

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



**DISEÑO DE UN CONCENTRADOR SOLAR SCHEFFLER DE 2,7 m²,
MODULAR Y TRANSPORTABLE, CON MECANISMO DE
REPLIEGUE Y DESPLIEGUE**

Tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico

AUTOR:

Nestor Alberto Ponce Torres

ASESOR:

Ing. MBA Enrique Pujada Gamarra

Lima, octubre, 2024

Informe de Similitud

Yo, ENRIQUE PUJADA GAMARRA,

docente de la Facultad de CIENCIAS E INGENIERÍA de la Pontificia Universidad Católica del Perú,
asesor(a) de la tesis/el trabajo de investigación titulado

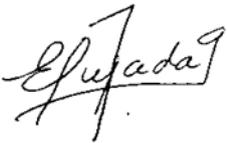
DISEÑO DE UN CONCENTRADOR SOLAR SCHEFFLER DE 2,7 m2, MODULAR Y TRANSPORTABLE, CON
MECANISMO DE REPLIEGUE Y DESPLIEGUE,

Del autor Nestor Alberto Ponce Torres,

dejo constancia de lo siguiente:

- El mencionado documento tiene un índice de puntuación de similitud de 17%, así lo consigna el reporte de similitud emitido por el software *Turnitin* el 25/10/2024.
- He revisado con detalle dicho reporte y la Tesis o Trabajo de Suficiencia Profesional, y no se advierte indicios de plagio.
- Las citas a otros autores y sus respectivas referencias cumplen con las pautas académicas.

Lugar y fecha: Lima 25 de Octubre del 2024

Apellidos y nombres del asesor: <u>Paterno Materno, Nombre1 Nombre 2</u>	
DNI: ENRIQUE PUJADA GAMARRA	Firma 
ORCID: 0000-0003-0708-035X	

Resumen

La presente tesis trata sobre el diseño de un concentrador solar Scheffler de 2.7 m² con mecanismo de repliegue y despliegue, modular y transportable. La ventaja de este diseño es que, al reducir su tamaño y volumen, se vuelve fácilmente transportable, lo que hace que esta tecnología sea accesible incluso en zonas de difícil acceso en el Perú, donde la falta de buenas vías y los altos costos de transporte representan barreras significativas. Esto es especialmente relevante, dado que el diseño original del equipo implica elementos frágiles, como los espejos. Para lograr este objetivo, en primera instancia se define el alcance de la tesis y se lleva a cabo una investigación sobre el estado de la tecnología relacionada con concentradores solares y sistemas desplegados, como el origami, que permite reducir en área y volumen cualquier sistema usando patrones definidos. Luego, siguiendo la metodología de diseño según las normas alemanas VDI 2221 y VDI 2225, se elabora una lista de requerimientos y se proponen diseños conceptuales, seleccionando finalmente el proyecto preliminar definitivo teniendo en cuenta aspectos técnicos y económicos. Por último, se realizan los cálculos necesarios para dimensionar el equipo y se elaboran los planos de fabricación y ensamblaje correspondientes. Los resultados de esta investigación muestran que se logró diseñar un concentrador solar de 2.7 m² que reduce su volumen en más del 75% al plegarse, además de diseñarlo con una ergonomía adecuada para su uso, ya que el foco se encuentra a 1 metro del suelo. El costo total estimado para el diseño y la fabricación del primer prototipo es de S/. 11,401.58.

Palabras claves: *Reflector Scheffler; energía solar; repliegue; despliegue; origami; concentración solar*

Abstract

The present thesis deals with the design of a 2.7 m² Scheffler solar concentrator with a folding and unfolding mechanism, modular and transportable. The advantage of this design is that, by reducing its size and volume, it becomes easily transportable, making this technology accessible even in hard-to-reach areas in Peru, where the lack of good roads and high transportation costs represent significant barriers. This is particularly relevant, given that the original design of the equipment involves fragile elements, such as mirrors. To achieve this objective, the scope of the thesis is first defined, and research is conducted on the state of technology related to solar concentrators and deployable systems, such as origami, which allows reducing the area and volume of any system using defined patterns. Then, following the design methodology according to the German standards VDI 2221 and VDI 2225, a list of requirements is elaborated, and conceptual designs are proposed, finally selecting the definitive preliminary project considering technical and economic aspects. Finally, the necessary calculations are made to size the equipment, and the corresponding manufacturing and assembly drawings are elaborated. The results of this research show that a 2.7 m² solar concentrator was designed, which reduces its volume by more than 75% when folded, and it is also designed with suitable ergonomics for use, as the focal point is one meter above the ground. The estimated total cost for the design and manufacturing of the first prototype is S/. 11,401.58.

Keywords: *Scheffler reflector; solar energy; folding; unfolding; origami; solar concentration*

Dedicatoria

Dedicado a mis padres y a mi querido hermano.

En el camino hacia la culminación de este arduo proyecto, ustedes fueron mi luz y fortaleza. Con su apoyo incondicional me han guiado con cada paso, infundiendo en mí la confianza y determinación para lograr mis objetivos. A mi hermano, quien sigue mis pasos con admiración y empeño, les dedico este logro con profundo agradecimiento.

Con cariño y gratitud infinita,

Néstor Ponce

Agradecimientos

Quiero comenzar expresando mi más profundo agradecimiento a mis padres, quienes han sido mi fortaleza a lo largo de este proyecto académico. Su sacrificio, apoyo y comprensión han sido la fuerza impulsora detrás de cada logro alcanzado. Desde el primer día hasta este momento, su amor incondicional ha sido mi mayor inspiración y motivación.

Asimismo, deseo extender mi gratitud hacia mi asesor Enrique Pujada, quien no solo me brindó la orientación en la elaboración de esta tesis, sino que también se convirtió en un amigo cercano. Su sabiduría y experiencia han sido cruciales para la culminación de este gran proyecto.

Por último, pero no menos importante, quiero reconocer y agradecer a todas las personas que han contribuido a mi crecimiento y desarrollo profesional. A mis amigos de la universidad, con quienes he compartido grandes experiencias y anécdotas universitarias. A mis respetados profesores de la especialidad de Ingeniería Mecánica, cuya experiencia y dedicación moldearon mi pensamiento y enfoque hacia mi campo de estudio. Y a mi enamorada, quien estuvo presente desde que inicie este proyecto alentándome constantemente y brindándome su apoyo incondicional.

A cada uno de ustedes, les debo un profundo agradecimiento por haber sido parte de este camino y por haberme ayudado a llegar a este momento de éxito y realización.

Índice de Contenido

Resumen	i
Abstract	ii
Dedicatoria	iii
Agradecimientos.....	iv
Índice de Contenido	v
Índice de Figuras	viii
Índice de Tablas.....	xi
Índice de Símbolos	xii
Introducción	1
Objetivos	4
CAPÍTULO 1 ESTADO DEL ARTE	5
1.1 Energías renovables.....	5
1.2 Energía solar.....	6
1.3 Radiación solar.....	7
1.4 Radiación solar en el Perú.....	8
1.5 Concentradores solares.....	9
1.6 Costo de transporte terrestre en el Perú.....	11
1.7 Declaración de la problemática	12
CAPÍTULO 2 MARCO CONCEPTUAL	15
2.1 Concentrador solar Scheffler.....	15
2.2 Estructuras desplegables.....	28
CAPÍTULO 3 DISEÑO CONCEPTUAL	36
3.1 Metodología del diseño	36
3.2 Requerimientos de diseño	36
3.3 Caja Negra (<i>black-box</i>)	40
3.4 Estructura de funciones	41
3.5 Matriz Morfológica	43
3.6 Combinación de los conceptos de solución.....	45
3.7 Evaluación preliminar de los conceptos de solución.....	47
3.8 Fortalecimiento del concepto de solución óptimo.....	48
3.9 Evaluación técnico-económica de los proyectos preliminares.....	50

3.10	Descripción del diseño conceptual seleccionado	52
CAPÍTULO 4 CÁLCULOS Y ESPECIFICACIONES DE FABRICACIÓN		54
4.1	Despliegue del reflector.....	54
4.2	Dimensionamiento del reflector	55
4.3	Verificación geométrica del concentrador	62
4.4	Cálculo del ajuste estacional	63
4.5	Tasa de concentración teórica.....	66
4.6	Cálculo y verificación de la estructura de seguimiento solar	68
4.7	Cálculo y selección del sistema de seguimiento solar diario	74
4.8	Cálculo y verificación de la estructura base	81
4.9	Volumen de reducción de los componentes	82
CAPÍTULO 5 PLANOS Y ESTIMACIÓN DE COSTOS		88
5.1	Diseño final del proyecto preliminar definitivo	88
5.2	Planos de fabricación y ensamble	89
5.3	Costo de diseño del proyecto preliminar definitivo	90
5.4	Costo de fabricación del proyecto preliminar definitivo.....	90
5.5	Costo total de diseño y fabricación del proyecto preliminar definitivo	95
Conclusiones		96
Referencias bibliográficas		97
Anexo A. Medidas del pickup Mitsubishi L200 Cabina Sencilla 4x4		101
Anexo B. Cálculos detallados		102
B.1	Dimensionamiento del reflector	102
B.2	Dimensionamiento de las barras soporte.....	105
B.3	Cálculo del ajuste estacional	110
B.4	Tasa de concentración teórica.....	112
B.5	Cálculo y verificación de la estructura de seguimiento solar	115
B.6	Cálculo y selección del motor eléctrico	121
Anexo C. Catálogo de tubos cuadrados.....		127
Anexo D. Factores de seguridad recomendados		128
Anexo E. Cálculo de cadenas de transmisión.....		129
Anexo F. Catálogo de piñones ASA40		134
Anexo G. Especificaciones técnicas del <i>driver</i> TB6600		135
Anexo H. Especificaciones técnicas del ARDUINO UNO		144

Anexo I. Catálogo de motor a pasos (NEMA 23)	146
Anexo J. Momentos de Inercia obtenidos con Autodesk Inventor.....	149
Anexo K. Planos de fabricación y ensamble.....	151
Anexo L. Extracto del catálogo de tubos redondos ASTM A500 LAC	152
Anexo M. Catálogo de barras redondas lisas SAE1045.....	153
Anexo N. Catálogo de las barras de Politetrafluoroetileno (PTFE).....	154
Anexo O. Catálogo de planchas de acero ASTM A36	155
Anexo P. Catálogo de planchas lisas de aluminio	156



Índice de Figuras

Figura 1.1. Tipos de radiación solar	7
Figura 1.2. Mapa del Perú del promedio anual de la radiación diaria.....	9
Figura 2.1. Partes de un reflector Scheffler.....	15
Figura 2.2. Propiedad reflectante de una parábola	17
Figura 2.3. Sección de corte geométrico de un reflector Scheffler	17
Figura 2.4. Ángulo de ajuste estacional a lo largo del año.....	18
Figura 2.5. Reflector Scheffler 2.7 m2 de pie y recostado.....	20
Figura 2.6. Instalación de reflector Scheffler en el hemisferio norte	21
Figura 2.7. Seguimiento solar mecánico	22
Figura 2.8. Diseño del circuito con dos celdas fotovoltaicas	23
Figura 2.9. Diseño modificado del circuito con un fotodiodo.....	24
Figura 2.10. Circuito electromecánico con PLC con activamiento intermitente	25
Figura 2.11. Trayectoria solar a lo largo del año	25
Figura 2.12. Modificación de la parábola de acuerdo con la estación del año.....	26
Figura 2.13. Detalle de los puntos de apoyo y barras telescópicas reflector Scheffler	27
Figura 2.14. Ajuste estacional (mecanismo de 3 barras).....	28
Figura 2.15. Proceso de despliegue de una estructura con barras articuladas.....	29
Figura 2.16. Antena envolvente y sus partes	30
Figura 2.17. Reflector DAISY	30
Figura 2.18. Mecanismo propuesto por <i>Ten Fold Engineering</i>	31
Figura 2.19. Ilustración del Teorema de Kawasaki	32
Figura 2.20. Vértices de un doblado plano.....	33
Figura 2.21. Tres métodos para el pliegue de un modelo dado un espesor	34
Figura 2.22. Patrón Miura Ori.....	34
Figura 2.23. Patrón de Yoshimura	35
Figura 3.1. Diagrama de flujo	36
Figura 3.2. Caja negra de funciones	41
Figura 3.3. Estructura de funciones.....	42
Figura 3.4. Primer concepto de solución.....	45
Figura 3.5. Segundo concepto de solución.....	46
Figura 3.6. Tercer concepto de solución.....	47

Figura 3.7. Primer proyecto preliminar	48
Figura 3.8. Segundo proyecto preliminar	49
Figura 3.9. Tercer proyecto preliminar	49
Figura 3.10. Diagrama de evaluación técnico-económica según VDI 2225	52
Figura 3.11. Concepto del proyecto preliminar definitivo	53
Figura 4.1. Prototipo del despliegue del reflector usando el patrón de Yoshimura	54
Figura 4.2. Parámetros de dimensiones del reflector	55
Figura 4.3. Reflector Scheffler con siete barras transversales	58
Figura 4.4. Parámetros de las barras soporte	59
Figura 4.5. Círculo con dos cuerdas perpendiculares intersecadas	59
Figura 4.6. Radio de las barras transversales vs ubicación	61
Figura 4.7. Reflector y sus barras transversales	62
Figura 4.8. Simulación del reflector en Tonatiuh	63
Figura 4.9. Orientación estacional de las parábolas en el hemisferio sur	65
Figura 4.10. Detalle de los pivotes y barras telescópicas (3D)	65
Figura 4.11. Variación de la CR en el reflector Scheffler de 2.7 m ²	68
Figura 4.12. Diagrama de cuerpo libre del eje de seguimiento solar	69
Figura 4.13. Diagrama de cuerpo libre de la barra ACB	70
Figura 4.14. DFC y DMF de la barra ACB	71
Figura 4.15. Diagrama de cuerpo libre de la barra CDE	71
Figura 4.16. DFN, DFC y DMF de la barra CDE	72
Figura 4.17. Sección transversal de la barra ACB en el punto C	73
Figura 4.18. Ciclo de trabajo (<i>Duty Cycle</i>) del motor eléctrico	75
Figura 4.19. Esquema del sistema de transmisión eje motor - eje reflector	76
Figura 4.20. Esquema de conexión del motor a pasos	78
Figura 4.21. Momentos de inercia del sistema	80
Figura 4.22. DCL de la estructura base	81
Figura 4.23. Esfuerzo de von Mises de la estructura base y deformación	82
Figura 4.24. Estructura principal armada y plegada	83
Figura 4.25. Eje de seguimiento solar desplegado y plegado	84
Figura 4.26. Reflector desplegado y plegado	85
Figura 4.27. Concentrador solar Scheffler 2.7 m ² desplegado y plegado	86

Figura 4.28. Reflector Scheffler replegado en el interior de una camioneta tipo pick-up de cabina simple..... 87

Figura 5.1 Vista 3D del proyecto terminado 88



Índice de Tablas

Tabla 1.1. Tecnologías de concentración solar	11
Tabla 1.2. Aspectos importantes para la selección de un tipo de servicio y vehículo	12
Tabla 2.1. Modelos de cocinas solares más usados en la India	16
Tabla 2.2. Datos técnicos referentes a un reflector solar Scheffler de 8 m2	19
Tabla 3.1. Requerimientos de diseño.....	37
Tabla 3.2. Descripción de la Caja Negra de funciones.....	41
Tabla 3.3. Matriz Morfológica	44
Tabla 3.4. Evaluación preliminar de los conceptos de solución.....	47
Tabla 3.5. Evaluación técnica de los proyectos preliminares	50
Tabla 3.6. Evaluación económica de los proyectos preliminares.....	51
Tabla 5.1. Siglas de la nomenclatura asociada a planos de fabricación y ensamble	89
Tabla 5.2. Lista de planos.....	89
Tabla 5.3. Costo de diseño del equipo.....	90
Tabla 5.4. Costo específico de los elementos normalizados	91
Tabla 5.5. Materia prima necesaria para la fabricación.....	92
Tabla 5.6. Costo total de materia prima.....	93
Tabla 5.7. Costo total del proyecto.....	95

Índice de Símbolos

A_i	Área de imagen focal	[m ²]
A_s	Área de una sección	[m ²]
A_g	Área de una sección geométrica	[m ²]
B_1	Eje mayor de la elipse	[m]
B_2	Eje menor de la elipse	[m]
C_d	Distancia entre centros	[m]
N_c	Número de ciclos	[und]
N_{cb}	Número de barras transversales	[und]
a_i	Semieje menor de la elipse	[m]
b_i	Semieje mayor de la elipse	[m]
f_n	Altura del foco en un día enésimo del año	[m]
x_i	Intersección en el eje x del plano de sección	[m]
δ_n	Ángulo de declinación solar	[°]
$\ddot{\theta}$	Aceleración angular	[rad/s ²]
θ_s	Ángulo de semi-cono	[°]
σ_F	Esfuerzo límite de fluencia	[N/mm ²]
σ_{eq}	Esfuerzo normal equivalente o de Von Misses	[N/mm ²]
σ_f	Esfuerzo normal debido a la flexión	[N/mm ²]
σ_n	Esfuerzo normal	[N/mm ²]
τ_c	Esfuerzo cortante	[N/mm ²]
τ_t	Esfuerzo cortante debido a un momento torsor	[N/mm ²]
Δ	Desplazamiento	[mm]
A	Área de apertura	[m ²]
C	Cuerda en una circunferencia	[mm]
CR	Tasa de concentración teórica	[-]
D	Espacio entre barras transversales	[mm]
DC	Ciclo de trabajo	[-]
F	Fuerza	[N]
FS	Factor de seguridad de diseño	[-]
I	Momento de Inercia	[mm ⁴]

J	: Momento de inercia de giro	[kg-m ²]
L	: Longitud	[mm]
M	: Momento de fuerza	[N-m]
Nr	: Número de revoluciones	[und]
P	: Paso de la cadena (<i>pitch</i>)	[mm]
R	: Radio de la circunferencia	[mm]
V	: Volumen	[m ³]
V	: Fuerza cortante	[N]
Z	: Número de dientes	[und]
f	: Altura focal de la parábola	[m]
fr	: Frecuencia	[Hz]
i	: Relación de transmisión	[-]
mp	: Micro pasos	[und]
r	: radio	[mm]
t	: Tiempo	[s]
x	: Coordenada en el eje 'x' en el plano	[-]
y	: Coordenada en el eje 'y' en el plano	[-]
α	: Ángulo de la sección plana con respecto al eje x	[°]
ω	: Velocidad angular	[rpm]

Introducción

Durante los últimos años, las energías renovables han adquirido una relevancia notable como fuentes de energía para el apoyo de las actividades humanas. Problemas como la contaminación, escasez de recursos no renovables y falta de electricidad en zonas de difícil acceso geográfico, pueden ser resueltos con energía limpia, como, por ejemplo, la energía solar.

Según Escobar Mejia et al. (2010), la energía solar se ha convertido en una de las principales alternativas energéticas en la actualidad, ya que brinda diversos beneficios a los países que la implementan. Este tipo de energía tiene varias ventajas: aprovecha recursos naturales inagotables como la luz solar, no produce gases contaminantes, puede instalarse a gran escala en áreas urbanas y es una excelente opción para llevar electricidad a zonas remotas. Alonso Montes et al. (2007) afirman que la energía solar fotovoltaica, en el siglo XXI, tiene el potencial de abastecer de electricidad a las comunidades más desfavorecidas, promoviendo su desarrollo y garantizando un suministro eléctrico constante.

En este contexto, debido a la cercanía que existe con la línea ecuatorial, Perú posee una considerable capacidad solar. Es decir, cuenta con una radiación solar que es constante a lo largo del año y, por lo general, varía dentro de un rango de +/- 20% del promedio anual. Tamayo Pereyra (2011) indica que, en promedio, la energía solar anual en la costa varía entre 4-5 kWh/m² por día, y entre 5-6 kWh/m² por día, incrementándose de norte a sur. Esta cantidad de energía es suficientemente alta y uniforme, en comparación con otros países, para ser considerada una fuente viable que podría impulsar el desarrollo social y económico de las comunidades.

Sin embargo, aún con todo el potencial solar que posee el Perú, existen muchas zonas en el país en las cuales aún no se cuenta con energía eléctrica. Esto, combinado con la escasez de otros servicios de infraestructura, alza una barrera en el desarrollo económico e impide las mejoras en los estándares de vida en el Perú, es decir, se limita la calidad de la atención médica y la disponibilidad de oportunidades educativas (Banco Mundial, 2014).

Con la energía solar se puede reducir esta brecha haciendo uso de tecnologías que aprovechan la radiación solar para la generación de electricidad y calor, tecnologías tales como sistemas fotovoltaicos, sistemas solares térmicos y concentradores solares son usadas para este fin. Estos últimos, han sido estudiados y mejorados durante los últimos años debido a los grandes beneficios energéticos que brindan, como los son los concentradores solares Scheffler.

El funcionamiento del concentrador Scheffler consiste en recoger la energía solar transformándola en calor redirigiéndola en un punto determinado y fijo debido a su forma parabólica. Estos equipos pueden ser usados en aplicaciones donde no se requiera altas temperaturas, por tanto, se pueden usar como cocinas solares evitando así los gases contaminantes que emanan las cocinas de madera o a gas. El Instituto Nacional de Estadística e Informática (INEI, 2019) reveló que, en 2017, el 21.2% de los hogares en el país utilizaban cocinas que empleaban combustibles contaminantes, como leña, carbón o residuos agrícolas, para preparar sus alimentos.

Esto implica un problema de salud, principalmente respiratorios. Además, también se pueden usar concentradores para la calefacción de viviendas en zonas heladas del país. Según Lozada Vilca et al. (2019), las heladas en las regiones altoandinas no afectan solamente a los animales o cultivos, sino que también afectan a personas más vulnerables como niños y ancianos. Incluso, pueden resultar fatales debido a complicaciones derivadas de enfermedades leves provocadas por una exposición prolongada a temperaturas extremas bajo cero. Pahissa (2004) menciona que los concentradores solares también pueden emplearse en cocinas comunitarias a gran escala, como la que Wolfgang Scheffler construyó en India en 1986. Estas cocinas permiten cocinar con energía solar para comunidades de hasta 40 personas utilizando un solo reflector, lo que representa un gran beneficio para quienes utilicen este tipo de equipo.

Sin embargo, el acceso limitado a este tipo de tecnología en las zonas alejadas del Perú se debe principalmente al difícil acceso terrestre por la misma geografía de la zona y a la falta de vías adecuadas, elevando así el costo de transportar estos equipos hasta dichos lugares. Chereque Lizarzaburu & Delgado Alva (2020) evidencian que la realidad de las condiciones de las vías en nuestro país es evidente: solo un 25% de las vías se encuentran pavimentadas y afirmadas, mientras que el resto (75%) son trochas o vías sin afirmar. Además, la implementación de este tipo de tecnologías suele ser costosa, ya que el volumen y la geometría del concentrador son complejos, y el embalaje debe realizarse con sumo cuidado debido a los espejos que deben ser transportados. Sumado a todo ello, se requiere mano de obra especializada para la instalación y mantenimiento, lo que dificulta el acceso a esta tecnología y, por ende, el desarrollo de dichas zonas.

En ese sentido, se plantea diseñar un concentrador solar Scheffler de 2.7 m², modular y transportable, con mecanismo de repliegue y despliegue. Esto se realiza con el objetivo de reducir los costos de transporte a dichas zonas y así generar un mayor acceso a esta tecnología,

que, como se mencionó anteriormente, es importante para el desarrollo social y económico de las personas. Para lograr esto, la presente tesis comprenderá el estudio del funcionamiento y eficiencia del concentrador solar Scheffler para realizar el diseño del concentrador Scheffler modular, teniendo en consideración la evaluación del costo de diseño y fabricación del mismo.



Objetivos

Objetivo general

El objetivo general de la presente tesis es diseñar un concentrador solar Scheffler de 2.7 m², modular y transportable, con mecanismo de repliegue y despliegue.

Objetivos específicos

- Analizar la energía solar, concentradores solares Scheffler, los mecanismos de repliegue y las estructuras desplegadas, con el fin de establecer las bases teóricas para el diseño del concentrador.
- Proponer diseños conceptuales del concentrador solar Scheffler, siguiendo la metodología de diseño VDI 2221 y VDI 2225.
- Diseñar el concentrador Scheffler de 2.7 m², considerando el diseño de un mecanismo de repliegue y despliegue que permita reducir su volumen/área en más de 75%.
- Elaborar la lista de materiales; estimar los costos de diseño y fabricación; y especificar los planos de construcción del concentrador solar Scheffler propuesto.

Metodología y Alcance

Se llevará a cabo la ingeniería conceptual y básica siguiendo los lineamientos de las normas alemanas VDI 2221 y VDI 2225, lo cual incluirá el modelado matemático del concentrador solar y un mecanismo que permita su repliegue y despliegue. Con base en este diseño conceptual, se procederá al dimensionamiento y al desarrollo de la ingeniería de detalle del mecanismo de repliegue y despliegue del concentrador. Finalmente, basándonos en la ingeniería de detalle, se estimarán los costos de fabricación para evaluar económicamente la mejor propuesta. Esto nos permitirá conocer su viabilidad al compararlo con los concentradores estándares disponibles en el mercado.

Delimitación

No se llevará a cabo un análisis de eficiencia de reflectividad en el foco para generar calor, ya que se asume que la reflectividad del material a usarse en la superficie es adecuada. Además, la presente tesis se centrará únicamente en el diseño; es decir, no se llevarán a cabo pruebas ni verificaciones térmicas. Los conceptos de eficiencia térmica serán utilizados solo para el diseño, no con el objetivo de buscar eficiencia térmica. Por último, se debe tener en cuenta que la presente tesis, no contempla la fabricación del equipo propuesto.

CAPÍTULO 1

ESTADO DEL ARTE

En este capítulo se abordará el estado del arte en torno a las energías renovables, con énfasis en la energía solar como fuente de energía y su relevancia en el contexto peruano. Se analizarán los concentradores solares, su funcionamiento y aplicaciones. Finalmente, se examinarán los desafíos logísticos y de transportes en Perú hacia las zonas remotas, debido a ciertos factores como el estado de las carreteras y el tamaño de los equipos a transportar. Con todo ello, se pretende justificar la necesidad de diseñar un concentrador solar Scheffler que sea modular y transportable para mejorar el acceso a este tipo de tecnología.

1.1 Energías renovables

Las energías renovables se pueden obtener a través de fuentes naturales como el sol, los vientos y el movimiento del agua, entre otros, y son consideradas virtualmente inagotables, ya que pueden regenerarse por medios naturales. Además, contienen una gran cantidad de energía, como es el caso del sol.

El uso de la energía ha sido esencial para el desarrollo humano. Desde la antigüedad, las sociedades han aprovechado la energía proporcionada por la naturaleza para sus actividades y subsistencia. El uso y descubrimiento del fuego es un claro ejemplo de esto, así como el aprovechamiento agrícola y ganadero como fuente de energía en forma de alimentos. También se destacan tecnologías como la rueda hidráulica y molinos de viento, que fueron la principal fuente de energía durante la Edad Media (Oviedo-Salazar et al., 2015).

No fue hasta la llegada de la "Revolución Industrial" cuando se empezó a dejar de usar estas energías renovables y fueron reemplazadas por energías provenientes de la quema de combustibles como el petróleo. Una de las razones por las cuales se comenzó a utilizar este combustible fue su bajo costo, además de que se empezó a producir una gran cantidad de máquinas que hacían uso de esta fuente de energía, tales como generadores eléctricos, motores de combustión interna, automóviles, entre otros.

Sin embargo, Bazán (2009) señala que en las últimas décadas se está retomando la importancia del uso de energías renovables debido al aumento del precio de los combustibles y también a

los problemas medioambientales generados por la explotación de este recurso. Los usos que se les pueden dar a las energías renovables son múltiples.

Por lo general, se utilizan para la producción de electricidad a través de generadores eléctricos o para usos directos del calor en procesos industriales, calefacción de viviendas, invernaderos, granjas, etc. Los tipos de energías renovables son muy variados y dependen exclusivamente de su fuente de procedencia. Por ejemplo, tenemos la energía solar, energía eólica, energía hidráulica, energía geotérmica, biomasa y biogás, energía mareomotriz, bioetanol y biodiesel.

Cabe mencionar que, según Bazán (2009), las energías renovables crean cinco veces más puestos de trabajo que las convencionales, lo cual puede ser un gran beneficio, especialmente para países que están experimentando un desarrollo económico.

1.2 Energía solar

Este tipo de energía se obtiene de la radiación solar que llega a la Tierra en forma de luz, calor o rayos ultravioleta. Se considera un recurso inagotable, ya que su fuente es el Sol. Además, es conocida como energía verde, ya que es limpia, es decir, no produce gases contaminantes.

En la actualidad, la energía solar ofrece numerosos beneficios, como ser una fuente limpia, estar ampliamente disponible en todo el planeta, lo cual se puede aprovechar para generar electricidad en lugares aislados, y contribuir al desarrollo sostenible. Además, es una energía que ya es rentable desde el punto de vista económico y energético. Por esta razón, en muchas empresas y hogares, se está convirtiendo en una solución para reducir costos y, al mismo tiempo, contaminar menos el medio ambiente, el cual es vital para la vida humana (Bazán, 2009).

Se identifican tres principales tipos de energía solar: fotovoltaica, térmica, y termo-solar de concentración:

Energía solar fotovoltaica. Esta energía transforma la energía proveniente de la radiación solar para convertirla en electricidad a través de paneles semiconductores.

Energía solar térmica. Este tipo de energía aprovecha la energía del Sol para producir calor, el cual puede ser utilizado para la producción de agua caliente, la cocción de alimentos, la calefacción o la generación de energía mecánica, que luego se transforma en energía eléctrica.

Energía termo-solar de concentración. Este tipo de energía pertenece a la categoría de energía solar térmica, con la diferencia de que se utilizan espejos para concentrar la luz en un espacio reducido. Además, este tipo de energía se caracteriza por alcanzar elevadas temperaturas. Una de las desventajas de esta energía es que depende de factores como la meteorología del lugar y el número de horas de sol al año.

1.3 Radiación solar

Bazán (2009) explica que la radiación solar se puede definir como una forma particular de radiación térmica con una distribución específica de longitudes de onda. La intensidad de la radiación depende principalmente de las condiciones atmosféricas, la época del año y el ángulo de incidencia.

1.3.1 Tipos de radiación

Existen tres tipos de radiación solar: radiación directa, radiación difusa y radiación reflejada (ver Figura 1.1). La suma de estos tres tipos de radiación se conoce como radiación solar global, aunque algunos autores solo consideran las dos primeras. Esto dependerá de si se desea evaluar la radiación total proveniente del sol o la que puede ser aprovechada en la superficie terrestre.

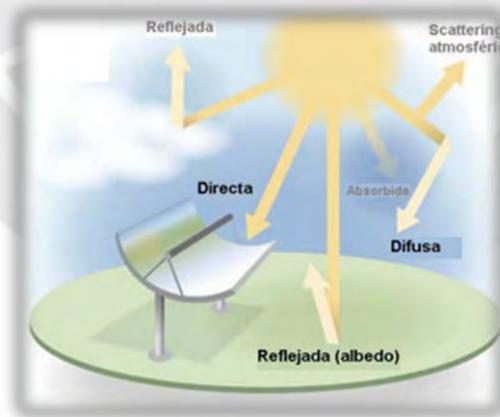


Figura 1.1. Tipos de radiación solar¹

¹ Tomado de “Prototipo de campo de colectores solares cilindro-parabólicos para generación de calor a alta temperatura”, Balado, 2011, p.12

Radiación directa. Esta es la radiación que llega a la Tierra sin sufrir ninguna dispersión atmosférica y puede ser reflejada y concentrada por algún equipo solar para su uso.

Radiación difusa. Es aquella radiación que llega a la superficie terrestre después de haber sido reflejada por la atmósfera.

Radiación reflejada. Esta es la radiación que proviene de la reflexión de la superficie terrestre, incluyendo edificios y suelos, entre otros. Puede expresarse en porcentaje, y las superficies claras tienen un mayor porcentaje de albedo² que las superficies oscuras. El albedo medio de la Tierra es del 30-32% de la radiación que proviene del sol (Bazán, 2009).

1.4 Radiación solar en el Perú

El Perú cuenta con un gran potencial solar debido a su ubicación estratégica cerca de la línea ecuatorial. Como señala Tamayo Pereyra (2011: p27), "La energía solar es el recurso energético con mayor disponibilidad en casi todo el territorio peruano. En la gran mayoría de localidades, la disponibilidad de la energía solar es bastante grande y uniforme durante todo el año, haciendo más atractivo su uso en comparación con otros países."

