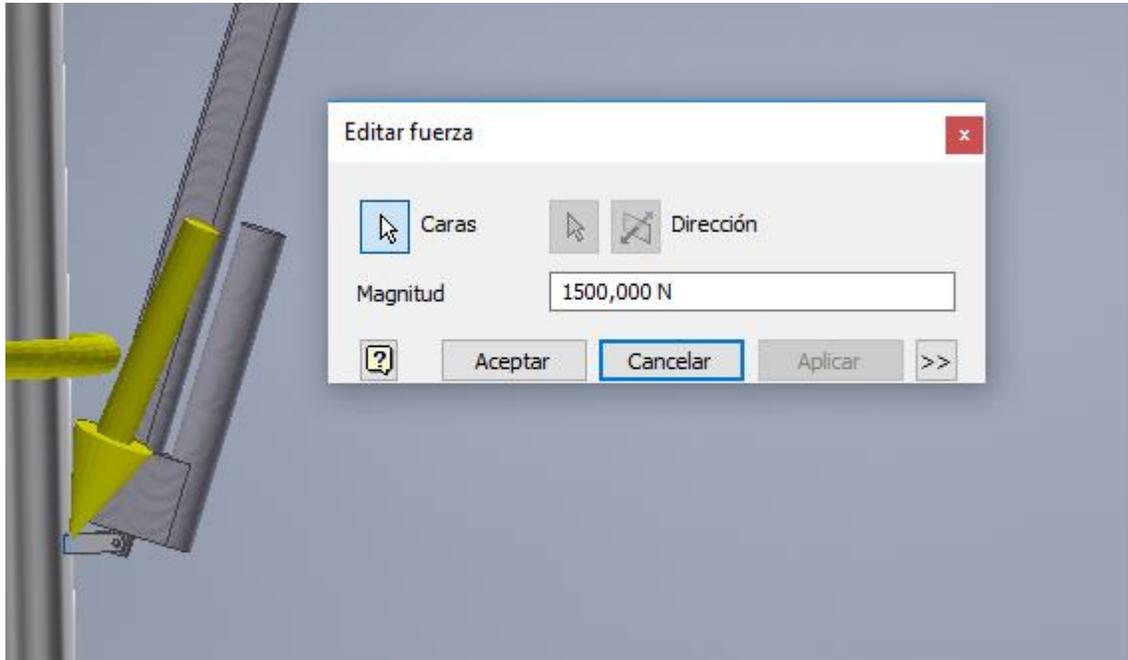


Figura 23. Fuerza ejercida sobre la columna principal por el pistón. Autoría Propia.

En la figura 23 se observa la primera condición de simulación correspondiente a la fuerza de 1500 N ejercida por el pistón sobre la columna y se la aplica en la unión del anclaje del pistón con la columna porque es la zona que soportara la fuerza ejercida.

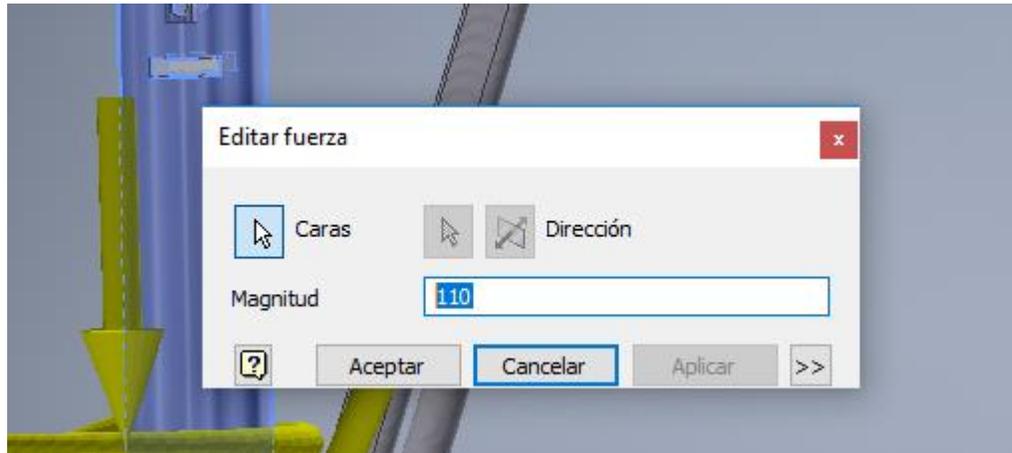


Figura 24. Fuerza ejercida por el peso del panel sobre la columna. Autoría propia

En la figura 24 se observa la siguiente condición de simulación, correspondiente a la carga de 110 N producida por el peso de panel sobre la columna principal, la cual se aplicó en la zona transversal de la columna.

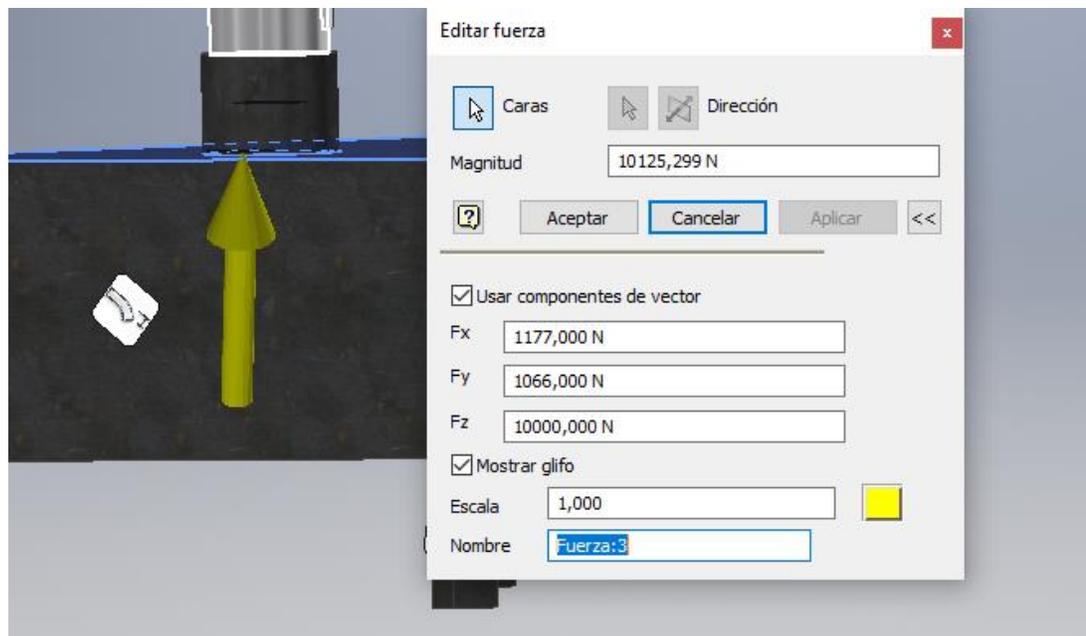


Figura 25. Reacciones ejercidas sobre la columna con respecto a la base. Autoría propia.

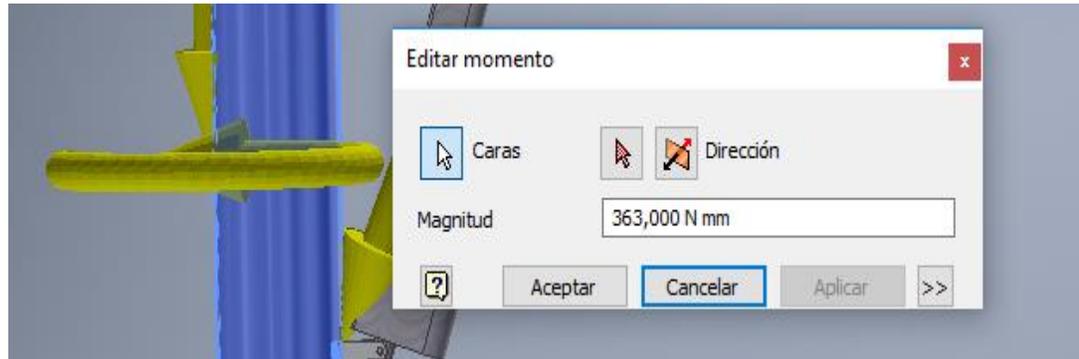


Figura 26. Momento ejercido sobre la columna principal. Autoría Propia

En la figura 26 se observa las reacciones calculadas anteriormente, que actúan sobre la columna principal con respecto a la base, así como su momento en la figura 26 generado al considerar a la base como fija, estas reacciones concretan la última condición de simulación de la estructura.

En la figura 27 se puede observar la simulación estática en la columna con un mallado de 8 mm y se puede distinguir que todos los esfuerzos son muy bajos como los que se calculó anteriormente ya que los componentes que emplea son ligeros. En esta malla local se puede observar un total de 87807 nodos o puntos de análisis distribuidos a lo largo de la estructura, y aunque toda la zona se encuentra en un rango de esfuerzo mínimo el punto más crítico recae en la unión del pistón con la columna, aspecto que se mostrara más adelante en resultados.

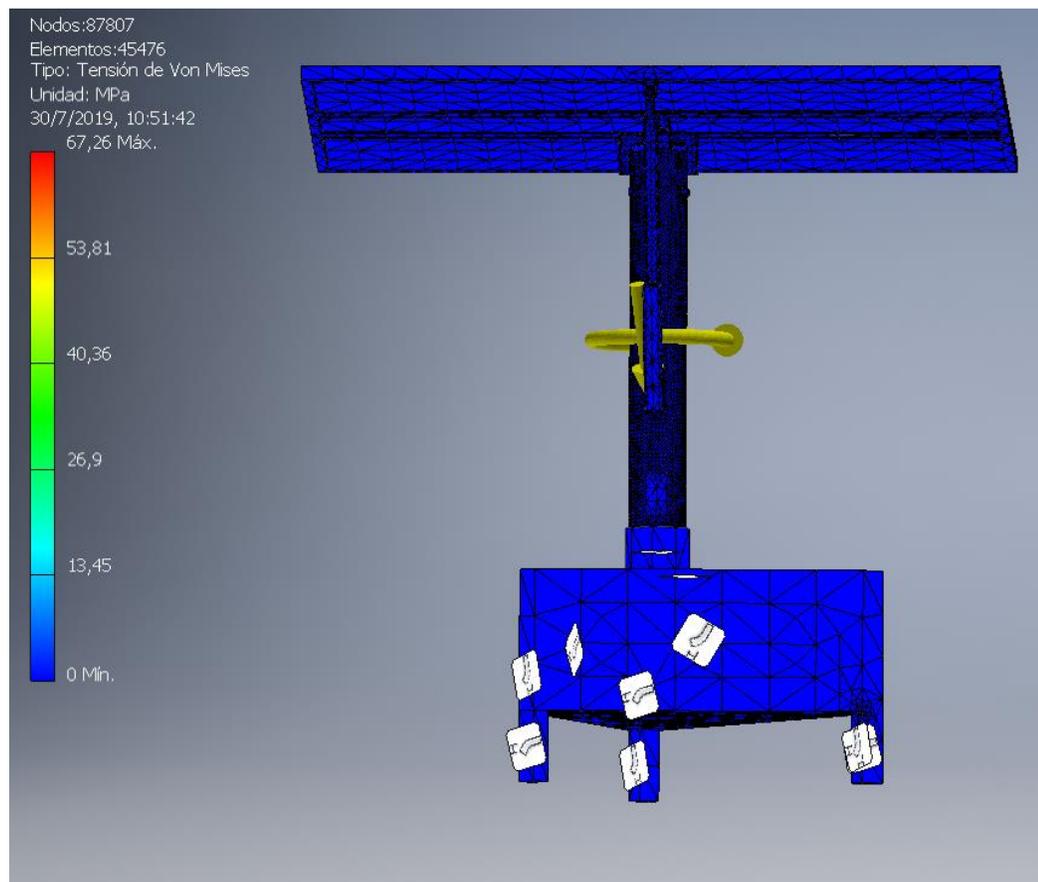


Figura 27. Simulación de esfuerzo en columna principal con malla de 8 mm. Autoría propia.

En la figura 28 se puede observar la simulación estática con la malla de 4 mm y básicamente los esfuerzos son los mismos y no son significativos, sin embargo, el número de nodos o puntos de análisis se duplica generando resultados más exactos, y ya que la complejidad de la estructura es baja y las cargas mínimas no existen mucha variación en los esfuerzos resultantes.

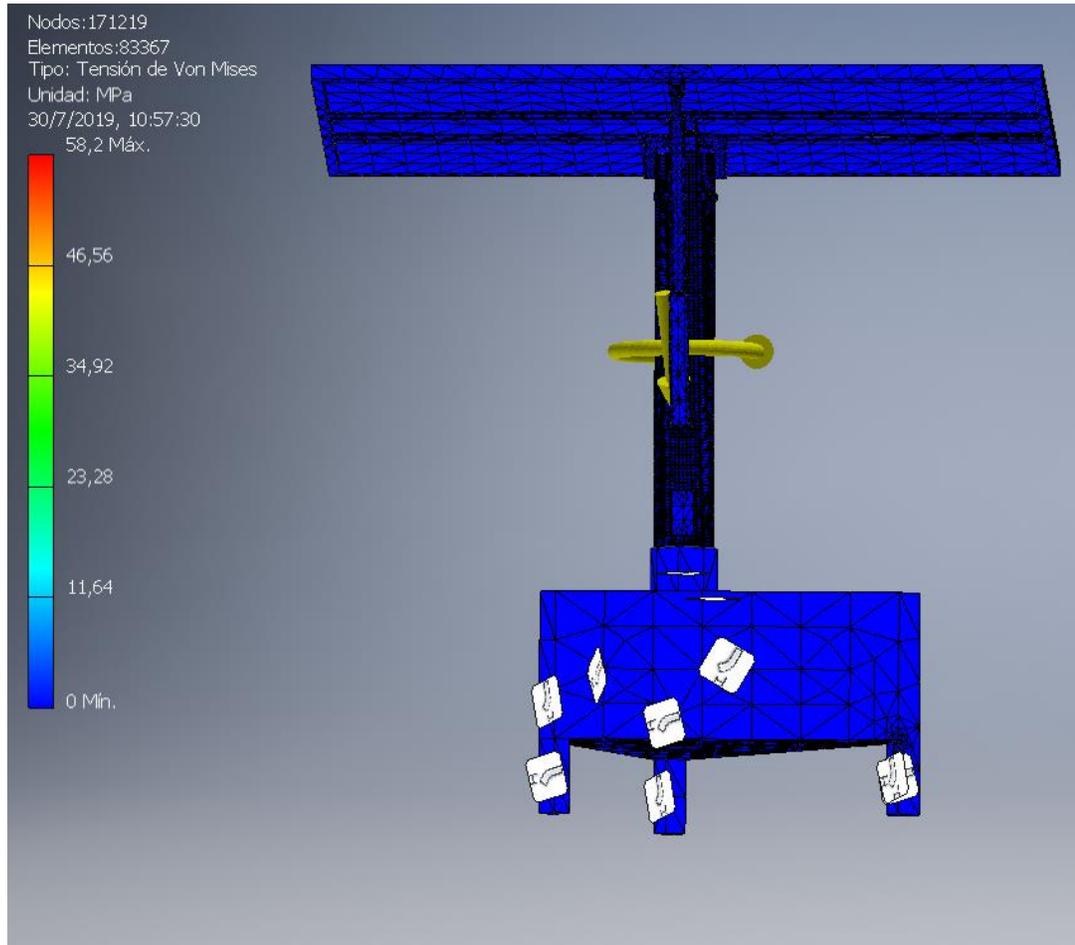


Figura 28. Simulación de esfuerzo en columna principal con malla de 4 mm. Autoría propia.

Es importante mencionar que el mallado se realiza globalmente a toda la maquina o estructura por default del programa, pero se asigna el mallado especifico de 4 y 8 mm al elemento con mayor carga o sobre el cual se quiere realizar el análisis, sin embargo, al ser un sistema móvil, existe cierto pandeo en el pistón ya que no se está evaluando movimiento ni articulaciones, no obstante, es una deformación despreciable.

Con respecto a la base, se procede a realizar el mismo estudio de simulación estática, sin embargo, como se mencionó anteriormente la base posee mayor carga en función de los

momentos máximos sobre la misma producido por el peso de los componentes internos entre ellos la batería y el inversor y adicionalmente el peso total de la columna y sus componentes.

En la figura 29 se puede observar el diagrama de cuerpo libre de las fuerzas influyentes sobre la base como cuerpo individual, y ya que es la situación a la cual siempre va a estar sometida es la posición más crítica. Es importante recordar que la base es un triángulo isósceles, aspecto por el cual R_1 y R_3 serán reacciones de igual magnitud, no únicamente por la geometría, sino que también por los resultados obtenidos por los momentos máximos sobre la base.

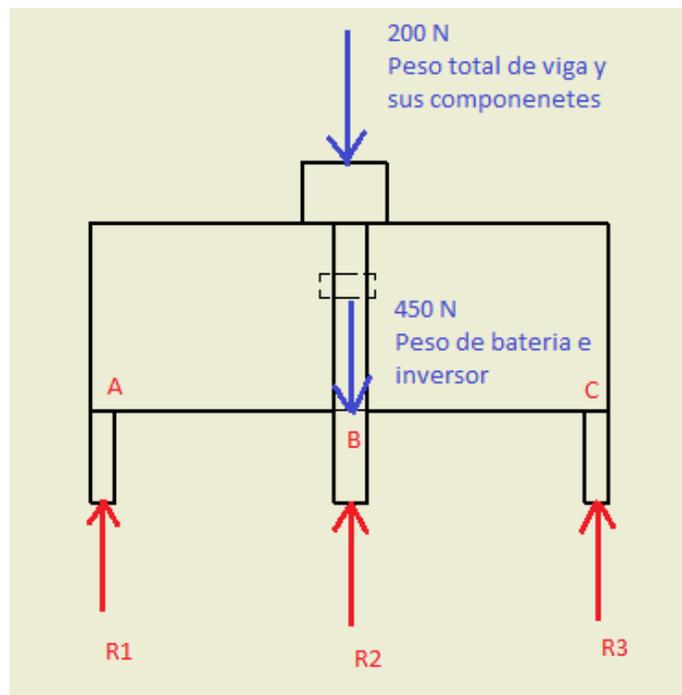


Figura 29. Diagrama de cuerpo libre de la base. Autoría Propia

A partir de la figura 29, con la fórmula de sumatoria se procede a calcular las reacciones de los apoyos de la base.

$$\sum MA = 0 \quad (5)$$

$$-(650 N * 0,416 m) + (R2 * 0,416 m) + (R3 * 0,833m) = 0$$

$$R3 = 324,61 N - 0,499R2$$

$$\sum Fy = 0 \quad (6)$$

$$R1 + R2 + R3 - 650N = 0 \quad 2R3 + R2 - 650N = 0$$

$$R2 = 500N$$

$$R1 = R3 = 75N$$

En función de los valores de las reacciones obtenidas, se puede destacar que al estar el centro del base más cercano del punto B lo cual es sustentable con los planos, la reacción que ejerce ese punto es mayor ya que el peso se está distribuyendo con mayor magnitud sobre el punto B. Asimismo los puntos A y C tiene reacciones iguales al cumplir con las condiciones de distribución de peso en un triángulo isósceles.