La radiación solar varía según la latitud, siendo mayor en las zonas cercanas a la línea ecuatorial. También varía de acuerdo con la altitud sobre el nivel del mar, habiendo más radiación a mayor altura. Además, la nubosidad del lugar influye; es decir, a mayor nubosidad, menor radiación.

Del Atlas de Energía Solar del Perú elaborado por el SENAMHI en el 2003 (Figura 1.2), se puede apreciar que la radiación mínima es de aproximadamente 4,0 kWh/m². De acuerdo con la clasificación de la Organización Latinoamericana de Energía OLADE, las radiaciones solares anuales promedio mayores a 4,0 kWh/m²/día son rentables y mayores a 5,0 kWh/m²/día son muy rentables.

Por tanto, y teniendo en cuenta la Figura 1.2, podemos concluir que, en casi todo el territorio peruano, la radiación solar es lo suficientemente alta para poder desarrollar proyectos que hacen

² El albedo es la medida de la reflectividad de una superficie, expresada como el porcentaje de radiación solar que refleja en comparación con la que recibe.

uso de la energía solar y fomentar así el desarrollo de las comunidades de una forma limpia y eficiente.



Figura 1.2. Mapa del Perú del promedio anual de la radiación diaria³

1.5 Concentradores solares

Los concentradores solares son equipos que se caracterizan por enfocar la radiación solar en un solo punto fijo (foco) con la ayuda de reflectores solares. El material de estos reflectores va a variar de acuerdo con el uso que se le dé al concentrador. Los materiales más usados son espejos planos o ligeramente curvados, espejos de vidrio plateado, película espejada UV laminada sobre un sustrato de aluminio, entre otros (Krothapalli, 2015).

³ Tomado de “Conceptos bioclimáticos y su aplicabilidad a la zona rural altoandina: Caso comunidad San Francisco de Raymina (SFR)-Ayacucho”, Espinoza et al., 2015, p.6

Las parábolas tienen la característica de poseer un punto fijo llamado foco, el cual se encuentra en el eje de simetría. Se caracteriza porque cualquier punto de la parábola es equidistante del foco y de la directriz si se traza una línea recta desde el punto hasta ambos. Por lo tanto, los rayos solares pueden ser reflejados en un solo punto, ya que los concentradores solares tienen, en general, esa forma parabólica.

Ahora bien, Alberto et al. (2014) señalan que en la actualidad existen tres tipos de tecnologías para la concentración de energía solar: de enfoque, fijo y semifijos. Los primeros pueden llegar a altas temperaturas (mayores a 100°C) debido a que poseen un mecanismo de seguimiento solar. Se ha comprobado que un concentrador solar con sistema de seguimiento aporta aumentos del 30% al 50% de eficiencia en paneles fotovoltaicos en comparación con sistemas fijos. Además, este seguimiento solar posibilita alcanzar temperaturas superiores a los 2000°C . En cambio, los concentradores fijos y semifijos no hacen uso de este sistema de seguimiento, razón por la cual alcanzan temperaturas más bajas.

1.5.1 Tasa de concentración

Debido a lo expuesto anteriormente, es necesario definir un término fundamental en la tecnología solar térmica para poder hacer una correcta clasificación de los sistemas de concentradores solares que existen en la actualidad: tasa de concentración. Esta se refiere a la relación entre el área de apertura del concentrador y el área de apertura del receptor, aunque también existe el término concentración óptica, que solo considera el área generada por la imagen solar en el plano focal. La temperatura que se alcanza en el receptor está directamente relacionada con la tasa de concentración del colector (González López, 2018).

En la Tabla 1.1 se observa que los concentradores solares estacionarios tienen tasas de concentración entre 1 y 5, por lo que no alcanzan temperaturas elevadas (menores a 300°C). Es suficiente con ajustarlos ocasionalmente a lo largo del año. En cambio, los concentradores con sistema de seguimiento cuentan con concentraciones desde 5 hasta 2000, razón por la cual pueden llegar a temperaturas de hasta 2000°C .

Tabla 1.1. Tecnologías de concentración solar⁴

Movimiento	Tipo de colector	Tipo de absorbedor	Tasa de concentración	Rango de temperatura (°C)
Estacionario	Colector de placa plana	Plano	1	30-80
	Colector de tubo evacuado	Plano	1	50-200
	Colector Parabólico compuesto	Tubular	1-5	60-300
Seguimiento en un solo eje	Colector parabólico compuesto	Tubular	5-15	60-250
	Reflector lineal Fresnel	Tubular	10-40	60-300
	Colector de canal cilíndrico	Tubular	15-50	60-400
	Colector de canal parabólico	Tubular	10-85	60-400
Seguimiento en dos ejes	Reflector de disco parabólico	Puntual	600-2000	100-1500
	Colector de campo de heliostatos	Puntual	300-1500	150-2000

1.6 Costo de transporte terrestre en el Perú

Existen diversos tipos de transporte terrestre, los cuales son seleccionados según el requerimiento del envío. En algunas operaciones, lo que se requiere son vehículos de gran potencia y en otras se requiere que el vehículo tenga un buen sistema de embrague. Por tanto, el tipo de operación determina el tipo de vehículo a usar. Según el Ministerio de Comercio Exterior y Turismo (MINICETUR, 2015), estas operaciones son las siguientes: transporte troncal, operaciones de entrega regional, operaciones de entrega local, operaciones de recorridos mixtos, operaciones combinadas, operación de carga pesada en corta distancia y operaciones de transporte internacional.

En el caso de los concentradores Scheffler que son fabricados en la capital (Lima) y requieren ser llevados hasta las zonas rurales del Perú, se podrían considerarlos como una operación de entrega regional. Por lo tanto, según MINICETUR (2015), se necesitan vehículos adecuados

⁴ La tabla muestra los diversos tipos de concentradores solares los cuales han sido ordenados de acuerdo con su tasa de concentración. Tomado de “Diseño de un concentrador solar compacto de foco fijo de alta eficiencia para aplicaciones de alta temperatura”, González López, 2018, p.27

para viajes de media distancia, entre 150 y 300 km diarios. Además, el transporte puede incluir diferentes tipos de caminos (autopista, red secundaria, caminos no pavimentados). Por lo cual, se necesitaría un vehículo con un motor bastante potente.

Sin embargo, si lo que se requiere es fabricar el concentrador en algún taller de la misma localidad para luego ser transportado a su punto de entrega, entonces se podría considerar como una operación combinada o, en todo caso, una operación de carga pesada en corta distancia. Además de lo mencionado anteriormente, existen variables operacionales que influyen en la selección de un vehículo de carga. De la Tabla 1.2 se puede resaltar que una de las variables es la geografía del terreno a ser recorrido, con lo cual, influirá directamente en la elección del tipo de vehículo de carga y, por tanto, en los costos de transporte.

Tabla 1.2. Aspectos importantes para la selección de un tipo de servicio y vehículo⁵

Características del producto	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Tamaño ▪ Peso ▪ Fragilidad ▪ Peligrosidad 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Congelado ▪ Líquido ▪ Granel ▪ Animales vivos
Restricciones en el punto de carga o entrega	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Calles angostas ▪ Puentes bajos ▪ Restricciones de peso 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Acceso limitado ▪ Carencia de equipo para manipuleo
Geografía del terreno a ser recorrido	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Carreteras ▪ Pistas urbanas ▪ Montañoso 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Afirmado o sin afirmar ▪ Geografía plana ▪ Temperaturas extremas
Configuración del vehículo	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Articulado: tractor y tráiler ▪ Tracción de remolque 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Vehículo para carga pequeña ▪ Vehículo rígido de dos, tres o cuatro ejes

1.7 Declaración de la problemática

En los apartados previos, se resaltaron las ventajas de las energías renovables frente a las convencionales y su capacidad para mitigar la contaminación y la escasez de recursos no renovables, como el petróleo. Además, se hizo hincapié en las energías solares, ya que son una

⁵ Se omitieron algunas características que no se consideraron importantes. Consultar la fuente para ver la tabla completa. Adaptado de “Guía De Orientación Al Usuario Del Transporte Terrestre”, MINICETUR, 2015, p.13

fuerza de energía virtualmente inagotable (utiliza el Sol como fuente). Además, en el Perú, existe un gran potencial solar que puede ser aprovechado como fuente de generación de electricidad para comunidades rurales en las que no llega electricidad debido a la falta de estaciones eléctricas. También puede ser utilizado como fuente de generación de calor para procesos industriales, calefacción térmica en viviendas o usos domésticos como el calentamiento de agua o cocinar.

Sin embargo, aún se observa en muchas zonas rurales del Perú un escaso desarrollo económico y social. Además, en muchas zonas altoandinas del Perú, aún enfrentan problemas como las heladas, que afectan gravemente la salud de las personas, llegando incluso a ser fatales (Lozada Vilca et al., 2019). También existen problemas respiratorios debido a la inhalación de gases contaminantes producidos por la combustión del combustible que utilizan para cocinar sus alimentos. Según el INEI (2019), el 21,2% de los hogares registrados en el país cocinan utilizando combustibles contaminantes.

Por esta razón, se hizo énfasis en los concentradores solares Scheffler, que surgen como una tecnología para solucionar los problemas anteriormente mencionados, ya que pueden ser utilizados como cocinas solares, ya sea para una familia o para una cocina comunitaria. Además, se pueden usar en sistemas de calefacción de viviendas para lograr así un confort térmico, tal como lo evidencia Lozada Vilca et al. (2019) quienes diseñan, construyen y realizan la evaluación de un concentrador solar de disco parabólico tipo Scheffler para la calefacción de viviendas en Puno, Perú.

Sin embargo, se puede observar que no se ha extendido el uso de esta tecnología debido a un factor principal: lo costoso que puede llegar a ser transportar estos reflectores debido a su tamaño, forma y complejidad. Además, al llevar espejos se necesita un transporte más cuidadoso, lo cual incrementa los costos. También, estos aparatos suelen fabricarse en ciudades como Lima, donde se cuentan con los materiales y equipos necesarios para su fabricación; luego, se transportan ya armados en fletes, lo que aumenta el costo debido a su volumen.

Sumado a esto, también está la falta de vías en muchas zonas rurales del Perú. Chereque Lizarzaburu & Delgado Alva (2020) señalan que el 75% de las vías en el Perú son trochas o vías sin afirmar, mientras que el resto (25%) son vías pavimentadas, lo cual afecta directamente el costo del transporte. “En general, la infraestructura vial en el Perú presenta un escaso nivel

de calidad; solo el 16% del total de las vías en el SINAC⁶ se encuentra pavimentado. A excepción de las vías de la red nacional, donde cerca del 80% se encuentran pavimentadas, los niveles de pavimentación en las redes a nivel departamental y vecinal son bastante bajos” (Chereque Lizarzaburu & Delgado Alva, 2020, p:2).



⁶ Sistema Nacional de Carreteras

CAPÍTULO 2

MARCO CONCEPTUAL

En este capítulo, se explorará el concepto y funcionamiento de los concentradores solares Scheffler, identificando sus componentes, tamaños y tipos, así como los sistemas de seguimiento solar y ajuste estacional que los caracterizan. Además, se examinarán las estructuras desplegables y sus aplicaciones en el campo de la ingeniería. Esta revisión de principios y aplicaciones servirá como base conceptual para proponer y definir el diseño preliminar en el CAPÍTULO 3.

2.1 Concentrador solar Scheffler

Los concentradores solares Scheffler son dispositivos diseñados para concentrar la radiación solar y generar calor. El desarrollo de los reflectores Scheffler se originó con el objetivo de facilitar la cocción solar. Además, se diseñó y construyó de tal manera que pueda ser fabricado en cualquier taller de soldadura de países en vías de desarrollo (Solare Brücke, n.d.). Por ello, los componentes principales de estos reflectores son acero para la estructura y espejos de vidrio para reflejar la radiación solar.

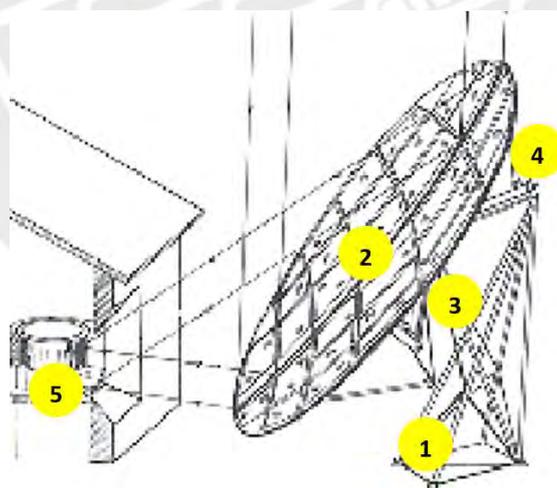


Figura 2.1. Partes de un reflector Scheffler⁷

⁷ 1. Base o estructura de apoyo, 2. Reflector, 3. Mecanismo de seguimiento solar diario, 4. Mecanismo de ajuste estacional, 5. Foco. Adaptado de “Los reflectores Scheffler”, Solare Brücke, s/f

Ahora bien, se puede separar e identificar al reflector Scheffler en cinco partes. En la Figura 2.1, se pueden apreciar cada parte del reflector, las cuales son la base, el reflector, el mecanismo de seguimiento solar diario, el mecanismo de ajuste estacional y el foco, donde se concentra la energía a una alta temperatura en un área pequeña.

Los reflectores Scheffler también tienen un buen rendimiento al momento de cocinar, comparados con otros tipos de cocinas solares. En la Tabla 2.1 se muestran algunos de los modelos de cocinas solares más extendidos en la India, donde se puede apreciar que, con los reflectores Scheffler, se pueden cocinar entre 40 a 50 platos al día, superando a las demás cocinas solares.

Tabla 2.1. Modelos de cocinas solares más usados en la India⁸

Algunos de los modelos de cocinas solares más extendidos en India				
Tipo	Usos	Platos cocinados	Ahorro anual en cilindros de gas butano con uso óptimo	Algunas características
Cocina solar de caja (acumulación)	Ingenio de cocción útil para familias pequeñas	4	3-4	Ideal para uso doméstico todo el año menos en la época del monzón
Cocina parabólica SK (concentración)	Cocción rápida para casas o establecimientos pequeños	10-15	5-10	Altas prestaciones y fácil transporte
Cocina solar de cartón (concentración y acumulación)	Cocción lenta con buen sol y poco viento	1-2		Bajo coste y fácilmente transportable
Cocinas comunitarias Scheffler (concentración)	Cocción rápida y seguimiento solar automático	40-50	35-40	Permite la cocción en el interior del edificio

2.1.1 Funcionamiento de un concentrador solar Scheffler

La concentración de los rayos solares se debe principalmente a su geometría parabólica. Si el rayo de luz es paralelo al eje, este se reflejará siempre con un rayo secundario que pasará por el

⁸ Tomado de “Instalaciones de energía solar en países en vías de desarrollo: reflectores Scheffler en la India”, Pahissa, 2004, p.154

foco. Entonces, cualquier rayo 'L' que ingrese de manera paralela al eje 'A', eje que pasa por el foco 'F' y el vértice de la parábola, reflejará en el punto 'P' con un rayo secundario 'L'', esta reflexión pasa siempre por el foco 'F' de la parábola, al igual que todos los rayos representados de color amarillo (Figura 2.2).

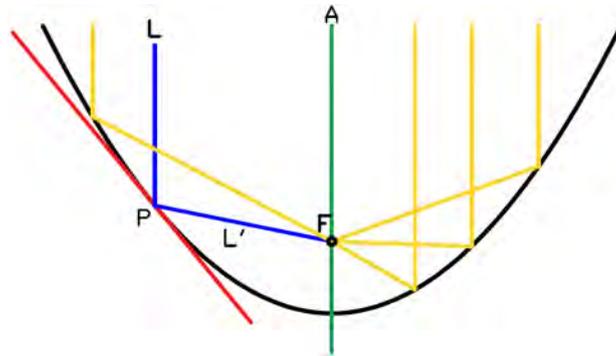


Figura 2.2. Propiedad reflectante de una parábola

Un reflector solar Scheffler es una pequeña sección lateral de un paraboloide mayor, que concentra la radiación solar en un punto llamado foco, el cual es el que recibe toda la radiación reflejada. En la Figura 2.3 se muestra el corte de esta sección y el punto (foco) donde se reflejan los rayos solares en el reflector.

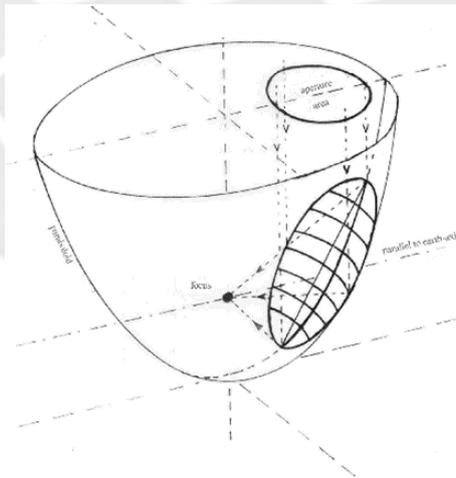


Figura 2.3. Sección de corte geométrico de un reflector Scheffler⁹

⁹ Tomado de "Los reflectores Scheffler", Solare Brücke, s/f

Como ya se mencionó, la idea principal de estos reflectores era ser usados como cocinas solares bastante cómodas. Entonces, debía cumplir un requisito fundamental, el cual es que el emplazamiento del fogón sea fijo, ya que es poco práctico estar moviendo la olla. Para esto, la mejor solución fue crear un sistema de seguimiento solar el cual gira en torno a un eje paralelo al eje terrestre y, para mantener el foco fijo, este se posiciona en el eje de rotación. De este modo, se logra que toda la luz concentrada gire alrededor de su propio eje, pero no se mueve lateralmente en ninguna dirección (Solare Brücke, n.d.).

Además, hay que considerar que, en el transcurso de las estaciones, el ángulo de incidencia de la radiación solar varía en $\pm 23.5^\circ$ en relación con la vertical respecto al eje de la tierra. Por este motivo, como se quiere mantener el reflector siempre orientado hacia el sol, todo el equipo deberá inclinarse de manera idéntica al ángulo. En la Figura 2.4 se puede apreciar un esquema de la inclinación del paraboloide con respecto al eje en $\pm 23^\circ$.

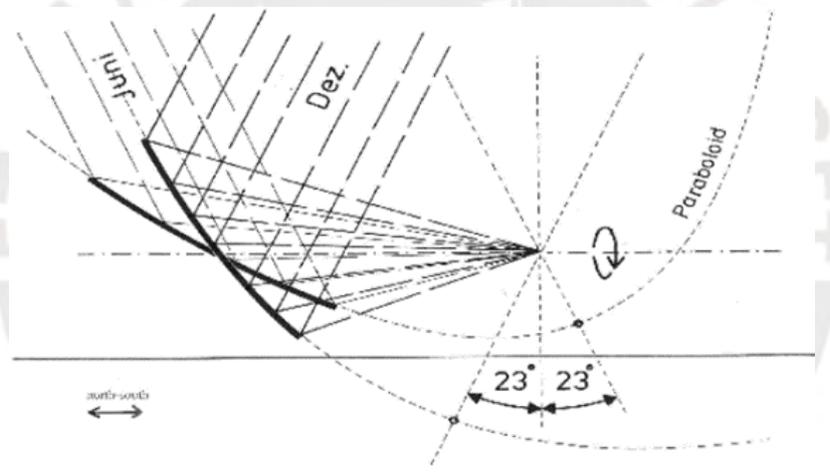


Figura 2.4. Ángulo de ajuste estacional a lo largo del año¹⁰

El uso que se le puede dar a estos concentradores es múltiple, desde la cocción de alimentos hasta la producción de vapor solar, ya sea para procesos de generación de electricidad, esterilización de material hospitalario y lavandería. Además, también se le ha dado uso en los sistemas de calefacción de viviendas. Pahissa (2004) menciona que se estima que, hasta el año

¹⁰ Tomado de “Los reflectores Scheffler”, Solare Brücke, s/f

2003, se han podido instalar aproximadamente 720 reflectores Scheffler en 21 países, y hay unas 90 cocinas comunitarias que usan este equipo.

2.1.2 Tamaños y tipos de concentradores solar Scheffler

Los concentradores solares se clasifican según el área del reflector, con tamaños que varían entre 2 m² y 2.7 m² para usos domésticos. Luego están los reflectores considerados grandes para uso industrial, como la generación de vapor: 8 m², 9.7 m², 12.6 m², 16 m², 32 m² y 50 m², aunque se ha llegado a construir reflectores mayores a 50 m² (Scheffler, 2006).

La Tabla 2.2 presenta los datos técnicos de un concentrador solar Scheffler de 8 m², donde la temperatura máxima alcanzada fue de 1000 °C, en concordancia con la tasa de concentración de la Tabla 1.1.

Tabla 2.2. Datos técnicos referentes a un reflector solar Scheffler de 8 m²¹¹

Datos técnicos referentes al reflector Scheffler de 8 m²	
Temperatura máxima alcanzada en el foco	1000 °C
Rendimiento óptico máximo (con equipamiento de espejos de vidrio claro/espejos de vidrio normal)	84% / 75%
Potencia de cocción media a lo largo del año (radiación de 700W/m ² y espejos de vidrio normal)	2,2kW
Número de reflectores en la mayor cocina construida hasta el momento	106
Número máximo de personas alimentadas en una única instalación	18.000
Costes de material para un reflector en la India	aprox. 500 dólares USA
Número total de reflectores instalados en todo el mundo (2003)	más de 720

Además de clasificar los reflectores por el tamaño del área del disco, también se pueden clasificar por el tipo de construcción: reflector recostado y reflector de pie. Cada uno tiene sus propias ventajas y desventajas. En general, la mayor ventaja del reflector de pie (Figura 2.5 (a)) es que la zona para cocinar está a una altura cómoda cuando se quiere cocinar de pie, mientras

¹¹ Tomado de “Instalaciones de energía solar en países en vías de desarrollo: reflectores Scheffler en la India”, Pahissa, 2004, p.156

que para el reflector recostado (Figura 2.5 (b)), su mayor ventaja es que es más fácil de construir (Gomez & Kern, 2010).



Figura 2.5. Reflector Scheffler 2.7 m² de pie y recostado¹²

2.1.3 Sistemas de seguimiento solar

Como se indicó en el apartado 2.1.1, es necesario un sistema de seguimiento solar diario para mantener fija el área de cocción. Dado que el reflector Scheffler debe ubicarse de manera que el reflector esté orientado hacia el norte (cuando se instala en el hemisferio sur), se necesita un mecanismo con un solo eje de rotación para lograr así el seguimiento del sol de este a oeste.

Se debe tener en cuenta, además, que, como se muestra en la Figura 2.6, el eje de rotación debe ser paralelo a la latitud del lugar donde se esté instalando el reflector. Es decir, el eje de rotación estará inclinado a un ángulo determinado con respecto al suelo.

¹² (a) Reflector de pie, (b) Reflector recostado. Adaptado de “Manual de construcción Reflector Solar Scheffler de 2.7m²”, Gomez & Kern, 2010, p.3

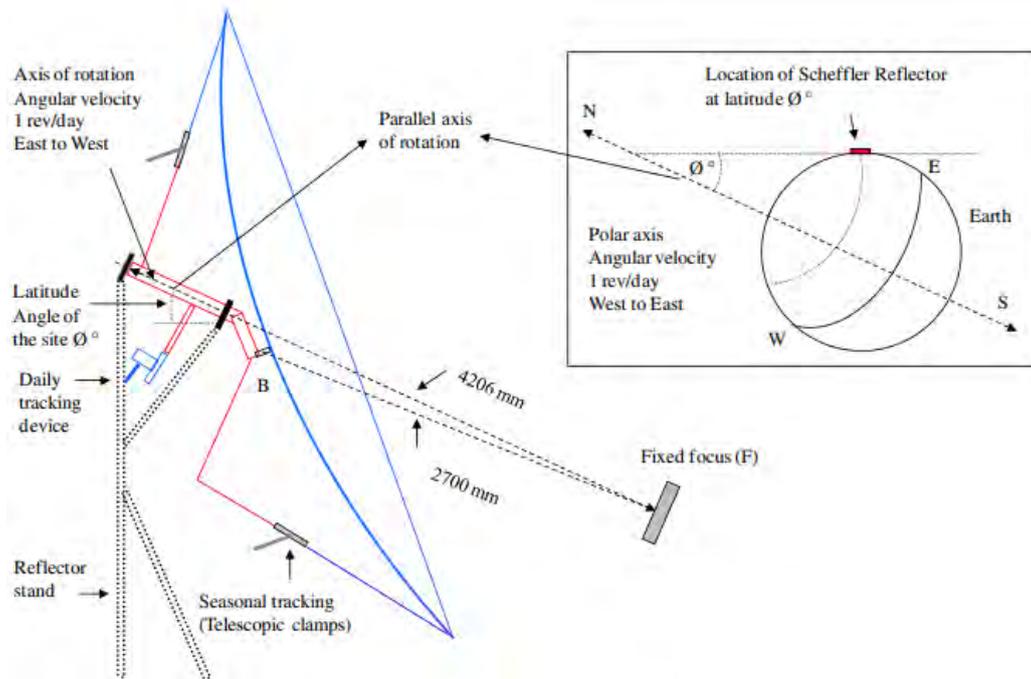


Figura 2.6. Instalación de reflector Scheffler en el hemisferio norte¹³

Seguimiento solar mecánico. El seguimiento solar mecánico fue el primero en desarrollarse con el fin de lograr un seguimiento automático. No fue hasta 1990 cuando se usó por primera vez este tipo de mecanismo en la India (Solare Brücke, n.d.). Anteriormente, los reflectores Scheffler se ajustaban a mano, lo que resultaba en que el área focal se alejara con el tiempo, dando como resultado un rendimiento pobre en la cocción. Además, implicaba un trabajo pesado para la persona que estaba utilizando el reflector.

Este mecanismo está diseñado siguiendo el mismo concepto que el mecanismo de un reloj de cuco antiguo. Es decir, existe un peso que, por gravedad, le dará la fuerza motriz necesaria para el giro del reflector. Este peso se levanta cuando se gira manualmente el reflector hasta conseguir que el área del foco se encuentre en el lugar deseado. Luego, este peso es frenado por un péndulo que, por medio de una transmisión, deja caer gradualmente esta masa a un ritmo que coincide con la velocidad con la que el sol se desplaza en el cielo a lo largo del día.

Cabe recalcar que a este mecanismo se le agrega un embrague deslizante con el fin de proteger al sistema de transmisión y al péndulo de cargas externas excesivas. Además, sirve para cuando

¹³ Tomado de “Design principle and calculations of a Scheffler fixed focus concentrator for medium temperature applications”, Munir et al., 2010, p.1497

se requiere volver a ajustar manualmente el foco del reflector, ya que este embrague se desliza hacia atrás al ejercer una fuerza, liberando así al reflector del sistema de transmisión.

Por tanto, podemos separar este mecanismo en cuatro partes: peso, transmisión, embrague deslizante y péndulo. En la Figura 2.7 (a) se aprecia el canal donde va colocado el peso y también el canal donde va colocada la cadena con una alta relación de transmisión. En la Figura 2.7 (b) se pueden apreciar las ruedas dentadas del mecanismo de transmisión, además del embrague deslizante mencionado anteriormente. Finalmente, en la Figura 2.7 (c) se aprecia el péndulo que oscilará con una frecuencia determinada.

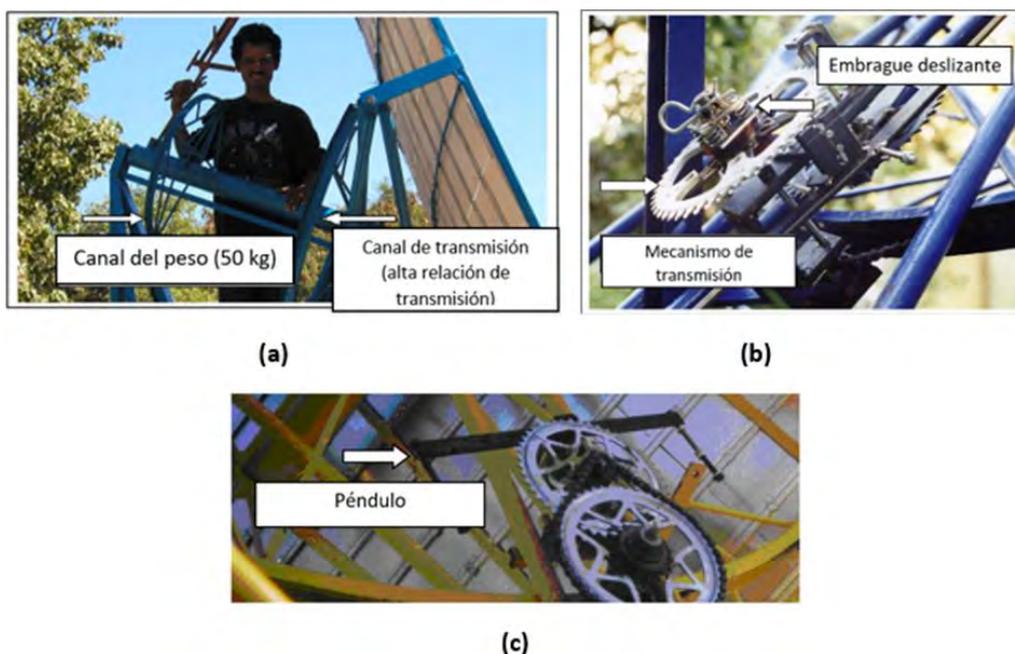


Figura 2.7. Seguimiento solar mecánico¹⁴

Seguimiento solar fotovoltaico (electromecánico). Actualmente, existen diversos mecanismos de seguimiento solar en un eje que hacen uso de sistemas eléctricos combinados con partes mecánicas para lograr que el foco se mantenga fijo. La ventaja de este tipo de mecanismos combinados es que su mantenimiento es menos tedioso, ya que tiene menos elementos mecánicos.

¹⁴ (a) Peso y canal de transmisión (b) Embrague deslizante (c) Péndulo. Adaptado de “Los reflectores Scheffler”, Solare Brücke, s/f

Por ejemplo, Rapp (2010) propone inicialmente usar un mecanismo de seguimiento que consta de dos celdas fotovoltaicas que trabajan en conjunto (Figura 2.8). Entonces, cada celda brinda 1V y 100 mA, mientras que el motor requiere aproximadamente 1V y 80 mA para entrar en funcionamiento. Rapp (2010) describe que las dos celdas son colocadas con un determinado ángulo, y cuando una de ellas deja de recibir energía solar, la otra tiene mayor voltaje y activa el motor hasta que las dos celdas tengan el mismo voltaje.

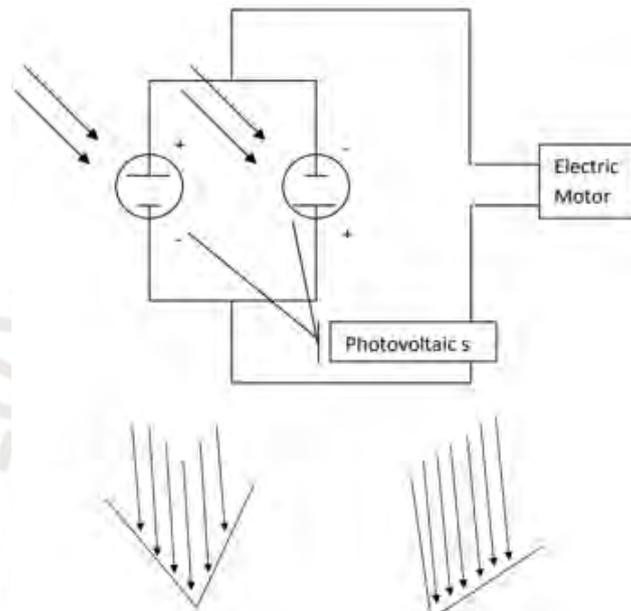


Figura 2.8. Diseño del circuito con dos celdas fotovoltaicas¹⁵

Sin embargo, el mismo autor explica que esta configuración no provee suficiente energía para mover el reflector, además de que pondría al motor bajo constante carga proveniente de las dos celdas. Por tanto, propone un circuito modificado (Figura 2.9) donde una celda fotovoltaica carga una batería que le dará la potencia al motor y es controlada por un fotodiodo. Entonces, cuando la luz solar energiza el fotodiodo, la corriente fluye a través de este, permitiendo energizar al motor.

En la parte inferior izquierda de la Figura 2.9 se puede apreciar cómo los rayos solares (representados por líneas) tocan el fotodiodo permitiendo el paso de la corriente, y en la parte

¹⁵ Tomado de “Construction and Improvement of a Scheffler Reflector and Thermal Storage Device”, Rapp, 2010, p.12

inferior derecha de la misma figura, se muestra el sistema rotado con el fotodiodo desenergizado, permitiendo cargar la batería nuevamente.

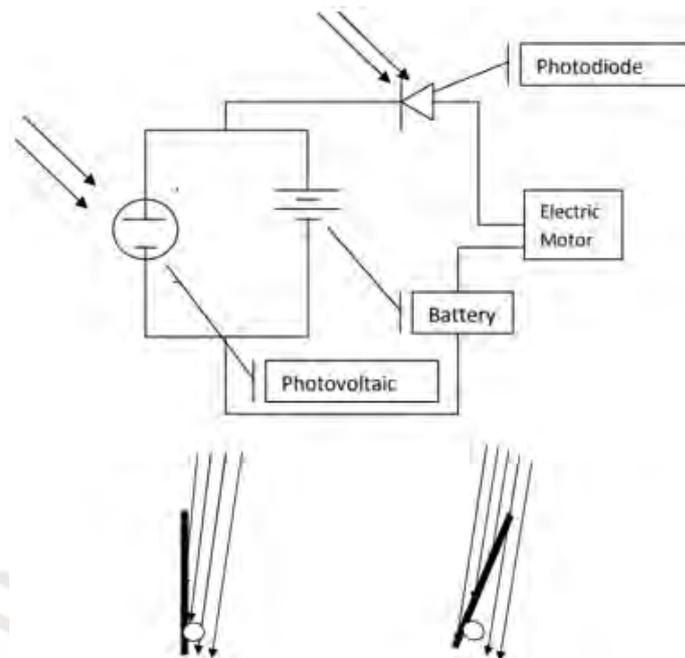


Figura 2.9. Diseño modificado del circuito con un fotodiodo¹⁶

Otro ejemplo es el propuesto por Abdallah & Nijmeh (2004), en el cual se controla el giro del motor con un PLC (*Programmable Logic Controller*). Esta programación está basada en un análisis de ángulos solares y cálculos de velocidad del motor con funcionamiento intermitente; es decir, el motor estará inactivo durante un tiempo (5 – 10 min) y funcionará solo durante unos segundos.

El sistema electromecánico que se muestra en la Figura 2.10 consta de un rectificador puente 'PS1' que convierte el voltaje de 220 VAC a un voltaje de 24 VDC, el cual alimenta al PLC. Un segundo rectificador puente 'PS2' convierte de 220 VAC a 24 VDC, alimentando así al motor 'M1'. Además, se observa que cuenta con cuatro entradas al PLC utilizadas con pulsadores normalmente abiertos, y dos salidas utilizadas para el control del sentido de giro del motor.

¹⁶ Tomado de "Construction and Improvement of a Scheffler Reflector and Thermal Storage Device", Rapp, 2010, p.13

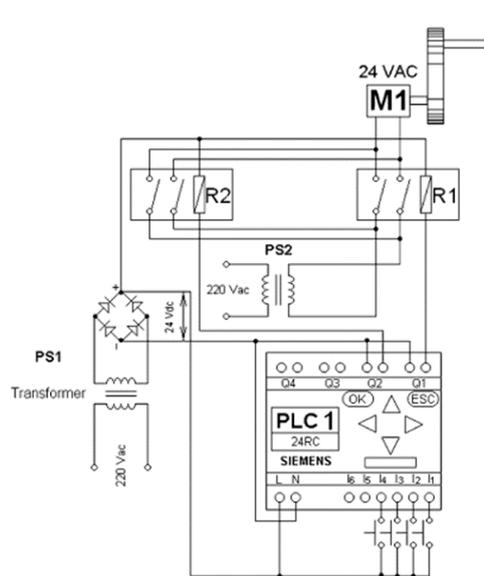


Figura 2.10. Circuito electromecánico con PLC con activamiento intermitente¹⁷

2.1.4 Sistemas de ajuste estacional

Es necesario un mecanismo de ajuste estacional que complemente al sistema de seguimiento solar descrito en el apartado 2.1.3 para mantener el foco fijo. Como se puede apreciar en la Figura 2.11, al fijar la Tierra, la posición de la trayectoria elíptica del sol varía de acuerdo con la época del año.

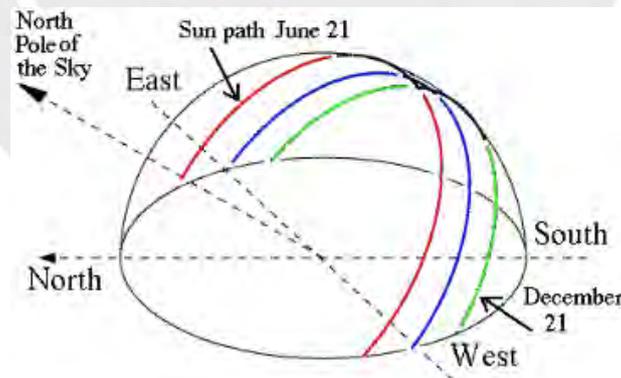


Figura 2.11. Trayectoria solar a lo largo del año¹⁸

¹⁷ Tomado de "Two axes sun tracking system with PLC control", Abdallah & Nijmeh, 2004, p.1933

¹⁸ La trayectoria que se muestra en la figura es aplicable para el hemisferio norte. Tomado de "Construction and Improvement of a Scheffler Reflector and Thermal Storage Device", Rapp, 2010, p.6

Se sabe que, para el hemisferio sur, el equinoccio de otoño y el equinoccio de primavera comienzan el 20 de marzo y el 22 de septiembre, respectivamente. Y el solsticio de invierno y solsticio de verano comienzan el 20 de junio y el 21 de diciembre, respectivamente.

Por tanto, y dado que el eje de la Tierra se encuentra inclinado aproximadamente 23.5° , es necesario reajustar la forma de la parábola, como se muestra en la Figura 2.12. Para esto, el reflector debe tener la característica de ser flexible, es decir, el marco que lo sostiene debe ser capaz de flexionarse alargando o comprimiendo los ejes de su borde elíptico, eliminando así la necesidad de un mecanismo complejo para los cambios estacionales.

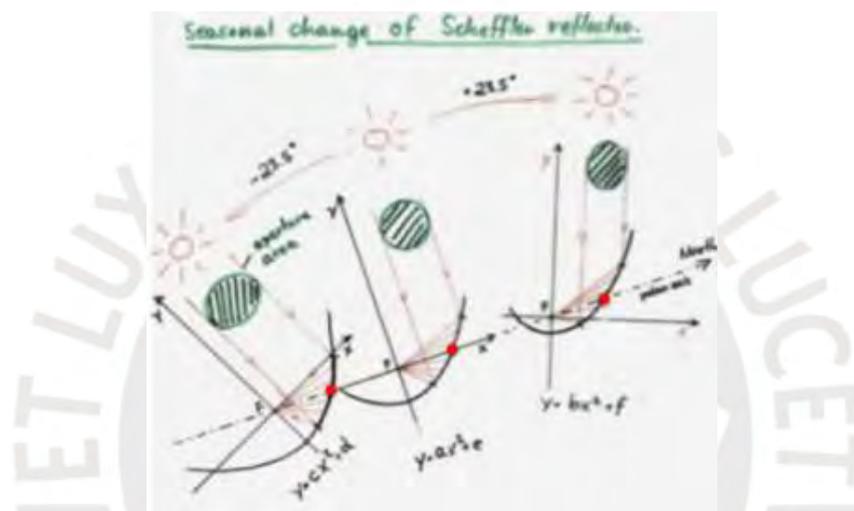


Figura 2.12. Modificación de la parábola de acuerdo con la estación del año¹⁹

Ajuste con barras telescópicas. Se hace uso de tres puntos pivotantes fijos para este tipo de ajuste estacional: dos puntos ‘A’ fijados en el marco lateral de la estructura y un punto ‘B’ fijado en la barra central de la parábola. El punto ‘B’ se encuentra ligeramente desplazado hacia abajo del eje que pasa por los puntos ‘A’. En los extremos del eje mayor que corta la parábola (puntos ‘C’ y ‘D’), se encuentran fijadas dos barras telescópicas que ayudan a deformar la estructura y la mantienen fija (Figura 2.13).

Munir et al. (2010) en su artículo menciona que solo toma una fracción de minuto ajustar el reflector en su posición de trabajo, evaluando la intensidad de luminosidad en el área de

¹⁹ Tomado de “Construction and Improvement of a Scheffler Reflector and Thermal Storage Device”, Rapp, 2010, p.6

cocción. Además, solo es necesario mover y ajustar estas barras cada 3 días, aproximadamente 1°.

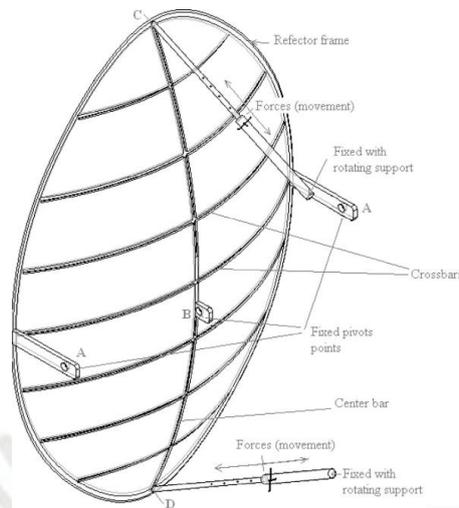


Figura 2.13. Detalle de los puntos de apoyo y barras telescópicas reflector Scheffler²⁰

Ajuste estacional con mecanismo de tres barras. En el apartado anterior, se mostró una alternativa de ajuste estacional haciendo uso de dos barras telescópicas. La desventaja de este mecanismo es que se tienen que ajustar las dos barras manualmente y, para reflectores de gran tamaño, puede resultar tedioso hacer el ajuste manual de la barra telescópica superior. Herreras Azcue (2012) propone una alternativa de ajuste estacional, en la cual el ajuste superior se hace automáticamente.

Este mecanismo consta de tres barras: “A – B”, “B – C”, “B – D” (Figura 2.14). Entonces, cuando la parte inferior del reflector se empuja hacia atrás, el punto central ‘A’ sube con respecto a la superficie del reflector, empujando así el punto ‘B’ alejándolo del reflector, juntando así ambos extremos ‘C’ y ‘D’.

En contraparte, cuando la parte inferior del reflector es empujado hacia el frente, el punto ‘A’ se acerca hacia el reflector con el punto ‘B’, separando así los extremos ‘C’ y ‘D’ y logrando aplanar el reflector.

²⁰ Tomado de “Design principle and calculations of a Scheffler fixed focus concentrator for medium”, Munir et al., 2010, p.1499

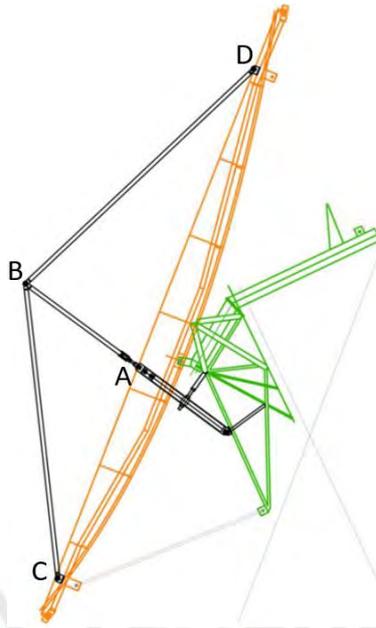


Figura 2.14. Ajuste estacional (mecanismo de 3 barras)²¹

2.2 Estructuras desplegadas

Las estructuras desplegadas, fabricadas con materiales como metal, madera o polímeros, se caracterizan por su capacidad de transformarse. Inicialmente, están plegadas y reducidas, y al desplegarse aumentan su tamaño mediante el movimiento de las barras.

Crespo Pérez (2017) explica que esto se logra mediante articulaciones en los extremos de las barras y un nudo intermedio que posibilita el giro de estas sin que se puedan separar. El nudo permite que las barras roten, lo que posibilita el despliegue de la estructura.

Una vez desplegada, la estructura no se rigidiza completamente. Es necesario incorporar ciertos elementos adicionales (dependiendo de los grados de libertad que tenga) para asegurar su rigidez y mantener sus dimensiones finales fijas.

Aunque este problema se puede solucionar de diversas formas, una de ellas es agregar montantes o barras verticales después de desplegar la estructura. Otra manera de rigidizar es usar nudos que limiten el giro de las barras o anclar los apoyos al terreno (Crespo Pérez, 2017).

²¹ Adaptado de “Improvement of Seasonal Adjustment Mechanism for medium sized Scheffler Reflectors”, Herrerías Azcue, 2012, p.23

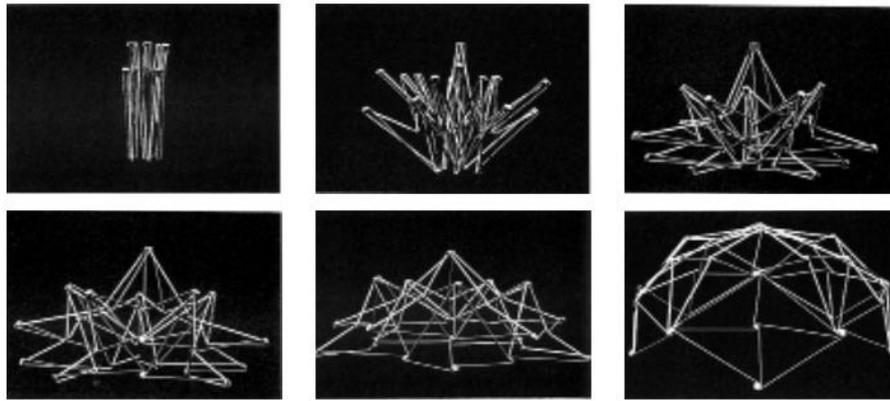


Figura 2.15. Proceso de despliegue de una estructura con barras articuladas²²

2.2.1 Antenas reflectoras desplegadas

Si bien las antenas se utilizan para reflejar las ondas de radiofrecuencia, la geometría de estas, debido a su forma parabólica, se puede trasladar al concepto de concentradores solares. Tibert (2002) señala que existen básicamente tres tipos diferentes de antenas desplegables: antenas de malla, antenas de superficie sólida y antenas inflables.

Las antenas de malla se caracterizan por tener una superficie reflectante compuesta por una malla metálica liviana tejida. Lo que diferencia una antena de otra es la forma en la que están soportadas estas mallas. El diseño más común es el de paraguas invertido con nervaduras curvas que emanan de un eje y la malla se encuentra suspendida entre estas nervaduras.

Las antenas de superficie sólida se utilizan cuando se requiere una alta reflectividad en la superficie, además de precisión. La gran mayoría de este tipo de reflectores consisten en un eje central con paneles rígidos curvos, colocados en forma de pétalos radiales. La forma en que se pliegan estos pétalos es lo que diferencia a cada antena (Tibert, 2002).

Antena envolvente. Desarrollada en 1970 por el Laboratorio de Propulsión de la NASA y la empresa "Lockheed Missiles and Space Company", Tibert señala que esta antena tipo paraguas cuenta con un eje central, nervios parabólicos de sección transversal y una malla reflectante. Cuando se encuentra replegada, las nervaduras se giran sobre pasadores de bisagras verticales y luego se envuelven tangencialmente alrededor del eje. Las nervaduras pueden ser desplegadas al cortar un cable de restricción colocado alrededor del eje. Al abrirse las puertas

²² Tomado de "Desmontabilidad y rigidez: estructuras desplegables y espaciales fijas", Crespo Pérez, 2017, p.19

con resorte, la energía almacenada en las nervaduras ocasiona que estas se desenrollen a su posición original. Este mecanismo se puede apreciar en la Figura 2.16.

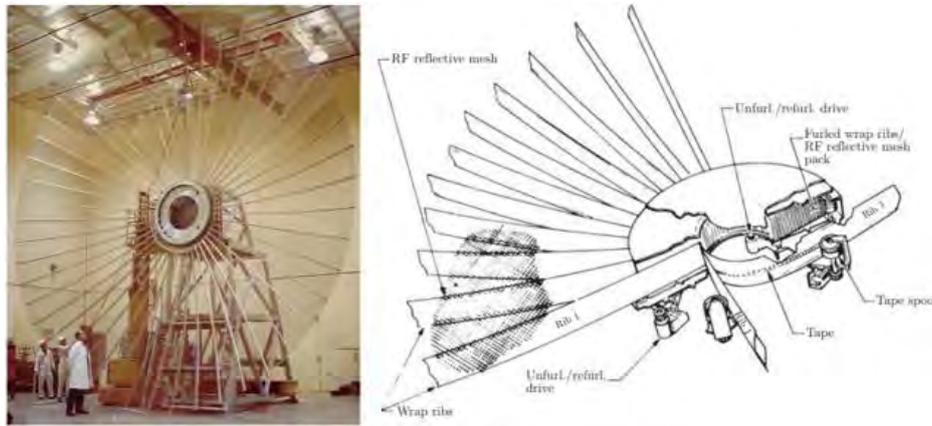


Figura 2.16. Antena envolvente y sus partes²³

Antena sólida DAISY. La antena o reflector DAISY (*Deployable Antenna Integral System*) fue desarrollada por la compañía Dornier/ESA. Esta cuenta con un eje central en el cual los paneles se encuentran conectados mediante una junta giratoria.

Según Tibert (2002), a través de simulaciones de despliegue, es posible determinar la posición y orientación de las bisagras para evitar interferencias durante el proceso de despliegue. Además, destaca que la malla en la parte posterior de cada panel, como se muestra en la Figura 2.17, proporciona rigidez adicional, asegurando así una mejor precisión de la superficie.

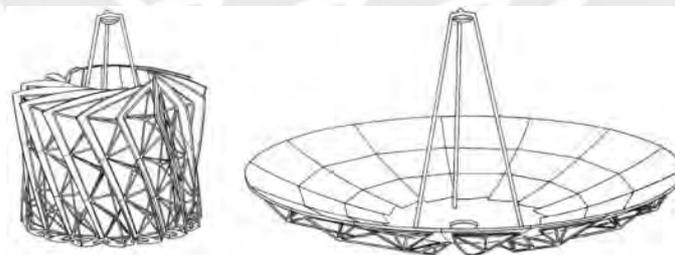


Figura 2.17. Reflector DAISY²⁴

²³ Tomado de “Deployable Tensegrity Structures for Space Applications”, Tibert, 2002, p.19

²⁴ En la izquierda se muestra la antena totalmente plegada y en la derecha la posición final. Tomado de “Deployable Tensegrity Structures for Space Applications”, Tibert, 2002, p.28

2.2.2 Mecanismo y plegado de barras articuladas

La principal idea de los mecanismos de plegado basados en barras articuladas es encontrar estructuras que permitan compactarse, pero también logren una máxima expansión una vez desplegadas. Según Doroftei et al. (2019), para lograr esto, se debe primero encontrar la estructura óptima del mecanismo y luego abordar el problema de síntesis dimensional, que implica hallar una solución al problema de movimiento, función y generación de trayectoria.

En la Figura 2.18 se presenta un mecanismo propuesto por la compañía “*Ten Fold Engineering*” en diversas configuraciones. Como se observa, se trata de un mecanismo de ocho barras que exhibe una notable capacidad de compactación y opera con un solo grado de libertad.

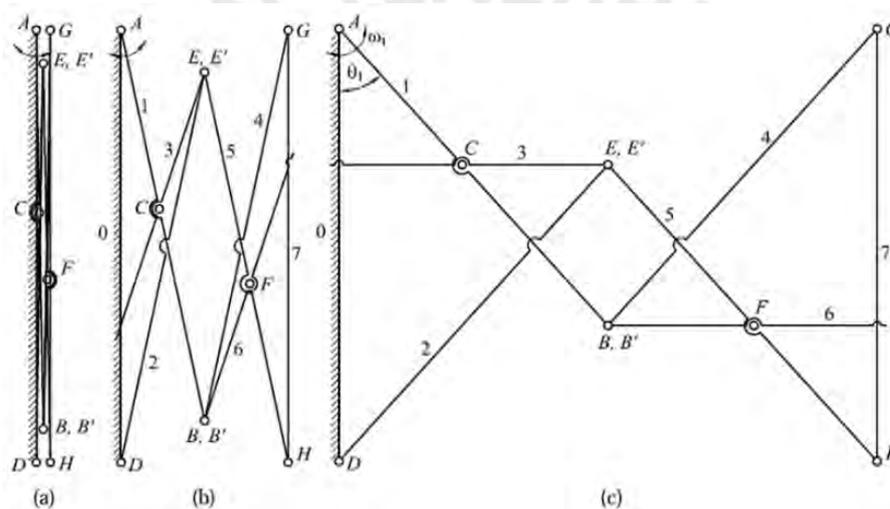


Figura 2.18. Mecanismo propuesto por *Ten Fold Engineering*²⁵

Esto se puede comprobar utilizando la fórmula de Grubler (Doroftei et al., 2019), la cual indica:

$$F = 3(n - 1) - 2g_1 \quad (2.1)$$

Donde " n " es el número de barras (incluido el marco) y " g_1 " es el número de uniones articuladas simples. Entonces, para la Figura 2.18, se tiene que " $n = 8$ " y " $g_1 = 10$ ", por lo tanto, se tiene $F = 1$.

²⁵ (a) sistema plegado; (b) sistema parcialmente desplegado; (c) sistema desplegado. Tomado de “Structural and kinematic aspects of some bar mechanisms for deployable structures”, Doroftei et al., 2019, p.2

Lo cual significa que solo se necesita un solo actuador (ubicado en la unión A) para desplegar el mecanismo, y también solo se necesitaría restringir esta unión para rigidizar la estructura.

2.2.3 Origami

El origami, o arte de plegar papel, es una de las técnicas japonesas más antiguas que existen. La idea básica es poder formar esculturas, figuras o formas, solo doblando el papel, es decir, sin cortarlo ni pegarlo. Idealmente, se puede empezar describiendo y estudiando los origamis de pegado plano. Estos pueden plegarse 180 grados en todos sus pliegues y no sufren colisiones; además, el modelo queda totalmente plano.

Macri (2015) explica que una buena guía para empezar a decidir cómo hacer un modelo de plegado plano es usar el Teorema de Kawasaki. En él, se explica que la suma de todos los ángulos en un vértice debe cancelar el otro conjunto de ángulos, lo que se expresa como “ $\alpha_1 - \alpha_2 + \alpha_3 - \dots + \alpha_{2n-1} - \alpha_{2n} = 0$ ” (Figura 2.19).

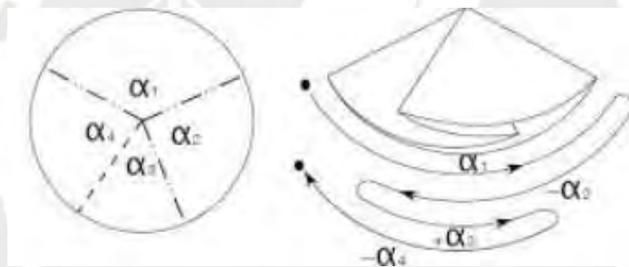


Figura 2.19. Ilustración del Teorema de Kawasaki²⁶

Aunque hay que tener en cuenta que el teorema no contempla si el modelo será fácil de plegar o incluso posible de plegar. Macri muestra dos ejemplos (Figura 2.20) en los cuales, en la Figura 2.20(a), a pesar de que los pliegues son posibles, estos son difíciles de realizar debido a la dificultad al momento de meter las solapas. En la Figura 2.20(b), son las mismas crests que en la Figura 2.20(a); sin embargo, se alargaron las secciones y, debido a que estas secciones son introducidas en las secciones intermedias y cada sección del centro está delimitada por pliegues para formar un bolsillo de poca profundidad, entonces las secciones alargadas chocarán con la parte inferior de los bolsillos; por tanto, no es posible su pliegue.

²⁶ Tomado de “Practical Applications of Rigid Thick Origami in Kinetic”, Macri, 2015, p.8

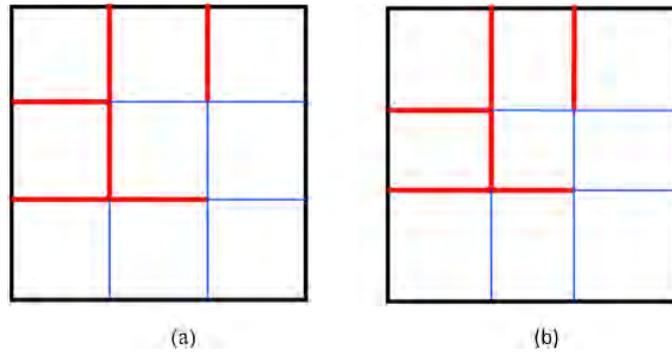


Figura 2.20. Vértices de un doblado plano²⁷

Entonces, una vez que se ha determinado si el modelo es plegable, se debe considerar que este tenga rigidez y espesor. Macri explica que, cuando el espesor es muy delgado, se puede decir que los pliegues no tendrán deformaciones ni colisiones. Sin embargo, el pliegue en este tipo de origami es sin secuencia, es decir, se mueve todo a la vez. Ahora bien, cuando el espesor del modelo es muy grueso, por ejemplo, cartón prensado grueso, ocurren problemas de torcimiento, estiramiento y finalmente la rotura del cartón.

Macri señala que diferentes autores han empleado métodos para solucionar este problema. Por ejemplo, en la Figura 2.21(a) se observa que el eje de pliegue ha sido desplazado hacia una de las dos superficies, dependiendo si es una cresta o valle. En la Figura 2.21(b), se puede observar que el modelo ha sido modificado removiendo material hasta llegar al modelo ideal sin espesor. En la Figura 2.21(c), se desplazan los paneles más allá del modelo ideal para conseguir el plegado.

²⁷ (a) es plegable; (b) no es plegable. Tomado de “Practical Applications of Rigid Thick Origami in Kinetic”, Macri, 2015, p.8

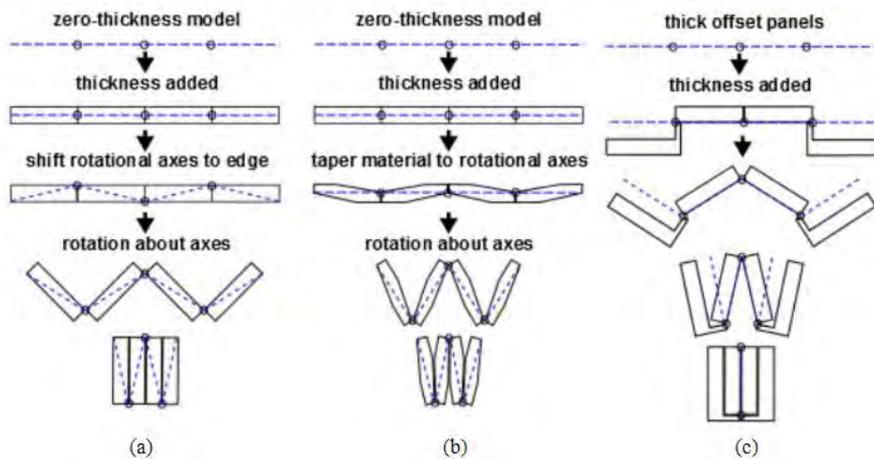


Figura 2.21. Tres métodos para el pliegue de un modelo dado un espesor²⁸

Miura Ori. Este modelo de pliegue consiste básicamente en una serie de patrones en los cuales las crestas deben tener cierto ancho para que, al momento de ser plegado, haya un espacio en el cual puedan caber los pliegues; es decir, estos pliegues se van empaquetando firmemente una vez plegados. Macri afirma que, a pesar de que la cresta se ha modificado para que pueda coincidir con el doble del grosor del pliegue, cuando se realiza el plegado, la diagonal a través del modelo va aumentando en dimensión y, por ende, el pliegue colisiona. La Figura 2.22 muestra el patrón del Miura Ori en donde las crestas de montañas se representan en color rojo y las crestas de valles se representan en color azul.

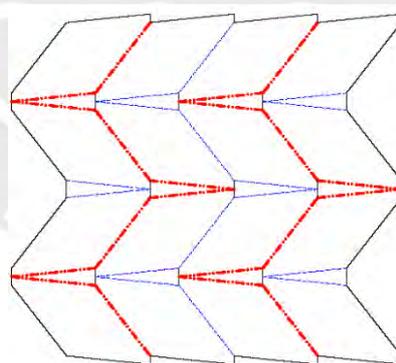


Figura 2.22. Patrón Miura Ori²⁹

²⁸ Tomado de “Practical Applications of Rigid Thick Origami in Kinetic”, Macri, 2015, p.12

²⁹ Las líneas de color rojo representan las crestas y las líneas de color azul los valles. Tomado de “Practical Applications of Rigid Thick Origami in Kinetic”, Macri, 2015, p.40

Pliegue de Yoshimura (Yoshimura Pattern). Según Macri, este patrón es simple, de fácil fabricación y el pliegue se presta para realizar arquitecturas similares a un tubo. Está compuesto por una serie de pliegues que son idénticos y cada pliegue se produce directamente después del anterior. Debido a esto, todos los pliegues inversos parecen estar alineados, es decir, no se puede ver el “reverso” del pliegue. Macri afirma que, debido a esto último, el modelo no necesita técnicas como corte o tallado del modelo (Figura 2.21), sino solo bisagras en la parte delantera y posterior.

En la Figura 2.23(a) se puede apreciar que el patrón consiste en una serie de triángulos iguales, excepto en los bordes, donde se cortan estos triángulos a la mitad. Además, Macri enfatiza que si los ángulos que forman los valles (cresta de color azul) son de 45 grados con las montañas (cresta de color rojo), entonces el modelo tiende a pliegarse sobre sí mismo rápidamente.

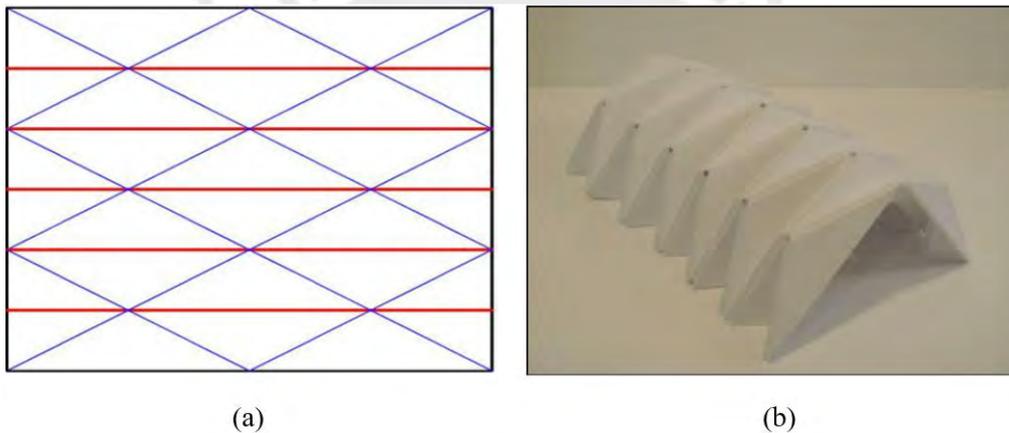


Figura 2.23. Patrón de Yoshimura³⁰

³⁰ (a) patrón de Yoshimura en donde las crestas están representadas de color rojo y los valles de color azul; (b) patrón de Yoshimura parcialmente plegado y con espesor en las paredes. Tomado de “Practical Applications of Rigid Thick Origami in Kinetic”, Macri, 2015, p.28-29

CAPÍTULO 3

DISEÑO CONCEPTUAL

En el presente capítulo, se presentan los pasos previos para poder realizar el diseño del concentrador solar Scheffler de 2.7 m² desplegable. Para ello, se tomará como referencia la metodología del diseño detallado en las normas alemanas VDI 2221 y 2225, se establecerán los requisitos de diseño, se explorarán diferentes conceptos de solución y se evaluarán técnica y económicamente para seleccionar el proyecto preliminar óptimo.

3.1 Metodología del diseño

Primero, se elaborará un cuadro con los requisitos de diseño que incluya todas las características necesarias para el equipo final. Luego, se definirá la caja negra (*black box*) que representa la función total o general del diseño. Una vez definida la caja negra, se elabora la estructura de funciones que definirá los procesos involucrados dentro de la caja negra.

Posteriormente, con la estructura de funciones ya definida, se procederá a realizar la matriz morfológica que presentará las diferentes opciones de diseño para cada proceso (concepto solución). Finalmente, se llevará a cabo una evaluación técnica-económica para poder optar por uno de los diseños, el cual será el diseño óptimo. La Figura 3.1 resume lo mencionado anteriormente en un diagrama de flujo.



Figura 3.1. Diagrama de flujo

3.2 Requerimientos de diseño

Siguiendo la metodología de diseño de la norma VDI 2221, se describen los requisitos que debe cumplir el diseño (Tabla 3.1). Para ello, se dividen los requisitos en categorías específicas que serán descritas a continuación.