Una vez obtenidas todas las fuerzas que actúan sobre la base se puede proceder a realizar la simulación estática de la misma, la cual bajo el mismo criterio de mallado de la columna se realizará con malla de 4 y 8 mm.

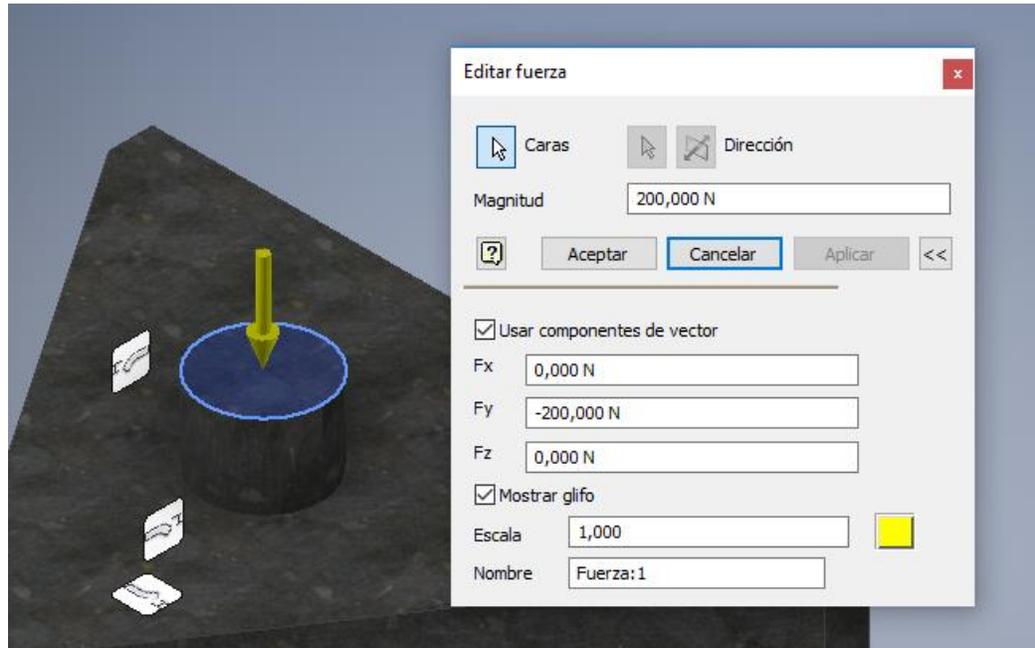


Figura 30. Fuerza ejercida por el panel y columna sobre la base. Autoría propia.

La primera condición de simulación corresponde a la fuerza influyente sobre la parte superior de la base de 200N como se muestra en la figura 30, correspondiente al peso del panel y la columna.

La siguiente condición e simulación corresponde a la fuerza ejercida por el peso de los componentes electrónicos en el interior de la base. Esta condición puede ser observada en la figura 30 y es aplicada en la zona inferior de la base.

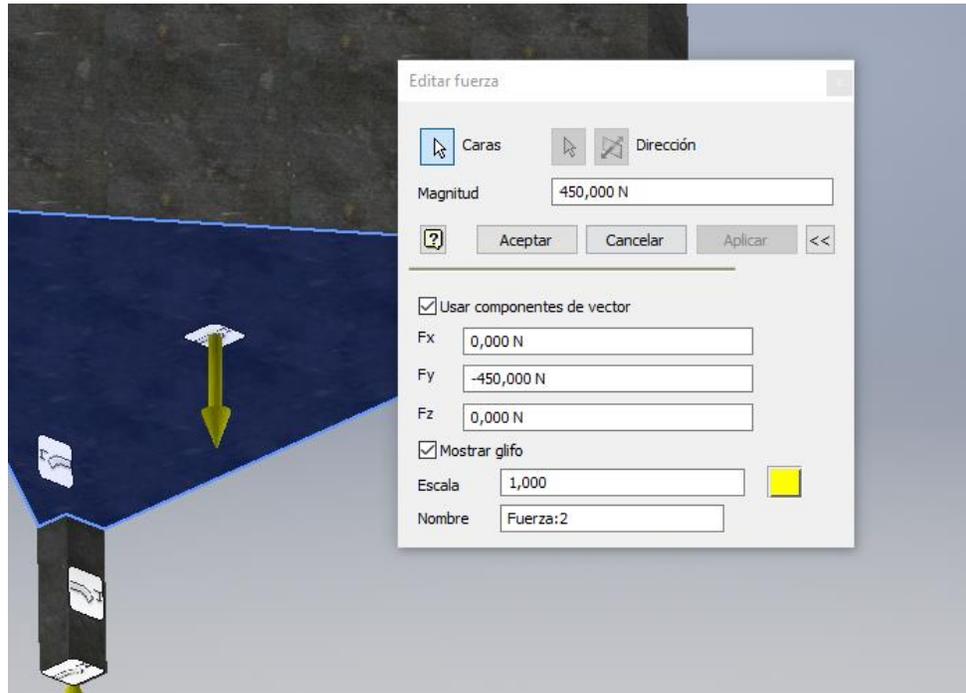


Figura 31. Fuerza ejercida por el peso de los componentes internos en la base. Autoría propia

En la figura 31 se observa la fuerza que ejercen los componentes internos (batería e inversor) sobre la zona inferior de la base y esta fuerza se aplica en el centro de la zona inferior debido a que es el punto más crítico por el momento que genera con respecto a los pilares y sobre el cual se realizó el análisis anteriormente.

La última condición de simulación corresponde a las reacciones de la base con respecto al piso, mismas que fueron calculadas anteriormente. Y su punto de aplicación recae en los pilares en base a la posición asignada en el diagrama de cuerpo libre.

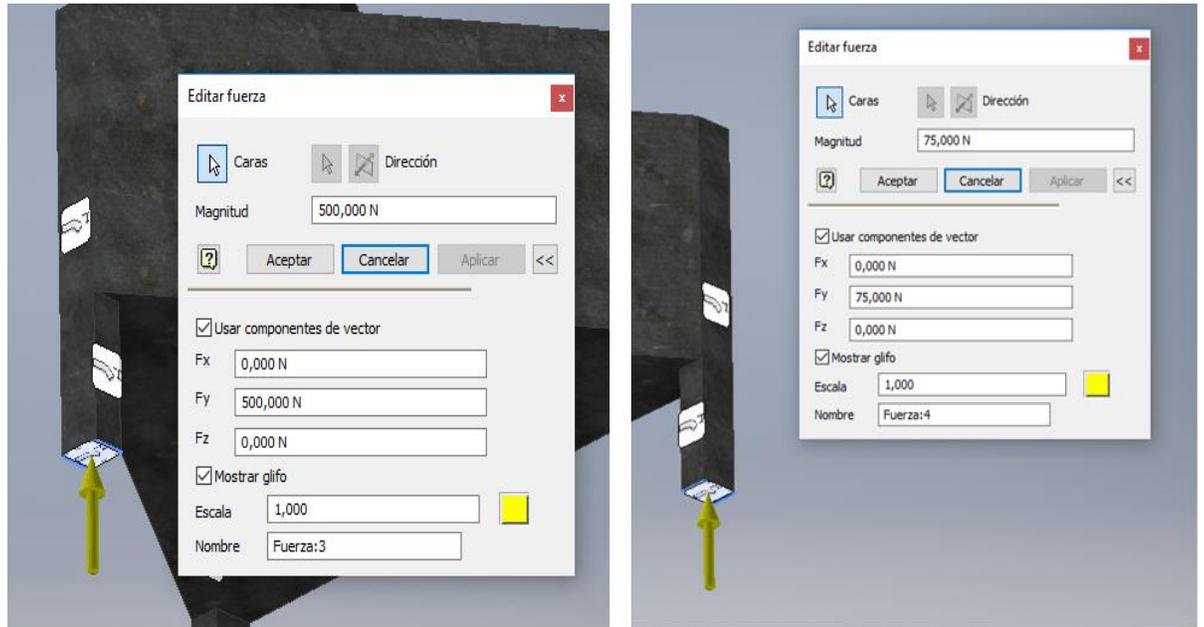


Figura 32. Reacciones ejercidas sobre los pilares de la base. Autoría propia

En la figura 32 se observa las reacciones obtenidas en los calculos anteriros y que en la simulacion estatica son fijadas en la zona inferior de los pilares. El pilar fronytal posee una reaccion de 500 N al estar mas cerca del centro (lugar donde se ejerce la fuerza) y las traseras una reaccion de 75 N cada una al estar a la misma distancia del centro.

A continuacion se porcede a mostrar la imagen genreada por el programa cad para la simulacion estatica, para la cual se considero como zonas fijas los pilares , no unicmanete la zona inferior sino que todo el pilar en si ya que estos estan de tubo rectangular de aluminio de 50 x 38 mm , mientras que las zonas superior en inferior de acero A36.

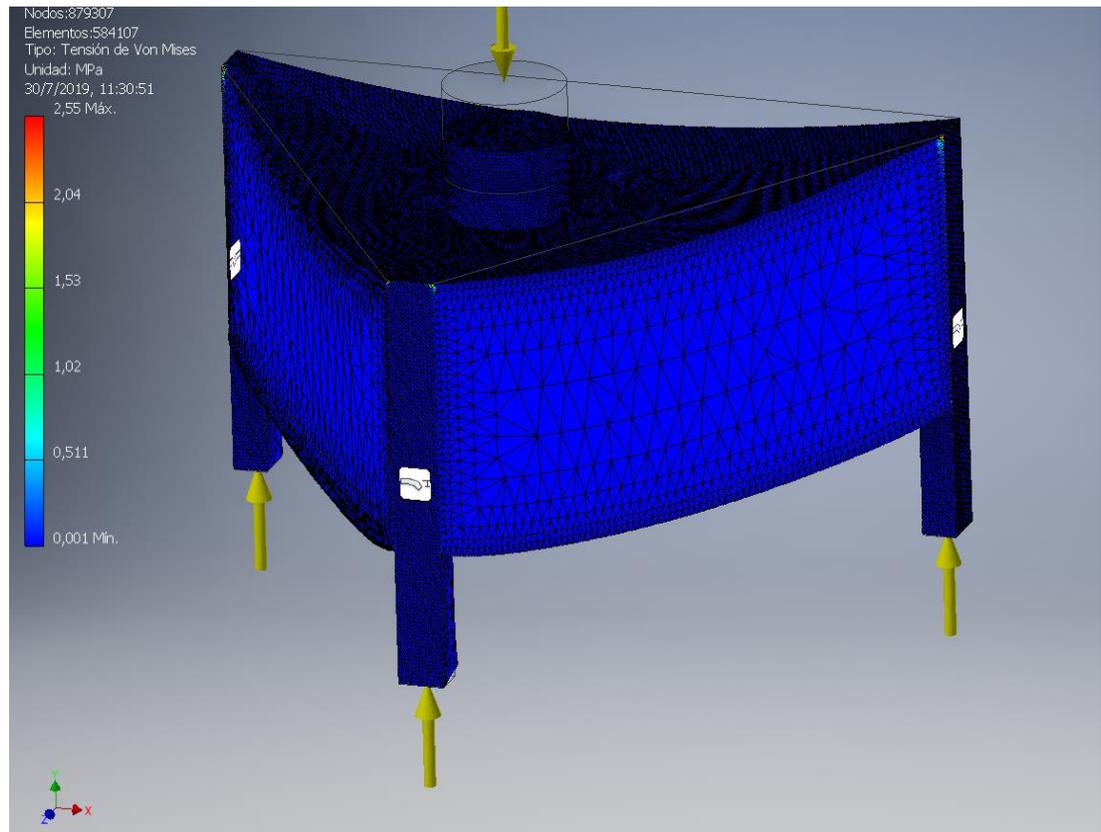


Figura 33. Simulación esfuerzo en la base con mallado de 4 mm. Autoría Propia

En la figura 33 se puede observar las cargas influyentes sobre la base así como sus respectivas reacciones, y en base a los datos arrojados por el simulador se obtiene que la estructura sufre deflexión en la zona superior e inferior debido a que su zona más crítica es la unión de la zona superior e inferior con los pilares, aspecto que se mostrara más adelante en resultados. En base a esto se puede afirmar que los materiales asignados son los correctos para la estructura. Porque su punto más crítico no compromete a la estructura manteniéndose en un margen correcto de esfuerzo.

Con respecto al mallado de 4 mm se lo aplico en las columnas de soporte y las superficies triangulares superior e inferior ya que es donde se busca determinar que no

exista deformación con mayor precisión, mientras que el resto del cuerpo es mallado por default.

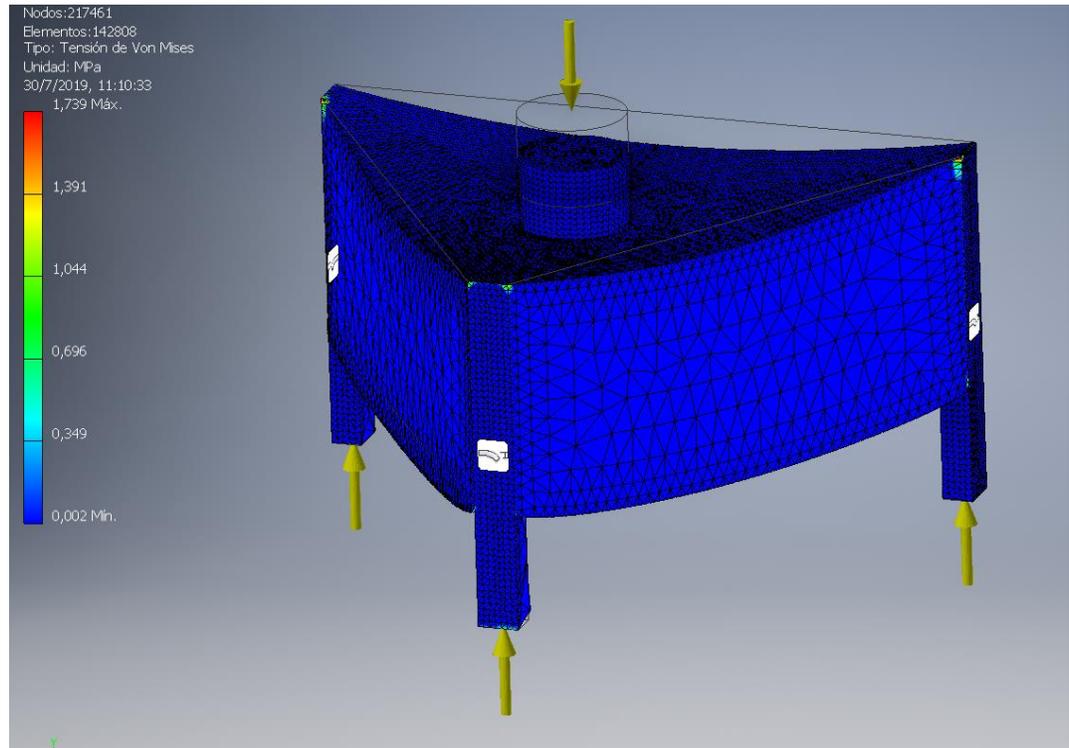


Figura 34. Simulación esfuerzo en la base con mallado de 8 mm. Autoría Propia

En la figura 34 se puede observar la estructura con un mallado de 8 mm. al igual que con el mallado de 4mm la estructura presenta deformación en las mismas zonas, sin embargo, en la malla de 8 mm se observa mayor zona afectada en los pilares que en la de 4 mm por lo cual se considera más eficiente el valor de la malla de 4 mm porque al ser más fina los resultados son más exactos.

En cuanto a materiales las patas o soportes de la base son de columna rectangular de aluminio de 38 mm x 50mm y 1 mm de espesor, la superficie triangular superior e in-

terior de acero y las laterales de vidrio templado de 6 mm, dichos materiales fueron asignados a las secciones respectivas previo a la simulación.

Selección De Pernos

Para la selección de pernos se consideró la carga a soportar en función del área del perno, así como su longitud en función del lugar de ensamble y al igual que en la columna se contempló un factor de seguridad de 3 en cada perno garantizando que soporten las cargas influyentes y la integridad de la estructura.

Los pernos en la estructura se encuentran sometidos a cizallamiento, por ende, para evaluar el esfuerzo sobre los mismos se debe emplear la fórmula de esfuerzo cortante simple para los pernos que sujetan un máximo de dos elementos, que se encuentra regida por:

$$\tau = \frac{P (N) == Fuerza ejercida}{A (m^2) == Area transversal del perno} \quad (7)$$

Y la formula esfuerzo doble para los pernos que sujetan 3 elementos que se encuentra regida por:

$$\tau = \frac{\frac{P}{2} (N) == Fuerza ejercida}{A (m^2) == Area transversal del perno} \quad (8)$$

En la figura 35 se muestra como se ejerce y distribuye la fuerza sobre el perno en el esfuerzo simple y doble, ya que los dos tipos de esfuerzo se encuentran presentes en la estructura

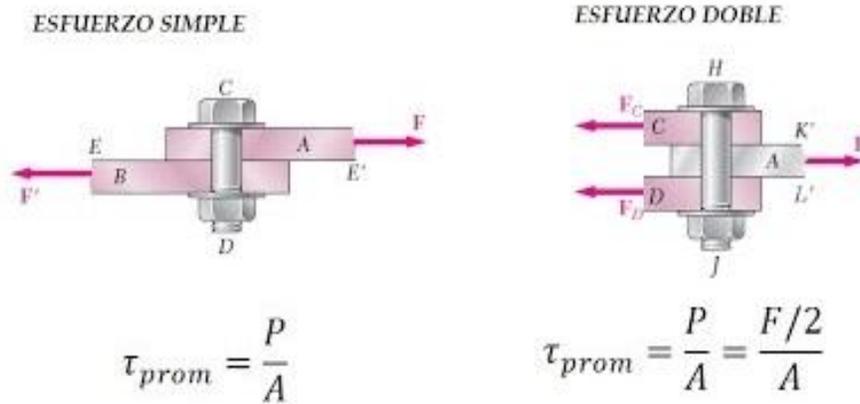


Figura 35 . Esfuerzo simple y doble sobre pernos en cizallamiento. (Vazquez, 2016)

En base a la fórmula de cizallamiento, el factor de seguridad de 3 y los requerimientos individuales de cada perno se obtuvieron los resultados mostrados en la tabla 9 en cuanto al perno requerido para cada sección en base al catálogo de pernos de CONSUN.