Tabla 3.1. Requerimientos de diseño

PROYECTO	Diseño de un concentrador solar Scheffler de 2,7 m ² , modular y transportable, con mecanismo de repliegue y despliegue	Fecha: 19/09/2021
		Elaborado: N.A.P.T
Descripción		
Función Principal:		
<ul style="list-style-type: none"> ▪ El concentrador solar Scheffler de 2.7 m² deberá ser desplegable, reduciéndose así su tamaño y volumen en más de 75% para un fácil transporte. ▪ El concentrador solar debe reflejar los rayos solares en una zona puntual garantizando la generación de calor suficiente. 		
Materia Prima:		
<ul style="list-style-type: none"> ▪ La materia prima será principalmente barras y uniones de acero, además se hará uso de un material reflectante para la reflexión de los rayos solares. De ser necesario, se usarán polímeros como poliamida. 		
Geometría:		
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Las dimensiones del concentrador solar Scheffler no deben exceder a las dimensiones estándares establecidas en los manuales de construcción (largo 2 m x ancho 1.5 m x alto 2.5 m). 		
Energía:		
<ul style="list-style-type: none"> ▪ La energía requerida para el despliegue y ensamble del concentrador solar será producida por una persona. 		
Ergonomía:		
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Altura cómoda de manejo del equipo, es decir, podrá manipularlo una persona de pie. ▪ La altura del foco debe ser de 1 metro con respecto al suelo. 		
Fabricación:		
<ul style="list-style-type: none"> ▪ El concentrador solar Scheffler podrá ser fabricado en talleres locales con los implementos básicos de manufactura: torno, fresa, máquina de soldar, taladradora, etc. 		
Transporte:		
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Dado que se trata de un equipo diseñado para ser replegado y desplegado, podrá ser transportado, como mínimo, en una camioneta tipo pickup de cabina sencilla (ver Anexo A como referencia). 		
Montaje:		
<ul style="list-style-type: none"> ▪ El ensamblaje y desensamble del concentrador solar no debe suponer un problema para el usuario, es decir, no se debe necesitar una persona especializada. 		
Uso:		
<ul style="list-style-type: none"> ▪ El concentrador solar está destinado a trabajar en cualquier zona donde la radiación sea mayor a 4,0 kWh/m²/día. Además, podrá ser utilizado en cualquier época del año. 		
Seguridad:		
<ul style="list-style-type: none"> ▪ El concentrador solar tendrá el suficiente nivel de seguridad para preservar la integridad del usuario y no afectar negativamente al medio ambiente. 		
Mantenimiento:		
<ul style="list-style-type: none"> ▪ El concentrador solar tendrá un sistema de mantenimiento y pintado superficial contra la corrosión para el cuidado de este. ▪ Fácil acceso a las partes que requieran mayor lubricación. 		
Costos:		
<ul style="list-style-type: none"> ▪ El costo de diseño y fabricación del primer prototipo no debe sobrepasar los S/. 13,000.00 		

3.2.1 Función principal

Debido a que se necesita que el concentrador solar Scheffler ocupe la menor cantidad de espacio posible para mejorar su transportabilidad y, por ende, reducir su costo de adquisición, todo el conjunto del equipo debe poder reducirse en más del 75% de su tamaño en funcionamiento. Además, se debe asegurar que el concentrador mantenga su forma geométrica parabólica, la cual garantiza que la energía solar pueda ser concentrada en un área muy reducida, asegurando así la generación de calor.

3.2.2 Materia prima

La materia prima que se usará para la fabricación será principalmente acero, ya que es de fácil maquinado y soldable, lo cual permite crear piezas complejas con buena durabilidad. Adicionalmente, también se utilizarán algunos polímeros donde sea necesario y en piezas consumibles, es decir, aquellas que se desgastan y necesitan ser reemplazadas después de un tiempo de uso. Por último, se empleará un material que permita la reflexión de los rayos solares como el aluminio pulido que tiene una buena reflectividad.

3.2.3 Geometría

Dado que el área especificada para el concentrador solar es de 2.7 m², se debe asegurar que el equipo a diseñar no exceda las dimensiones que se encuentran en el mercado o en los manuales de construcción. Esto es importante, ya que se debe garantizar la compatibilidad con los estándares industriales, facilitar la integración en aplicaciones existentes y asegurar la competitividad del producto. Por tanto, se establecen dimensiones máximas de 2 m de largo, 1.5 m de ancho y 2.5 m de alto.

3.2.4 Energía

Se diseñará el equipo de tal manera que el despliegue y repliegue del concentrador puedan ser realizados por una sola persona. En otras palabras, solo será necesaria la energía humana para llevar a cabo esta función. Esto es importante para asegurar la facilidad de uso y la practicidad del equipo en aplicaciones donde el acceso a fuentes de energía adicionales es limitado, aumentando así su versatilidad y adopción en diversas situaciones.

3.2.5 Ergonomía

La ergonomía del equipo debe ser diseñada de tal manera que permita a la persona manipular el equipo de pie, sin necesidad de una plataforma o elemento de elevación adicional. Para ello, se considerará que la altura del foco sea de 1 metro respecto al suelo, ya que esta es la altura de uso que generalmente se especifica en los manuales de construcción. Una buena ergonomía no solo mejora la comodidad y seguridad del usuario, sino que también aumenta la eficiencia y eficacia en la operación del equipo, reduciendo la fatiga y el riesgo de errores operativos.

3.2.6 Fabricación

Dado que se requiere que el costo del equipo sea el menor posible para que sea atractivo en el mercado, entonces la fabricación del equipo se podrá realizar en talleres locales que cuenten con los implementos básicos para la manufactura: torno, fresa, máquinas de soldar, taladradora, llaves de ajuste, etc.

3.2.7 Transporte

El equipo debe diseñarse de manera que pueda ser transportado, como mínimo en la tolva de una camioneta tipo pick-up de una sola cabina. El Anexo A muestra las medidas referenciales de este tipo de vehículos las cuales son 2.22m x 1.47m x 0.46m. Este es uno de los objetivos de esta tesis y la razón por la cual se está diseñando el concentrador con mecanismo de repliegue y despliegue. Hacerlo más transportable reducirá el costo final del producto, ya que facilitará su distribución y manejo, haciéndolo más accesible para un mayor número de usuarios.

3.2.8 Montaje

El ensamblaje del equipo debe ser lo más sencillo posible, con el objetivo de que una persona no especializada, es decir, con conocimientos básicos de ensamblaje, pueda realizar el montaje. Esto permite que el equipo sea accesible a una mayor cantidad de usuarios.

3.2.9 Uso

El concentrador solar podrá utilizarse en zonas con suficiente radiación solar (mayor a 4,0 kWh/m²/día) para alcanzar temperaturas superiores a 80°C, dependiendo del tipo de aplicación

del equipo. Por ejemplo, puede ser utilizado para calentar agua, cocinar alimentos o generar vapor para procesos industriales. Además, podrá ser usado en cualquier época del año siempre que haya suficiente radiación solar

3.2.10 Seguridad

El equipo a diseñar debe ser lo suficientemente seguro para el usuario; es decir, su funcionamiento no debe generar riesgos ni para las personas que lo operan ni para el medio ambiente. Para lograr esto, se incorporarán mecanismos de seguridad tales como sistemas de bloqueo, materiales no tóxicos y procedimientos operativos claros que minimicen el riesgo de accidentes y garantizan la protección ambiental.

3.2.11 Mantenimiento

Dado que el equipo estará expuesto a la intemperie en todo momento y las condiciones climáticas como temperatura y humedad pueden variar, se implementará un sistema de mantenimiento y pintado superficial para evitar la corrosión. Además, los elementos que requieran lubricación serán de fácil acceso y las piezas consumibles (aquellas con un tiempo de vida limitado) serán fácilmente reemplazables. Un programa de mantenimiento regular es importante para garantizar la durabilidad y el óptimo funcionamiento del equipo.

3.2.12 Costos

El equipo debe ser comercial y capaz de competir con equipos similares que actualmente se encuentran en el mercado. Por lo general, el precio de este equipo oscila entre S/. 15,000.00 a S/. 18,000.00 en el mercado. Por ende, el costo exclusivo del diseño y fabricación del primer prototipo propuesto no debe exceder los S/. 13,000.00 para asegurar su viabilidad comercial. Este costo no incluye costos indirectos tales como marketing, logística, distribución, etc.

3.3 Caja Negra (*black-box*)

La caja negra sirve para representar una función total o una función general que debe cumplir el equipo a diseñar. Dentro de la caja negra ocurren una serie de procesos técnicos, los cuales se desconocen y serán definidos más adelante en la estructura de funciones. Una caja negra contiene parámetros de entrada (señales, energía y materia) y parámetros de salida (señales,

energía y materia). En la Figura 3.2 se muestra el esquema de la caja propuesta para el diseño del concentrador solar Scheffler desplegable y replegable.



Figura 3.2. Caja negra de funciones

En la Tabla 3.2 se describe a detalle la caja negra (entrada y salida).

Tabla 3.2. Descripción de la Caja Negra de funciones

Entrada	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Señal: Inicio del despliegue del concentrador solar Scheffler. ▪ Energía: Energía humana para el despliegue del concentrador solar Scheffler y energía mecánica para el sistema de seguimiento solar del concentrador. ▪ Materia: Concentrador solar Scheffler plegado.
Salida	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Señal: Fin del despliegue del concentrador solar Scheffler. ▪ Energía: Calor y ruido debido al rozamiento que se genera en el despliegue del concentrador solar. ▪ Materia: Concentrador solar Scheffler desplegado.

3.4 Estructura de funciones

En continuación con la metodología de diseño, se procede a desarrollar la estructura de funciones para el despliegue del concentrador solar Scheffler. En ella, se mostrarán las funciones básicas y esenciales que servirán como base para plantear múltiples alternativas de solución de diseño.

En la Figura 3.2, se planteó una "caja negra" en la cual solo se definieron las entradas y salidas que debía tener el diseño. En la Figura 3.3, se "destapa" la caja negra y se muestran los procesos técnicos involucrados para el planteamiento de los conceptos de solución.

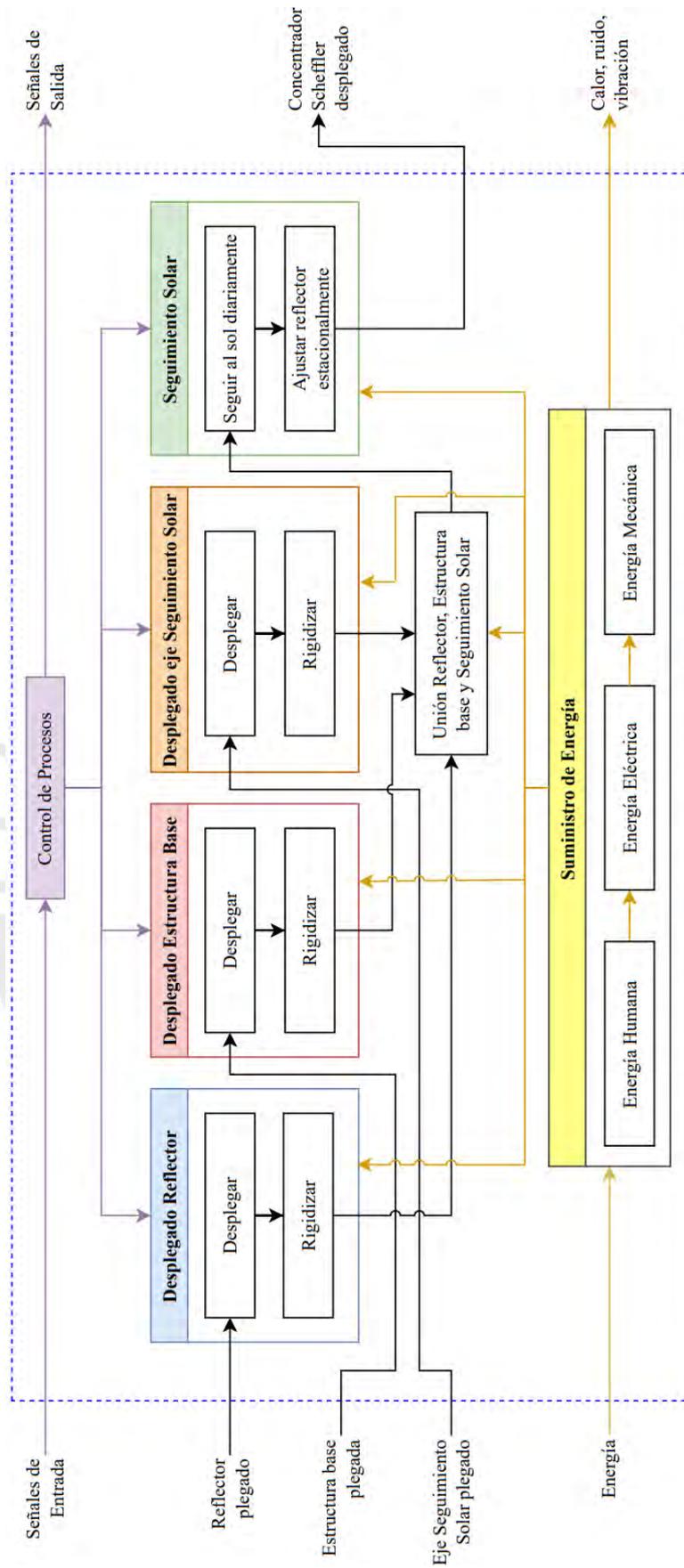


Figura 3.3. Estructura de funciones

3.4.1 Funciones parciales

A continuación, se procede a explicar las funciones parciales de la estructura de funciones elaborada en la Figura 3.3.

Controlar los procesos. Se realiza la verificación del estado del equipo, además de controlar visualmente el despliegue del concentrador solar y revisar el mecanismo de seguimiento solar.

Desplegar reflector. En esta función, se lleva a cabo el despliegue del reflector, que se encargará de redirigir la energía solar concentrándola en un área, y luego se rigidiza, es decir, se coloca en su posición final de trabajo.

Desplegar estructura base. En esta función, se lleva a cabo el despliegue de la base que soportará todo el peso del sistema, y luego se rigidiza, es decir, se coloca en su posición final de trabajo.

Desplegar eje de seguimiento solar. En esta función, se lleva a cabo el despliegue del eje que realizará el giro para el seguimiento solar diario y, posteriormente, se rigidiza, es decir, se coloca en su posición final de trabajo.

Unir reflector, estructura base y seguimiento solar. En esta función, se lleva a cabo la unión del reflector ya desplegado, así como la estructura base y el eje de seguimiento solar.

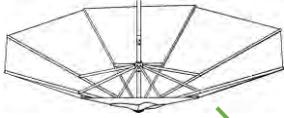
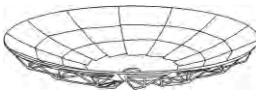
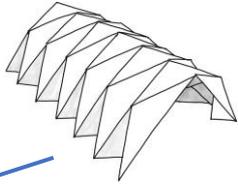
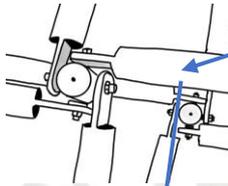
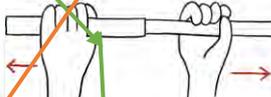
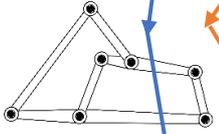
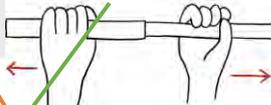
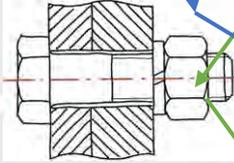
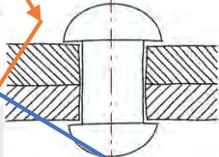
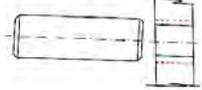
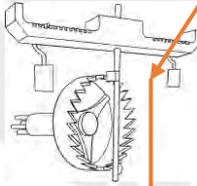
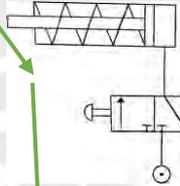
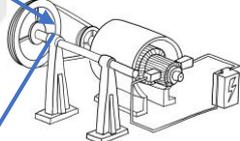
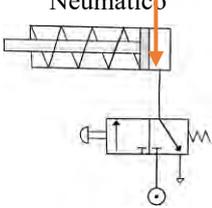
Seguir la trayectoria solar. En esta función, se lleva a cabo el seguimiento diario del movimiento solar con el objetivo de mantener el foco fijo. Además, también se realiza la acción de ajuste estacional del reflector.

Suministrar de Energía. El suministro de energía para llevar a cabo todas las funciones se divide en tres: energía humana, energía mecánica y energía eléctrica.

3.5 Matriz Morfológica

Una vez definida la estructura de funciones, se procede a realizar la matriz morfológica (Tabla 3.3), en la cual se presentarán distintas opciones de solución para una misma función parcial. Posteriormente, se une cada solución parcial combinándolas de distintas maneras, obteniendo así tres soluciones que serán evaluadas más adelante con el fin de elegir la mejor opción.

Tabla 3.3. Matriz Morfológica

Funciones parciales		Soluciones parciales		
		Flexible	Superficie sólida	Origami
A	Desplegado del reflector			
B	Desplegado de la estructura base	Barras articuladas 	Barras telescópicas 	
C	Desplegado del sistema de seguimiento solar	Barras articuladas 	Barras telescópicas 	
D	Unión Reflector, estructura base y sistema de seguimiento solar	Unión empernada 	Unión fija 	Ajuste 
E	Seguimiento solar diario	Mecánico 	Neumático 	Electromecánico 
F	Ajuste estacional del reflector	Neumático 	Manual 	
Leyenda		 Solución 1	 Solución 2	 Solución 3

3.6 Combinación de los conceptos de solución

Se plantean los siguientes tres conceptos de solución basados en lo mostrado en la matriz morfológica (Tabla 3.3).

3.6.1 Primer concepto de solución

El primer concepto de solución (Figura 3.4) consta de un reflector cuyo despliegue se realiza con superficies sólidas y rígidas; es decir, se podría colocar y trabajar con un elemento reflectante rígido, como, por ejemplo, espejos. La estructura base está compuesta por barras telescópicas que se contraen y se expanden, fijándose con una llave en su posición de trabajo. El eje de seguimiento solar, por su parte, está compuesto por un mecanismo de barras articuladas que permiten su plegado y despliegue, rigidizándose mediante un pin. Para la unión de estas tres partes se hace uso de remaches, los cuales las unen fijándolas entre sí. Con respecto al sistema de seguimiento solar, este se realiza con ayuda de un mecanismo de péndulo que, con la ayuda de un peso, oscila a cierta frecuencia para seguir el sol a lo largo del día. Por último, se utilizan dos pistones neumáticos que permiten el ajuste del reflector de acuerdo con la estación del año.

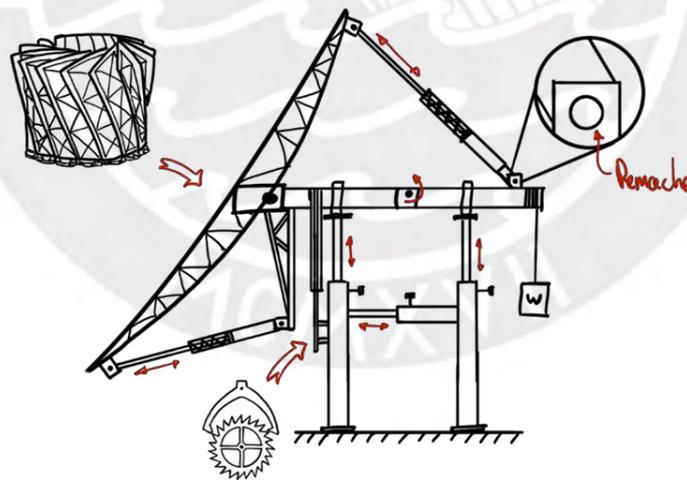


Figura 3.4. Primer concepto de solución

3.6.2 Segundo concepto de solución

El segundo concepto de solución (Figura 3.5) consta de un reflector que puede plegarse y desplegarse, haciendo uso de un mecanismo basado en el origami. Tanto para la estructura base

como para el eje de seguimiento solar, se utiliza un mecanismo con barras articuladas, las cuales se aseguran y rigidizan con un pin. Para unir las tres partes del concentrador, se emplean uniones empernadas, que permiten un posible desmontaje en el futuro y, por tanto, la transportabilidad. El seguimiento solar diario se logra con la ayuda de un motor eléctrico de corriente continua conectado al eje que, mediante un controlador, permite un giro lento del eje. Por último, el ajuste estacional se realiza con la ayuda de barras telescópicas que son accionadas y ajustadas por una persona, permitiendo así la deformación del reflector de acuerdo con la época del año.

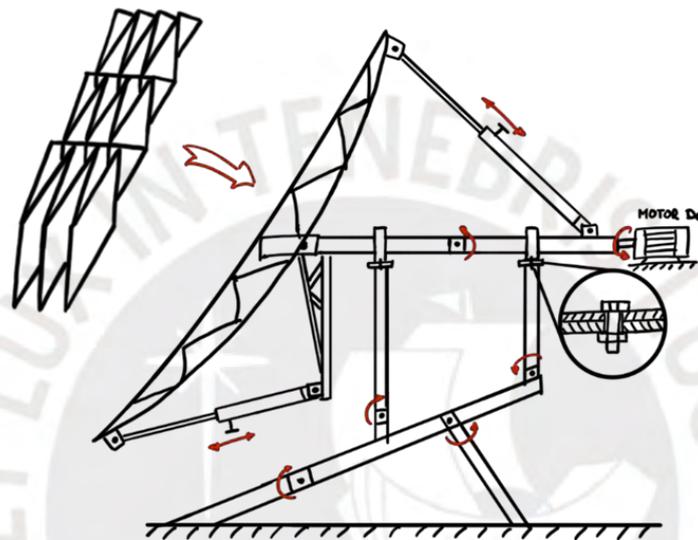


Figura 3.5. Segundo concepto de solución

3.6.3 Tercer concepto de solución

El tercer concepto de solución (Figura 3.6) consta de un reflector flexible que, con ayuda de un mecanismo de barras delgadas, puede plegarse deformándose, similar a un paraguas. El material de este reflector debe ser reflectante y tener la capacidad de no sufrir daños, como arrugarse o romperse, al momento del despliegue. La estructura base está compuesta por barras telescópicas que pueden contraerse y expandirse, al igual que el eje de seguimiento solar. Para unir las tres partes, se hace uso de uniones empernadas que fijan las partes entre sí, pero permiten el desmontaje. En cuanto al sistema de seguimiento diario, se utiliza un pistón neumático que empuja al eje y lo hace rotar, permitiendo así, con una expansión lenta y controlada, el seguimiento del sol. Por último, para el ajuste estacional, se emplea un sistema de barras telescópicas que son accionadas y ajustadas manualmente.

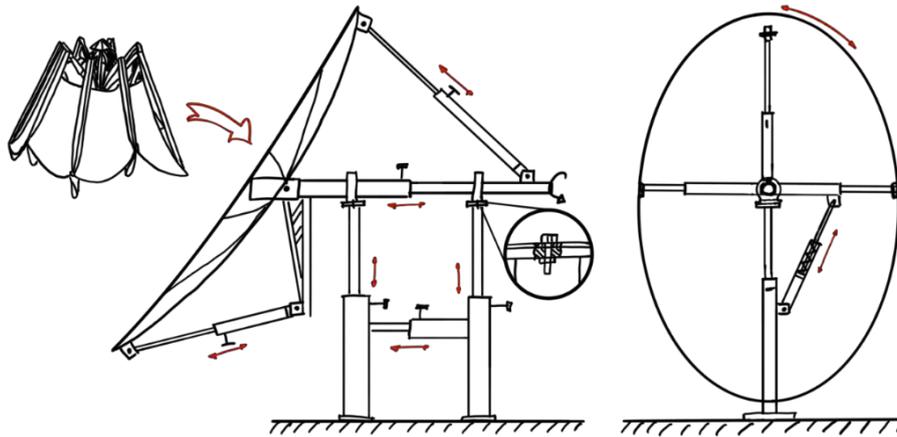


Figura 3.6. Tercer concepto de solución

3.7 Evaluación preliminar de los conceptos de solución

Una vez planteados los conceptos de solución correspondientes al diseño del concentrador, se realiza una evaluación preliminar en la cual se toman en cuenta los criterios planteados en los requerimientos de diseño. Esto permite seleccionar el concepto de solución óptimo, sobre el cual se plantearán los proyectos preliminares para fortalecerlo y definir así el diseño óptimo.

Según la Tabla 3.4, el segundo concepto de solución es el óptimo, ya que se ajusta mejor a los requisitos de diseño. Por tanto, en base a este concepto de solución, se proponen los siguientes proyectos preliminares.

Tabla 3.4. Evaluación preliminar de los conceptos de solución

Evaluación preliminar			Conceptos de solución							
Nº	Función	W	1	1x	2	2x	3	3x	Ideal	Idealx
1	Función Principal	2	3	6	3	6	2	4	4	4
2	Fabricación	2	1	2	2	4	1	4	4	4
3	Transporte	2	3	6	3	6	3	8	8	8
4	Montaje	2	2	4	2	4	2	2	2	2
5	Seguridad	1	2	2	2	2	1	4	4	4
6	Mantenimiento	1	2	2	2	2	2	8	8	8
7	Ergonomía	1	2	2	3	3	2	6	6	6
8	Materia prima	1	2	2	3	3	1	4	4	4
9	Estabilidad	1	2	2	3	3	2	8	8	8
10	Costos	2	1	2	2	4	2	4	4	4
Total		15		30		37		28		60

3.8 Fortalecimiento del concepto de solución óptimo

Con el segundo concepto de solución seleccionado como óptimo, ahora se desarrollan tres proyectos preliminares, los cuales son variaciones del concepto óptimo. Posteriormente, se llevará a cabo una evaluación teniendo en cuenta los aspectos técnicos y económicos de las alternativas.

3.8.1 Primer proyecto preliminar

El primer proyecto preliminar (Figura 3.7) consiste en un reflector que se repliega y despliega utilizando el patrón Miura-ori. Tanto la estructura base como el eje de seguimiento solar incorporan un mecanismo de barras articuladas, y el ajuste estacional se lleva a cabo mediante dos barras telescópicas manipuladas por el usuario. Además, el motor que proporciona el giro del eje para el seguimiento solar diario está conectado directamente al eje.

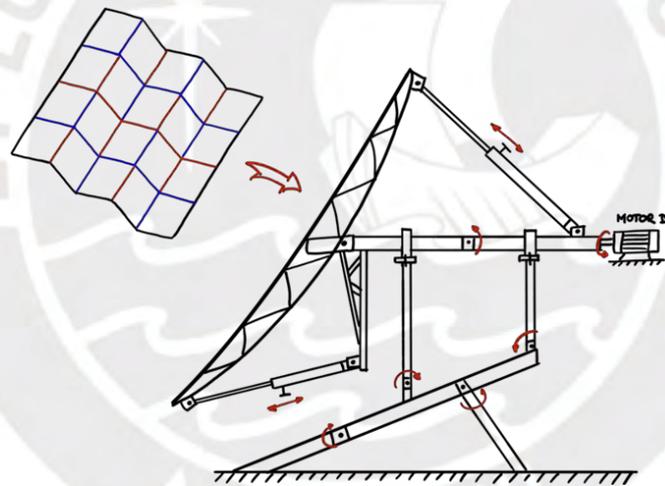


Figura 3.7. Primer proyecto preliminar

3.8.2 Segundo proyecto preliminar

El segundo proyecto preliminar (Figura 3.8) implica un reflector que se repliega y despliega utilizando el patrón de Yoshimura. Tanto la estructura base como el eje de seguimiento solar incorporan un mecanismo de barras articuladas. El ajuste estacional del reflector, según la época del año, se logra mediante dos barras telescópicas accionadas manualmente. Además, el seguimiento diario del sol se efectúa con un motor que, a través de un mecanismo de reducción de velocidad, gira el eje de seguimiento solar.

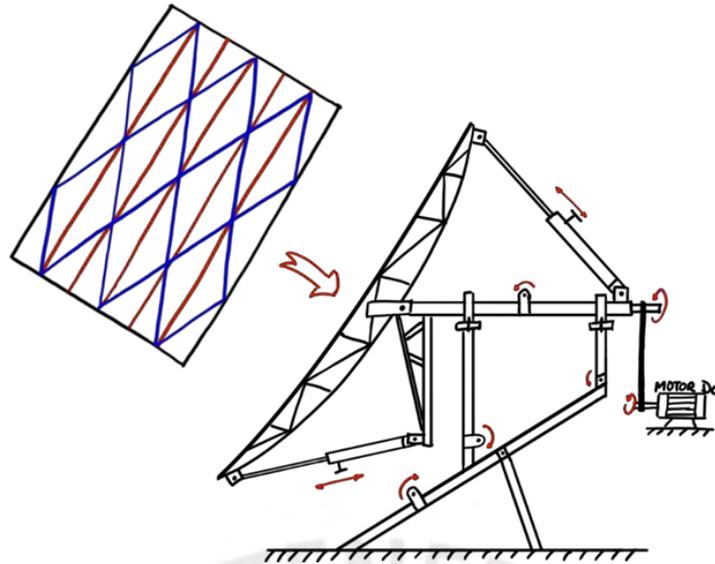


Figura 3.8. Segundo proyecto preliminar

3.8.3 Tercer proyecto preliminar

El tercer proyecto preliminar (Figura 3.9) implica un reflector que se repliega y despliega utilizando el patrón Miura-ori. Tanto la estructura base como el eje de seguimiento solar se pliegan y despliegan mediante un mecanismo de barras articuladas. El ajuste estacional se realiza mediante un mecanismo de tres barras que deforman los extremos del reflector, por lo tanto, solo es necesario accionar manualmente una barra telescópica para ajustar el reflector. Por último, el motor que proporciona el giro al eje de seguimiento solar está conectado directamente a este.

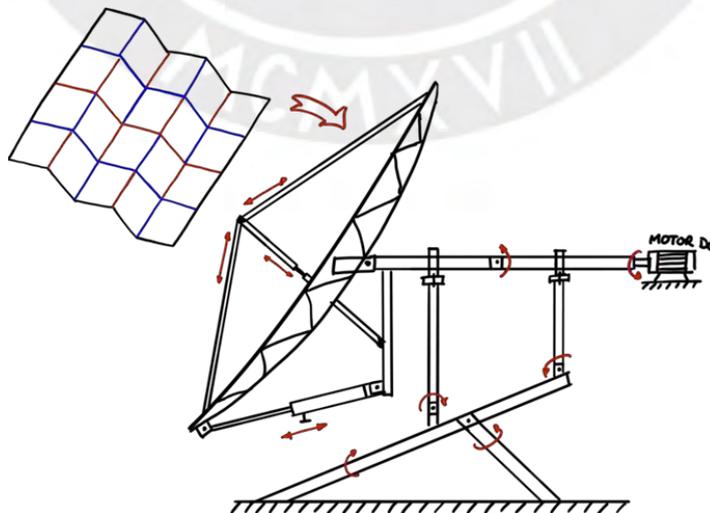


Figura 3.9. Tercer proyecto preliminar

3.9 Evaluación técnico-económica de los proyectos preliminares

Una vez planteados los proyectos preliminares, se procede a realizar una evaluación técnico-económica. Esta evaluación se rige bajo los criterios definidos previamente en los requerimientos de diseño, de tal manera que se pueda hacer la selección del proyecto preliminar definitivo.

3.9.1 Evaluación técnica

A continuación, en la Tabla 3.5 se muestran los criterios técnicos basados en los requerimientos de diseño.

Tabla 3.5. Evaluación técnica de los proyectos preliminares

Diseño Mecánico – Evaluación de Conceptos Técnicos (Xi)										
Proyecto: Diseño de un concentrador solar Scheffler de 2,7 m ² , modular y transportable, con mecanismo de repliegue y despliegue										
P: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)										
0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal)										
g: Peso ponderado (está en función de los criterios de evaluación)										
		Soluciones:			Solución 1		Solución 2		Solución 3	
					(S1)		(S2)		(S3)	
N°	Criterio de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Función Principal	4	3	12	3	12	3	12	3	12
2	Peso	3	3	9	2	6	2	6	2	6
3	Estabilidad	3	1	3	3	9	3	9	3	9
4	Fácil montaje	4	2	8	3	12	2	8	2	8
5	Geometría	4	2	8	3	12	2	8	2	8
6	Fácil mantenimiento	3	3	9	2	6	2	6	2	6
7	Transportable	3	2	6	3	9	2	6	2	6
8	Reparable en la zona	3	1	3	3	9	3	9	3	9
9	Ergonomía	3	2	6	3	9	3	9	3	9
10	Seguridad	3	2	6	3	9	3	9	3	9
Puntaje máximo ($\sum p$ ó $\sum gp$)				70		93		82		
Valor Técnico (Xi)				0.53		0.70		0.62		
Orden				3		1		2		

Se asignó un mayor peso a los siguientes criterios: función principal, facilidad de montaje y geometría. Esto se debe a la importancia de asegurar el buen funcionamiento del reflector, es decir, la capacidad de elevar la temperatura en un área focal. Además, es importante que el reflector sea fácilmente transportable para facilitar su acceso, y la geometría no debe exceder los estándares comerciales para garantizar la integridad del equipo en aplicaciones existentes.

3.9.2 Evaluación económica

A continuación, en la Tabla 3.6 se muestran los criterios económicos basados en los requerimientos de diseño.

Tabla 3.6. Evaluación económica de los proyectos preliminares

Diseño Mecánico – Evaluación de Conceptos Económicos (Yi)										
Proyecto: Diseño de un concentrador solar Scheffler de 2,7 m ² , modular y transportable, con mecanismo de repliegue y despliegue										
P: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)										
0 = No satisface, 1 = Aceptable a las justas, 2 = Suficiente, 3 = Bien, 4 = Muy bien (ideal)										
g: Peso ponderado (está en función de los criterios de evaluación)										
N°	Criterio de evaluación	Soluciones:			Solución 1		Solución 2		Solución 3	
		g	p	gp	p	gp	p	gp		
1	Fácil adquisición de mat.	4	2	8	3	12	3	12		
2	Número de piezas	3	3	9	2	6	2	6		
3	Costo de fabricación	4	2	8	2	8	2	8		
4	Costo mantenimiento	3	2	6	2	6	1	3		
5	Transporte	4	3	12	3	12	2	8		
6	Costos diversos	2	2	4	2	4	2	4		
Puntaje máximo ($\sum p$ ó $\sum gp$)				39		89		71		
Valor Técnico (Xi)				0.73		0.75		0.64		
Orden				2		1		3		

En este caso, se asignó un mayor puntaje a los siguientes criterios: costo de fabricación, fácil adquisición de materiales y costo de transporte. Esto se debe a que una reducción en el costo de fabricación permite reducir el costo del equipo en general. La facilidad para adquirir los materiales de fabricación también es fundamental, ya que impacta directamente en la viabilidad

del proceso. Además, el costo de transporte es un factor importante, ya que puede incrementar significativamente el valor final del equipo y, en consecuencia, hacerlo menos atractivo en comparación con los equipos comerciales existentes.

3.9.3 Proyecto preliminar definitivo

En base a la Tabla 3.5 y la Tabla 3.6, se realiza el diagrama de evaluación técnica-económica. Según la norma VDI 2225, se debe seleccionar como proyecto óptimo el punto que se encuentre más cercano al punto ideal, es decir, al punto (1,1). De la Figura 3.10, se puede concluir que el segundo proyecto preliminar es el más cercano; por tanto, se selecciona como proyecto definitivo y se trabajará en su diseño y cálculos necesarios.

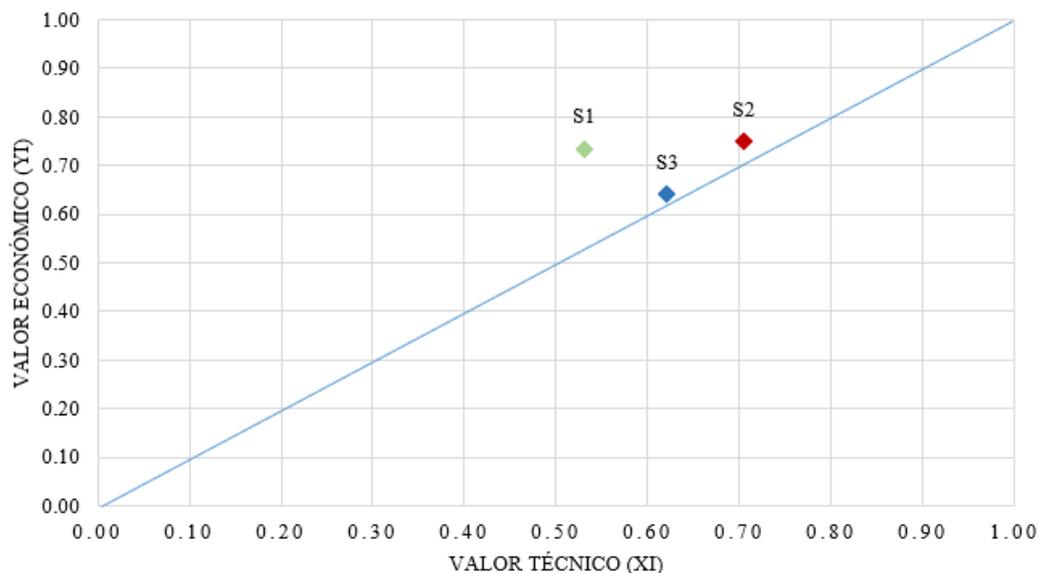


Figura 3.10. Diagrama de evaluación técnico-económica según VDI 2225

3.10 Descripción del diseño conceptual seleccionado

El proyecto seleccionado consta de un reflector que se repliega y despliega mediante un plegado basado en el origami, específicamente en el patrón de Yoshimura (Figura 2.23). El material del reflector es de aluminio pulido, con el fin de permitir la reflexión de los rayos solares. Con la ayuda de barras dobladas, se dará forma cóncava a la plancha delgada de aluminio, obteniendo así el reflector del concentrador. Para el repliegue y despliegue de la estructura base y el eje de seguimiento solar, se utiliza un mecanismo con barras articuladas de acero que, finalmente, se

rigidizan con pines. La unión de las tres partes del concentrador se realiza con pernos, es decir, uniones atornilladas. Para el ajuste estacional, se emplean barras telescópicas que son ajustadas manualmente por el usuario. Por último, el mecanismo de seguimiento solar diario se ejecuta con un motor, el cual, mediante una transmisión de cadenas, gira el eje de seguimiento solar. La Figura 3.11 ilustra visualmente todo lo descrito anteriormente.

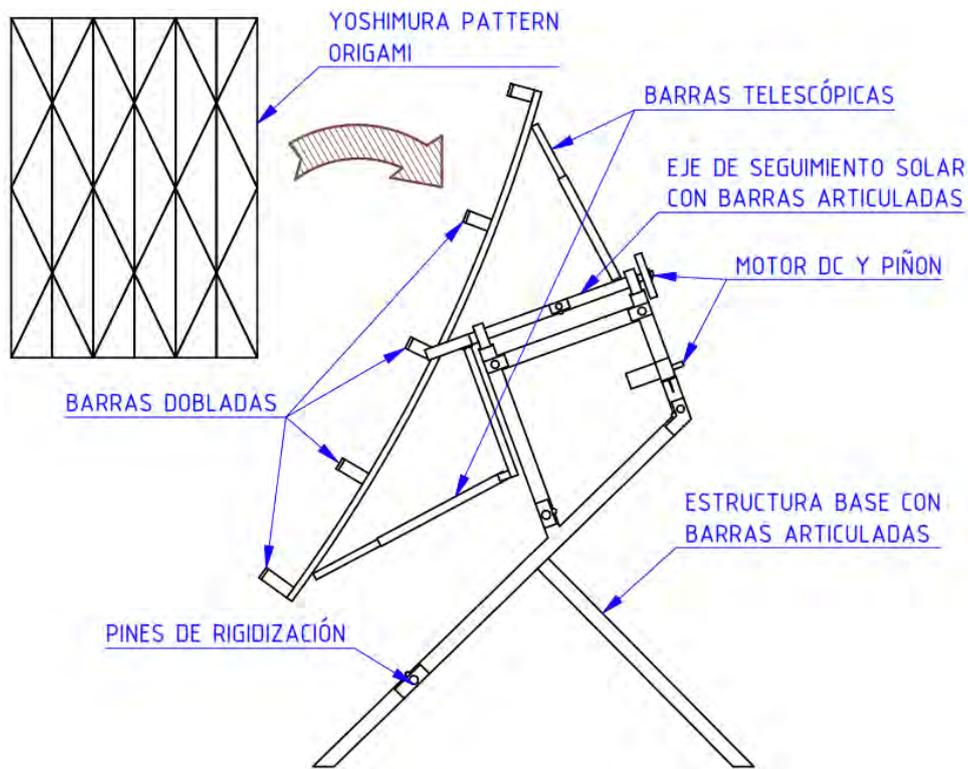


Figura 3.11. Concepto del proyecto preliminar definitivo

CAPÍTULO 4

CÁLCULOS Y ESPECIFICACIONES DE FABRICACIÓN

En el capítulo anterior, se desarrolló la ingeniería conceptual y básica siguiendo los lineamientos de la norma alemana VDI 2225. En este capítulo, se exponen los cálculos necesarios para diseñar el mecanismo de repliegue y despliegue del concentrador solar, junto con las especificaciones de fabricación. Es importante señalar que los detalles de algunos cálculos presentados en esta sección pueden consultarse en el Anexo B.

4.1 Despliegue del reflector

En el despliegue del concentrador, se optó por un diseño basado en origami, específicamente utilizando el patrón de Yoshimura, como se explicó en el capítulo anterior. La elección de este patrón se debe a su simplicidad, facilidad de comprensión y fabricación, tal como lo menciona Macri (2015). Además, no se requiere ninguna técnica de corte o tallado para el pliegue; solo son necesarias bisagras en la parte frontal para las montañas y en la parte posterior para los valles. Con el fin de mostrar el proceso de repliegue, se construyó un prototipo con planchas de cartón prensado de 3 mm de espesor y cinta adhesiva para unir las partes (Figura 4.1).

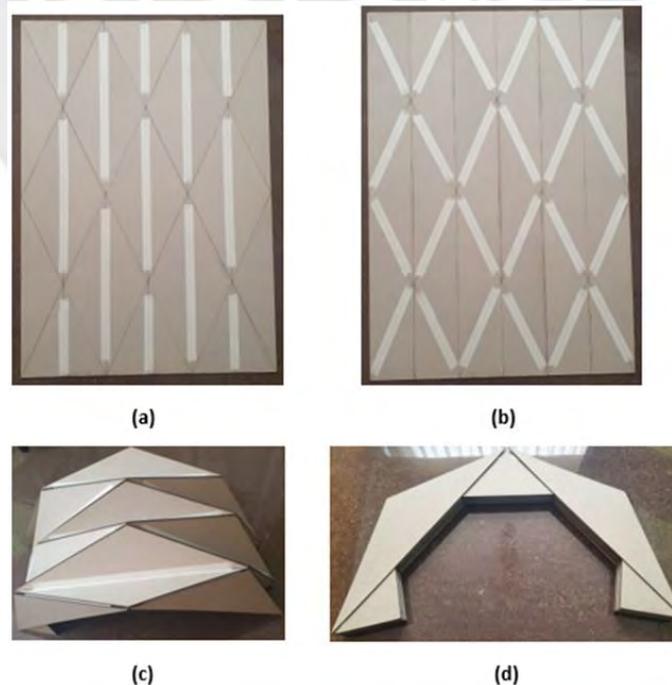


Figura 4.1. Prototipo del despliegue del reflector usando el patrón de Yoshimura

En la figura, se muestra el mecanismo de repliegue de una placa de cartón prensado de 100 cm x 75 cm. Para lograr la forma cóncava del concentrador, se utilizarán barras transversales curvas, en las cuales se ensamblará la placa. En las siguientes secciones, se calcularán las dimensiones finales del reflector y las barras transversales.

4.2 Dimensionamiento del reflector

Como se mencionó anteriormente, el objetivo de esta tesis es diseñar el mecanismo de repliegue y despliegue de un concentrador solar Scheffler de 2.7 m². La geometría del concentrador es elíptica, como se muestra en la Figura 2.3 , debido a que se toma una sección lateral de la proyección de un área circular sobre un paraboloide elíptico. La razón por la que se selecciona una sección lateral del paraboloide y no su centro es que el foco se ubica a una altura más adecuada para la cocción de alimentos. No obstante, como se detalló en la sección anterior, la geometría del concentrador a diseñar adopta una forma rectangular. En la Figura 4.2 , se presentan los parámetros necesarios para el dimensionamiento del concentrador (Reddy et al., 2018).

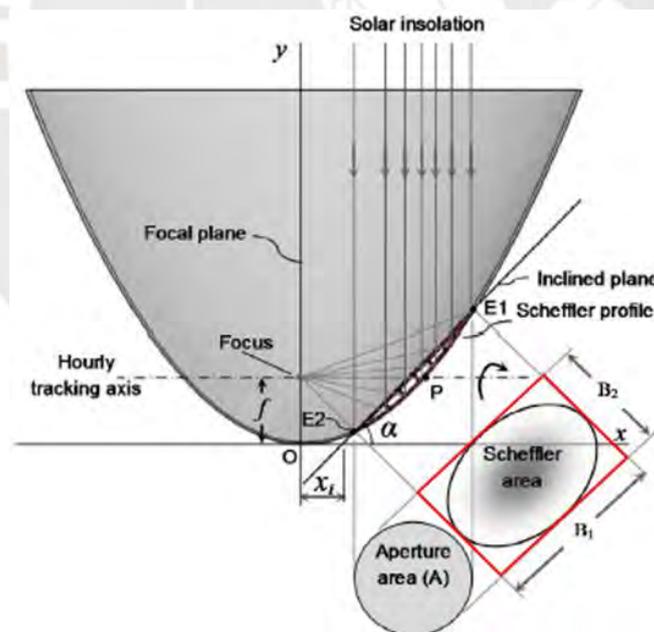


Figura 4.2. Parámetros de dimensiones del reflector³¹

³¹ Tomado de “Design charts for Scheffler reflector”, Reddy et al., 2018, p.105

A partir de esto, se derivan las fórmulas necesarias para el dimensionamiento del reflector, las cuales se detallan a continuación:

$$x^2 = 4fy \quad (4.1)$$

$$y = \tan(\alpha)(x - x_i) \quad (4.2)$$

$$B_1 = \sqrt{(x_1 - x_2) + (y_1 - y_2)} \quad (4.3)$$

$$B_2 = \sqrt{A} \quad (4.4)$$

$$B_1 = \frac{B_2}{\cos(\alpha)} \quad (4.5)$$

$$x_i = f \tan(\alpha) - \frac{B_2^2}{16f \tan(\alpha)} \quad (4.6)$$

$$A_{sf} = B_1 B_2 \quad (4.7)$$

Dado que el área del reflector es de 2.7 m², este valor se introduce en la Ecuación 4.7.

$$2.7m^2 = B_1 B_2 \quad (4.8)$$

Además, considerando que la altura del foco debe ser de 1 metro ($f = 1 m$), se reemplazan estos valores en la Ecuación 4.6:

$$x_i = 1 \tan(\alpha) - \frac{2.7 \cos(\alpha)}{16f \tanh \alpha'} \quad (4.9)$$

Según Reddy et al. (2018), para minimizar el torque requerido para la rotación del reflector en el sistema de seguimiento solar, el punto P de la Figura 4.2 debe ubicarse en el centro de la curva parabólica (E1-P-E2). Esto implica que la longitud E2-P debe ser igual a la longitud P-E1. En la práctica, la diferencia entre estas dos longitudes es mínima y se calcula iterando los parámetros antes mencionados. Además, el ángulo de inclinación del plano varía

generalmente entre 42° y 44.9°. Para las longitudes de las curvas E2-P y P-E1, se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$E2P = \int_{x_2}^{2f} \sqrt{1 + \left(\frac{x}{2f}\right)^2} \cdot dx \quad (4.10)$$

$$E1P = \int_{2f}^{x_1} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{2f}\right)^2} \cdot dx \quad (4.11)$$

Donde, x_1 y x_2 se definen mediante las Ecuaciones 4.12 y 4.13, respectivamente:

$$x_1 = 2f \tan(\alpha) + \frac{B_2}{2} \quad (4.12)$$

$$x_2 = 2f \tan(\alpha) - \frac{B_2}{2} \quad (4.13)$$

Se procede a iterar, variando el ángulo de inclinación del plano entre 42° y 44.9°, evaluando que la diferencia entre E2P y E1P sea lo más cercana a cero. Los valores obtenidos son los siguientes:

$$\alpha = 44.13^\circ$$

$$x_i = 0.8454 \text{ m}$$

$$x_{E2} = 1.244 \text{ m}$$

$$x_{E1} = 2.636 \text{ m}$$

Finalmente, al reemplazar los valores de “ α ” y “ x_i ” en las Ecuaciones 4.5 y 4.6, se obtienen las dimensiones del eje mayor y menor del concentrador:

$$B_2 = 1392 \text{ mm}$$

$$B_1 = 1940 \text{ m}$$

4.2.1 Dimensionamiento de las barras soporte

Las barras transversales proporcionan soporte y rigidez a la hoja reflectora del concentrador Scheffler, además de conferirle la forma cóncava. El número de barras a utilizar depende de la decisión del diseñador. Por ejemplo, en la Figura 4.3 se presenta un esquema del concentrador Scheffler con siete barras transversales.

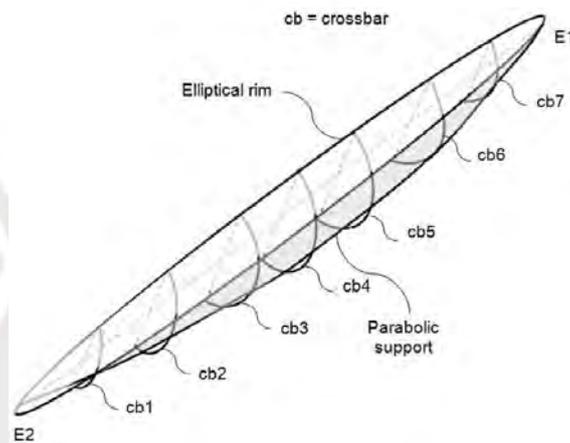


Figura 4.3. Reflector Scheffler con siete barras transversales³²

El primer paso en el diseño de las barras es decidir cuántas se utilizarán. En esta tesis, se seleccionan un total de 5 barras para soportar la hoja reflectora. El diseño de las barras implica determinar su ancho (W), radio (R) y la longitud (L), como se muestra en la Figura 4.4. A partir de dicha figura, se deduce que el espacio entre cada barra está dado por la Ecuación 4.14, donde N_{cb} es el número de barras. Además, el ancho de cada barra es igual al ancho del reflector calculado en la sección anterior, es decir, $W = B_2$.

$$D = \frac{B_1}{N_{cb} - 1} \quad (4.14)$$

³² Tomado de "Design charts for Scheffler reflector", Reddy et al., 2018, p.107

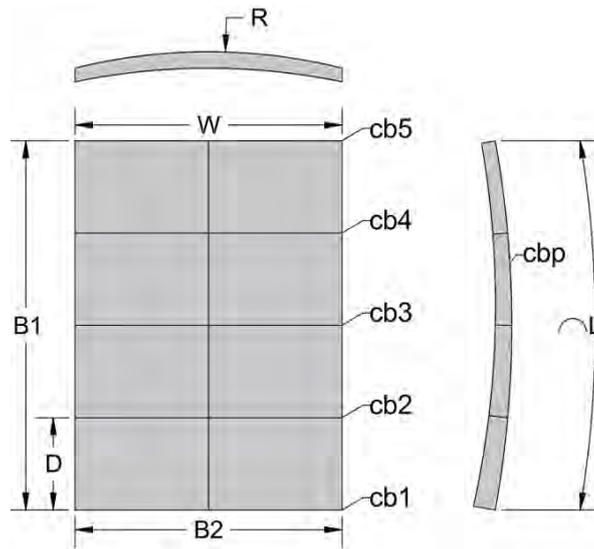


Figura 4.4. Parámetros de las barras soporte

Se debe calcular el radio (R) y longitud (L) de cada barra. Aunque cada barra es elíptica debido a la geometría parabólica, producir esta forma sería costoso y complicado. Para simplificar la fabricación y reducir costos, Reddy et al. sugieren aproximar la geometría elíptica mediante un arco circular utilizando tres puntos. Esto facilita la manufactura. Para calcular el radio de la barra central del reflector, se utiliza la Ecuación 4.15:

$$R = \frac{((C / 2)^2 + d^2)}{2d} \quad (4.15)$$

Donde, “ C ” y “ d ” son las longitudes de cuerda dentro de un círculo, como se muestra en la Figura 4.5.

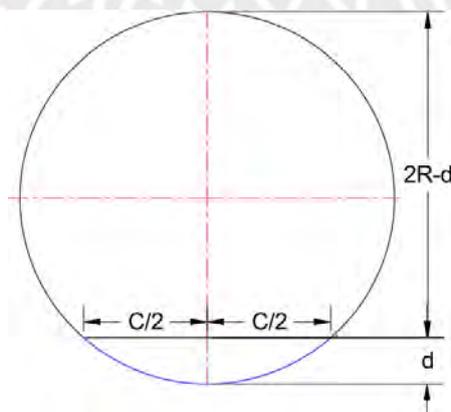


Figura 4.5. Círculo con dos cuerdas perpendiculares intersecadas

Por lo tanto, el radio de la barra central se puede calcular a partir de la distancia entre los puntos E1 y E2, así como la distancia del punto P a la línea que une estos dos puntos (Figura 4.2). El punto P corresponde al punto de intersección entre la parábola y la línea paralela al eje 'x' que pasa por el foco, siendo $P = (2f, f)$. De esta forma, la distancia “d” se calcula mediante la Ecuación 4.16, donde “ $U \cdot x + V \cdot y + X$ ” corresponde a la ecuación general de la recta, siendo U, V y X los coeficientes de la ecuación, y “ x ” e “ y ” las coordenadas del punto a evaluar.

$$d = \left| \frac{U \cdot x + V \cdot y + X}{\sqrt{U^2 + V^2}} \right| \quad (4.16)$$

Resolviendo la Ecuación 4.16, y considerando la ecuación de la recta “ $0.97 \cdot x + 1 \cdot y + 820.109 = 0$ ” derivada de la Ecuación 4.2, junto con el punto $P = (2f, f)$, donde $f = 1 \text{ m}$, se obtiene que el radio de curvatura de la barra central es:

$$R_{cb_p} = 5510 \text{ mm}$$

El cálculo de la longitud (L) de la barra central se realiza utilizando la Ecuación 4.17.

$$L = 2 \cdot R \cdot \sin^{-1} \left(\frac{C}{2R} \right) \quad (4.17)$$

Obteniendo un valor de:

$$L_{cb_p} = 1950 \text{ mm}$$

Se procede entonces a calcular el radio y longitud de las barras transversales (cb_{1-5}), utilizando el diagrama de la Figura 4.6, en el cual se muestra el radio de las barras en función de su ubicación para diferentes ángulos de inclinación.

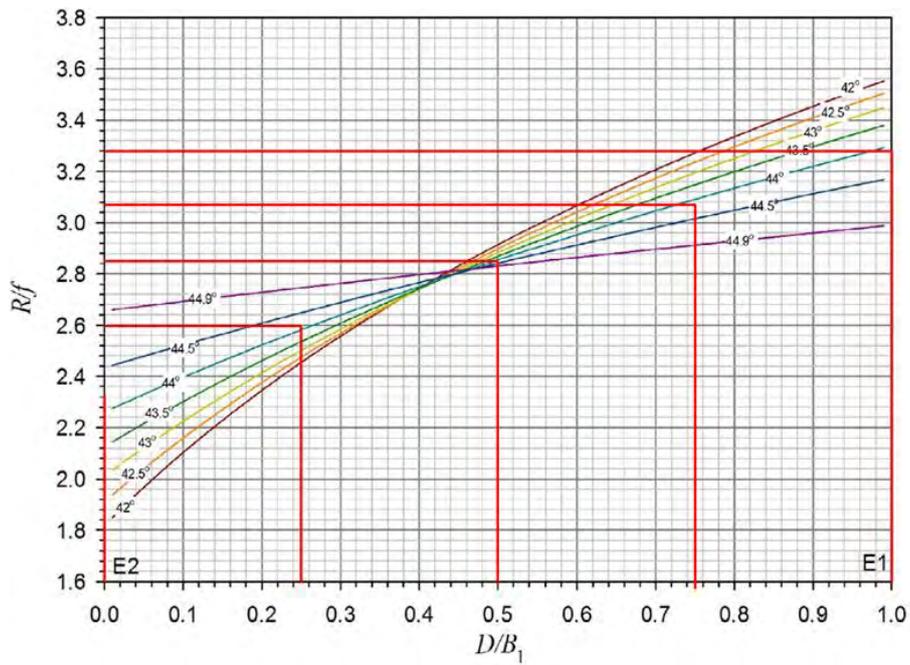


Figura 4.6. Radio de las barras transversales vs ubicación³³

Finalmente, al resolver las Ecuaciones 4.15 y 4.17, y con ayuda del diagrama de la Figura 4.6, se obtienen los siguientes valores para el radio de curvatura y la longitud de cada barra de soporte (cb_{1-5}).

$$R_{cb_1} = 2320 \text{ mm}$$

$$L_{cb_1} = 1414 \text{ mm}$$

$$R_{cb_2} = 2600 \text{ mm}$$

$$L_{cb_2} = 1409 \text{ mm}$$

$$R_{cb_3} = 2840 \text{ mm}$$

$$L_{cb_3} = 1406 \text{ mm}$$

³³ Se han trazado las líneas correspondientes a cada caso. Tomado de “Design charts for Scheffler reflector”, Reddy et al., 2018, p.109

$$R_{cb_4} = 3080 \text{ mm}$$

$$L_{cb_4} = 1404 \text{ mm}$$

$$R_{cb_5} = 3280 \text{ mm}$$

$$L_{cb_5} = 1403 \text{ mm}$$

La Figura 4.7 muestra el reflector con sus dimensiones finales, así como sus respectivas barras transversales.

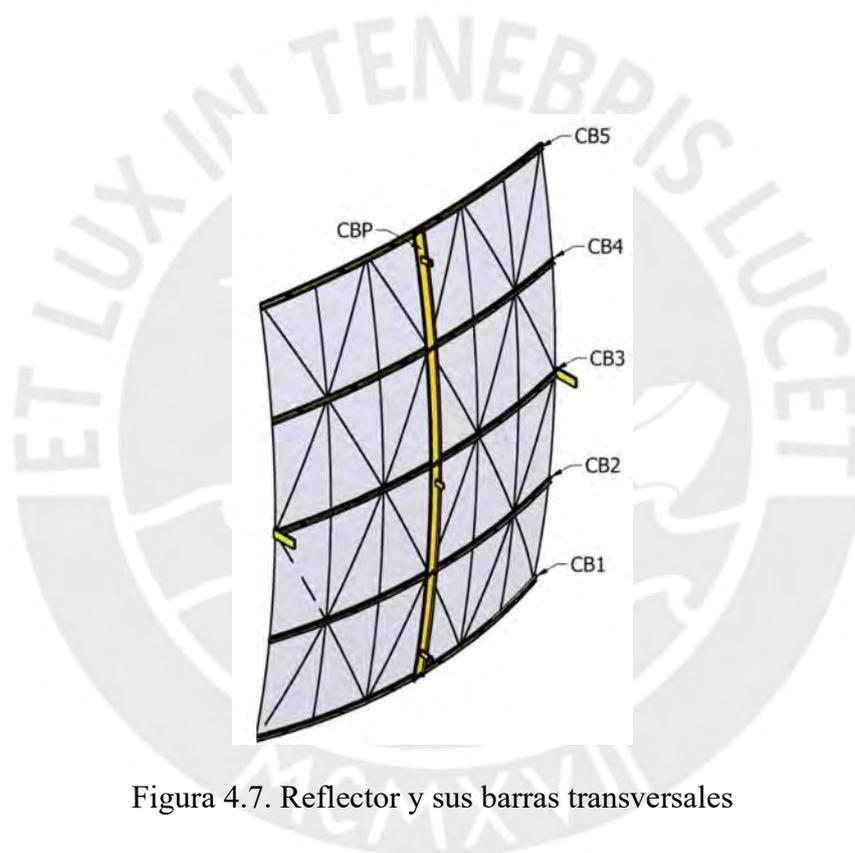


Figura 4.7. Reflector y sus barras transversales

4.3 Verificación geométrica del concentrador

Una vez realizados los cálculos y el dimensionamiento del reflector, es esencial verificar que la geometría —incluyendo la forma y las dimensiones— cumpla con su función principal de concentrar todos los rayos solares en el área focal. Para ello, se ha realizado una simulación en el software de código abierto Tonatiuh, que se especializa en la simulación óptica de sistemas de concentración solar mediante el método de trazado de rayos Monte Carlo.

La Figura 4.8 muestra los resultados de dicha simulación, considerando que los rayos solares inciden perpendicularmente al suelo. Los resultados obtenidos son satisfactorios, ya que la radiación solar se concentra en un área focal reducida de aproximadamente 300 mm de diámetro ($A \approx 0.071 \text{ m}^2$) a una altura focal de 1 metro sobre el suelo. Dado que el área del reflector es de 2.7 m^2 , esto representa una reducción del área en más del 97%. Por lo tanto, en la siguiente sección, se procederá al cálculo del ajuste estacional.

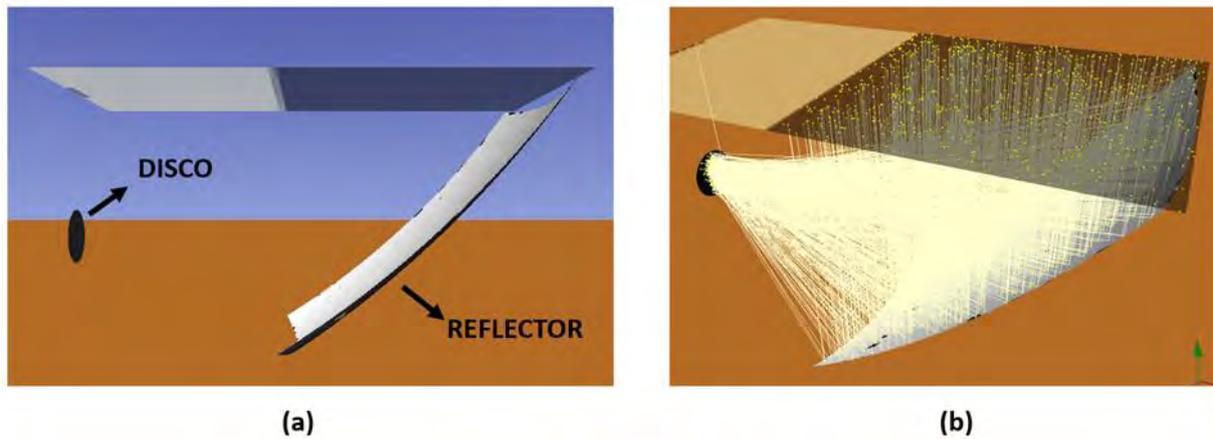


Figura 4.8. Simulación del reflector en Tonatiuh³⁴

4.4 Cálculo del ajuste estacional

El dimensionamiento del reflector se realizó considerando su posición durante el equinoccio, con una inclinación solar de 0° . Para ajustar el reflector a las variaciones de la inclinación solar según la estación del año, se establece un punto B en la ecuación de la parábola. Este punto, común a todas las parábolas generadas en función de la estación, actúa como pivote para la flexión del concentrador. Para definir la ecuación de la parábola en función del ángulo de inclinación solar, se utiliza la Ecuación 4.18:

$$x^2 = 4f_n[y - (f - f_n)] \quad (4.18)$$

³⁴ (a) componentes; (b) resultado de la simulación. Las líneas amarillas son la radiación solar interactuando con la superficie del reflector.

Donde “ f_n ” es la altura del foco en un día n ésimo del año, calculada mediante la Ecuación 4.19.

$$f_n = f \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{2} - \delta_n \right) \right] \quad (4.19)$$

El ángulo de declinación solar en el hemisferio sur se puede aproximar con la Ecuación 4.20:

$$\delta_n = -23.45 \sin \left(\frac{360}{365} (284 + n) \right) \quad (4.20)$$

Donde “ n ” representa el número del día del año, comenzando con el 1 de enero como $n=1$. Cabe destacar que $\delta_n = 23.45$ en el solsticio de verano y $\delta_n = -23.45$ en el solsticio de invierno.

Resolviendo las ecuaciones, se obtiene que la ecuación de la parábola para el solsticio de verano es:

$$x^2 = 2.4084 \cdot (y - 0.3979) \quad (4.21)$$

Y para el solsticio de invierno es:

$$x^2 = 5.5916 \cdot (y + 0.3979) \quad (4.22)$$

En la práctica, el eje de rotación diaria (recta entre el foco F y el punto P) y el plano focal se mantienen fijos. Por lo tanto, según Munir et al. (2010), el ajuste estacional del reflector se logra fijando tres puntos de pivote: dos en los extremos del eje menor del reflector, que pasa por el punto P, y uno más, ligeramente por debajo del eje mencionado, pero alineado con la barra central.

En la Figura 4.9 se muestra la parábola correspondiente al equinoccio en color rojo, obtenida de la Ecuación 4.1. Las parábolas en verde y azul representan las obtenidas de las Ecuaciones 4.21 y 4.22, correspondientes al solsticio de verano y al solsticio de invierno, respectivamente. Se observa un punto común, denominado "B", que pertenece a las tres parábolas y sigue un trayecto fijo a lo largo del año.