Para establecer un factor de seguridad de 3, se empleó la misma fórmula para el factor de seguridad del material de la columna y en función del área requerida se determinó el material de cada perno por catálogo y se realizó el mismo proceso de interpolación que en los cálculos de la columna.

Componentes Electrónicos:

Los componentes electrónicos son los encargados tanto de brindar los grados de libertad, así como de la conversión de energía solar en eléctrica y la conversión de corriente continua en alterna, a continuación, se presentarán los resultados en cuanto a la capacidad de carga del panel en base al voltaje entregado, el consumo de energía máximo y mínimo de los actuadores, los cuales en este caso son el motor y el pistón y el tiempo de carga de la batería según las condiciones climáticas.

Conexión De Componentes Electrónicos

Para la conexión de los componentes electrónicos se debe seguir un orden debido al flujo invertido de corriente que puede existir, con la finalidad de proteger los elementos electrónicos más delicados como es el panel.

En esta situación de seguridad realiza un cargo muy importante el regulador de voltaje, ya que impide el retorno de energía desde la batería al panel solar y proporciona la información sobre el almacenamiento de la batería y el voltaje que está entregando el panel. Y sobre este regulador de carga se realizan las condiciones en el siguiente orden:

1. Conectar la batería al regulador de voltaje
2. Conectar en paralelo los pines del inversor de corriente hacia la batería
3. Conectar el panel solar al regulador de carga.

En resumen, el panel es el último componente en conectarse ya que la corriente que se suma al sistema no perjudica al resto de equipos mientras que al incorporar la batería después del panel si puede producir avería en el mismo por el contraflujo de corriente.

Capacidad De Carga De La Batería

En función de los datos obtenidos de la radiación solar de la región, así como sus límites, se puede establecer un rango de voltaje como se muestra en la tabla 12 que puede ser entregado por el panel solar durante el día y hacer un cálculo estimado de las horas que tardará en cargar por completo la batería, ya que de esta dependerá el funcionamiento de los actuadores del seguidor.

Tabla 9:

Propiedades eléctricas entregadas en cada rango de radiación UV

Índice Ultra Violeta	Voltaje Entregado (V)	Corriente (A)	Potencia (W)
Muy Bajo	1-4	0.45-1.34	0.45-5.36
Bajo	5-9	1.79-3.13	9.63-30.29
Moderado	10-14	3.58-4.92	35.82-68.88
Alto	15-18	5.37-7.16	80.55-128.88
Muy Alto	19-24	7.61-8.85	144.59-175.00

Tabla 9. Equivalencia de voltaje entregado por el panel en función de la radiación UV. Autoría Propia

En la tabla 9 se puede evidenciar el voltaje, corriente y potencia entregada por el panel solar en cada uno de los rangos de radiación, cabe resaltar que el voltaje fue medido con multímetro y con respecto a la corriente, partiendo de la corriente voltaje y potencia máxima especificada en el panel mostradas en tabla 5. se realizó interpolación simple usando la siguiente fórmula:

$$I_n = \frac{I_{max} * V_n}{V_{max}} \quad (9)$$

Donde:

I_n : Corriente deseada

I_{max} : Corriente máxima proporcionada por el panel

V_n : Voltaje entregado

V_{max} : Voltaje máximo proporcionado por el panel

Posteriormente la potencia del panel entregada en cada rango de voltaje es calculada mediante la fórmula:

$$P = V * I. \quad (10)$$

En base a los datos obtenidos en la tabla 12, se procede a estimar el tiempo de carga de la batería mostrada en la tabla 6 en los distintos casos de intensidad solar evaluados anterior-

mente, y compararlos con el consumo de la batería mostrado en sus especificaciones en la tabla 14.

El tiempo de carga se calculó mediante la siguiente formula:

$$t_c = \frac{NC}{\sum_{12} I_r * t} * 12 \quad (11)$$

Donde:

I_r: Corriente promedio obtenido en rango de radiación

t_c: Tiempo de carga

t: horas que duró el rango de radiación durante el día

NC: Capacidad nominal de la batería (100 Ah)

Potencia Máxima Y Mínima De Los Actuadores.

Los actuadores tanto lineal como rotativo presentan un consumo de corriente en función del voltaje requerido. Y este varía según la condición del actuador, de la carga a soportar y de la inercia que es la carga que se opone al movimiento natural del actuador.

Para determinar el consumo de potencia máximo y mínimo de cada actuador se deben considerar la condición más crítica y la más leve.

Para el pistón la condición más crítica como se mostró en el diagrama de cuerpo libre de la columna es cuando debe levantar el panel desde el ángulo inferior hacia el ángulo superior y su situación de menor consumo es desde el ángulo superior al inferior. Mientras que en el motor tiene su punto crítico con la ausencia de los rodamientos y su punto más leve al contar con los rodamientos.

Con la fórmula de potencia electrónica anterior se calcula el consumo máximo de cada actuador con los valores de corriente y voltaje obtenidos con multímetro y desde una fuente electrónica para determinar si la batería podrá abastecer o requerirá de un elevador de voltaje y se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 10

Potencia requerida por los actuadores

Actuador	Corriente min/max (A)	Voltaje min/max (V)	Potencia míni- ma (W)	Potencia máxi- ma (W)
Pistón	1.78/3.02	7.05/12.00	12.55	36.24
Motor	0.78/2.00	8.00/11.42	6.24	22.84

Tabla 10. Registro de potencia mínima y máxima requerida por cada actuador. Autoría Propia

En base a los datos de la tabla 10 y las características de la estructura se procede a calcular el consumo de corriente por los actuadores durante el día y ver si es aceptable o excesivo, para lo cual se tomaron las siguientes consideraciones:

1. El motor se evaluará en función de su punto más leve ya que la estructura presenta rodamientos en el anclaje al motor en la extensión para reducir la carga sobre el mismo.
2. El motor se desplaza entre 3 a 4 veces al día, y para evaluar ña situación más crítica se tomará en cuenta los 4 desplazamientos al día
3. El pistón se eleva un máximo de 6 veces al día, y desciende un máximo de 4 veces y bajo esas condiciones de evaluará el consumo

En base a las consideraciones anteriores se obtuvo los siguientes resultados de consumo

Tabla 11

Consumo de corriente de actuadores

Actuador	Acción realizada	Corriente requerida (A)	Repeticiones al día	Consumo total (A)
Motor	Rotación	0.78	4	3.12
Pistón	Elevación panel	3.02	6	18.12
Pistón	Descender panel	1.78	4	7.12

Tabla 11. Consumo de corriente de los actuadores durante el día. Autoría propia

En base a los datos de la tabla 11, se procede a calcular el consumo de los componentes a partir del almacenamiento de la batería y determinar si es un consumo adecuado.

$$I_{actuadores} = 3.12 + 18.12 + 7.12 = 28.36 A \quad (12)$$

$$I_{Bateria} = I'_{bateria} - I_{actuadores} \quad (13)$$

$$I_{Bateria} = 100 A - 28.36 A = 71.64 A$$

En base a los cálculos anteriores el almacenamiento real de la batería después del consumo diario de los actuadores es de 71.64 amperios equivalente al 71% lo cual es aceptable ya que el 99% de esa energía será dirigida directamente al inversor y el 1% se perderá como calor según Jordi Serra autor de la guía técnica de eficiencia energética. (Serra, 2009)

Programación Del Seguidor

Previo a la redacción de la programación del seguidor, es importante resaltar que esta sección fue realizada como un extra para tratar de asemejar el modelo a su funcionamiento, sin embargo no es un área de enfoque prioritario, debido a que el tema del proyecto es diseño de una estructura.

La programación se realizó en arduino y la lógica de programación del seguidor se fundamenta en la comparación de valores de los sensores fotovoltaicos en dirección norte sur

este y oeste, así como un rango de tiempo obtenido del estudio solar de la región transformado en delay en programación o tiempo de espera, a continuación, se presenta el diagrama de flujo de la, lógica empleada para programar.

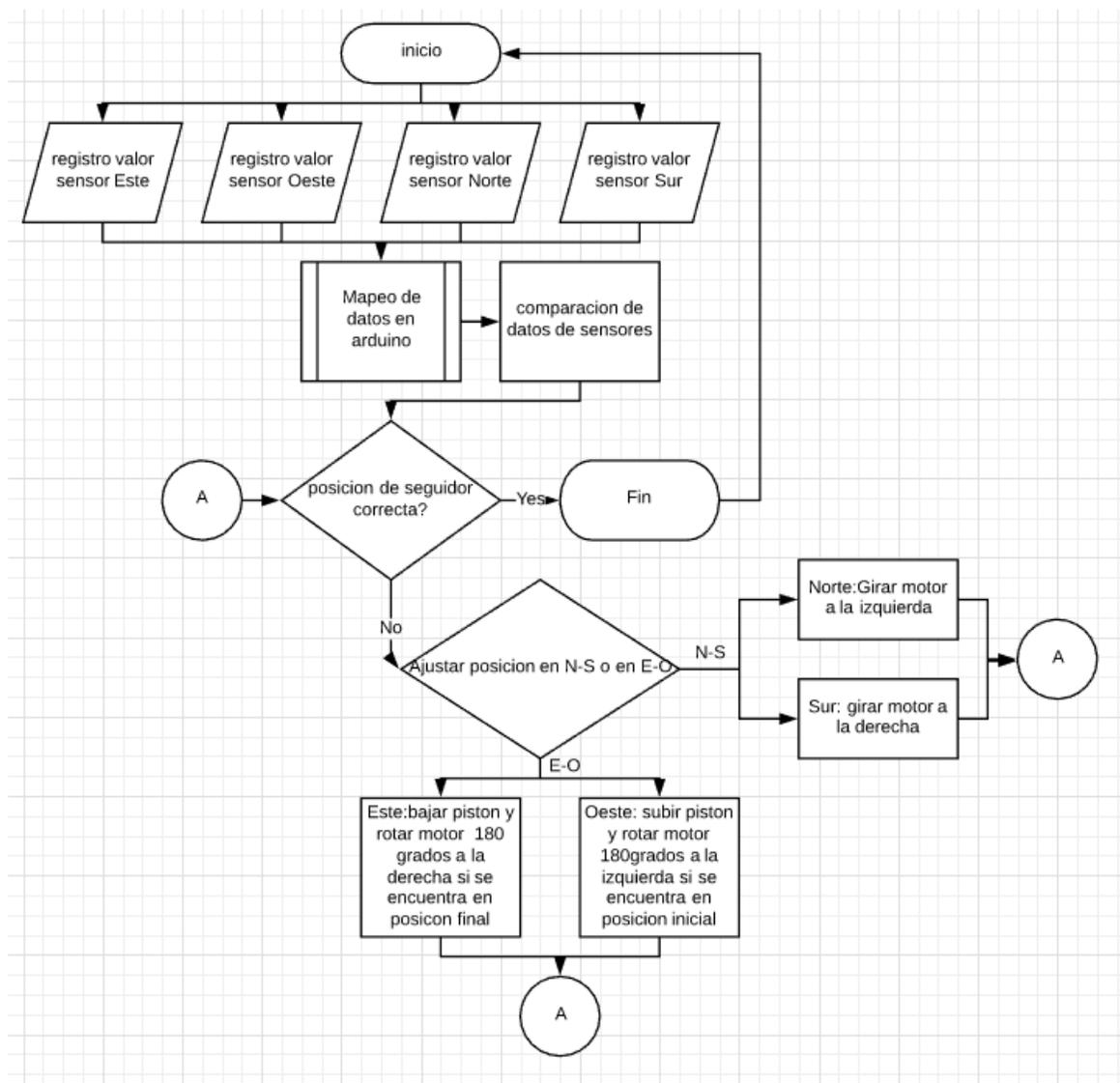


Figura 36. Flujograma de operaciones del seguidor solar. Autoría Propia

En la figura 36 se puede observar la lógica de operaciones y condiciones que rigen al seguidor sin embargo el código completo de programación se encuentra en anexos.

Obtención De Resultados

Construcción De Seguidor Solar



Figura 37. Seguidor solar armado. Autoría Propia

En la figura 37 se observa el seguidor solar armado, basado en el diseño del programa cad.

Durante el proceso de se obtuvo un problema con la sujeción del motor el cual inicialmente se pretendía anclar directamente a la base y de esta manera reducir el peso que recaería sobre el motor, sin embargo, por cuestiones de disponibilidad en el mercado se colocó un motor que no poseía anclajes en su soporte, y esta situación conllevó a fabricar el anclaje a

dicho motor mediante una extensión con rodamientos en el centro que une el motor con la columna principal y platinas unidas en cada uno de los pilares como se muestra en la figura 36.



Figura 38. Extensión soporte y anclaje de motor en la base. Autoría propia

En la figura 38 se puede observar la extensión que se requirió para anclar el motor a la base sin que soporte el peso de la columna principal, en discusión de resultados se destacara porque este aspecto no se pudo predecir en la simulación estática.

Perfil Y Material De Columna Principal

En cuanto al material y perfil seleccionados a partir del análisis estructural y económico se pretendía utilizar un tubo hueco de aluminio, sin embargo, al presentar inconvenientes con el material por la disponibilidad y la limitación de procesos de mecanizado como es la soldadura se procedió a emplear un tubo de acero de 50 mm con un espesor de 2 mm como se muestra en la figura 37, este perfil se encuentra dentro de las opciones de acero con un factor de seguridad equivalente de 2, y se optó por este perfil ya que al ser más común en el mercado

es más accesible a comprarlo por longitudes o secciones reduciendo el costo de la tuerca completa de 6m bajo la cual se venden el resto de perfiles metálicos.



Figura 39. Columna principal de tubo hueco de 50mm de diámetro. Autoría Propia

En la figura 39, se observa el perfil de la columna principal, dicho perfil consta de una longitud de 80 cm y en los 30 cm de un extremo tiene unos dobles de 40 grados, con el propósito de equilibrar el peso de los dos extremos del panel, ya que en un extremo del panel se ancla la columna principal conjuntamente con el soporte angular y del lado opuesto el pistón.

Base de la estructura



Figura 40. Base de la estructura del seguidor solar. Autoría propia

La figura 40 muestra la construcción de la base que mantiene las características de la simulación con respecto al material, específicamente mantiene los laterales de vidrio de 6mm, los pilares de aluminio de perfil rectangular de 50 x 38 mm.

De igual manera se realizó una modificación, el cambio existente recae en las superficies triangulares superiores e inferiores, el superior se realizó de tol de acero de 1 mm de espesor y la inferior de malla electro soldada con varilla de acero de 1mm ,como se muestra en las figura 40 ya que al ser del mismo material, se encuentran en la capacidad de soportar el peso establecido y esta modificación permite reducir el peso y el costo de fabricación que generaría tener toda la dimensión de acero como se mostraba en la simulación estática, aspecto por el cual el rango de esfuerzo mostraba que estaba sobredimensionado.



Figura 41. Superficies triangulares superior e inferior de la base. Autoría propia

En la figura 41 se observa la zona inferior y superior de la base respectivamente, donde se puede apreciar el material (acero) y la varilla electro soldada, que constituyen los cambios de dimensión con respecto a la simulación.

Selección De Pernos

En función de los cálculos realizados de esfuerzo cortante sobre los pernos requeridos para cada sección del seguidor se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 12.

Selección de pernos para cada sección de la estructura.

Sección	Elementos sujetos	Fuerza Ejercida (N)	Perno	Material	Diámetro (in)	Longitud (in)	Cantidad
A	Base de la estructura y base del motor	650	Blanco cabeza hexagonal	Acero inoxidable	1/2	3	4
B	Columna principal y anclajes de pistón	150	Negro cabeza de coco	Hierro negro	1/4	1 1/2	2
C	Panel solar, columna cuadrada y pedestal angular	120	Acero negro de cabeza hexagonal	Acero negro de grado 5	3/8	1 1/4	2
D	Columna cuadrada y pedestal angular	110	Acero negro de cabeza hexagonal	Hierro negro	3/8	1	4

Tabla 12. Especificaciones de pernos seleccionados. Autoría Propia

en la sección A , se emplea un perno para sujetar la parte superior de la base de la estructura con la base anclada al motor, y esta sección emplea los pernos más grandes debido a que es la zona de mayor esfuerzo ya que se concentra todo el peso de la columna incluido el panel y el pistón equivalente a una carga de 650 N valor que se puede observar en los planos y simulaciones de la base., debido a esto se requiere de un área mayor para soportar el esfuerzo de cizallamiento generado por el movimiento de la estructura, como se muestra en la figura 42



Figura 42. Pernos de sujeción de motor y base. Autoría propia

PERNO BLANCO CABEZA HEXAGONAL

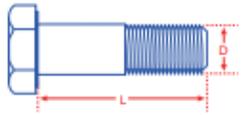
	<p>TIPO DE CABEZA:</p> 	
<p>FAMILIA: MEDIDAS: TIPO DE ROSCA: MATERIAL: HILO:</p>	<p>PBT PULGADAS ESTÁNDAR ACERO INOXIDABLE ESTÁNDAR</p>	
<p>CÓDIGO: FAMILIA PBT</p>		<p>VENTA: KG</p>
NOMENCLATURA DE CÓDIGO		
<p style="font-size: small;">Tuerca Longitud</p> <p style="font-size: x-large; font-weight: bold; color: blue;">PBT05030</p> <p style="font-size: small; color: red;">Perno Blanco Diámetro</p>		
		
<p>D= Diámetro del Perno L= Longitud del Perno</p>		

Figura 43. Especificaciones de perno blanco cabeza hexagonal. (CONSUN, 2018)

en la figura 43 se puede observar el esquema y especificaciones técnicas del perno en su registro de catálogo en CONSUN empresa que trabaja en Quito y Guayaquil en distribución de pernos a ferreterías.

En la sección B se tiene la sujeción de la columna principal con los anclajes del pistón como se muestra en la figura 44, en esta zona se presenta una carga de 150 N debido al peso del panel y parte del peso de la columna en el perno que va en la columna, mientras que el perno que va al panel, presenta menor carga, sin embargo, el perno se seleccionó en base al punto más crítico. El cual corresponde a la fuerza ejercida por el pistón sobre la columna al levantar el panel desde el punto inferior, dicha fuerza equivale a 1500 N sin embargo la mayor parte de dicha fuerza es absorbida por el anclaje del pistón, su respectivo pasador y la columna como tal, reduciendo el esfuerzo sobre el perno.



Figura 44. Sujeción de los anclajes del pistón. Autoría propia



Figura 45. Especificaciones de perno negro cabeza de coco. (CONSUN, 2018)

En la figura 45 se puede observar el perno seleccionado para la sección B conjuntamente con sus especificaciones y código de fabricación, cabe resaltar que se escogió el perno con cabeza de coco por estética en la columna principal.



Figura 46. Sujecion de panel, columna cuadrada y pedestal angular con perno. Autoria propia.

En la sección C se tiene una sujeción de tres componentes como se observa en la figura 46 , aspecto por el cual en esta sección se realizó el análisis de esfuerzo doble, como se muestra en la tabla 10, no obstante esta sección posee una carga de 120 N procedentes del peso del panel en el ángulo menor al estar ejerciendo mayor fuerza sobre el perno y el peso de la columna y el pedestal, dicho perno mostrado en la figura 44 no presenta mayor carga sin embargo si requiere una longitud mayor a una pulgada debido a la cantidad de elementos.



Figura 47. Especificaciones de perno de acero negro de cabeza hexagonal. (CONSUN, 2018)

En la figura 47 se puede observar el perno seleccionado para la sección C conjuntamente con sus especificaciones y código de fabricación,



Figura 48. Sujeción de columna con panel y columna con pedestal angular. Autoría Propia

En la figura 48 se puede observar la sección D, la cual emplea un perno de acero negro de cabeza hexagonal mostrado en la figura 36, y es utilizado para sujetar la parte inferior del panel con la columna cuadrada y adicionalmente el pedestal angular con la columna cuadrada, esto se debe a que, al contar con la ayuda del pistón en la zona inferior del panel, se ancla el pedestal en la parte superior del mismo para distribuir la carga de mejor manera. Esta sección posee una carga de 110 N que es básicamente el peso del panel en el punto más crítico que es cuando el panel está a 45 grados, ya que al estar casi vertical genera mayor fuerza sobre el perno.



Figura 49. Especificaciones de perno de acero negro de cabeza hexagonal. (CONSUN, 2018)

En la figura 49 se puede observar el perno seleccionado para la sección D conjuntamente con sus especificaciones y código de fabricación,

Tabla 13.

Esfuerzos resultantes sobre pernos seleccionados

Sección	Perno	Fuerza ejercida (N)	Tipo de esfuerzo	Área transversal (m^2)	Esfuerzo ejercido ($\frac{KN}{m^2}$)
A	Blanco cabeza hexagonal	650	Simple	0.0001267	5.1321
B	Negro cabeza de coco	150	Simple	3.16644528e-5	0.0072
C	Acero negro de cabeza hexagonal	120	Doble	7.1257922e-5	0.0012
D	Acero negro de cabeza hexagonal	110	Simple	7.1257922e-5	0.0023

Tabla 13. Esfuerzos resultantes sobre el área transversal de los pernos seleccionados. Autoría propia

En la tabla 13 se puede observar el esfuerzo resultante de cada perno tomando en cuenta la fuerza ejercida, el área transversal de cada perno y el tipo de esfuerzo de cizalla al que se encuentra sometido, cabe resaltar que las medidas de los diámetros fueron pasadas al SI para obtener el área y esfuerzo resultante en unidades del sistema internacional.

Factor De Seguridad De La Estructura

Mediante la fórmula de factor de seguridad, se calculó el mismo en cada componente analizado de la estructura del seguidor, para de esta manera poder determinar el factor de seguridad global de la estructura, sin embargo, cabe resaltar que al igual que la columna principal se recalculo el factor de seguridad en función del esfuerzo máximo soportado por la estructura siendo este un valor de 1 y la situación más crítica de la estructura. debido a que por las cargas que soporta su factor de seguridad sería muy elevado si se evalúa con respecto al límite de fluencia del material.

Tabla 14.

Factor de seguridad de los componentes de la estructura.

Componente	Factor de seguridad
Pernos	2
Columna principal	2
Base	3

Tabla 14. Factor de seguridad de los componentes individuales de la estructura. Autoría propia

En la tabla 14 se puede evidenciar el factor de seguridad de los elementos de la estructura donde después de recalcular mismo, en base al esfuerzo máximo de que soporta la estructura, se obtuvo el factor de seguridad real. Todos los pernos tienen un factor de seguridad de 2 bajo el cual se calculó y se buscó en catálogo, la columna como se mostró anteriormente debido a su material y el análisis de fuerzas que influyen sobre ella tiene un factor de seguridad de 2 y la base se diseñó en función de un factor de seguridad de 3 puesto que será la encarga-

da de soportar toda la columna y adicionalmente la mayor carga debido al peso de los componentes internos.

A pesar de que la base tiene un factor de seguridad de 3, el correspondiente a la estructura es de 2, debido a que se considera el punto más crítico.

Simulación Estática

Con respecto a la simulación estática se tiene resultados en función del mallado, y punto más crítico de cada simulación realizada, correspondientes a la columna y la base.

Con respecto al mallado se presentó el inconveniente de que no se puede modificar a una malla cuadrada y se tiene únicamente malla triangular, no obstante, a pesar de este limitante se mantiene empleando el programa Inventor debido a la disponibilidad del mismo en contraste con otros programas que requieren de otro tipo de licencia y también por el dominio del programa.

Con respecto a la simulación de cada componente se obtuvieron los siguientes resultados:

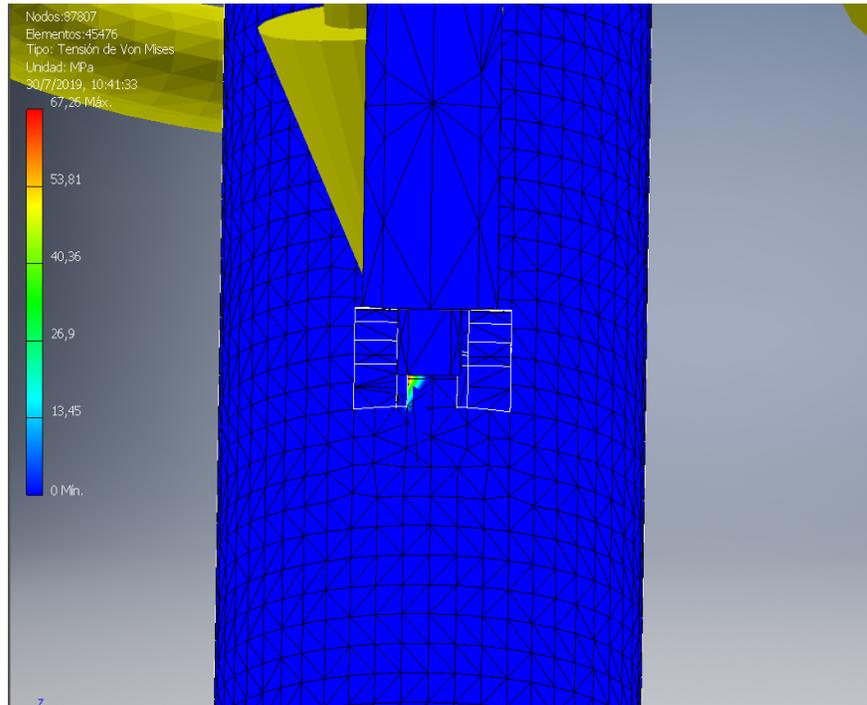


Figura 50. Zona crítica de simulación estática en la columna principal. Autoría propia

En la figura 50 se observa la zona crítica de la columna tras realizar la simulación de cargas, y esta corresponde a la unión del anclaje del pistón con la columna principal, esta zona es la más afectada ya que es donde se ejerce la mayor fuerza correspondiente a 1500 N procedentes del pistón, en esta zona se tiene un esfuerzo de entre 30 y 55 MPa según el esfuerzo de Von Mises arrojado por el programa. La cual comparada con el valor calculado de 49,32MPa genera un error del 2.37% que al ser menor al 5% es aceptable.

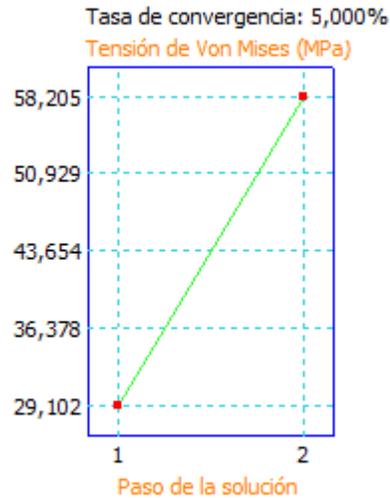


Figura 51. Tasa de convergencia de columna principal. Autoría propia

En la figura 51 se observa la tasa de convergencia con mayor porcentaje, correspondiente a la malla de 8 mm, dicha tasa representa el punto más crítico con respecto a la convergencia del modelo, ya que en cada punto de análisis generado por el programa al momento del mallado puede tener hasta un 5% de variación o lecturas incorrectas al momento de calcular los esfuerzos sobre cada punto de análisis.

Según Autodesk, inventor maneja un tipo de convergencia (h), el cual indica que debe ser cercano a 0% de convergencia para que los valores de simulación estática sean considerados aceptables, ya que al aumentar el número de secciones a analizar y disminuir su dimensión, los resultados son más precisos, sin embargo aumenta el tiempo de simulación.

(Autodesk, 2018)

Con respecto a la simulación estática de la base, el punto más crítico recae en la unión del pilar frontal con la zona superior e inferior ya que sobre estos pilares recae la mayoría de la fuerza ejercida por el peso de la columna y los componentes internos.

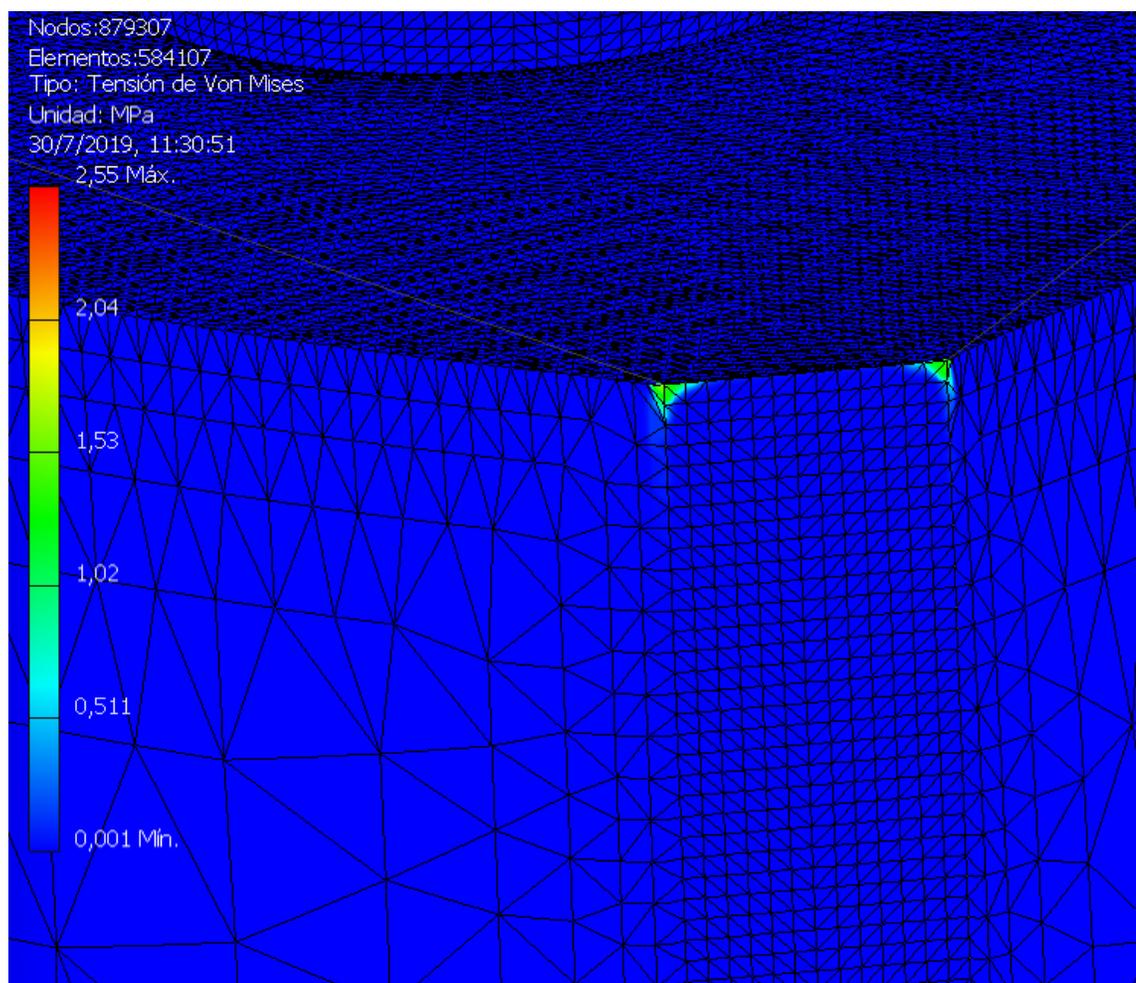


Figura 52. Zona crítica de la base, unión de pilar con zona superior. Autoría Propia

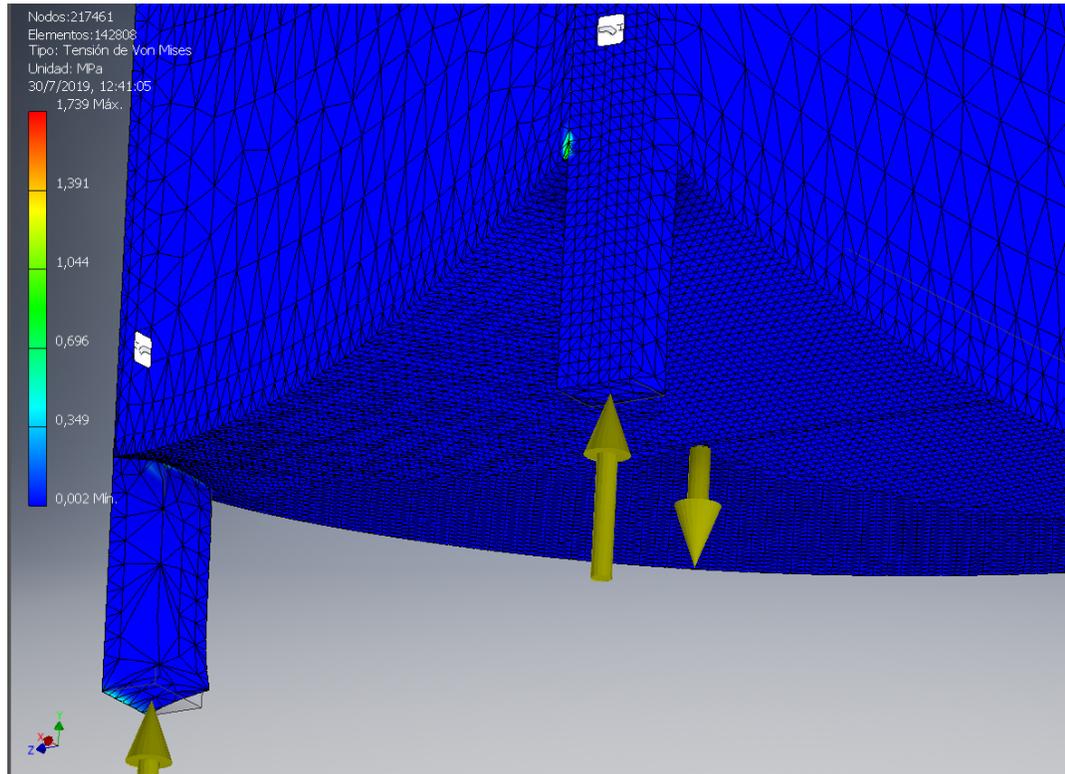


Figura 53. Zona crítica de la base, unión de pilar frontal con zona inferior. Autoría propia

En la figura 52 y 53 se evidencian las zonas críticas de la simulación estática en la base, correspondiente a la unión del pilar frontal con la zona superior e inferior donde el esfuerzo se encuentra en un rango de 0,69 a 1,1 MPa según el valor de Von Mises arrojado por el programa, que en contraste con el valor calculado de 0.98 MPa, determina un porcentaje de error del 1,15% que es mínimo y al ser menor al 5% es aceptable, esto además de una deflexión en la zonas superiores e inferiores y la base de los pilares indica que con el tiempo esas son las zonas más propensas a deformaciones y ruptura, y esto se debe a que la mayor carga se encuentra en los pilares y sobre todo en el frontal ya que según los cálculos era el pilar con mayor reacción.

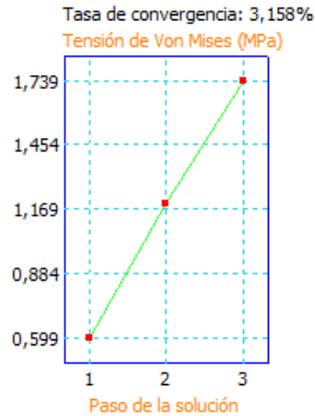


Figura 54. Tasa de convergencia de la base. Autoría propia

En la figura 54 se observa la tasa de convergencia más alta con un valor de 3,15% correspondiente a la malla de 8 mm, de igual manera representa el punto crítico puesto que en cada punto de análisis puede existir hasta un 3,15% de error en la precisión del cálculo de cada sección del mallado.

Con los puntos críticos establecidos se procede a realizar el análisis de pandeo, según el criterio de Euler para elementos bajo compresión con sujeción en los extremos establece que:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I_{min}}{L^2} \quad (14)$$

donde:

E = limite elastico

I_{min} = Inercia minima

L = Longitud

La zona de pandeo es la de menor inercia, sin embargo, para perfiles redondos el pandeo es impredecible ya que la inercia es igual en todas las direcciones y según Euler se la obtiene mediante la expresión:

$$I_{min} = I_{max} = \frac{1}{4} * \pi * r^4 \quad (15)$$

$$P_{cr} = 1713.685 \text{ N}$$

En base a estas condiciones se obtuvo que la fuerza crítica para generar pandeo en la columna principal es de: 1713 N y debido a que la fuerza máxima ejercida sobre la zona transversal es de 1060.66 N se puede establecer que no existirá pandeo en la columna.

Animación

Con respecto a la Animación que describe el movimiento del seguidor se obtuvieron los siguientes resultados:

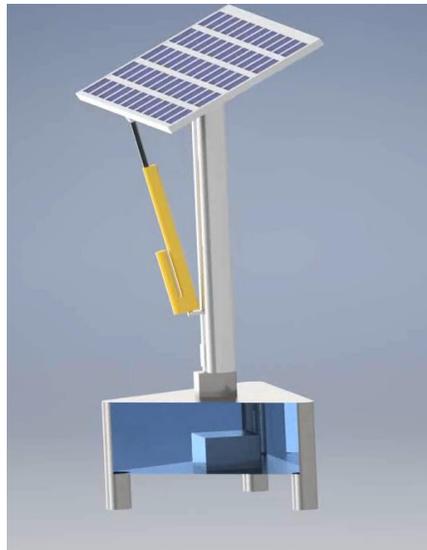


Figura 55. Captación solar del lado Este de la región. Autoría propia.