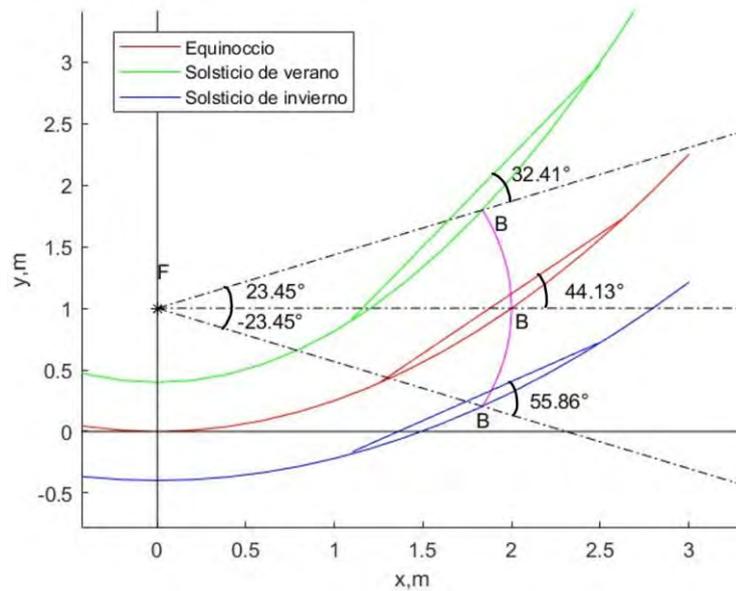


Figura 4.9. Orientación estacional de las parábolas en el hemisferio sur

Finalmente, utilizando dos barras telescópicas ubicadas cerca de los extremos del eje mayor del reflector, es posible flexionar el concentrador, modificando su forma para ajustar el foco a las distintas estaciones del año. Por esta razón, el reflector se ha diseñado para ser lo suficientemente flexible. La Figura 4.10 muestra una vista en 3D de esta configuración.

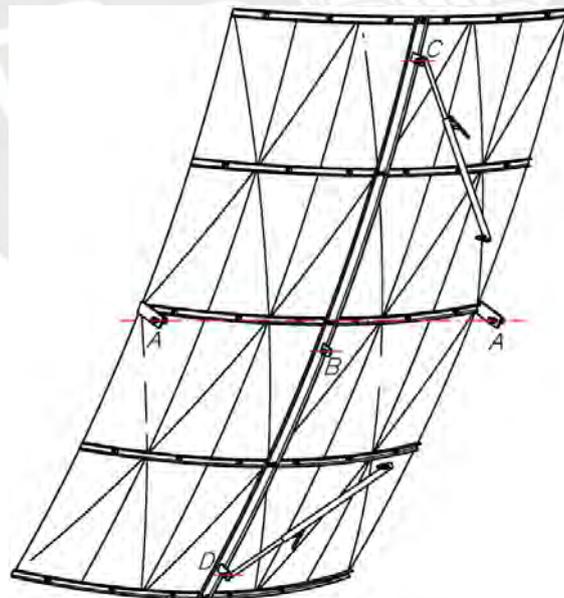


Figura 4.10. Detalle de los pivotes y barras telescópicas (3D)

4.5 Tasa de concentración teórica

Un parámetro fundamental que caracteriza a los concentradores solares es la tasa de concentración, definida como la relación entre el área de apertura del reflector y el área de la imagen focal, según la Ecuación 4.23.

$$CR = \frac{A}{A_i} \quad (4.23)$$

No obstante, se sabe que el área de apertura del concentrador varía a lo largo del año debido al ajuste estacional necesario para compensar el ángulo de declinación solar. De igual modo, el área de la imagen focal cambia a lo largo del año. Reddy et al. (2018) explican que el Sol no es un punto, sino un disco que emite radiación hacia la Tierra con un ángulo de semi-cono de 0.27° ($\theta_s = 0.27^\circ$). Por ello, la imagen reflejada en el plano focal tiene forma elíptica. Las ecuaciones que definen el área de apertura y el área de la imagen focal para cualquier día del año son las siguientes:

$$A_n = B_1 B_2 \cos\left(\alpha + \frac{\delta_n}{2}\right) \quad (4.24)$$

$$A_{i_n} = \pi a_{i_n} b_{i_n} \quad (4.25)$$

Donde “ a_{i_n} ” y “ b_{i_n} ” son el semieje menor y el semieje mayor de la imagen formada en el foco, calculados mediante las Ecuaciones 4.26 y 4.27, respectivamente. En estas ecuaciones, L_n representa la distancia desde el foco ($0, f$) hasta el punto $E1_n(x_{1_n}, y_{1_n})$, la cual varía según el día del año. El ángulo ϕ_{E1_n} es el formado entre la recta L_n y el eje positivo ‘y’. Tanto L_n como ϕ_{E1_n} se pueden calcular mediante las Ecuaciones 4.28 y 4.29, respectivamente.

$$a_{i_n} = L_n \tan(\theta_s) \quad (4.26)$$

$$b_{i_n} = 0.5L_n \sin(\theta_s) \left[\frac{1}{\sin(\phi_{E1_n} + \delta_n + \theta_s)} + \frac{1}{\sin(\phi_{E1_n} + \delta_n - \theta_s)} \right] \quad (4.27)$$

$$L_n = \sqrt{(x_{1n})^2 + (y_{1n} - f)^2} \quad (4.28)$$

$$\phi_{E1n} = \arccos\left(\frac{y_{1n} - f}{L_n}\right) \quad (4.29)$$

Si se considera $\delta_n = 0^\circ$, correspondiente al equinoccio, y se resuelven las Ecuaciones 4.26, 4.27, 4.24 y 4.25, se obtienen los siguientes valores:

$$a_{i_n} = 0.0129 \text{ m}$$

$$b_{i_n} = 0.0134 \text{ m}$$

$$A_{i_n} = 5.431 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$A_n = 1.938 \text{ m}^2$$

Introduciendo los valores de A_{i_n} y A_n , en la Ecuación 4.23, se obtiene una concentración teórica de:

$$CR \approx 3569$$

Se pueden obtener las diferentes tasas de concentración a lo largo del año variando el área de apertura del reflector. Reddy et al. (2018) aproximan este comportamiento mediante una ecuación válida para el hemisferio norte, la cual se adapta al hemisferio sur cambiando el signo en la Ecuación 4.30. Aquí, “n” varía según el día del año:

$$CR_n = (-1) \cdot \frac{CR_{\min} - CR_{\max}}{2} \cdot \sin\left(\frac{360}{365} \cdot (284 + n)\right) + \frac{CR_{\min} + CR_{\max}}{2} \quad (4.30)$$

La utilización de esta ecuación requiere los valores de la tasa de concentración máxima (CR_{max}) y mínima (CR_{min}), los cuales se pueden obtener del gráfico proporcionado en el artículo de Reddy et al. (2018)³⁵.

Finalmente, al graficar la Ecuación 4.30 con $CR_{max} = 5000$ y $CR_{min} = 900$, se obtiene el gráfico mostrado en la Figura 4.11. A partir de este gráfico, se puede deducir que la mayor tasa de concentración ocurre cuando $\delta_n = -23.45^\circ$, es decir, durante el solsticio de invierno. Esto confirma que los concentradores Scheffler tienen un buen rendimiento en invierno, incluso cuando la intensidad de la radiación solar es baja, como lo indican Reddy et al. (2018).

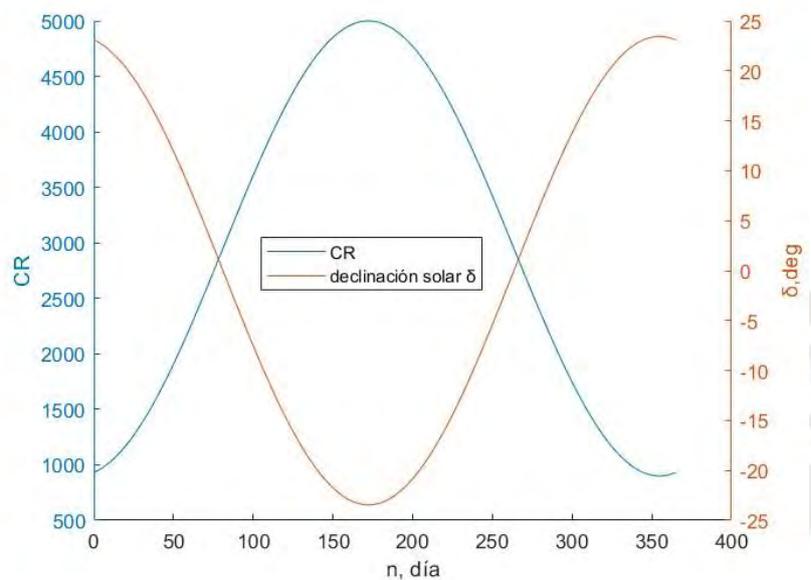


Figura 4.11. Variación de la CR en el reflector Scheffler de 2.7 m^2 ³⁶

4.6 Cálculo y verificación de la estructura de seguimiento solar

Una vez realizados los cálculos para el dimensionamiento del reflector y su estructura, se procede a calcular la estructura de soporte del reflector. Esta estructura tiene forma de 'T', ya que la barra central permite la rotación en el eje de seguimiento solar, mientras que la barra transversal sostiene el reflector en ambos extremos. En la Figura 4.12 se presenta un esquema

³⁵ Ver el cálculo detallado en el Anexo B.4.

³⁶ ($A = 1.9 \text{ m}^2$, $f = 1 \text{ m}$)

con las cargas que actúan sobre la estructura. Se consideran dos cargas puntuales en los extremos, correspondientes al peso del reflector, y dos apoyos en la barra central: uno fijo y otro móvil. Además, el eje de rotación está inclinado 20° respecto a la horizontal, un ángulo comúnmente utilizado en la fabricación de reflectores en Perú. Sin embargo, este ángulo puede modificarse según los requisitos del diseño y si está debidamente justificado.

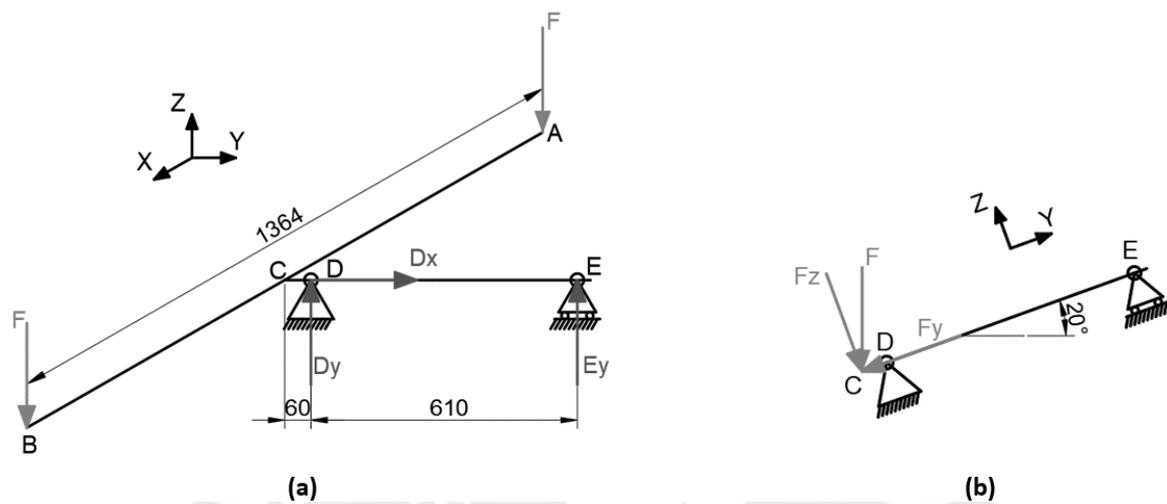


Figura 4.12. Diagrama de cuerpo libre del eje de seguimiento solar³⁷

En primer lugar, se calculan las cargas que actúan sobre la estructura, identificando la sección crítica, es decir, la zona donde la carga es mayor. Considerando que el peso combinado del reflector y su estructura es de 10 kg y añadiendo una sobrecarga de 40 kg, la fuerza “F”, representada en la Figura 4.12, es $F = 245.3 \text{ N}$.

Las cargas y momentos se determinan utilizando las ecuaciones de equilibrio estático, que se presentan a continuación:

$$\sum F_x = 0 \tag{4.31}$$

$$\sum F_y = 0 \tag{4.32}$$

³⁷ (a) vista isométrica; (b) vista frontal

$$\sum F_z = 0 \quad (4.33)$$

$$\sum M_o = 0 \quad (4.34)$$

Dado que el sistema es isostático, es decir, tiene la cantidad adecuada de restricciones y reacciones para mantener el equilibrio bajo las cargas aplicadas, las ecuaciones mencionadas serán suficientes para calcular las cargas mostradas en la Figura 4.12. La Figura 4.13 muestra el diagrama de cuerpo libre (DCL) de la barra transversal “ACB” en los planos “x-z” y “x-y”.

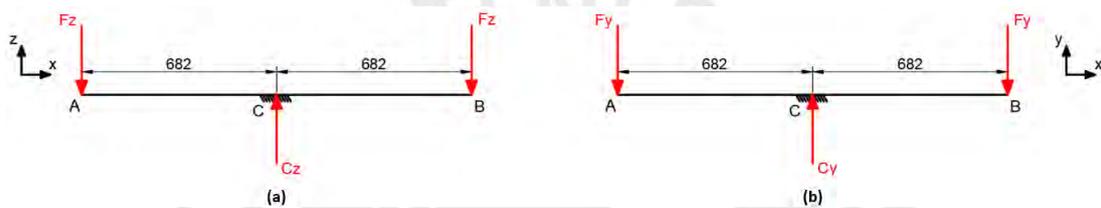


Figura 4.13. Diagrama de cuerpo libre de la barra ACB³⁸

Al resolver las ecuaciones de equilibrio, se obtienen los siguientes valores para las cargas mostradas:

$$F_z = 230.5 \text{ N}$$

$$C_z = 461 \text{ N}$$

$$C_y = 167.8 \text{ N}$$

Los momentos generados en el punto “C” son:

$$M_{C_{xz}} = 157\,201 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{C_{xy}} = 157\,201 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

³⁸ (a) plano XZ; (b) plano XY

Con estos valores, se elaboran los diagramas de fuerza cortante (DFC) y momento flector (DMF), que se muestran en la Figura 4.14.

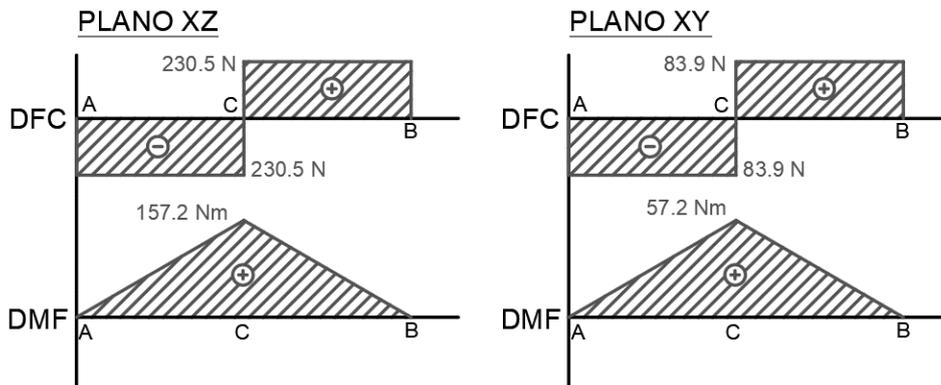


Figura 4.14. DFC y DMF de la barra ACB

De manera similar, se analiza la barra CDE (ver Figura 4.15), obteniéndose los siguientes valores:

$$D_y = 167.76 \text{ N}$$

$$E_z = -50.28 \text{ N}$$

$$D_z = 510.92 \text{ N}$$

$$M_{D_{yz}} = 27\,654 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

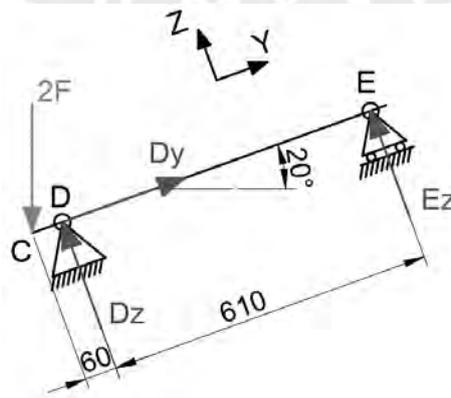


Figura 4.15. Diagrama de cuerpo libre de la barra CDE

Se han generado los diagramas de fuerza normal (DFN), fuerza cortante (DFC) y momento flector (DMF) para la barra "CDE" (ver Figura 4.14 y Figura 4.16). Al analizar la Figura 4.14 y Figura 4.16, se concluye que la sección crítica se encuentra en el punto "C" de la barra ACB. Para el cálculo y dimensionamiento de la barra transversal, se empleará el análisis de esfuerzos y deformaciones basados en las ecuaciones de resistencia de materiales. Se opta por una sección tubular cuadrada de 2 mm de espesor (ver Figura 4.17), ya que es el espesor más común comercializado para tubos cuadrados de LAC (ver Anexo C).

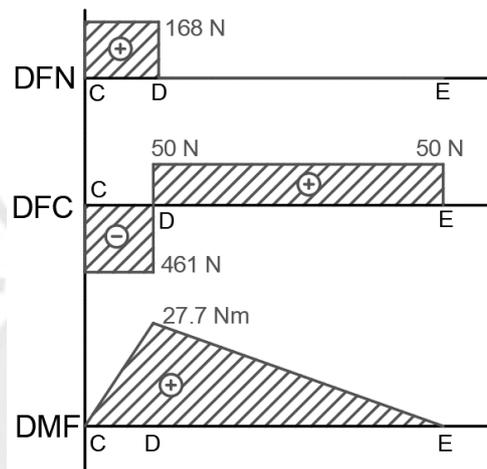


Figura 4.16. DFN, DFC y DMF de la barra CDE

El dimensionamiento del ancho mínimo del tubo cuadrado se realiza utilizando las ecuaciones de esfuerzo, que se basan en la teoría de la distorsión máxima o de von Mises, representadas en las Ecuaciones 4.35, 4.36, 4.37 y 4.38:

$$\sigma_n = \frac{F_n}{A_s} \quad (4.35)$$

$$\tau_t = \frac{M_t r}{I} \quad (4.36)$$

$$\tau_c = \frac{V}{A_s} \quad (4.37)$$

$$\sigma_f = \frac{M_f \cdot c_{\max}}{I} \quad (4.38)$$

En este contexto, σ_n y σ_f representan los esfuerzos normales generados por una fuerza normal (F_n) y un momento flector (M_f), respectivamente. Por su parte, τ_c y τ_t son los esfuerzos cortantes provocados por una fuerza cortante (V) y un momento torsor (M_t), respectivamente. Para calcular el área de la sección (A_s) y los momentos de inercia (I_{xc} e I_{yc}) de un perfil cuadrado tubular, se utilizan las Ecuaciones 4.39, 4.40 y 4.41:

$$A_s = 8 \cdot d - 16 \quad (4.39)$$

$$I_{xc} = \frac{1}{12} \cdot [d^4 - (d - 4)^4] \quad (4.40)$$

$$I_{yc} = \frac{1}{12} \cdot [d^4 - (d - 4)^4] \quad (4.41)$$

La Figura 4.17 ilustra las diversas fuerzas y momentos que actúan sobre una sección cuadrada con un espesor de 2 mm y un ancho “d”.

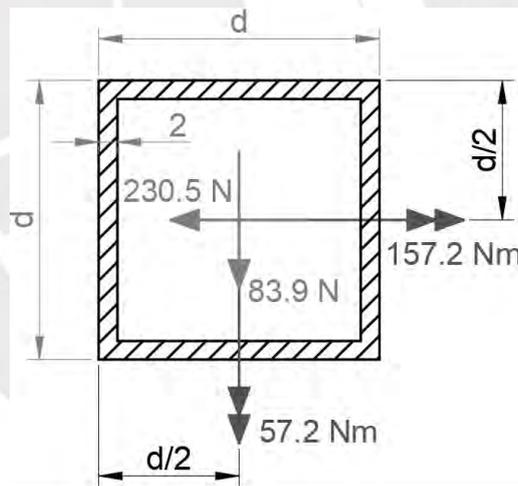


Figura 4.17. Sección transversal de la barra ACB en el punto C

De acuerdo con la teoría de distorsión máxima, el esfuerzo equivalente (σ_{eq}) se calcula mediante la Ecuación 4.42:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_n)^2 + 3 \cdot (\tau_t^2 + \tau_c^2)} \quad (4.42)$$

Además, se debe cumplir la siguiente desigualdad:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_F}{FS} \quad (4.43)$$

Donde “ FS ” es el factor de seguridad y “ σ_F ” es el límite de fluencia del material, proporcionado por los fabricantes comerciales (ver Anexo C). Asumiendo un $FS = 3$ (valor extraído de la tabla del Anexo D) y $\sigma_F = 270 \text{ MPa}$, se obtiene un ancho mínimo de:

$$d \geq 33.3 \text{ mm}$$

Una medida comercial de tubo cuadrado que cumple con este requisito es:

$$d = 38.1 \text{ mm} = 1.5 \text{ in}$$

Por lo tanto, se selecciona finalmente un tubo cuadrado de $1 \frac{1}{2}$ ” x $1 \frac{1}{2}$ ” x 2 mm para la estructura de seguimiento solar.

4.7 Cálculo y selección del sistema de seguimiento solar diario

Como se mencionó en el CAPÍTULO 2, es fundamental contar con un mecanismo que permita el seguimiento del sol a lo largo del día. Para ello, y en línea con el concepto preliminar seleccionado, se emplea un motor eléctrico junto con un mecanismo de reducción que, en conjunto, permiten el movimiento del eje de seguimiento solar. Este eje debe compensar el movimiento del sol de Este a Oeste, por lo que debe estar orientado en la dirección sur-norte para el hemisferio sur y ser paralelo al eje de la Tierra. A continuación, se presentan los cálculos para la selección del motor eléctrico y el sistema de transmisión.

4.7.1 Sistema de transmisión

Con el objetivo de realizar el seguimiento solar diario, el eje que sostiene el reflector debe girar a una velocidad de 1 revolución por día (equivalente a $15^\circ/\text{h}$). Esta velocidad es relativamente baja, lo que requeriría un sistema de reducción muy elevado, incrementando significativamente los costos de fabricación del concentrador. Por lo tanto, se propone un movimiento cíclico del eje del reflector, en el cual este gira durante 1.25 segundos cada 15 minutos. Como se muestra

en la Figura 4.18, el ciclo de trabajo (*Duty Cycle*) se calcula mediante la Ecuación 4.44, donde $t_{mov} = 1.25 \text{ s}$ (tiempo de funcionamiento del motor) y $t_{total} = 900 \text{ s}$ (tiempo total de cada ciclo). Además, el número de activaciones del motor por hora se determina con la Ecuación 4.45.

$$DC = \frac{t_{mov}}{t_{total}} \quad (4.44)$$

$$N_c = \frac{1 \text{ h}}{t_{total}} \quad (4.45)$$

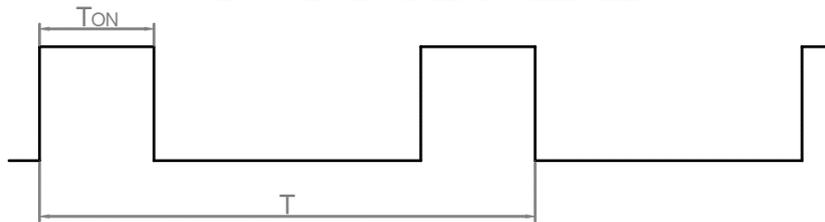


Figura 4.18. Ciclo de trabajo (*Duty Cycle*) del motor eléctrico

De estos cálculos, se obtiene un *Duty Cycle* del 0.14% y $N_c = 4$. Esto implica que, cada 15 minutos, el eje del reflector gira 3.75° . El ciclo repetido de arranque y frenado puede generar fatiga en el sistema con el tiempo, siendo el motor eléctrico el componente más crítico debido a su tamaño y su función principal de generar la fuerza motriz. Por lo tanto, se recomienda una verificación periódica del estado del motor, reemplazándolo al finalizar su vida útil.

Dado que el motor solo operará durante una fracción del ciclo total ($t_{mov} = 1.25 \text{ s}$), la velocidad de giro del eje se determina mediante la Ecuación 4.46.

$$\omega_2 = \frac{3.75^\circ}{t_{mov}} \quad (4.46)$$

Obteniendo una velocidad angular $\omega_2 = 0.5 \text{ rpm}$. La reducción de velocidad se realiza mediante una cadena de rodillos y dos ruedas dentadas según la Ecuación 4.47, considerando una relación de transmisión de 3, el cual es un valor que permite una reducción de velocidad razonable sin que exista una diferencia de diámetro notable entre el piñón conducido y conductor, pudiendo generar problemas de transmisión en ambos si la relación es muy elevada.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (4.47)$$

Donde $i = 3$, y ω_1 , la velocidad del motor, es $\omega_1 = 1.5 \text{ rpm}$. La Figura 4.19 ilustra el esquema de la transmisión entre el eje del motor y el del reflector.

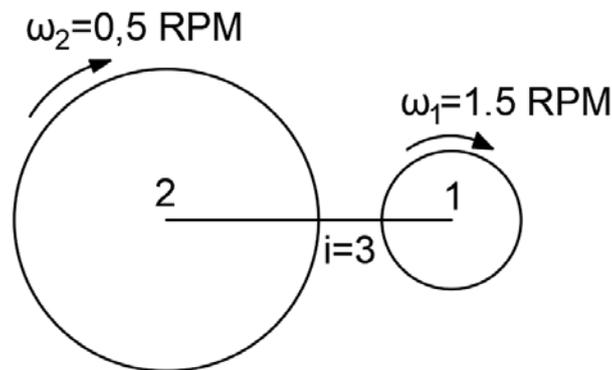


Figura 4.19. Esquema del sistema de transmisión eje motor - eje reflector

4.7.2 Selección de la cadena de transmisión y ruedas dentadas

La cadena de rodillos que transmitirá la potencia del motor al eje del reflector se selecciona utilizando el catálogo del fabricante (ver Anexo E). Sin embargo, dado que la velocidad de la rueda pequeña es inferior a 10 rpm, no es posible seleccionar la cadena mediante el gráfico del catálogo. Basándonos en el manual de construcción de un concentrador solar Scheffler de 2 m^2 (Philippen et al., n.d.), se selecciona una cadena de rodillos con un paso de $\frac{1}{2}$ pulgada.

En el caso de la rueda pequeña o piñón, se elige un número de dientes igual a nueve, el mínimo disponible para piñones de $\frac{1}{2}$ pulgada de paso (ASA 40, equivalente a 12.7 mm, Anexo F). Así, el número de dientes para la rueda pequeña es $Z_1 = 9$. El número de dientes de la rueda grande se calcula con la Ecuación 4.48, obteniendo $Z_2 = 27$.

$$Z_2 = Z_1 i \quad (4.48)$$

A continuación, se determina la longitud de la cadena, comenzando por seleccionar la distancia entre centros de las dos ruedas dentadas. Para ello, se utiliza la Ecuación 4.49, donde $P = 12.7 \text{ mm}$ es el paso de la cadena. Seleccionando una distancia entre centros de 26 pasos, se obtiene $C_d \approx 330 \text{ mm}$:

$$C_d = \#pasos * P \quad (4.49)$$

De acuerdo con el fabricante, la longitud de la cadena L se calcula mediante la Ecuación 4.50:

$$L = 2C_d + \frac{Z_1 + Z_2}{2}P + \frac{\left(\frac{Z_2 - Z_1}{6.28}\right)^2}{C_d}P^2 \quad (4.50)$$

Sustituyendo los valores, la longitud de la cadena es aproximadamente $L \approx 892.6 \text{ mm}$. El número de eslabones de la cadena se calcula con la Ecuación 4.51 , resultando en 70 eslabones.

$$\#eslabones = \frac{L}{P} \quad (4.51)$$

4.7.3 Cálculo y selección del motor eléctrico

Dado que se requiere una baja velocidad de rotación para el piñón de la cadena, además de un tiempo de funcionamiento breve, se propone utilizar un motor a pasos, ya que estos motores proporcionan un alto torque a bajas velocidades. En el mercado, los motores a pasos se pueden clasificar principalmente en dos tipos: unipolares y bipolares.

Los motores unipolares se caracterizan por tener cinco o seis cables de conexión, transmitir un torque reducido, pero ofrecer una mayor velocidad de operación. En cambio, los motores bipolares cuentan con cuatro cables de conexión, proporcionan un torque elevado a expensas de una menor velocidad de operación, y su control es más complejo en comparación con los unipolares.

En este proyecto, debido a la necesidad de un torque elevado y una baja velocidad de rotación en el eje de seguimiento solar, se ha seleccionado un motor a pasos bipolar. Los cálculos necesarios para definir completamente el motor a pasos serán presentados más adelante, y es importante definir el *driver*, el microcontrolador y la fuente de alimentación para el sistema.

El *driver* es el componente encargado de recibir las señales de control, como los pasos y la dirección de giro del motor, provenientes del microcontrolador, y convertir estas señales en corrientes precisas que impulsan las bobinas del motor. Algunos *drivers* permiten

microstepping, lo que posibilita mover el motor en fracciones de pasos, garantizando mayor precisión y suavidad en el movimiento.

En este caso, se ha seleccionado el *driver* TB6600, el cual puede manejar corrientes de hasta 4.5 A por fase, lo que lo hace adecuado para motores a pasos más grandes y potentes, como los NEMA 23. Además, permite configuraciones de *microstepping* de hasta 1/16, lo que mejora la precisión del sistema, y es compatible con una amplia gama de microcontroladores, como Arduino UNO.

El microcontrolador, responsable de enviar las señales de control al *driver*, permite configurar la velocidad, dirección y tiempo de funcionamiento del motor mediante programación. Para este proyecto se ha elegido Arduino UNO, debido a su simplicidad, facilidad de programación, alta disponibilidad y compatibilidad con el *driver* seleccionado.

La fuente de alimentación suministra la energía necesaria para el funcionamiento tanto del *driver* como del motor. Al seleccionar esta fuente, es fundamental asegurar que proporcione el voltaje adecuado para todos los componentes del sistema. Según la ficha técnica del *driver* TB6600³⁹, este puede operar en un rango de voltaje de 9V a 42V, mientras que Arduino UNO⁴⁰, acepta entre 6V y 20V, y los motores a pasos NEMA 23⁴¹, generalmente requieren entre 12 V y 48 V. Por lo tanto, se selecciona una fuente de 12 V, que cumple con los requisitos de todos los componentes y es una opción común y asequible.

La Figura 4.20 muestra un esquema de la conexión de los componentes para el control del motor a pasos.



Figura 4.20. Esquema de conexión del motor a pasos

³⁹ Los datos técnicos del *driver* ‘TB 6600’ se encuentra en el Anexo G

⁴⁰ Los datos técnicos del microcontrolador ‘ARDUINO UNO’ se encuentra en el Anexo H

⁴¹ Los datos técnicos de los motores a pasos NEMA 23 se encuentra en el Anexo I

En la selección del motor a pasos, se ha establecido que la velocidad máxima de rotación del reflector, ω_2 , debe ser de 1 RPM (revolución por minuto). Esto garantiza que el reflector gire a una velocidad segura, protegiendo su integridad y evitando daños a sus componentes. La velocidad de rotación del eje del motor, ω_1 , debe ser de 3 RPM, ya que la relación de transmisión entre el eje del motor y el eje de seguimiento solar es de 3:1.

Considerando que el *driver* se configura con 6,400 micropasos por revolución y que el microcontrolador soporta frecuencias de hasta 62,500 Hz, además de un tiempo de aceleración y desaceleración del motor de 0.25 segundos, se determina que la velocidad efectiva del motor a pasos debe ser de 3.75 RPM.⁴²

A continuación, se debe calcular el torque necesario que el motor debe ejercer para mover todo el sistema sin sobrecargarlo, asegurando su operación confiable. El torque total del sistema se determina mediante la Ecuación 4.52.

$$M_{total} = M_{ac} + M_{carga} \quad (4.52)$$

Donde M_{ac} es el torque de aceleración de la carga y M_{carga} el torque requerido para mantener la carga en movimiento. Estos valores se calculan utilizando las Ecuaciones 4.53 y 4.54:

$$M_{ac} = J_{total} \cdot \ddot{\theta}_{ac} \quad (4.53)$$

$$M_{carga} = M_{fr} + M_g + M_{ext} \quad (4.54)$$

Donde J_{total} es el momento de inercia total del sistema (ver Ecuación 4.55), que incluye el momento de inercia del motor (J_{motor}), el momento de inercia de los piñones ($J_{sprocket_motor}$ y $J_{sprocket_carga}$), y el momento de inercia de la carga (J_{carga}). La relación de transmisión (i) es igual a 3 (definido en el apartado 4.7.1), como se muestra en la Figura 4.21. Además, $\ddot{\theta}_{ac}$ representa la aceleración angular del sistema, y M_{carga} es la suma del torque de fricción entre los elementos (M_{fr}), el torque generado por gravedad (M_g) y el torque generado por las fuerzas externas (M_{ext}).