En la figura 55 se puede observar la posición inicial del seguidor estando ubicado a 45 grados como indica la norma y captando luz solar desde el este durante la mañana, se puede

apreciar que en la simulación se presentan los materiales y los acabados estéticos que se asemejan a los de la construcción

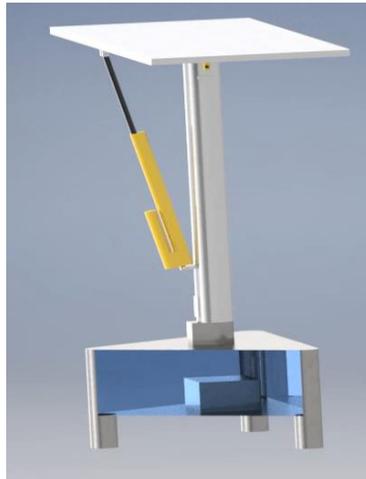


Figura 56. Captación solar desde el punto superior de la región. Autoría propia.

En la figura 56 se puede observar la captación solar del medio día, con el panel elevado en un ángulo de 90 grados, ese estado tendrá una duración de una a dos horas hasta que se vuelva a desplazar por la inclinación del sol hacia el oeste.



Figura 57. Captación solar desde el lado Oeste de la región. Autoría propia.

En la figura 57 se puede observar la etapa final del seguidor captando la luz solar de la tarde desde el oeste, al finalizar las horas del día el panel regresara a su estado inicial.

- El seguidor cumple con el desplazamiento sobre dos ejes y se basa en la captación solar de tres etapas mostrado en la figura 3
- En base a las figuras 24,25 y 26 se observa como el seguidor se basa en el posicionamiento del modelo de Rizk y Chayco de la figura 3.
- En las figuras anteriores se puede obtener una visualización más real de como lucirá la estructura una vez culminada.

Costos De Fabricación:

Con respecto al área de costos, se presenta a continuación el registro de elementos requeridos para construir el seguidor solar y su respectivo costo.

Tabla 15.

Valor monetario de los componentes del seguidor solar

Elemento	cantidad	Costo por unidad (\$)	Costo total (\$)
Panel solar 175 W	1	250	250
Sensores fotovoltaicos	2	150	300
Actuador lineal 450 mm	1	300	300
Perfil de acero (80 cm)	1	5	5
Batería 6-GFM(G)-100	1	280	150
Inversor de corriente 1500 W	1	340	275
Cableado gemelo 1 metro	3	0.80	2.40
Motor 12 voltios 43 rpm	1	25	25
Regulador de carga	1	5	5

Arduino uno	1	3	3
Base de acero y vidrio	1	370	370
Blanco cabeza hexagonal	4	0.25	1
Negro cabeza de coco	2	0.45	0.9
Acero negro de cabeza hexagonal	2	0.50	1
Acero negro de cabeza hexagonal	4	0.50	2
Costo total			1690,30

Tabla 15. Registro de costos de los elementos requeridos para implementar el seguidor dólar. Autoría propia

A pesar de que el costo de construcción es elevado, se reduce el valor de costo en el material ya que al reducir la longitud de comprar y obtener únicamente la longitud deseada existe un ahorro de 35 dólares ya que los 6 metros de tubo de acero rondan los 40 a 50 dólares.

Conexión componentes electrónicos



Figura 58. Conexión de componentes al regulador de carga. Autoría propia

En la figura 58 se puede observar la conexión de los componentes al regulador de carga el cual es el dispositivo azul con un display que muestra el voltaje de ingreso a la batería, el cual como se mencionó anteriormente no solo informa, sino que también evita el contraflujo de corriente hacia el panel.

Capacidad De Carga De La Batería

Tabla 16:

Tiempo de carga de batería en distintos tipos de días

Día	Rangos UV registrados	Tiempo de carga (h)
Nublado	Muy Bajo	40 horas
	Bajo	
Normal	Muy Bajo	14 horas
	Bajo	
	Moderado	
	Alto	
Soleado	Muy Alto	10 horas
	Muy Bajo	
	Bajo	
	Moderado	
	Alto	
	Muy Alto	

Tabla 16. Tiempo requerido para cargar completamente la batería en distintos tipos de día. Autoría propia

En la tabla 16 se puede observar el tiempo de carga de la batería en función de sus especificaciones y el voltaje entregado por el panel considerando que la batería se encuentra totalmente vacía, representando su punto más crítico.

Tabla 17

Propiedades técnicas de la batería

Propiedad	Valor
Numeración	6-GFM(G)-100
Voltaje Nominal	12 V
Capacidad Nominal	100Ah/10HR
Voltaje De Carga, Circuito Corto	13.6-13.8V
Voltaje De Carga, Circuito Abierto	14.4-14.9V
Corriente De Carga	< 25A

Tabla 17. Propiedades técnicas de batería empleada. Autoría Propia.

Es importante resaltar que los datos presentados en las tablas 16 y 17, se los considera como reales y no posibles debido a que actualmente se cuenta con dichos componentes y en base a esos más adelante se realizara una evaluación de consumo de corriente con respecto a sus actuadores y demás equipos determinando si son óptimos para el seguidor solar o deben ser reemplazados.

Discusión De Resultados

Figura 59. Prototipo real y virtual del seguidor solar. Autoría Propia

El tipo de estructura seleccionada para soportar el peso del panel solar y su movimiento fue una isostática, ya que es la más empleada para este tipo de trabajos por su simplicidad como el realizado por Martínez y Hernández en su estudio “ Movimiento del panel en dos ejes, altitud y azimut” cuyos ejes de movimiento son los mismos que el modelo propuesto en el presente trabajo y el modelo de Guardado y Rivera “Implementación de seguidor solar de dos ejes para el sistema fotovoltaico de la escuela de ingeniería eléctrica de la UES” con respecto a la relación de potencia y ángulo de inclinación en su estudio.

Las variaciones encontradas entre el prototipo real y el virtual, mostrados en la figura 59, recaen en dos aspectos, los cuales son material y anclaje del motor con la columna principal. Con lo que corresponde al material, inicialmente se propuso aluminio como material para la columna principal y fue empleado en la simulación, y su resultado fue muy similar al que se obtuvo con el calculado con respecto a las fuerzas a las que se encontraba sometido, sin embargo, al ser poco mecanizable en especial con respecto a la soldadura y difícil de encontrar por longitud requerida, se tomó la decisión de reemplazarlo por un perfil de acero hueco de 50 mm registrado entre las opciones de acero que se encuentran en la capacidad de soportar las cargas influyentes con un factor de seguridad de 2. A consecuencia de esto en la simulación con acero se obtuvo una estructura más resistente en un 35.5% % debido a que el límite de fluencia del acero (320MPa) es mayor al del aluminio (207MPa) , lógicamente generó una deformación menor siendo el 1% de deformación en aluminio de 22,52mm y de 14,97mm en acero , aunque el peso de la estructura aumentó. La selección de este perfil se fundamenta

en que al ser el más común en el mercado y accesible a la compra por secciones no requiere de la compra de 6m como usualmente se realiza con el resto de perfiles.

Con respecto al anclaje del motor, el inconveniente surge debido a la sujeción de este con la base de manera que el peso no recaiga sobre el eje del motor sino sobre la base, y este factor no se pudo anticipar en la simulación, debido a que, al trabajar bajo condiciones ideales en el programa, la sujeción del motor era exacta con respecto a la base, adicionalmente el diseño se planteó tomando en cuenta un motor de anclaje incluido en su base, y debido a su elevado costo no se adquirió, ya que al ser un prototipo y no el modelo final no se cuenta con el presupuesto requerido. Por ende, la modificación que se requirió fue una extensión de la base con un anclaje al eje del motor y que se encuentre sujetado a los pilares de la base manteniendo así el esfuerzo sobre los mismos sin variación en los cálculos previos.

Esta extensión permitió unir el eje del motor con una caja de rodamientos, y esta caja conectada a la columna principal permitiendo el giro del seguidor. Esta modificación fue implementada con el fin de evitar el cambio de motor que generaría un costo más elevado debido a que son motores de carácter industrial y los disponibles en el mercado estaban sobredimensionados tanto geoméricamente como eléctricamente para el seguidor solar.

Con respecto al costo generado por las variaciones realizadas, el acero es entre 1.5 a 2 veces más barato que el aluminio dependiendo el perfil y el espesor, al momento de reemplazar el perfil de la columna principal por acero y con un perfil bastante común en el mercado reduce el costo de 65\$ del perfil de aluminio en longitudes establecidas de venta a 5\$ en el perfil de acero en la longitud requerida.

De igual manera con el anclaje del motor, la modificación tuvo un costo de 35\$ incluida en la tabla de costos en la fabricación de la base, mientras que un motor con anclaje incluido disponible en el mercado tenía un valor de 120 \$, tomando en cuenta que dichos motores se encontraban sobredimensionados, la modificación era la solución más factible.

Conclusiones

En primera instancia se puede concluir que la hipótesis fue aprobada debido a que el análisis estructural realizado en función del material y esfuerzos resultantes permitió determinar el perfil hueco redondo de 50 mm de diámetro y 2 mm de espesor en la columna principal, y rectangular de aluminio de 50x38 mm con espesor de 1mm en los pilares de la base, evitando un sobredimensionamiento al momento de obtener el material para la construcción del seguidor y consecuentemente la estructura será más liviana con un peso total 80 kilogramos

El tipo de estructura seleccionada para soportar el peso del panel solar y su movimiento fue una isostática, puesto que va, a soportar cargas relativamente bajas de aproximadamente 65Kg y su altura máxima es de 1.20 m, por tal razón la estructura soportará un esfuerzo máximo de 53 MPa.

Los grados de libertad del seguidor solar permiten movimiento del mismo en altitud y azimut, siendo elevación vertical y rotación en el mismo eje respectivamente, se fundamentaron en el movimiento solar presentado en la región, el cual se da de Este a Oeste en un lapso de 12 horas.

El desplazamiento en altitud permite la captación solar cuando el sol se encuentra en su posición más alta y más baja sienta el cenit y el ocaso, mientras que el desplazamiento en azimut permite la captación de luz solar conforme el sol se desplaza de Este a Oeste.

El perfil seleccionado corresponde a un tubo hueco de 50 mm de diámetro y 1 mm de espesor con una longitud de 80 cm de acero A36 el cual cumple con la función de soportar el peso del panel y ser ligera con un peso de 2,37Kp/m equivalente a 1,89Kp en los 80 cm que tiene la columna.

La base del seguidor posee la geometría de un triángulo isósceles porque la geometría disminuye la probabilidad de deformación por sus tres puntos de apoyo y favorece el cálculo de momentos ya que dos de sus distancias son iguales por ende dos momentos serán iguales, dicha base se compone de dos materiales que cumplen los requisitos de esfuerzo y adicionalmente proporcionan estética al modelo de seguidor, la base se encuentra compuesta por una tapa de tol de acero A36 de mm de espesor y una tapa inferior de malla electro soldada de acero ,que se encarga de soportar la carga producida por el peso de la batería y demás componentes electrónicos en su interior, y paredes de vidrio de 6 mm que proporcionan estética, aíslan a los componentes de la intemperie y su espesor proporciona resistencia a la carga del peso de los componentes.

El prototipo virtual proporciona una visualización de los grados de libertad del seguidor y el análisis estático realizado con las respectivas cargas muestra que a pesar de existir una deformación en la estructura que se dará con el tiempo, las cargas son mínimas y los esfuerzos tolerables según el análisis de puntos críticos de 30 y 55 MPa para la base y 0,69 a 1,1 MPa para la columna principal, por lo cual no compromete la integridad de la estructura.

El error encontrado con respecto al esfuerzo calculado analíticamente y el obtenido en la simulación equivale a 1.15% en el análisis de la base, y de 2,37% en el análisis de la columna principal. Estos porcentajes de error en conjunto con el valor de convergencia del 3% se consideran aceptables ya que son menores al 5% de error, lo cual indican que los cálculos son sustentados con la simulación.

La programación del seguidor no se pudo concretar, debido a la falta de tiempo y a que el enfoque del proyecto no se proyecta sobre la misma, sin embargo, se realizó las conexiones eléctricas de sensores y actuadores para futuros trabajos cuyo enfoque sea la programación.

Con respecto al costo de fabricación, para el proyecto se contó con un donativo de la universidad en cuanto a elementos por lo cual su costo disminuyó, sin embargo, el costo de fabricación de un seguidor solar de esas dimensiones es alto por lo cual se recomienda realizarlo a menor escala, no obstante, el análisis estructural ayudó a disminuir el costo en cuanto a material. La construcción de un seguidor solar de las mismas dimensiones tiene un costo de 1690 dólares, descartando el costo de los implementos donados por la universidad el costo final de la estructura del seguidor fue de 551,35 dólares.

Recomendaciones

El mallado que emplea el programa CAD no proporciona la opción de una geometría cuadrada en el mismo, por las limitaciones existentes en la capacidad del programa, y a pesar de ser el mallado óptimo para estructuras porque permite visualizar la deformación de mejor manera, en compensación se realizó un mallado triangular (por default del programa) de 4 y 8 mm según el criterio la organización de diseño estructural internacional para estructuras con y

sin intervención de presencia humana. Por lo tanto, se recomienda realizar el análisis virtual en un programa que proporcione la opción de configurar el tipo y tamaño de malla para obtener resultados mucho más reales con menor rango de error con respecto al valor calculado.

Al ser diseño de una estructura el tema del proyecto, no se analizó con detalles la programación del seguidor, implementando una programación por estados según la lectura entre rangos de los sensores, En base a esto se recomienda realizar otro trabajo de investigación en base a trabajos existentes, para una programación más exacta y funcional del seguidor solar.

Bibliografía

- Autodesk. (2018). Obtenido de <https://knowledge.autodesk.com/es/support/inventor-products/learn-explore/caas/sfdcarticles/sfdcarticles/ESP/Accuracy-of-Stress-Analysis-Results-and-Convergence-in-Inventor-Stress-Analysis.html>
- Cedal. (2015). *Cedal.com*. Obtenido de <http://www.cedal.com.ec/uploads/product/17-cedal-tubos-redondos.pdf>
- Conceptode*. (2016). Obtenido de <https://concepto.de/energias-alternativas/>
- conceptos, fuerzas, vectores*. (16 de abril de 2017). Obtenido de <http://conceptosfuerzavectoresetc.blogspot.com/2017/04/isostatica.html>
- CONSUN. (2018). *consun.com*. Obtenido de http://www.soyoda.com/webpages/cat/Cata%CC%81logo_Pernos_Soyoda17.pdf
- Energia Solar*. (2015). Obtenido de <https://solar-energia.net/energias-no-renovables/combustibles-fosiles>

Guardado Heriberto, RIVERA Eulises. (mayo de 2012). Implementacion de seguidor solar de dos ejes para el sistema fotovoltaico de la escuela de ingenieria electrica de la UES. *seguidor solar de 2 ejes para sistema fotovoltaico*. San Salvador, El Salvador.

IDAE. (2015). Obtenido de

<http://www.caib.es/sacmicrofront/archivopub.do?ctrl=MCRST297ZI75916&id=75916>

Ingemecanica.com. (2017). Obtenido de

<https://ingemecanica.com/tutoriales/prontuariodeperfiles.html>

Jofra, M. (2017). *energia solar fotovoltaica*. Obtenido de

<https://www.fenercom.com/pdf/publicaciones/cuadernos-energias-renovables-para-todos-solar-fotovoltaica.pdf>

Juan Carlos Vega de Kuyper , Santiago Ramirez . (2014). *Fuentes de energia renovables y no renovables*. Mexico: Algaomega.

Luiza, A. (9 de junio de 2017). *Tareas Arquitectura*. Obtenido de

<http://angelicaluizagab.blogspot.com/2017/06/conceptos-hiperestatica-e-isostatica.html>

Martinez jair , Hernandez Edgar. (2014). DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SEGUIDOR SOLAR EMPLEANDO UN CONTROLADOR PID CON MODO DESLIZANTE.

Bogota, Colombia.

Nohelys, V. (2014). *monografias.com*. Obtenido de

<https://www.monografias.com/trabajos70/metodo-cientifico/metodo-cientifico.shtml>

Poveda, M. (2007). *EFICIENCIA ENERGÉTICA: RECURSO NO APROVECHADOS*. Obtenido de <http://www.olade.org/sites/default/files/portal->

ee/EFICIENCIA%20ENERG%C3%89TICA%20RECURSO%20NO%20APROVECHA
DO-Agosto-2007.pdf

REMMAQ. (2015). Obtenido de

<http://www.quitoambiente.gob.ec/ambiente/index.php/solmaforo-bicentenario>

Rizk.J & Chayco, Y. (2008). Solar Tracking System: More Efficient Use Of Solar Panels. *World Academy of Science, Engineering and Technology 41 2008*, 314.

Rodriguez, E. (2016). Obtenido de tecnologia.com:

<https://www.areatecnologia.com/electricidad/regulador-de-carga-solar.html>

Serra, J. (2009). Obtenido de circuitor.com: http://circuitor.com/docs/GUIA_EEE_SP-LR.pdf

Studocu. (2018). Obtenido de <https://www.studocu.com/en/document/instituto-tecnologico-de-tijuana/analisis-y-sintesis-de-mecanismos/lecture-notes/grados-de-libertad/2847699/view>

Vazquez, V. (2016). *Slide Share*. Obtenido de

<https://www.slideshare.net/JHONKEVINTELLOCASTAE/esfuerzo-cortante-64061738>

Anexos

Anexo 1: Código De Programación

```
// lectura de sensores analogos (fotovoltaicos)
const int estel = A0; // sensor este
const int este2 = A1; //sensor este
const int oestel = A2; // sensor oeste
const int oeste2 = A3;// sensor oeste

//sensores mecanicos (fines de carrera)

const int finm1 = 8;
const int finm2 = 9;
const int finp1 = 10;
const int finp2 = 11;

//salidas motor y piston
const int motord = 2;
const int motori = 3;
const int pistonu = 4;
const int pistond = 5;

// almacenamiento sensores
int valore1=0;
int valore2=0;
int valoro1=0;
int valoro2=0;
int registroe1=0;
int registroe2=0;
int registroo1=0;
int registroo2=0;

void setup() {
  // initialize serial communications at 9600 bps:
  Serial.begin(9600);
  // entradas digitales
  pinMode(finm1, INPUT);
  pinMode(finm2, INPUT);
  pinMode(finp1, INPUT);
  pinMode(finp2, INPUT);
  // salidas digitales
  pinMode(motord, OUTPUT);
  pinMode(motori, OUTPUT);
  pinMode(pistonu, OUTPUT);
  pistond, OUTPUT);
}
}
```

```
void loop() {
  // read the analog in value:
  valore1 = analogRead(estel);
  valore2 = analogRead(este2);
  valorol = analogRead(oestel);
  valoro2 = analogRead(oeste2);

  digitalRead(finml);
  digitalRead(finm2);
  digitalRead(finpl);
  digitalRead(finp2);

  // map it to the range of the analog out:
  registroel = map(valore1, 0, 1023, 0, 255);
  registroe2 = map(valore2, 0, 1023, 0, 255);
  registrool = map(valorol, 0, 1023, 0, 255);
  registroo2 = map(valoro2, 0, 1023, 0, 255);

  //movimiento
  //posicionamiento este
  if(finm2==HIGH && 145<registroel<220 && registrool>220){
    poseste;
  }

  if(finm2==HIGH && 145<registroe2<220 && registroo2>220){
    poseste;
  }

  //posicionamiento 90

  if(pistond==LOW && 220<registroel<245 && 220<registrool<245){
    pos90;
  }
  if(pistond==LOW && 220<registroe2<245 && 220<registroo2<245){
    pos90;
  }

  //posicionamiento oeste

  if(finml==HIGH && 145<registrool<220 && registroel>220){
    posoeste;
  }
}
```

```
if(finml==HIGH && 145<registroo2<220 && registroe2>220){
    posoeste;
}

//limites de actuadores

if(finml==HIGH){
    detenermotor;
}

if(finm2==HIGH){
    detenermotor;
}

if(finpl==HIGH){
    detenerpiston;
}

if(finp2==HIGH){
    detenerpiston;
}

//posicion inicial

if(registroel>246 && registrool>246 && registroe2>246 && registroo2>246){
    poseste;
}
}

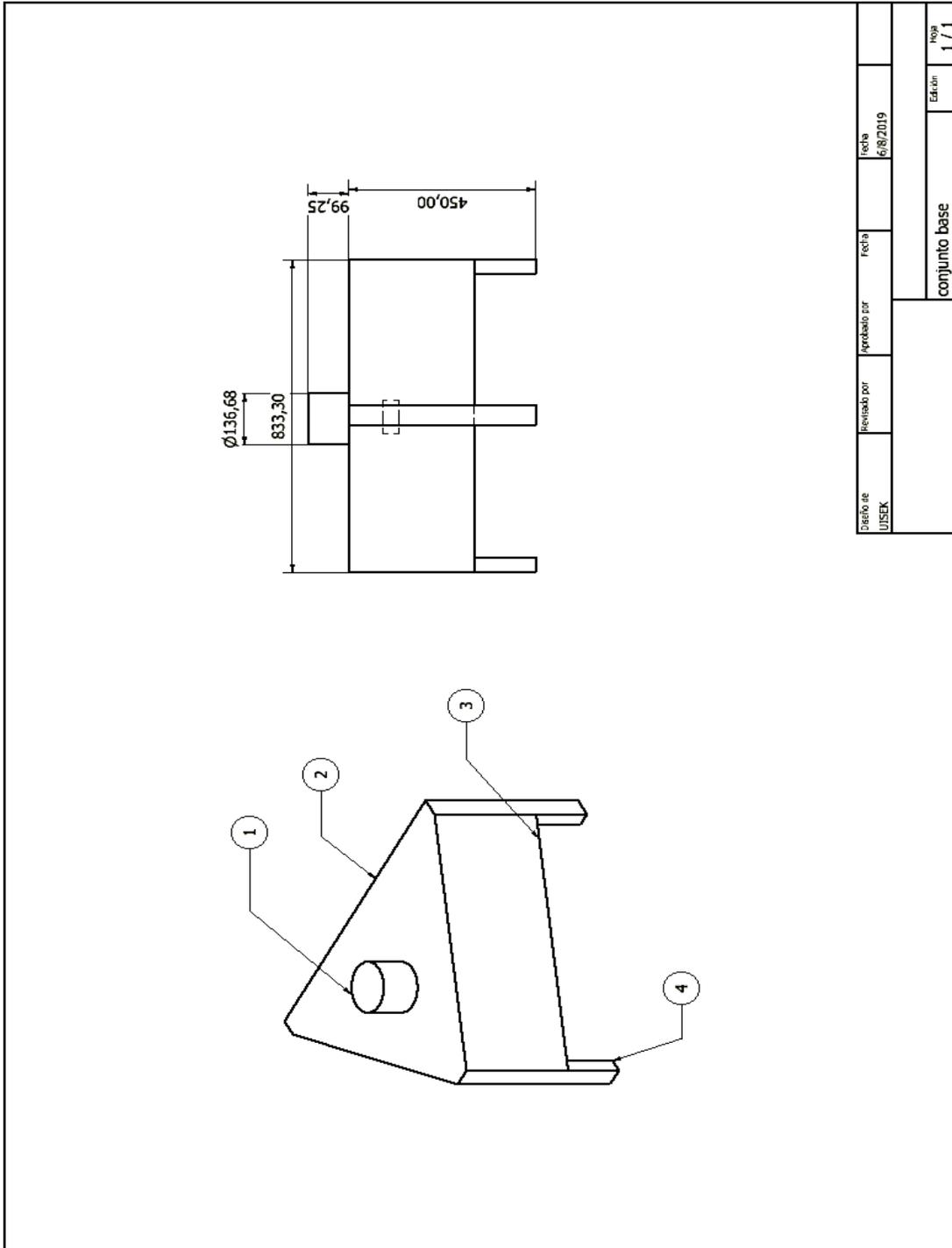
void detenermotor(){
    digitalWrite(motord,LOW);
    digitalWrite(motori,LOW);
}

void detenerpiston(){
    digitalWrite(pistonu,LOW);
    digitalWrite(pistond,LOW);
}
```

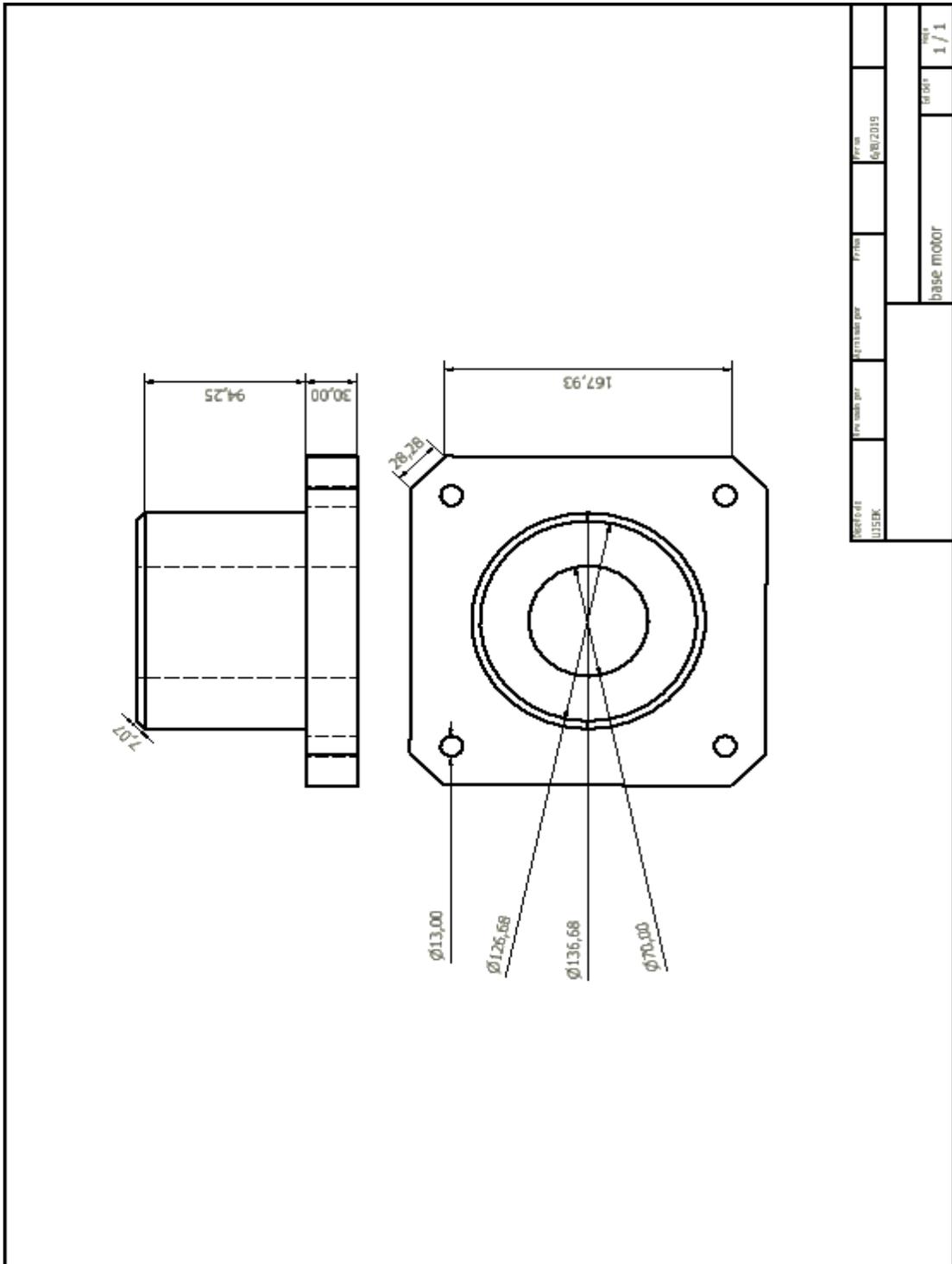
```
void poseste() {  
    digitalWrite(motori, HIGH);  
    delay(1000);  
    digitalWrite(pistond, HIGH);  
}  
|  
void posoeste() {  
    digitalWrite(motord, HIGH);  
    delay(1000);  
    digitalWrite(pistond, HIGH);  
}  
  
void pos90() {  
    digitalWrite(pistonu, HIGH);  
}
```