⁴² La justificación y el detalle del cálculo puede ser consultado en el Anexo B.6.

$$J_{total} = J_{motor} + J_{sprocket_motor} + (J_{sprocket_carga} + J_{carga}) \div i^2 \quad (4.55)$$

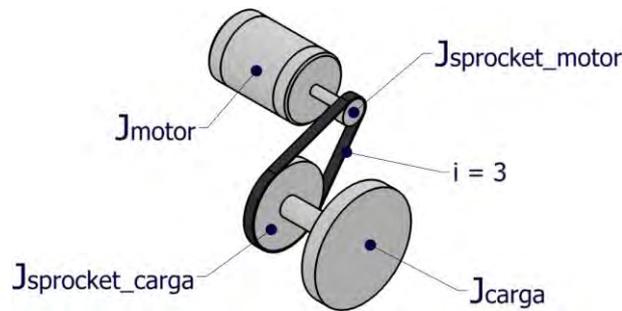


Figura 4.21. Momentos de inercia del sistema

Inicialmente, se considera $J_{motor} = 0$, ya que el motor aún no ha sido seleccionado. Una vez finalizado el cálculo y realizada la selección del motor, se puede recalculer considerando la inercia del motor elegido para su verificación. Los valores de $J_{sprocket_motor}$, $J_{sprocket_carga}$ y J_{carga} se obtienen utilizando el software Autodesk Inventor (ver Anexo J). Al introducir estos valores en la Ecuación 4.55, se obtiene un valor de $J_{total} = 0.5089 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

La aceleración angular $\ddot{\theta}_{ac}$ se calcula considerando que el motor tarda 0.25 segundos en pasar de 0 RPM a su velocidad máxima de 3.75 RPM, tiempo definido por el diseñador para asegurar un arranque controlado. Esto resulta en una aceleración angular de $\ddot{\theta}_{ac} = 1.571 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$.

Al introducir los valores de J_{total} y $\ddot{\theta}_{ac}$ en la Ecuación 4.53, se obtiene un torque de aceleración $M_{ac} = 0.8 \text{ N} \cdot \text{m}$. Considerando que la fricción en el sistema es mínima, gracias a una buena lubricación entre los componentes rotatorios, se asume $M_{fr} \approx 0 \text{ N} \cdot \text{m}$. Además, dado que no se están elevando cargas ni existen fuerzas externas, se tiene que $M_g = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$ y $M_{ext} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$. Al introducir estos valores en la Ecuación 4.54, se obtiene finalmente que $M_{carga} \approx 0 \text{ N} \cdot \text{m}$, lo cual indica que este efecto es prácticamente despreciable.

Por último, al introducir los valores de M_{ac} y M_{carga} en la Ecuación 4.52, se obtiene un torque total del sistema igual a $M_{total} = 0.8 \text{ N} \cdot \text{m}$ ⁴³. Según la recomendación del fabricante, el torque calculado no debe exceder el 50% del torque de retención del motor, con el fin de no

⁴³ El cálculo detallado de esta Sección se encuentra en el Anexo B.6.

sobrecargarlo y mantener un margen de seguridad. Por lo tanto, basándose en el catálogo del motor a pasos (Anexo I), se selecciona finalmente el motor a pasos NEMA 23 JK57HS76-2804, que proporciona un torque de retención de 1.89 N·m.

4.8 Cálculo y verificación de la estructura base

Se verificará la estructura base en la que se asienta todo el mecanismo de rotación utilizando los resultados de las fuerzas E_z y D_z obtenidas en la Sección 4.6. Por lo tanto, se dispone de un esquema del diagrama de cuerpo libre (DCL) como se presenta en la Figura 4.22.

Dado que la estructura está fijada mediante pernos en tres puntos de apoyo, se considera un sistema hiperestático. Por lo tanto, es necesario aplicar las ecuaciones de equilibrio, las leyes constitutivas y las condiciones de compatibilidad para determinar las fuerzas en los apoyos y evaluar la resistencia estructural. Para realizar este análisis, se utiliza el software Autodesk Inventor 2024, donde se lleva a cabo un análisis por elementos finitos (FEA, por sus siglas en inglés), verificando la resistencia de la estructura con los resultados de los esfuerzos de Von Mises y la máxima deformación.

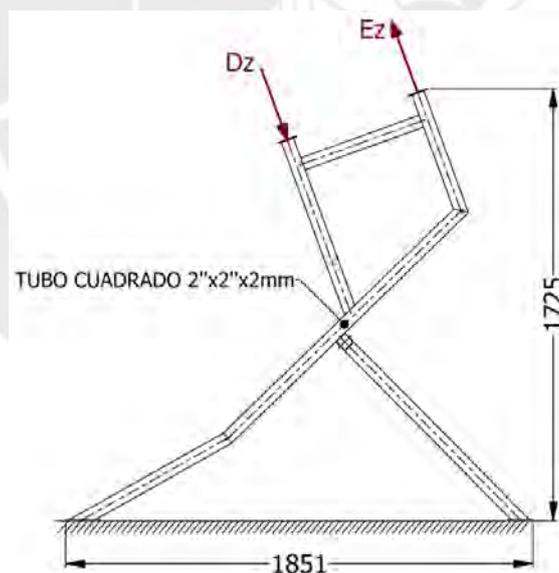


Figura 4.22. DCL de la estructura base

Después de definir las restricciones y las cargas externas en el software, y tras generar el mallado de la estructura, que emplea elementos tetraédricos de cuatro nodos para el análisis

estático, se obtienen los valores del esfuerzo normal equivalente (σ_{eq}) y la máxima deformación (Δ) igual a 45.4 MPa y 0.04mm, respectivamente (ver Figura 4.23).

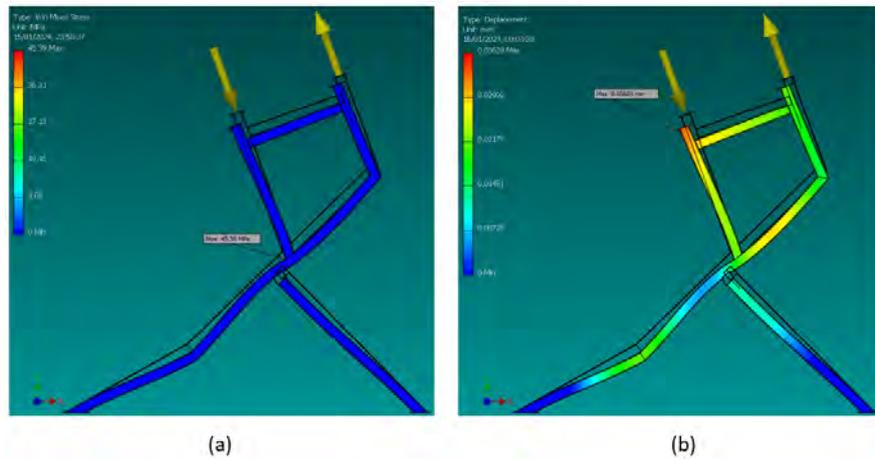


Figura 4.23. Esfuerzo de von Mises de la estructura base y deformación⁴⁴

A partir de los resultados de la simulación, se concluye que la deformación de la estructura es mínima ($\Delta = 0.04 \text{ mm}$), lo que no afectaría el rendimiento del reflector Scheffler. Además, el esfuerzo equivalente o de Von Mises es de $\sigma_{eq} = 45.4 \text{ MPa}$, que se encuentra por debajo del límite de fluencia del material (269 MPa), por lo tanto, es necesario calcular el factor de seguridad (FS) de la estructura, utilizando la Ecuación 4.43, donde el esfuerzo de fluencia es $\sigma_F = 269 \text{ MPa}$. Al sustituir los valores de σ_{eq} y σ_F en la Ecuación 4.43, se obtiene un factor de seguridad de $FS = 5.9$

Considerando los valores de FS recomendados en el Anexo D, se concluye que la estructura base tiene un alto nivel de confiabilidad en condiciones ambientales inciertas.

4.9 Volumen de reducción de los componentes

Una vez diseñados todos los componentes, mecanismos y módulos para el repliegue y despliegue del concentrador solar, se procederá a verificar la reducción de volumen para evaluar la transportabilidad del equipo.

⁴⁴ (a) Esfuerzo de von Mises; (b) Deformación

4.9.1 Estructura base principal

La Figura 4.24 presenta las dimensiones generales de la estructura principal del concentrador en términos de altura, ancho y largo. En esta estructura se instalarán el eje de seguimiento solar y el reflector. La Ecuación 4.56 se utiliza para calcular el volumen, donde “W” es el ancho, “L” es el largo y “T” la altura.

$$V = W * L * T \quad (4.56)$$

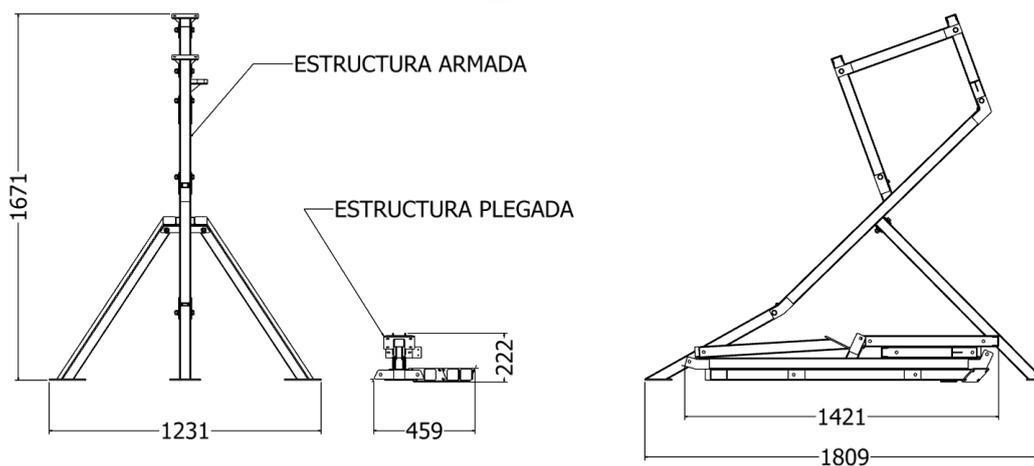


Figura 4.24. Estructura principal armada y plegada

Según la Figura 4.24, se observa una reducción considerable en el volumen ocupado por la estructura. Al calcular ambos volúmenes utilizando la Ecuación 4.56, se obtiene que el volumen de la estructura desplegada es de 3.72 m³, mientras que plegada es de 0.14 m³: El porcentaje de reducción volumétrica se determina mediante la Ecuación 4.57:

$$\Delta V = \frac{V_i - V_f}{V_i} \cdot 100 \quad (4.57)$$

Donde V_i es el volumen inicial y V_f es el volumen final después del repliegue. Resolviendo la Ecuación 4.57, se obtiene que la reducción volumétrica es del 96.2%. Por lo tanto, se puede concluir que la estructura diseñada permite un ahorro de aproximadamente el 96% en espacio durante el transporte.

4.9.2 Eje de seguimiento solar

Al igual que en la estructura base, la Figura 4.25 muestra las dimensiones generales del eje de seguimiento solar. Se observa que el volumen ocupado por el eje plegado es significativamente menor que en su forma desplegada. Para calcular la reducción de volumen entre estas dos configuraciones, se aplica nuevamente la fórmula de la Ecuación 4.56, obteniéndose como resultado que el volumen de la estructura desplegada es de 0.61 m^3 , mientras que el volumen plegado es de 0.06 m^3 .

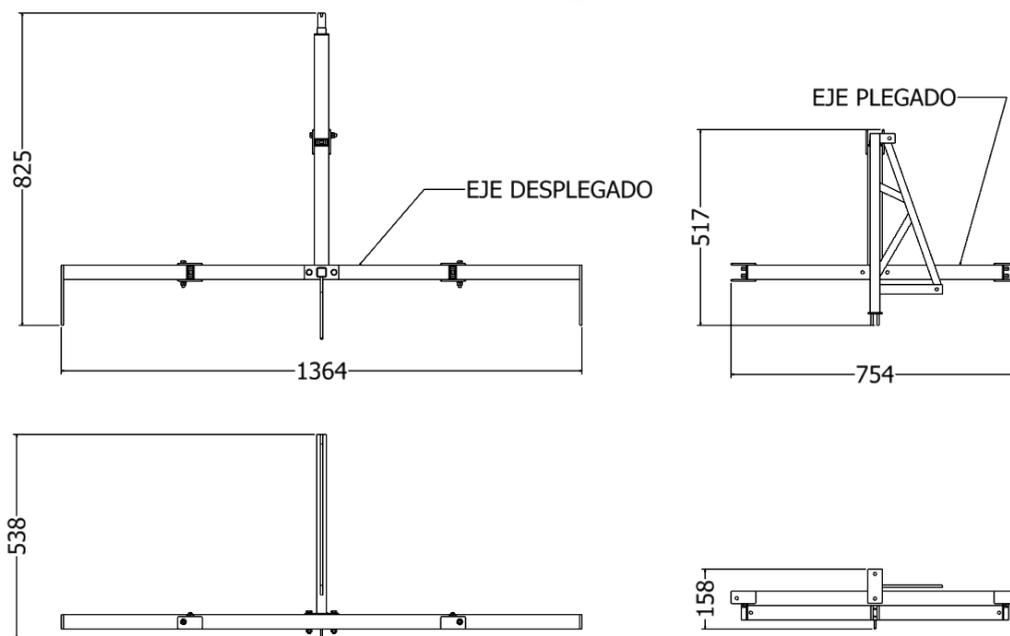


Figura 4.25. Eje de seguimiento solar desplegado y plegado

Al introducir estos valores en la Ecuación 4.57, se obtiene que el porcentaje de reducción volumétrica es del 90.2%. Por lo tanto, se puede afirmar que el eje diseñado ahorra aproximadamente un 90% de espacio durante su transporte.

4.9.3 Reflector

La evaluación de la reducción del espacio ocupado por el reflector antes y después del plegado considera que, debido a su delgado espesor (0.6 mm), es necesario calcular la variación de área para determinar cuánto espacio se ahorra al plegar el reflector. La Ecuación 4.58 presenta la

fórmula para calcular el área de una superficie, donde “W” es el ancho y “L” es el largo de la superficie.

$$A = W * L \tag{4.58}$$

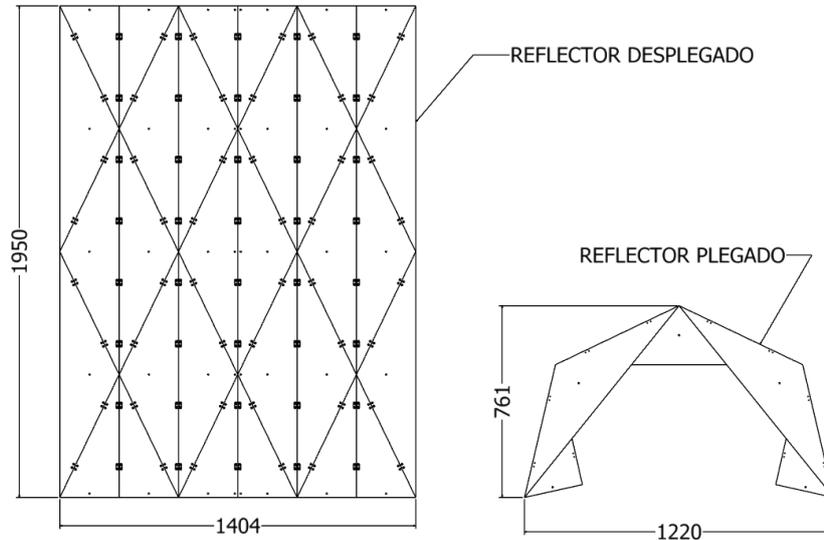


Figura 4.26. Reflector desplegado y plegado

En la Figura 4.26 se muestran las dimensiones generales del ancho y largo del reflector, con las cuales se calcula el área ocupada. El área del reflector en su estado desplegado es de 2.73 m², mientras que en su estado replegado es de 0.93 m². Usando estos valores, se calcula la variación de área en porcentaje mediante la Ecuación 4.59, que es similar a la Ecuación 4.57.

$$\Delta A = \frac{A_i - A_f}{A_i} \cdot 100 \tag{4.59}$$

Donde, A_i es el área inicial y A_f es el área final después del plegado. Al resolver la Ecuación 4.59, se obtiene una reducción de área del 65.9%. Por lo tanto, se puede afirmar que el reflector plegado ahorra aproximadamente un 66% del espacio en área.

4.9.4 Sistema completo

Finalmente, se calculará la variación aproximada de volumen entre el concentrador solar Scheffler desplegado y plegado, considerando todos sus componentes. Como se muestra en la Figura 4.27, el reflector reduce considerablemente su volumen, facilitando así su transporte.

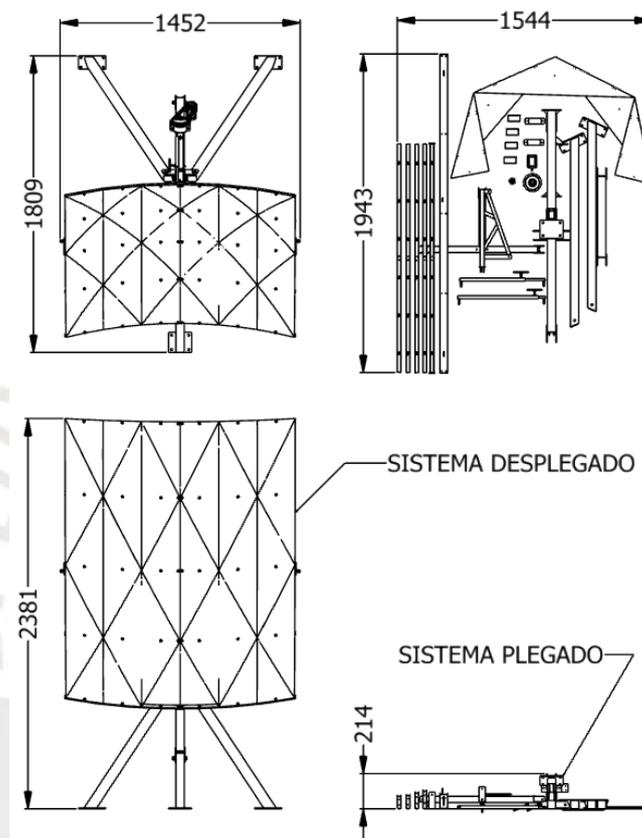


Figura 4.27. Concentrador solar Scheffler 2.7 m² desplegado y plegado

Al calcular el volumen del concentrador utilizando la Ecuación 4.56, se obtiene que el volumen del concentrador completamente desplegado y armado es de 6.25 m³, mientras que el volumen cuando está plegado es de 0.64 m³. Introduciendo estos valores en la Ecuación 4.57, se obtiene una variación de volumen del 89.8%. Esto demuestra que el sistema completo del concentrador solar diseñado se reduce en más del 89% cuando está plegado, cumpliendo con el requerimiento de reducción de volumen especificado en la Tabla 3.1.

Además, se cumple otro requisito de la misma tabla, que es la capacidad de transportar el concentrador plegado en una camioneta tipo pick-up de cabina simple. Como se muestra en la

Figura 4.28, el reflector cabe sin problemas en la tolva posterior de la camioneta, cumpliendo así con dicho requisito.⁴⁵

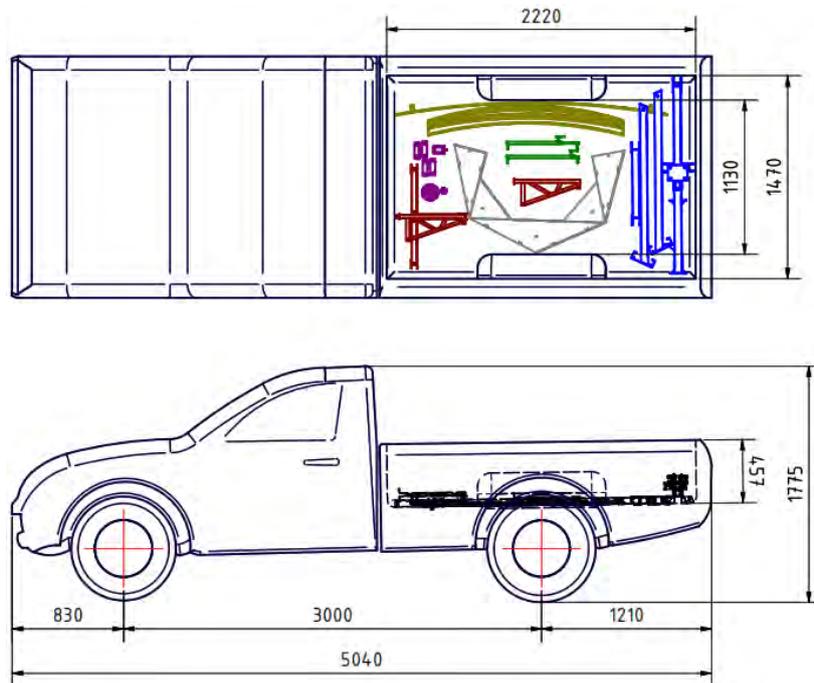


Figura 4.28. Reflector Scheffler replegado en el interior de una camioneta tipo pick-up de cabina simple

⁴⁵ Las medidas de la camioneta presentadas en la Figura 4.28 son referenciales y se han tomado del Anexo A. No obstante, cualquier otra camioneta con características similares o superiores en cuanto a espacio puede transportar el equipo sin complicaciones.

CAPÍTULO 5

PLANOS Y ESTIMACIÓN DE COSTOS

El presente capítulo se centra en la presentación del diseño final del proyecto descrito en la Sección 3.10. Asimismo, se realizará un desglose de los planos de despiece y ensamblaje del equipo, así como un análisis de los costos involucrados en el diseño y fabricación del mismo. El objetivo es proporcionar una visión detallada del presupuesto necesario para la implementación del proyecto.

5.1 Diseño final del proyecto preliminar definitivo

La Figura 5.1 muestra el diseño final del proyecto, destacando el equipo en su configuración de repliegue y despliegue ensamblado. En la figura se observa que el eje de seguimiento solar gira sobre dos cojinetes situados en ambos extremos de la base estructural. Este movimiento es facilitado por el motor a pasos, que transmite energía a través de cadenas de rodillos, asegurando un seguimiento preciso del sol y maximizando la eficiencia del concentrador. Además, las barras telescópicas, ubicadas de manera opuesta, permiten una ligera deformación del reflector para ajustar el área focal según la estación del año, garantizando una captación óptima de la radiación solar en todo momento.



Figura 5.1 Vista 3D del proyecto terminado

5.2 Planos de fabricación y ensamble

Se ha establecido una codificación para los planos de despiece y ensamblaje del equipo para facilitar la clasificación y rápida ubicación de cada pieza. En este sentido, se define la siguiente nomenclatura: CSR-YXXX-AX, donde el significado de cada término se describe en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1. Siglas de la nomenclatura asociada a planos de fabricación y ensamble

CSR	:	Siglas de “Concentrador Solar Replegable”
Y	:	“E” para planos de Ensamble “D” para planos de Despiece
XXX	:	Número de plano: 001, 002, 003, etc.
AX	:	Tamaño de la hoja: A0, A1, A2, etc.

En la presente tesis se han elaborado un total de 15 planos, de los cuales 8 corresponden a planos de ensamblaje y 7 a planos de despiece. La Tabla 5.2 presenta la lista completa de los planos junto con sus respectivas descripciones y pueden ser consultados en el Anexo K.

Tabla 5.2. Lista de planos

Código	Descripción
CSR-D001-A1	Plano de despiece 01 (Cant = 04 ítems)
CSR-D002-A1	Plano de despiece 02 (Cant = 06 ítems)
CSR-D003-A1	Plano de despiece 03 (Cant = 06 ítems)
CSR-D004-A1	Plano de despiece 04 (Cant = 06 ítems)
CSR-D005-A1	Plano de despiece 05 (Cant = 13 ítems)
CSR-D006-A2	Plano de despiece 06 (Cant = 04 ítems)
CSR-D007-A2	S10 & S11
CSR-E001-A1	Reflector Scheffler 2.7m2 replegable
CSR-A2-E002	Estructura base
CSR-A3-E003	Eje de seguimiento solar
CSR-A3-E004	Reflector
CSR-A3-E005	Hoja reflectora
CSR-A4-E006	Barra telescópica superior
CSR-A4-E007	Barra telescópica inferior
CSR-A4-E008	Ensamble cadena - piñones

5.3 Costo de diseño del proyecto preliminar definitivo

el diseño de la máquina, incluidos los planos de fabricación, es de S/. 6,240.00.

Tabla 5.3. Costo de diseño del equipo

Entidad	Tiempo	Costo	Total
Tesista	4 meses	S/. 960.00 / mes	S/ 3,840.00
Asesor	16 horas	S/. 150.00 / hora	S/ 2,400.00
Total			S/ 6,240.00

Es importante destacar que el costo de diseño se sumará al costo de fabricación para calcular el costo total de desarrollo del proyecto preliminar definitivo.

5.4 Costo de fabricación del proyecto preliminar definitivo

En este apartado se analizarán los costos asociados al proyecto preliminar definitivo, desglosando el costo de los componentes estandarizados, la materia prima y el proceso de manufactura.

5.4.1 Costo de los componentes estandarizados

En esta sección, se realiza el costeo de todos los componentes estandarizados, es decir, aquellos que pueden adquirirse a través de proveedores. La Tabla 5.4 muestra el costo de todos los componentes de compra, junto con la cantidad necesaria para fabricar un equipo. Es relevante señalar que todos estos componentes están disponibles localmente y no requieren importación. El costo total de los componentes comerciales estandarizados es de S/. 510.58, incluyendo IGV.

Tabla 5.4. Costo específico de los elementos normalizados⁴⁶

N°	Cant.	Descripción	Unidad	V. Unitario	V. Total
1	6	Anillo SEGGER DN 9mm (DIN 471)	Unidad	S/ 0.3333	S/ 2.00
2	1	Arandela de fijación MB4	Unidad	S/ 0.8000	S/ 0.80
3	7	Arandela de presión M12	Unidad	S/ 0.1429	S/ 1.00
4	8	Arandela de presión M5	Unidad	S/ 0.0500	S/ 0.40
5	8	Arandela de presión M6	Unidad	S/ 0.1250	S/ 1.00
6	5	Arandela de presión M8	Unidad	S/ 0.1000	S/ 0.50
7	14	Arandela plana M12	Unidad	S/ 0.1071	S/ 1.50
8	8	Arandela plana M5	Unidad	S/ 0.0375	S/ 0.30
9	96	Arandela plana M6	Unidad	S/ 0.0260	S/ 2.50
10	18	Arandela plana M8	Unidad	S/ 0.0556	S/ 1.00
11	88	Bisagra 1" x 1"	Unidad	S/ 2.3000	S/ 202.40
12	1	Chaveta 6 x 6 x 30 mm	Unidad	S/ 2.4000	S/ 2.40
13	1	Motor a pasos NEMA23 T=1.89 Nm	Unidad	S/ 120.00	S/ 120.00
14	4	Perno de cabeza redonda en cruz M4 x 14 mm	Unidad	S/ 0.1250	S/ 0.50
15	352	Perno de cabeza redonda en cruz M4 x 6 mm	Unidad	S/ 0.1108	S/ 39.00
16	4	Perno socket M5 x 45 mm	Unidad	S/ 0.3750	S/ 1.50
17	2	Prisionero M3 x 5 mm	Unidad	S/ 0.0500	S/ 0.10
18	2	Tornillo hexagonal M10 x 50 mm (DIN 931)	Unidad	S/ 2.5000	S/ 5.00
19	7	Tornillo hexagonal M12 x 80 MM (DIN 933)	Unidad	S/ 1.2143	S/ 8.50
20	4	Tornillo hexagonal M5 x 16 mm (DIN 931)	Unidad	S/ 0.3750	S/ 1.50
21	30	Tornillo hexagonal M6 x 16 mm (DIN 931)	Unidad	S/ 0.1000	S/ 3.00
22	8	Tornillo hexagonal M6 x 20 mm (DIN 931)	Unidad	S/ 0.1250	S/ 1.00
23	10	Tornillo hexagonal M6 x 25 mm (DIN 931)	Unidad	S/ 0.1500	S/ 1.50
24	1	Tornillo hexagonal M8 x 30 mm (DIN 931)	Unidad	S/ 0.5000	S/ 0.50
25	21	Tornillo hexagonal M8 x 55 mm (DIN 933)	Unidad	S/ 0.4286	S/ 9.00
26	3	Tornillo hexagonal M8 x 65 mm (DIN 933)	Unidad	S/ 0.5000	S/ 1.50
27	1	Tuerca de fijación KM4	Unidad	S/ 4.0000	S/ 4.00
28	4	Tuerca hexagonal M10	Unidad	S/ 0.3250	S/ 1.30
29	7	Tuerca hexagonal M12	Unidad	S/ 0.4286	S/ 3.00
30	356	Tuerca hexagonal M4	Unidad	S/ 0.0169	S/ 6.00
31	8	Tuerca hexagonal M5	Unidad	S/ 0.3125	S/ 2.50
32	48	Tuerca hexagonal M6	Unidad	S/ 0.0625	S/ 3.00
33	11	Tuerca hexagonal M8	Unidad	S/ 0.1364	S/ 1.50
34	23	Tuerca hexagonal perfil bajo M10	Unidad	S/ 0.0783	S/ 1.80
35	4	Tuerca hexagonal perfil bajo M8	Unidad	S/ 0.3000	S/ 1.20
Total					S/ 432.70
IGV					S/ 77.89
Total, con IGV					S/ 510.58

⁴⁶ Los costos de los componentes están actualizados hasta el 25/01/2024. No se están considerando los costos de los componentes electrónicos a excepción del motor a pasos.

5.4.2 Costo de materia prima

El cálculo del costo de la materia prima necesaria para la fabricación del concentrador requiere conocer la cantidad precisa para cada componente. La Tabla 5.5 presenta un resumen del tipo y cantidad de materia prima necesaria para fabricar todos los componentes mencionados en la Tabla 5.2.

Tabla 5.5. Materia prima necesaria para la fabricación

ID	Materia prima	Cantidad	Unidad
1	Tubo cuadrado LAC 2" x 2" x 2 mm	5,930.00	mm
2	Tubo cuadrado LAC 1 1/2" x 1 1/2" x 2 mm	1,903.00	mm
3	Tubo cuadrado LAC 1" x 1" x 2 mm	473.00	mm
4	Tubo redondo LAC 3" x 2 mm	140.00	mm
5	Tubo redondo LAC 3/4" x 3 mm	885.00	mm
6	Barra redonda LAC 1/2"	935.00	mm
7	Barra redonda LAC 1/4"	200.00	mm
8	Plancha de acero A36 [espesor = 1.5 mm]	0.3941	m ²
9	Plancha de acero A36 [espesor = 3 mm]	0.0676	m ²
10	Plancha de acero A36 [espesor = 4.5 mm]	0.0925	m ²
11	Plancha de acero A36 [espesor = 6 mm]	0.0742	m ²
12	Barra redonda calibrada 1/2" AISI1045	264.00	mm
13	Barra redonda calibrada 1" AISI1045	55.00	mm
14	Plancha lisa de aluminio (0.6 mm)	2.74	m ²
15	PTFE 100% Puro Barra Ø76 mm	156.00	mm
16	Rueda dentada simple ASA 40 Z=9 con cubo	1.00	unidad
17	Rueda dentada simple ASA 40 Z=27 con cubo	1.00	unidad

Es importante considerar las longitudes comerciales de los tubos de sección cuadrada y circular, así como las barras redondas calibradas ASTM A36 y AISI 1045, para calcular la cantidad de materia prima requerida. Según los catálogos de fabricantes locales, la longitud comercial estándar es de 6 metros. Por otro lado, para el caso de la barra PTFE de Ø76 mm de diámetro exterior se tiene que el corte mínimo que ofrece el proveedor es de 10 cm de largo.⁴⁷

⁴⁷ Los catálogos pueden ser consultados en el Anexo C, Anexo L, Anexo M y Anexo N.