Anexo 2: Planos De Diseño

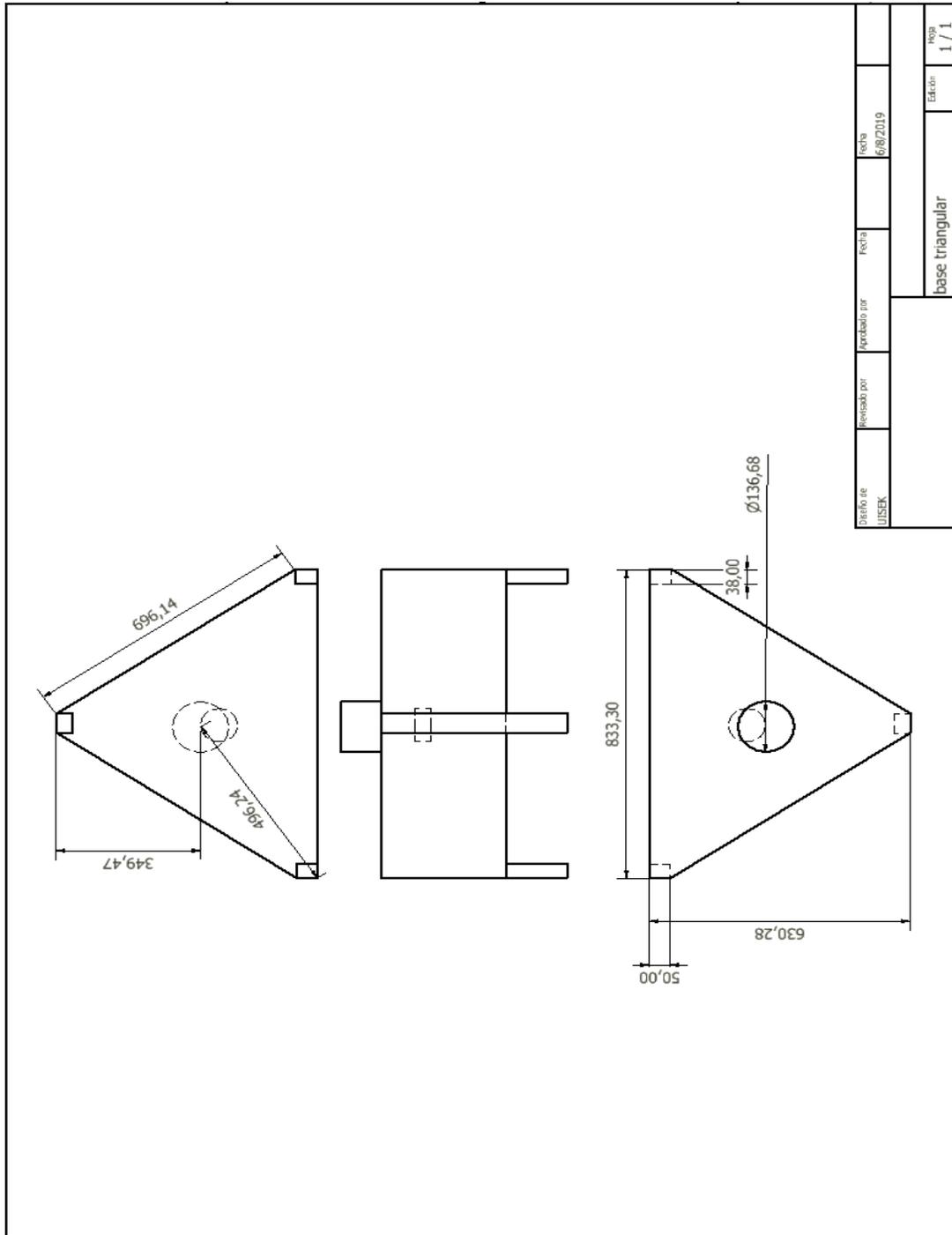
Planos De La Base: Subconjuntos



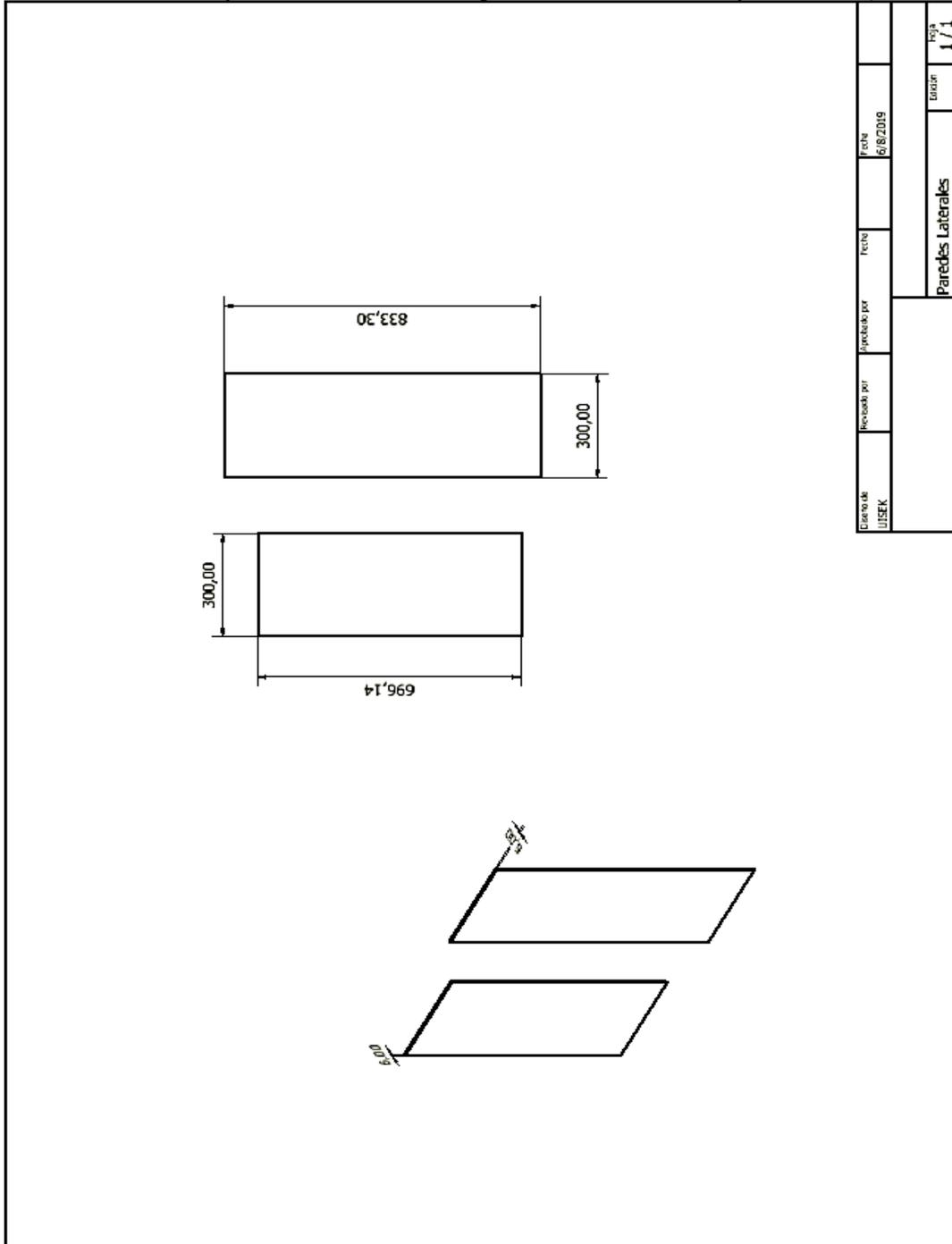
Subconjunto 1: Base Del Motor



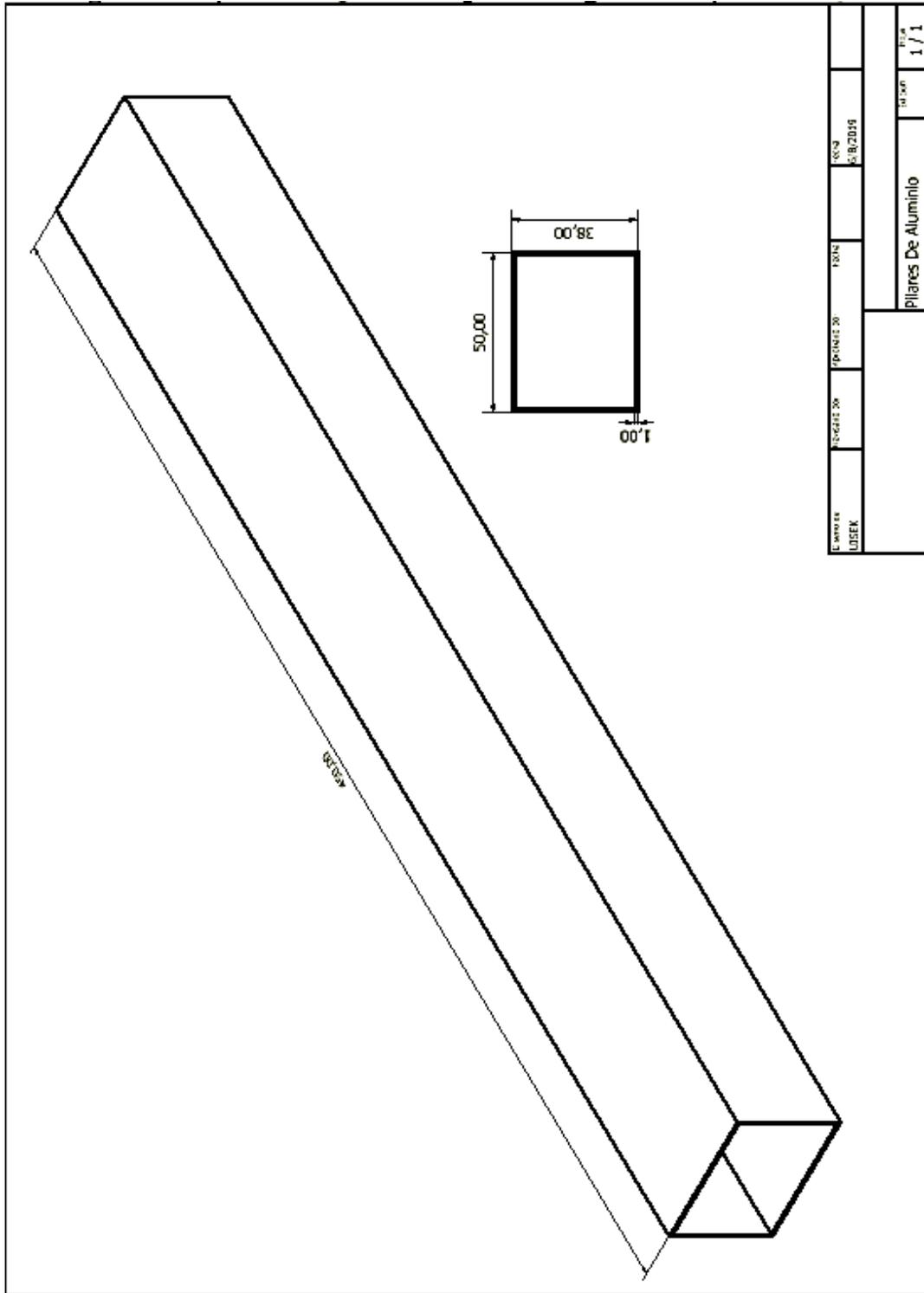
Subconjunto 2: Bases Triangulares



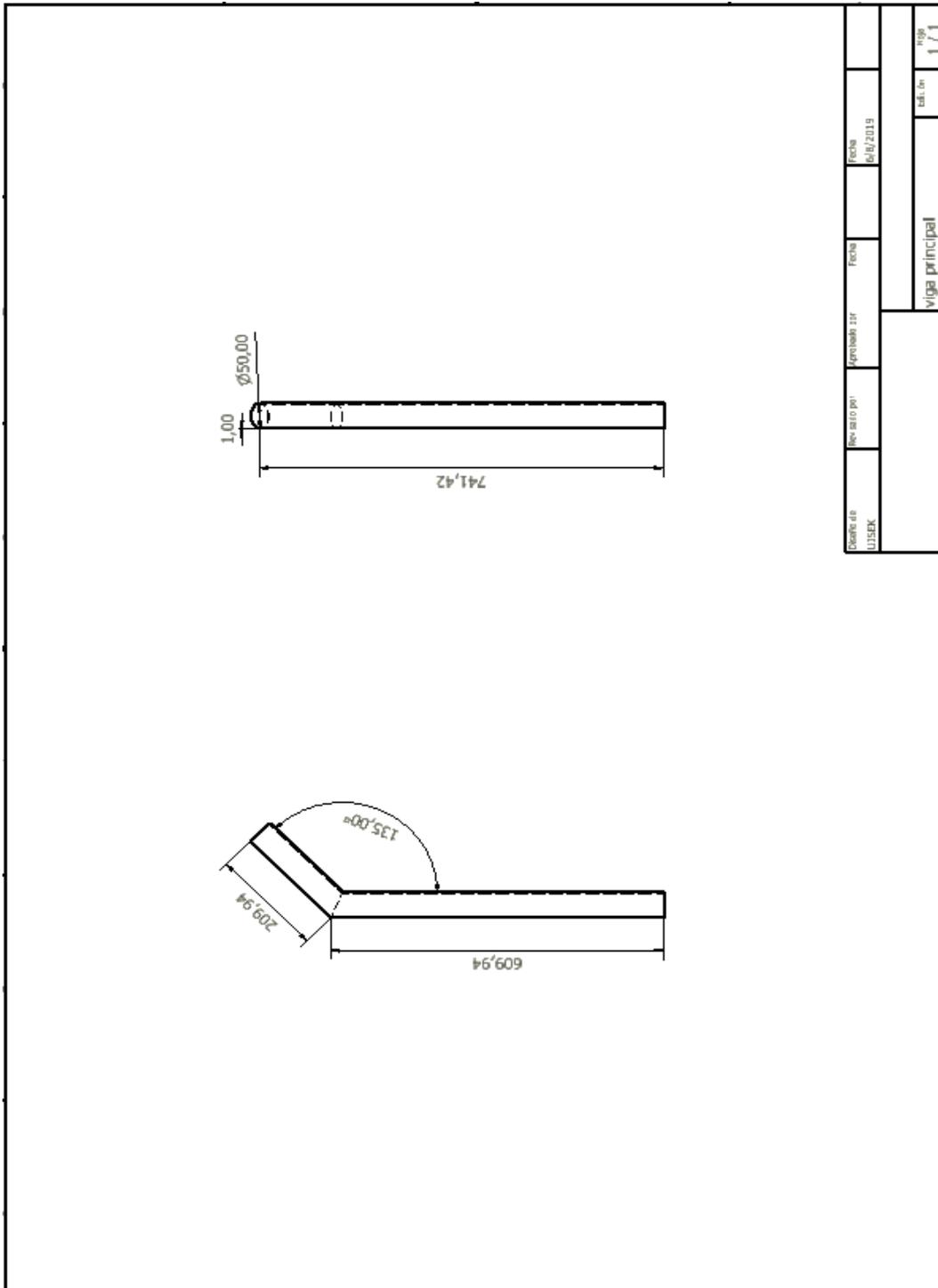
Subconjunto 3: Pared De Vidrio Laterales



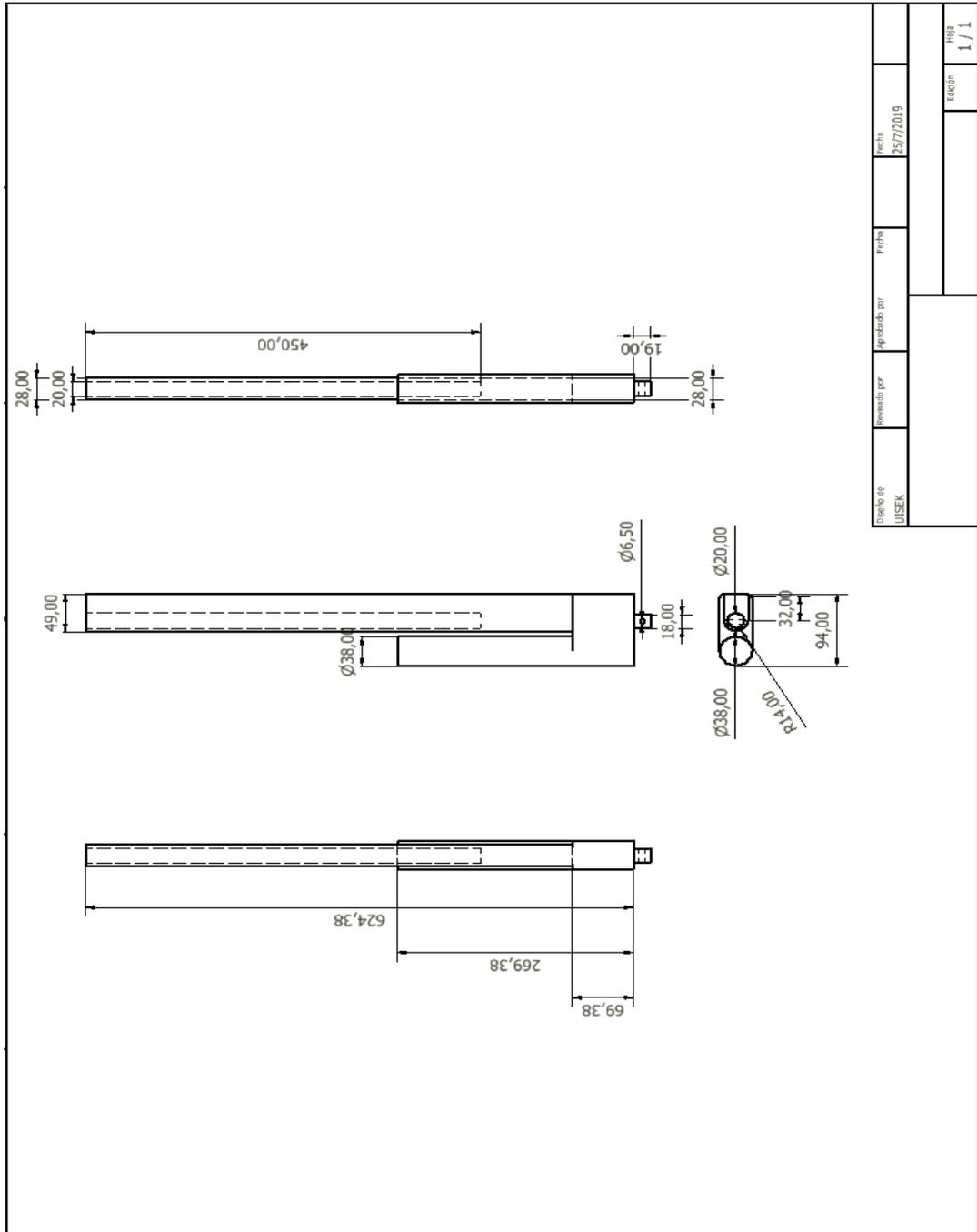
Subconjunto 4: Columna De Los Pilares (Aluminio)



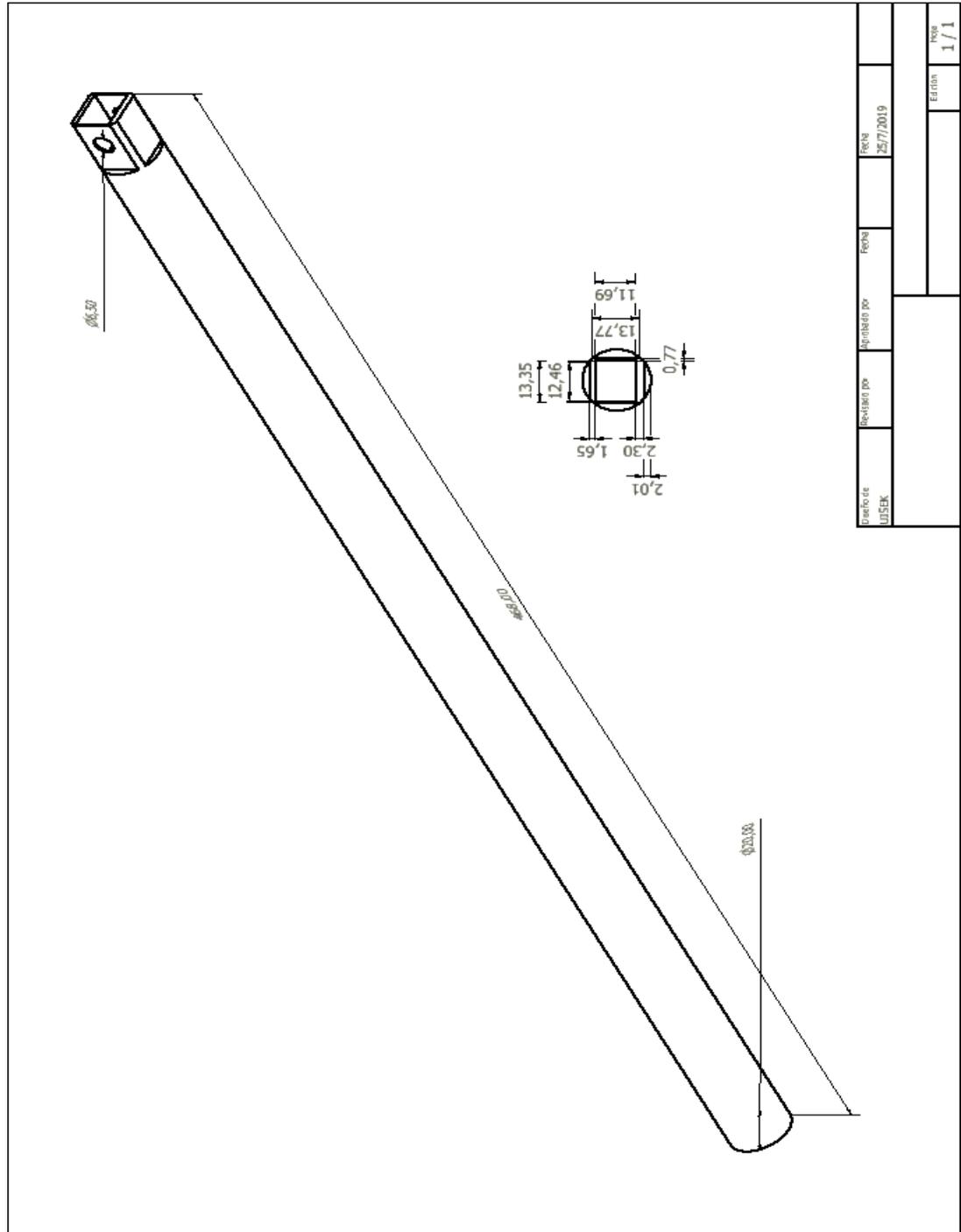
Planos De La Columna Principal



Planos De La Base Del Pistón



Planos De Extensión De Pistón

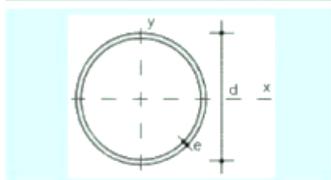


Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha
WSEK			25/7/2019
			Edición
			1 / 1

Anexo 3: catálogos de perfiles.

Perfiles De Acero

Perfiles Huecos Redondos



- u = Perímetro
- A = Área de la sección
- S = Momento estático de media sección, respecto a un eje baricéntrico
- J = Momento de inercia de la sección, respecto a un eje baricéntrico
- W = 2J / d Módulo resistente de la sección, respecto a un eje baricéntrico
- i = $\sqrt{J/A}$ Radio de giro de la sección, respecto a un eje baricéntrico
- I_t = Módulo de torsión de la sección

Perfil	Dimensiones			Términos de sección						Peso	
	d mm	e mm	u mm	A cm ²	S cm ³	J cm ⁴	W cm ³	i cm	I _t cm ⁴	p kp/m	
∅ 40.2	40	2	126	2,39	1,44	4,33	2,16	1,35	8,66	1,88	P
∅ 40.3	40	3	126	3,49	2,05	6,01	3,00	1,31	12,00	2,74	P
∅ 40.4	40	4	126	4,52	2,60	7,42	3,71	1,28	14,80	3,55	C
∅ 45.2	45	2	141	2,70	1,85	6,26	2,78	1,52	12,50	2,12	P
∅ 45.3	45	3	141	3,96	2,65	8,77	3,90	1,49	17,50	3,11	P
∅ 45.4	45	4	141	5,15	3,37	10,90	4,84	1,45	21,80	4,04	C
∅ 50.2	50	2	157	3,02	2,30	8,70	3,48	1,69	17,40	2,37	P
∅ 50.3	50	3	157	4,43	3,31	12,20	4,91	1,66	24,50	3,47	P
∅ 50.4	50	4	157	5,78	4,23	15,40	6,16	1,63	30,80	4,53	P
∅ 55.2	55	2	173	3,33	2,81	11,70	4,25	1,87	23,40	2,61	C
∅ 55.3	55	3	173	4,90	4,06	16,60	6,04	1,84	33,20	3,85	C
∅ 55.4	55	4	173	6,41	5,21	21,00	7,64	2,01	42,00	5,03	C
∅ 60.2	60	2	188	3,64	3,36	15,30	5,11	2,05	30,60	2,86	P
∅ 60.3	60	3	188	5,37	4,87	21,80	7,29	2,01	43,70	4,21	P
∅ 60.4	60	4	188	7,04	6,27	27,70	9,24	1,98	55,40	5,52	P
∅ 65.2	65	2	204	3,96	3,97	19,70	6,06	2,23	39,40	3,11	C
∅ 65.3	65	3	204	5,84	5,78	28,10	8,65	2,19	56,20	4,58	C
∅ 65.4	65	4	204	7,67	7,46	35,80	11,60	2,16	71,60	6,02	C
∅ 70.2	70	2	220	4,27	4,62	24,70	7,05	2,41	49,40	3,35	P
∅ 70.3	70	3	220	6,31	6,73	35,50	10,10	2,37	71,00	4,95	P
∅ 70.4	70	4	220	8,29	8,72	45,30	12,90	2,34	90,60	6,51	C
∅ 75.2	75	2	236	4,58	5,33	30,50	8,15	2,58	61,10	3,60	P
∅ 75.3	75	3	236	6,78	7,78	44,00	11,70	2,54	88,00	5,32	P
∅ 75.4	75	4	236	8,92	10,10	56,30	15,00	2,51	113,00	7,00	P
∅ 80.2	80	2	251	4,90	6,09	37,30	9,33	2,76	74,60	3,85	C
∅ 80.3	80	3	251	7,26	8,90	53,90	13,50	2,72	108,00	5,70	C
∅ 80.4	80	4	251	9,55	11,60	69,10	17,30	2,69	138,00	7,50	C
∅ 90.3	90	3	283	8,19	11,40	77,60	17,30	3,07	155,00	6,43	P
∅ 90.4	90	4	283	10,80	14,80	100,00	22,30	3,04	200,00	8,48	P
∅ 90.5	90	5	283	13,40	18,10	121,00	26,90	3,01	242,00	10,50	P
∅ 100.3	100	3	314	9,14	14,10	108,00	21,50	3,43	215,00	7,17	P
∅ 100.4	100	4	314	12,10	18,40	139,00	27,80	3,39	278,00	9,47	P
∅ 100.5	100	5	314	14,90	22,60	169,00	33,80	3,36	338,00	11,70	P
∅ 100.6	100	6	314	17,70	26,50	196,00	39,30	3,33	393,00	13,90	C
∅ 125.4	125	4	393	15,20	29,30	279,00	44,60	4,28	557,00	11,90	C
∅ 125.5	125	5	393	18,80	36,00	340,00	54,40	4,24	680,00	14,80	C
∅ 125.6	125	6	393	22,40	42,50	398,00	63,70	4,21	796,00	17,60	C
∅ 155.5	155	5	487	23,60	56,20	663,00	85,50	5,30	1.330,00	18,50	C
∅ 155.6	155	6	487	28,10	66,80	781,00	101,00	5,27	1.560,00	22,10	C
∅ 155.8	155	8	487	36,90	86,50	1.000,00	129,00	5,21	2.000,00	29,00	C
∅ 175.5	175	5	550	26,70	72,30	966,00	110,00	6,01	1.330,00	21,00	C
∅ 175.6	175	6	550	31,90	85,70	1.140,00	130,00	5,98	2.280,00	25,00	C
∅ 175.8	175	8	550	42,00	112,00	1.470,00	168,00	5,92	2.940,00	33,00	C
∅ 200.5	200	5	628	30,60	95,10	1.460,00	146,00	6,91	2.920,00	24,00	C
∅ 200.6	200	6	628	36,60	113,00	1.720,00	172,00	6,86	3.440,00	28,70	C
∅ 200.8	200	8	628	48,30	148,00	2.230,00	223,00	6,79	4.460,00	37,90	C

Perfiles De Aluminio

PERFILERIA
DE ALUMINIO

TUBOS
REDONDOS

REFERENCIA	Diámetro (D)		Espesor mm	Peso Kg/m
	Milímetros	Pulgadas		
1940	76.20	3	1.50	0.969
1942	101.60	4	2.00	1.723
2138	12.70	1/2	1.10	0.180
2150	19.05	3/4	1.10	0.168
2151	15.70	5/8	1.21	0.150
2152	12.70	1/2	1.10	0.109
2185	9.50	3/8	1.00	0.072
2186	7.90	5/16	1.00	0.059
2303	33.40	1 5/16	4.50	1.107
2304	34.35	1 23/64	1.30	0.366
2363	120.65	4 3/4	6.35	6.179
2415	9.50	3/8	1.65	0.111
2465	38.10	1 1/2	2.77	0.833
2494	85.72	3	6.35	4.290
2515	127.00	5	3.00	3.167
2516	127.00	5	2.00	2.128
2517	152.40	6	4.00	5.054
2518	152.40	6	3.00	3.816
2571	25.40	1	1.40	0.286
2689	15.80	5/8	1.00	0.129
2730	30.00	1 3/16	2.00	0.477
2741	30.00	1 3/16	2.50	0.585
2775	25.40	1	1.10	0.227
2783	22.23	7/8	1.10	0.198
2806	38.10	1 1/2	1.50	0.467
2807	28.50	1 1/8	1.05	0.245
2873	30.00	1 3/16	1.80	0.432

REFERENCIA	Diámetro (D)		Espesor mm	Peso Kg/m
	Milímetros	Pulgadas		
2942	18.20	23/32	3.80	0.466
2957	123.83	4 7/8	7.94	7.831
3006	76.20	3	4.00	2.459
3008	15.77	5/8	1.41	0.172
3105	27.30	1 5/64	1.50	0.377
3238	25.40	1	1.30	0.267
3249	38.50	1 33/64	1.10	0.350
3283	19.05	3/4	1.25	0.189
3284	22.22	7/8	1.25	0.223
3285	25.40	1	1.25	0.257
3306	39.60	1 9/16	2.30	0.727
3311	51.80	2 3/64	1.10	0.475
3367	38.20	1 1/2	1.10	0.358
3444	24.70	31/32	1.40	0.278
3465	39.50	1 9/16	1.10	0.363
3505	22.00	55/64	1.27	0.224
3627	50.20	1 31/32	2.10	0.860
3628	40.20	1 37/64	1.60	0.526
3629	24.75	31/32	1.70	0.334
3631	101.60	4	2.30	1.944



C. FERRAZ, E. LÓPEZ Y A. M. S. A.

TUBOS REDONDOS

Anexo 4: Resultados Simulación Inventor*Seguidor Solar: Malla 4mm***Informe de análisis de tensión**

Archivo analizado:	ensamble simulacion estatica.iam
Versión de Autodesk Inventor:	2019 (Build 230136000, 136)
Fecha de creación:	1/8/2019, 11:38
Autor del estudio:	UISEK
Resumen:	

☐ **Información de proyecto (iProperties)**

☐ **Resumen**

Autor UISEK

☐ **Proyecto**

Nº de pieza	ensamble simulacion estatica
Diseñador	UISEK
Coste	\$0,00
Fecha de creación	8/7/2019

☐ **Estado**

Estado del diseño Trabajo en curso

☐ **Propiedades físicas**

Masa	762,876 kg
Área	4746550 mm ²
Volumen	106480000 mm ³
Centro de gravedad	x=892,495 mm y=2159,13 mm z=468,46 mm

Configuración de malla:

Tamaño medio de elemento (fracción del diámetro del modelo)	0,1
Tamaño mínimo de elemento (fracción del tamaño medio)	0,2
Factor de modificación	1,5
Ángulo máximo de giro	60 gr
Crear elementos de malla curva	No
Usar medida basada en pieza para la malla del ensamblaje	Sí

Material(es)

Nombre	Acero	
General	Densidad de masa	7,85 g/cm ³
	Límite de elasticidad	207 MPa
	Resistencia máxima a tracción	345 MPa
Tensión	Módulo de Young	210 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,3 su
	Módulo cortante	80,7692 GPa
Nombre(s) de pieza	base	
Nombre	Acero inoxidable, austenítico	
General	Densidad de masa	8 g/cm ³
	Límite de elasticidad	228 MPa
	Resistencia máxima a tracción	540 MPa
Tensión	Módulo de Young	190,3 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,305 su
	Módulo cortante	72,9119 GPa
Nombre(s) de pieza	chumacera	
Nombre	Acero, aleación	
General	Densidad de masa	7,73 g/cm ³
	Límite de elasticidad	250 MPa
	Resistencia máxima a tracción	400 MPa
Tensión	Módulo de Young	205 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,3 su
	Módulo cortante	78,8462 GPa
Nombre(s) de pieza	eje chu	
Nombre	Aluminio 6061-AHC	
General	Densidad de masa	2,7 g/cm ³
	Límite de elasticidad	275 MPa
	Resistencia máxima a tracción	310 MPa
Tensión	Módulo de Young	68,9 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,33 su
	Módulo cortante	25,9023 GPa
Nombre(s) de pieza	panel solar viga principal	
Nombre	Aluminio 6061, soldado	
General	Densidad de masa	2,7 g/cm ³
	Límite de elasticidad	55 MPa
	Resistencia máxima a tracción	62 MPa
Tensión	Módulo de Young	68,9 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,33 su
	Módulo cortante	25,9023 GPa
Nombre(s) de pieza	piston base piston extension	

☐ Resultados

☐ Fuerza y pares de reacción en restricciones

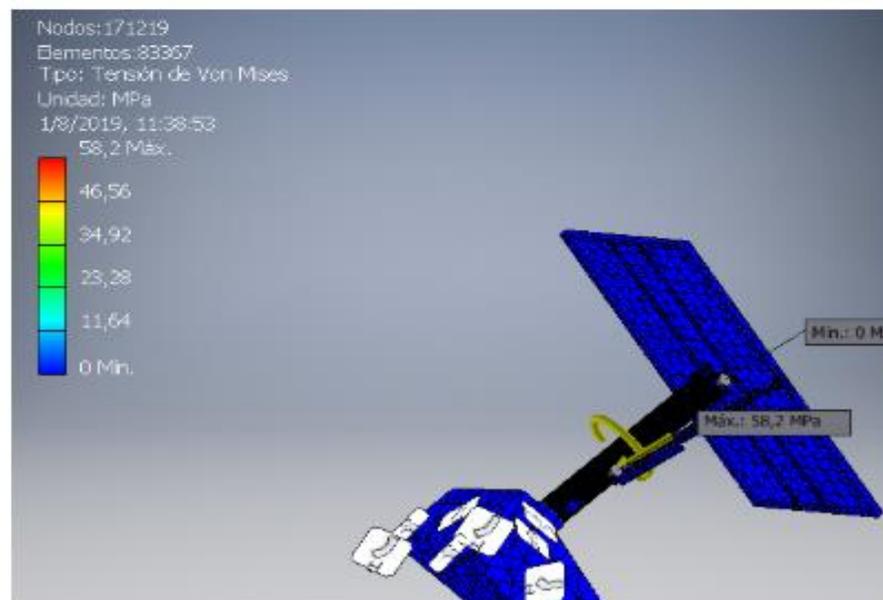
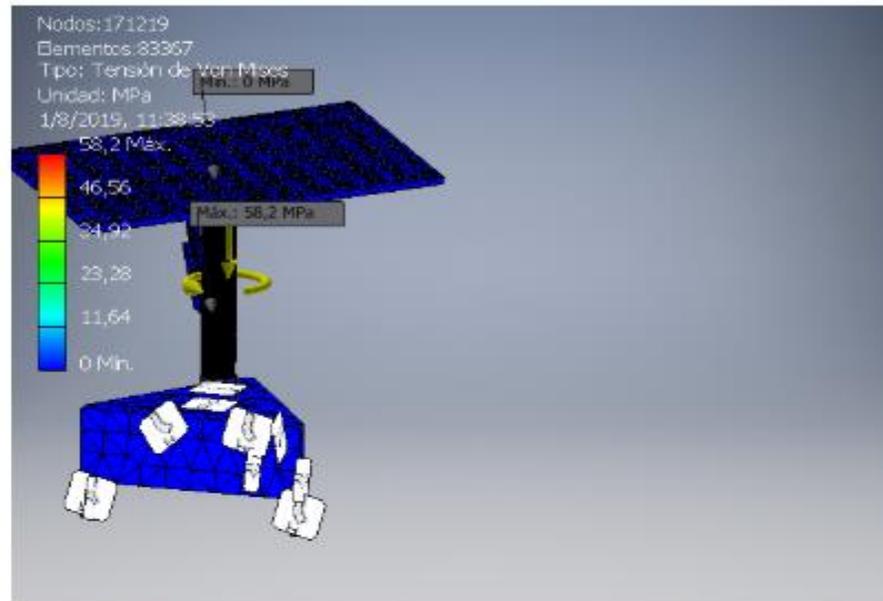
Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X, Y, Z)	Magnitud	Componente (X, Y, Z)
Restricción fija:1	10125,3 N	-1177 N	1085,66 N m	-275,641 N m
		-1066 N		-1040,26 N m
		-10000 N		143,335 N m
Restricción fija:2	0,114995 N	-0,0752086 N	0,0285333 N m	-0,00530428 N m
		0,0396093 N		0,0230168 N m
		0,0774503 N		-0,0160075 N m
Restricción fija:3	0 N	0 N	0 N m	0 N m
		0 N		0 N m
		0 N		0 N m
Restricción fija:4	6387,96 N	-1432,63 N	63,1457 N m	-53,8171 N m
		2338,9 N		-32,9968 N m
		5769,15 N		-1,5216 N m

☐ Resumen de resultados

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	106480000 mm ³	
Masa	762,876 kg	
Tensión de Von Mises	0 MPa	58,2047 MPa
Primera tensión principal	-0,994308 MPa	54,8284 MPa
Tercera tensión principal	-18,5219 MPa	5,30414 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,00252952 mm
Coefficiente de seguridad	4,72471 su	15 su
Tensión XX	-2,84478 MPa	11,0534 MPa
Tensión XY	-5,31358 MPa	7,19733 MPa
Tensión XZ	-9,23156 MPa	20,3871 MPa
Tensión YY	-3,8238 MPa	36,6593 MPa
Tensión YZ	-1,72342 MPa	21,3389 MPa
Tensión ZZ	-15,3722 MPa	17,0333 MPa
Desplazamiento X	-0,000207189 mm	0,000163707 mm
Desplazamiento Y	-0,0010453 mm	0,0000451061 mm
Desplazamiento Z	-0,0022941 mm	0,0000439051 mm
Deformación equivalente	0 su	0,000760742 su
Primera deformación principal	-0,00000000972529 su	0,000784587 su
Tercera deformación principal	-0,000502509 su	0,000000000183664 su
Deformación XX	-0,000131114 su	0,0000540331 su
Deformación XY	-0,00010257 su	0,000138932 su
Deformación XZ	-0,0001782 su	0,000393539 su
Deformación YY	-0,0000688067 su	0,000427246 su
Deformación YZ	-0,0000332677 su	0,000411911 su
Deformación ZZ	-0,000318098 su	0,000182845 su
Presión de contacto	0 MPa	0,0046908 MPa
Presión de contacto X	-0,00159683 MPa	0,00166053 MPa
Presión de contacto Y	-0,00450887 MPa	0,0035721 MPa
Presión de contacto Z	-0,00308781 MPa	0,00334444 MPa

Figuras

Tensión de Von Mises



Seguidor Solar: Malla 8mm

Informe de análisis de tensión

Archivo analizado:	ensamble simulacion estatica.iam
Versión de Autodesk Inventor:	2019 (Build 230136000, 136)
Fecha de creación:	1/8/2019, 13:15
Autor del estudio:	UISEK
Resumen:	

☐ Información de proyecto (iProperties)

☐ Resumen

Autor UISEK

☐ Proyecto

Nº de pieza	ensamble simulacion estatica
Diseñador	UISEK
Coste	\$0,00
Fecha de creación	8/7/2019

☐ Estado

Estado del diseño Trabajo en curso

☐ Propiedades físicas

Masa	762,876 kg
Área	4746550 mm ²
Volumen	106480000 mm ³
Centro de gravedad	x=892,495 mm y=2159,13 mm z=468,46 mm

Configuración de malla:

Tamaño medio de elemento (fracción del diámetro del modelo)	0,1
Tamaño mínimo de elemento (fracción del tamaño medio)	0,2
Factor de modificación	1,5
Ángulo máximo de giro	60 gr
Crear elementos de malla curva	No
Usar medida basada en pieza para la malla del ensamblaje	Sí

Material(es)

Nombre	Acero	
General	Densidad de masa	7,85 g/cm ³
	Límite de elasticidad	207 MPa
	Resistencia máxima a tracción	345 MPa
Tensión	Módulo de Young	210 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,3 su
	Módulo cortante	80,7692 GPa
Nombre(s) de pieza	base	
Nombre	Acero inoxidable, austenítico	
General	Densidad de masa	8 g/cm ³
	Límite de elasticidad	228 MPa
	Resistencia máxima a tracción	540 MPa
Tensión	Módulo de Young	190,3 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,305 su
	Módulo cortante	72,9119 GPa
Nombre(s) de pieza	chumacera	
Nombre	Acero, aleación	
General	Densidad de masa	7,73 g/cm ³
	Límite de elasticidad	250 MPa
	Resistencia máxima a tracción	400 MPa
Tensión	Módulo de Young	205 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,3 su
	Módulo cortante	78,8462 GPa
Nombre(s) de pieza	eje chu	
Nombre	Aluminio 6061-AHC	
General	Densidad de masa	2,7 g/cm ³
	Límite de elasticidad	275 MPa
	Resistencia máxima a tracción	310 MPa
Tensión	Módulo de Young	68,9 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,33 su
	Módulo cortante	25,9023 GPa
Nombre(s) de pieza	panel solar viga principal	
Nombre	Aluminio 6061, soldado	
General	Densidad de masa	2,7 g/cm ³
	Límite de elasticidad	55 MPa
	Resistencia máxima a tracción	62 MPa
Tensión	Módulo de Young	68,9 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,33 su
	Módulo cortante	25,9023 GPa
Nombre(s) de pieza	piston base piston extension	

☐ Resultados

☐ Fuerza y pares de reacción en restricciones

Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X, Y, Z)	Magnitud	Componente (X, Y, Z)
Restricción fija:1	10125,3 N	-1177 N -1066 N -10000 N	1085,66 N m	-275,64 N m -1040,26 N m 143,335 N m
Restricción fija:2	0,0898448 N	-0,0115214 N -0,000568776 N 0,0891012 N	0,0219438 N m	-0,0217323 N m 0,000676731 N m -0,0029632 N m
Restricción fija:3	0 N	0 N 0 N 0 N	0 N m	0 N m 0 N m 0 N m
Restricción fija:4	6387,73 N	-1432,73 N 2338,69 N 5768,96 N	62,7253 N m	-53,1356 N m -33,3101 N m -1,22617 N m

☐ Resumen de resultados

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	106480000 mm ³	
Masa	762,876 kg	
Tensión de Von Mises	0 MPa	67,2606 MPa
Primera tensión principal	-1,48633 MPa	64,1299 MPa
Tercera tensión principal	-18,7454 MPa	3,02161 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,00222283 mm
Coefficiente de seguridad	4,08858 su	15 su
Tensión XX	-2,83719 MPa	12,4559 MPa
Tensión XY	-2,34143 MPa	8,55957 MPa
Tensión XZ	-3,81343 MPa	23,1715 MPa
Tensión YY	-3,77535 MPa	41,7645 MPa
Tensión YZ	-1,6328 MPa	25,0149 MPa
Tensión ZZ	-13,5845 MPa	14,4555 MPa
Desplazamiento X	-0,000085438 mm	0,00016882 mm
Desplazamiento Y	-0,000906458 mm	0,0000180114 mm
Desplazamiento Z	-0,0020294 mm	0,0000428451 mm
Deformación equivalente	0 su	0,000879995 su
Primera deformación principal	-0,0000000000000000031682 su	0,00091119 su
Tercera deformación principal	-0,000575603 su	0,000000000548006 su
Deformación XX	-0,0000862909 su	0,0000462168 su
Deformación XY	-0,0000451974 su	0,000165228 su
Deformación XZ	-0,0000736119 su	0,000447287 su
Deformación YY	-0,0000717161 su	0,000479462 su
Deformación YZ	-0,0000315185 su	0,000482871 su
Deformación ZZ	-0,000298103 su	0,000193559 su
Presión de contacto	0 MPa	0,00494275 MPa
Presión de contacto X	-0,00205855 MPa	0,00176979 MPa
Presión de contacto Y	-0,00317134 MPa	0,00201199 MPa
Presión de contacto Z	-0,00440463 MPa	0,00386983 MPa

Figuras

Tensión de Von Mises