Asimismo, se deben considerar las dimensiones comerciales de las planchas de acero A36 y aluminio. El catálogo indica que las planchas de acero tienen una medida mínima de 4 pies de ancho por 8 pies de largo, mientras que las planchas de aluminio miden 1 metro de ancho por 3 metros de largo.⁴⁸ Calculando el área de ambas planchas, se obtiene un total de 3 m² en cada caso. Comparando estos valores con los de la Tabla 5.5, se puede determinar la cantidad de materia prima necesaria y, por ende, calcular el costo asociado a la fabricación del concentrador⁴⁹ (ver Tabla 5.6).

Tabla 5.6. Costo total de materia prima

ID	Materia prima	Cant.	Unidad	Precio con IGV	
1	Tubo cuadrado LAC 2" x 2 mm x 6 metros	1.00	unidad	S/	77.28
2	Tubo cuadrado LAC 1 1/2" x 2 mm x 6 metros	1.00	unidad	S/	56.98
3	Tubo cuadrado LAC 1" x 1" x 2 mm x 6 metros	1.00	unidad	S/	38.73
4	Tubo redondo LAC 3" x 2 mm x 6 metros	1.00	unidad	S/	123.73
5	Tubo redondo LAC 3/4" x 3 mm x 6 metros	1.00	unidad	S/	50.42
6	Barra redonda LAC 1/2" x 6 metros	1.00	unidad	S/	26.18
7	Barra redonda LAC 1/4" x 6 metros	1.00	unidad	S/	15.82
8	Plancha de acero A36 [4 pies x 8 pies x 1.5 mm]	1.00	unidad	S/	131.71
9	Plancha de acero A36 [4 pies x 8 pies x 3 mm]	1.00	unidad	S/	254.09
10	Plancha de acero A36 [4 pies x 8 pies x 4.5 mm]	1.00	unidad	S/	382.80
11	Plancha de acero A36 [4 pies x 8 pies x 6 mm]	1.00	unidad	S/	515.22
12	Barra redonda calibrada 1" AISI1045 x 6 metros	1.00	unidad	S/	83.88
13	Plancha de aluminio [0.6mm x 1000mm x 3000mm]	1.00	unidad	S/	130.00
14	PTFE 100% Puro Barra Ø 80 mm x L 200 mm	1.00	unidad	S/	230.00
15	Rueda dentada simple ASA 40 Z=9 con cubo	1.00	unidad	S/	15.70
16	Rueda dentada simple ASA 40 Z=27 con cubo	1.00	unidad	S/	69.86
17	Cadena de rodillos simple ASA 40	1.00	m	S/	48.60
Total (Incluye IGV)				S/	2,251.00

⁴⁸ Consultar el catálogo de planchas de acero ASTM A36 en el Anexo O y el de planchas de aluminio en el Anexo P.

⁴⁹ Los costos de los componentes están actualizados hasta el 25/01/2024.

La Tabla 5.6 muestra que el costo total de la materia prima asciende a S/. 2,251.00. Este costo corresponde únicamente a la fabricación de un prototipo del concentrador solar propuesto. Además, se ha considerado que los materiales se adquieren de proveedores comerciales, conforme a los catálogos disponibles.

Es importante señalar que algunos materiales generarán un excedente significativo. Por ejemplo, en el ítem 4 de la Tabla 5.5 se requiere solo 140 mm de tubo redondo LAC de 3” con 2 mm de espesor, pero la Tabla 5.6 contempla la compra de un tubo con una longitud estándar de 6 metros. Esto implica un excedente de 5,860 mm de longitud.

En esta tesis, no se contempla el destino del excedente, ya que su uso dependerá del fabricante. Por ejemplo, el material sobrante podría aprovecharse en otros proyectos o en la fabricación de más concentradores, reduciendo así el costo neto de producción por unidad. Alternativamente, se podría optar por adquirir solo la cantidad estrictamente necesaria de material, pero estimar este costo es complejo, ya que depende de las políticas de cada proveedor y de la posibilidad de adquirir fracciones de productos, lo que puede variar en precios y disponibilidad.

En resumen, el costo reflejado en la Tabla 5.6 representa el costo de fabricación del prototipo propuesto, sin considerar el manejo del excedente de material. No obstante, este cálculo proporciona una estimación útil del costo asociado a la producción de un solo concentrador solar y puede servir de referencia para futuras fabricaciones en condiciones similares.

5.4.3 Costo de manufactura

El costo de fabricación incluye diversas operaciones de manufactura para obtener el producto final, tales como fresado, torneado, corte por plasma, corte láser, soldadura, rolado, entre otros. Además, es necesario considerar el costo de la mano de obra técnica. Aunque el costo de operación de cada máquina herramienta varía según la dificultad de la pieza, se asume un costo estándar de S/. 60.00 por hora para simplificar el cálculo del costo de fabricación.

Dado que la fabricación de un concentrador será realizada por dos personas en un periodo de 5 días, trabajando 8 horas al día (sin horas extras), el costo total de manufactura se calcula como:

$$C_{\text{manufactura}} = 60 \frac{\text{soles}}{\text{hora}} \cdot 40 \text{ horas} = S/. 2,400.00$$

5.5 Costo total de diseño y fabricación del proyecto preliminar definitivo

El costo total del proyecto se obtiene sumando los valores correspondientes al diseño, la compra de componentes normalizados, los materiales y la manufactura. La Tabla 5.7 presenta la suma de estos valores obtenidos en las secciones anteriores. Los precios parciales y totales se han convertido a dólares utilizando un tipo de cambio de 3.80 USD/PEN, de acuerdo con el tipo de cambio del 08/09/2024, consultado en el portal "Wise"⁵⁰. Finalmente, se obtiene un costo total de S/. 11,401.58 para el proyecto. Es importante destacar que dicho monto refleja el costo del diseño preliminar del primer prototipo. Por lo tanto, se incluye el costo de diseño en este cálculo. No obstante, una vez que se implementen las mejoras y ajustes pertinentes durante la fase de fabricación, el costo asociado al diseño será irrelevante, ya que el equipo habrá alcanzado su configuración final. En adelante, solo se considerarán los costos asociados a los componentes estandarizados, los materiales y el proceso de manufactura, calculados previamente.

Tabla 5.7. Costo total del proyecto

Descripción	Costo Parcial (S/.)	Costo Parcial (\$)
Costo de diseño del producto	6,240.00	1,642.11
Costo de los componentes estandarizados	510.58	134.36
Costo de materia prima	2,251.00	592.37
Costo de manufactura	2,400.00	631.58
Total	11,401.58	3,000.42

⁵⁰ <https://wise.com/es/currency-converter/usd-to-pen-rate>

Conclusiones

- La metodología de diseño, basada en la norma VDI 2225, permitió diseñar un concentrador solar Scheffler de 2.7 m² con mecanismo de repliegue y despliegue. Este diseño cumple con el objetivo principal de la tesis: reducir el volumen durante el transporte, lo que facilita su traslado a zonas de difícil acceso en Perú.
- El sistema modular permitió reducir el volumen general en más de un 75%. El diseño compacto y transportable del concentrador lo convierte en una opción atractiva como proyecto en los sectores rurales.
- El diseño del proyecto cumple con los principios de ergonomía adecuados para su uso. Esto garantiza que cualquier persona con una estatura entre 150 cm y 190 cm podrá utilizar el concentrador sin dificultades. Además, el punto focal de concentración se encuentra a una altura de 1 metro, lo cual es el estándar recomendado en los manuales de construcción de este tipo de concentradores. Esta altura permite que una persona pueda realizar actividades como cocinar de pie o tostar café, que son algunos de los usos más comunes de los reflectores.
- El empleo del patrón de Yoshimura en el diseño del reflector proporcionaría una solución práctica y eficaz para su despliegue. Al ser flexible debido al delgado espesor de la plancha, reduciría considerablemente el riesgo de quebrarse en comparación con el modelo original que utiliza pequeños espejos que deben ser ensamblados uno por uno. Además, permitiría no solo reducir el tamaño del reflector, sino también agilizar el montaje de manera significativa.
- El costo total estimado del proyecto preliminar definitivo, que incluye el diseño y la fabricación, es de S/. 11,401.58, siendo inferior al estipulado en los requerimientos de diseño. Además, las dimensiones generales del concentrador son de 1810 x 1400 x 2380 mm.
- La fabricación del concentrador solar puede llevarse a cabo en talleres locales utilizando los planos de fabricación y ensamblaje desarrollados en esta tesis. Esto cumple con uno de los objetivos de la lista de requerimientos, ya que el diseño considera materiales y capacidad técnica disponibles localmente, sin necesidad de importaciones.

Referencias bibliográficas

- (Abdallah & Nijmeh, 2004) Abdallah, S., & Nijmeh, S. (2004). Two axes sun tracking system with PLC control. *Energy Conversion and Management*, 45(11), 1931–1939. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.enconman.2003.10.007>
- (Alberto et al., 2014) Alberto, R., Nájera, V., Rodarte Dávila, J., Ponce Corral, C., Morales, N. R., Romero González, J., Fernando, J., Saldaña, E., & Garcés Guzmán, H. (2014). Diseño de un prototipo para un micro-concentrador solar. *CULCyT*, 11(1), 29–45. <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=7296148>
- (Alonso Montes et al., 2007) Alonso Montes, J. I., Fernández Durán, A., Jiménez Suárez, C., Lecuona Ribot, A., Mellado García, F., Plaza Fernández, J. F., Ramos González, V., & Sala Pano, G. (2007). *Energía solar fotovoltaica* (G. Sala Pano, Ed.). Colegio Oficial Ingenieros de Telecomunicación. <https://www.coit.es/comunicacion/publicaciones/manuales-tecnicos/recursos/energia-solar-fotovoltaica>
- (Balado, 2011) Balado, E. (2011). *Prototipo de campo de colectores solares cilindro-parabólicos para generación de calor a alta temperatura* [Proyecto de fin de carrera, Universidad Carlos III de Madrid]. <http://hdl.handle.net/10016/12857>
- (Banco Mundial, 2014) Banco Mundial. (2014, September 24). *Electricidad para las comunidades rurales en el Perú*. Banco Mundial. <https://www.bancomundial.org/es/results/2014/09/24/peru-brings-electricity-to-rural-communities>
- (Bazán, 2009) Bazán, J. O. (2009). *Diseño de Sistema Concentrador Solar Cilíndrico-Parabólico para proceso de deshidratación de alimentos* [Tesis]. Universidad de Piura.
- (Chereque Lizarzaburu & Delgado Alva, 2020) Chereque Lizarzaburu, B. F., & Delgado Alva, M. F. (2020). *El Impacto de la Infraestructura Vial sobre la Educación Rural* [Trabajo de suficiencia profesional, Universidad del Pacífico]. <http://hdl.handle.net/11354/2668>

- (Crespo Pérez, 2017) Crespo Pérez, I. (2017). *Desmontabilidad y rigidez: estructuras desplegadas y espaciales fijas* [Proyecto Fin de Carrera/Grado, Universidad Politécnica de Madrid]. <https://oa.upm.es/47494/>
- (Doroftei et al., 2019) Doroftei, I. A., Bujoreanu, C., & Doroftei, I. (2019). Structural and kinematic aspects of some bar mechanisms for deployable structures. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 591(1), 012077. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/591/1/012077>
- (Escobar Mejia et al., 2010) Escobar Mejia, A., Holguín Londoño, M., & Osorio R., J. C. (2010). Diseño e implementación de un seguidor solar para la optimización de un sistema fotovoltaico. *Scientia Et Technica*, XVI(44), 245–250. <https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=84917316046>
- (Espinoza et al., 2015) Espinoza, R., Molina, J., Horn, M., & Gómez León, M. (2015). Conceptos bioclimáticos y su aplicabilidad a la zona rural altoandina: Caso comunidad San Francisco de Raymina (SFR) - Ayacucho. *TECNIA*, 25(2), 5–12. <https://doi.org/10.21754/tecnia.v25i2.45>
- (Gomez & Kern, 2010) Gomez, M., & Kern, M. (2010). *Manual de construcción Reflector Solar Scheffler de 2.7m²*. <http://www.solare-bruecke.org/>
- (González López, 2018) González López, J. P. (2018). *Diseño de un concentrador solar compacto de foco fijo de alta eficiencia para aplicaciones de alta temperatura* [Tesis, Centro de Investigación en Materiales Avanzados]. <http://cimav.repositorioinstitucional.mx/jspui/handle/1004/2242>
- (Herrerías Azcue, 2012) Herrerías Azcue, M. (2012). *Improvement of Seasonal Adjustment Mechanism for medium sized Scheffler Reflectors*. <https://doi.org/10.13140/2.1.4557.1528>
- (INEI, 2019) INEI. (2019). *Hogares en los que cocinan con combustibles contaminantes*. www.inei.gob.pe
- (Krothapalli, 2015) Krothapalli, A. (2015). *Concentrated Solar Thermal Power*. https://doi.org/10.1007/978-1-4614-6431-0_33-2

- (Lozada Vilca et al., 2019) Lozada Vilca, R. A., Arocutipa Escobar, I. J., Ancco Flores, W. F., Coaquira Ticona, V., Mamani Quispe, L. D., & Mendoza Condori, R. (2019). Diseño, construcción y evaluación de un concentrador solar de disco parabólico tipo Scheffler para la calefacción de viviendas del Altiplano. *ÑAWPARISUN*, 1(3), 87–92.
- (Macri, 2015) Macri, S. (2015). *Practical Applications of Rigid Thick Origami in Kinetic Architecture*. <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:115992001>
- (MINICETUR, 2015) MINICETUR. (2015). *Guía de orientación al usuario del transporte terrestre*. <https://www.gob.pe/institucion/mincetur/informes-publicaciones/21973-logistica-internacional-guia-de-orientacion-al-usuario-del-transporte-aereo>
- (Munir et al., 2010) Munir, A., Hensel, O., & Scheffler, W. (2010). Design principle and calculations of a Scheffler fixed focus concentrator for medium temperature applications. *Solar Energy*, 84(8), 1490–1502. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.solener.2010.05.011>
- (Oviedo-Salazar et al., 2015) Oviedo-Salazar, J., Badii, M., Guillen, A., & Lugo Serrato, O. (2015). Historia y Uso de Energías Renovables. *Daena: International Journal of Good Conscience*, 10(1), 1–18.
- (Pahissa, 2004) Pahissa, M. (2004). *Instalaciones de energía solar en países en vías de desarrollo: reflectores Scheffler en la India*. <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:160730608>
- (Philippen et al., n.d.) Philippen, D., Konrad, A., & Leimgruber, B. (n.d.). *Construction manual for the 2m2 Scheffler-Reflector*. www.Solare-Bruecke.org
- (Rapp, 2010) Rapp, J. (2010). Construction and Improvement of a Scheffler Reflector and Thermal Storage Device. *Physics*. https://www.researchgate.net/publication/47736397_Construction_and_Improvement_of_a_Scheffler_Reflector_and_Thermal_Storage_Device
- (Reddy et al., 2018) Reddy, D. S., Khan, Mohd. K., Alam, Md. Z., & Rashid, H. (2018). Design charts for Scheffler reflector. *Solar Energy*, 163, 104–112. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.solener.2018.01.081>

(Scheffler, 2006) Scheffler, W. (2006). *Introduction to the revolutionary design of Scheffler reflectors*. <http://www.solare-bruecke.org/index.php/en/vortraege>

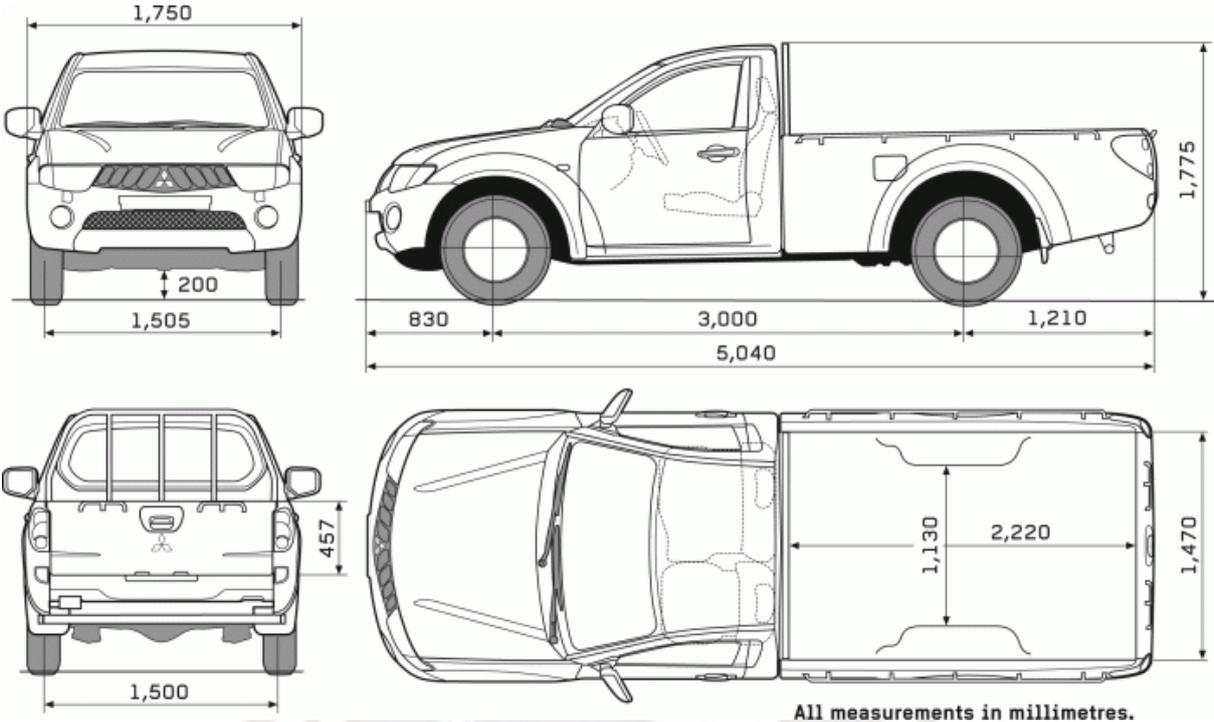
(Solare Brücke, n.d.) Solare Brücke. (n.d.). *Los Reflectores Scheffler*. Retrieved October 17, 2023, from <http://www.solare-bruecke.org/index.php/es/die-scheffler-reflektoren>

(Tamayo Pereyra, 2011) Tamayo Pereyra, R. (2011). *Potencial de las Energías Renovables en el Perú*. <http://www.minem.gob.pe/>

(Tibert, 2002) Tibert, G. (2002). *Deployable Tensegrity Structures for Space Applications*. https://www.researchgate.net/publication/244457217_Deployable_Tensegrity_Structures_for_Space_Applications



Anexo A. Medidas del pickup Mitsubishi L200 Cabina Sencilla 4x4



Anexo B. Cálculos detallados

B.1 Dimensionamiento del reflector

En la Figura B.1 se presentan los parámetros necesarios para el dimensionamiento del concentrador solar.

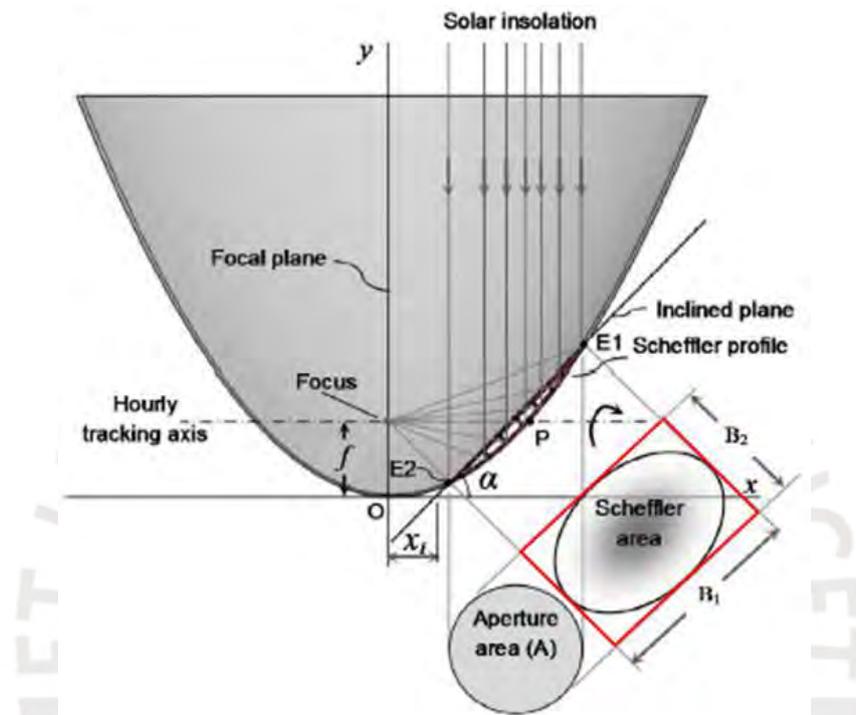


Figura B.1. Parámetros de dimensiones del reflector⁵¹

Dado que el área del concentrador es rectangular, la ecuación de la parábola con altura focal f y vértice en el origen está dada por la Ecuación B.1.

$$x^2 = 4fy \quad (\text{B.1})$$

La ecuación del plano inclinado con ángulo α y x_i que intercepta al eje x , está dada por la Ecuación B.2

$$y = \tan(\alpha)(x - x_i) \quad (\text{B.2})$$

⁵¹ Tomado de “Design charts for Scheffler reflector”, Reddy et al., 2018, p.105

Si se toma los puntos de intersección del plano inclinado y la parábola como E1 (x_1, y_1) y E2 (x_2, y_2), como se muestra en la Figura B.1, se puede determinar el eje mayor (B_1) y el eje menor (B_2).

$$B_1 = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2} \quad (\text{B.3})$$

$$B_2 = \sqrt{A} \quad (\text{B.4})$$

Se puede observar que B_2 corresponde al diámetro del área circular. Además, de la Figura B.1, se deduce geoméricamente la Ecuación B.5.

$$B_1 = \frac{B_2}{\cos(\alpha)} \quad (\text{B.5})$$

De las Ecuaciones B.1, B.2, B.3, B.4 y B.5, se obtiene finalmente la Ecuación B.6.

$$x_i = f \tan(\alpha) - \frac{B_2^2}{16f \tan(\alpha)} \quad (\text{B.6})$$

Por lo tanto, los dos parámetros necesarios para determinar la distancia del foco al punto de intersección del plano con el eje x (x_i) en función del ángulo de inclinación del plano (α) son el área de apertura (A) y la altura del vértice al foco (f). Para el diseño, se está considerando un área del concentrador de 2.7 m^2 . La Ecuación B.7 corresponde al área del rectángulo mostrado en la Figura B.1.

$$A_{sf} = B_1 B_2 \quad (\text{B.7})$$

Al reemplazar B_1 en la Ecuación B.5, se obtiene la Ecuación B.8, donde $A_{sf} = 2.7 \text{ m}^2$.

$$B_2^2 = A_{sf} \cos(\alpha) \quad (\text{B.8})$$

Esta ecuación se introduce en la Ecuación B.6 para obtener la intersección en el eje 'x' del plano de corte (x_i), dada por la Ecuación B.9.

$$x_i = f \tan(\alpha) - \frac{A_{sf} \cos(\alpha)}{16f \tanh \alpha'} \quad (\text{B.9})$$

El cálculo de la longitud de las curvas ‘E2P’ y ‘E1P’ se realiza utilizando las Ecuaciones B.10 y B.11, respectivamente.

$$E2P = \int_{x_2}^{2f} \sqrt{1 + \left(\frac{x}{2f}\right)^2} \cdot dx \quad (\text{B.10})$$

$$E1P = \int_{2f}^{x_1} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{2f}\right)^2} \cdot dx \quad (\text{B.11})$$

Donde, x_1 y x_2 están dados por las Ecuaciones B.12 y B.13.

$$x_1 = 2f \tan(\alpha) + \frac{B_2}{2} \quad (\text{B.12})$$

$$x_2 = 2f \tan(\alpha) - \frac{B_2}{2} \quad (\text{B.13})$$

Dado que la altura del foco es de 1 metro ($f = 1$ m), se realizan iteraciones desde la Ecuación B.5 hasta la Ecuación B.13 utilizando el software EES (*Engineering Equation Solver*), variando el ángulo de inclinación del plano entre 42° y 44.9° , con el objetivo de minimizar la diferencia entre E2P y E1P.

	1	2	3	4	5
	α	E	x_i	x_2	x_1
Run 1	44	0.02517	0.84	1.235	2.628
Run 2	44.02	0.02099	0.8409	1.236	2.63
Run 3	44.04	0.01681	0.8418	1.238	2.631
Run 4	44.07	0.01262	0.8427	1.239	2.632
Run 5	44.09	0.008429	0.8436	1.241	2.634
Run 6	44.11	0.004234	0.8445	1.243	2.635
Run 7	44.13	0.0000332	0.8454	1.244	2.636
Run 8	44.16	-0.004172	0.8463	1.246	2.638
Run 9	44.18	-0.008381	0.8472	1.248	2.639
Run 10	44.2	-0.0126	0.8481	1.249	2.641

Figura B.2. Iteración del ángulo de inclinación (α)⁵²

A partir de la Figura B.2, se concluye que cuando $\alpha = 44.13^\circ$, la diferencia entre $E2P$ y $E1P$ es mínima. Los valores de x_i , x_{E2} y x_{E1} , son 0.8454 m, 1.244 m y 2.636 m, respectivamente. Al sustituir el valor “ α ” en la Ecuación B.8 y luego reemplazar el valor de B_2 en la Ecuación B.7, se obtienen los siguientes valores para B_1 y B_2 :

$$B_1 = 1940 \text{ m}$$

$$B_2 = 1392 \text{ mm}$$

B.2 Dimensionamiento de las barras soporte

El espaciado D entre cada barra es uniforme en todos los casos. Para determinar este valor, se divide el lado mayor del área reflejada (B_1) entre el número de barras a utilizar, según la Ecuación B.14.

$$D = \frac{B_1}{N_{cb} - 1} \quad (\text{B.14})$$

Reemplazando los valores de B_1 y considerando 5 barras transversales en la Ecuación B.14, se obtiene que el espaciado entre cada barra es de 485 mm. Además, dado que se trata de un área proyectada rectangular, el ancho (W) para todas las barras es el mismo, es decir, $W = B_2$.

⁵² La diferencia entre $E2P$ y $E1P$ se muestra en la segunda columna “E”.

El radio de la barra central del reflector, mostrado en la Figura B.3, está dado por la Ecuación B.15. La distancia entre los puntos E1 y E2 de la Figura B.1 es igual a “ B_1 ”, es decir, $C = 1940 \text{ mm}$.

$$R = \frac{((C / 2)^2 + d^2)}{2d} \quad (\text{B.15})$$

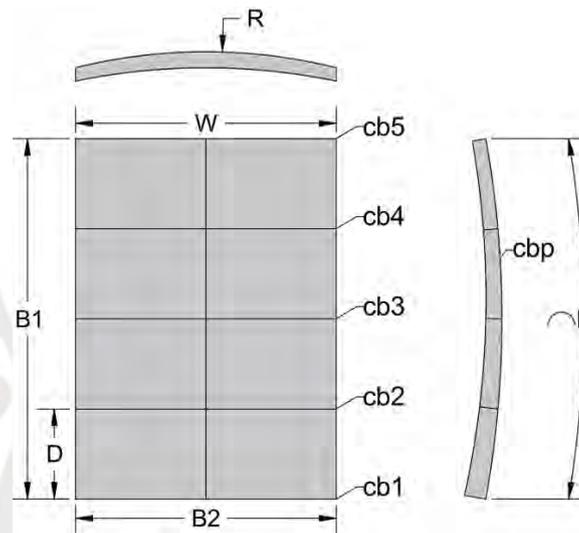


Figura B.3. Parámetros de las barras soporte

El punto P es el punto de intersección entre la parábola y la recta paralela al eje ‘x’ que pasa por el foco, calculado con la Ecuación B.16, donde $f = 1 \text{ m}$.

$$P = (2f, f) \quad (\text{B.16})$$

Se calcula la distancia desde el punto P hasta la recta inclinada que contiene los puntos E1 y E2. Al sustituir los valores en la Ecuación B.2, se obtiene la ecuación de la recta correspondiente a $\alpha = 44.13^\circ$ y $x_i = 845.4 \text{ mm}$.

$$0.97x - y - 820.109 = 0$$

La distancia desde un punto situado en un plano a una recta dentro del mismo plano se calcula con la Ecuación B.17, donde U , V y X son los coeficientes de la ecuación de la recta (0.97, -1 y -820.109, respectivamente).

$$d = \left| \frac{U \cdot x + V \cdot y + X}{\sqrt{U^2 + V^2}} \right| \quad (\text{B.17})$$

Sustituyendo estos valores en la Ecuación B.17, se obtiene que la distancia del punto ‘P’ a la recta ‘E1 – E2’ es $d = 86.06 \text{ mm}$. Luego, reemplazando los valores de ‘C’ y ‘d’ en la Ecuación B.15, se obtiene que el radio de la barra central es:

$$R_{cb_p} = 5510 \text{ mm}$$

Este valor corresponde al radio de doblado de la barra central. Para calcular la longitud (L) de la barra central, se utiliza la Ecuación B.18.

$$L = 2 \cdot R \cdot \sin^{-1} \left(\frac{C}{2R} \right) \quad (\text{B.18})$$

Sustituyendo nuevamente los valores de “C” y “ R_{cb_p} ” en la Ecuación B.18, se obtiene que la longitud de la barra central (L_{cb_p}) es

$$L_{cb_p} = 1950 \text{ mm}$$

Con el fin de simplificar el cálculo del radio de doblado de las demás barras, se utiliza el diagrama proporcionado por Reddy et al. (2018) en la Figura B.4.

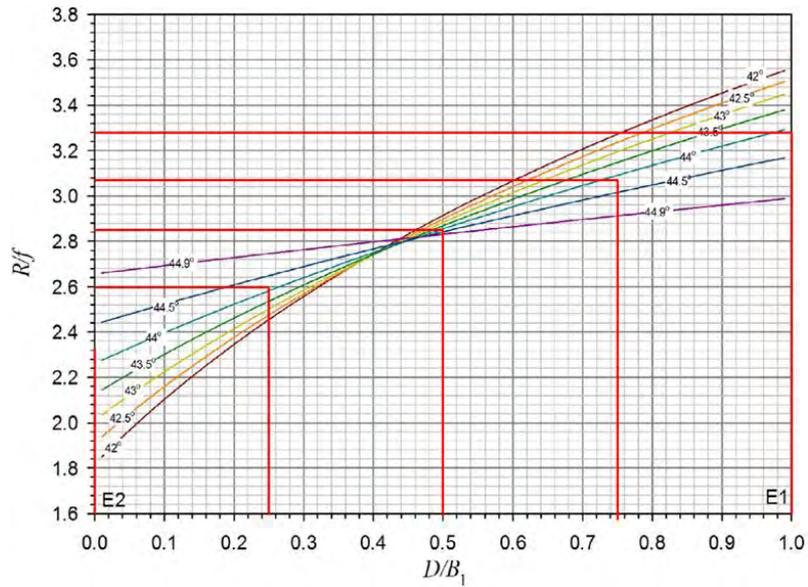


Figura B.4. Radio de las barras transversales vs ubicación⁵³

El uso del diagrama implica reemplazar los valores de D/B_1 para cada barra. Para las barras cb1, cb2, cb3, cb4 y cb5, se obtienen los siguientes valores, respectivamente:

$$\frac{D_{cb_1}}{B_1} = \frac{0 \text{ mm}}{1940 \text{ mm}} = 0$$

$$\frac{D_{cb_2}}{B_1} = \frac{485 \text{ mm}}{1940 \text{ mm}} = 0.25$$

$$\frac{D_{cb_3}}{B_1} = \frac{970 \text{ mm}}{1940 \text{ mm}} = 0.5$$

$$\frac{D_{cb_4}}{B_1} = \frac{1455 \text{ mm}}{1940 \text{ mm}} = 0.75$$

$$\frac{D_{cb_5}}{B_1} = \frac{1940 \text{ mm}}{1940 \text{ mm}} = 1$$

⁵³ Se han trazado las líneas correspondientes a cada caso. Tomado de “Design charts for Scheffler reflector”, Reddy et al., 2018, p.109

Con estos valores, se traza una línea vertical hasta la curva aproximada correspondiente a $\alpha = 44.13^\circ$. A continuación, se dibuja una línea horizontal para obtener los valores de R/f . Con estos datos, se calculan los radios de doblado de cada barra:

$$\frac{R_{cb_1}}{f} = 2.32 \Rightarrow R_{cb_1} = 2320 \text{ mm}$$

$$\frac{R_{cb_2}}{f} = 2.6 \Rightarrow R_{cb_2} = 2600 \text{ mm}$$

$$\frac{R_{cb_3}}{f} = 2.84 \Rightarrow R_{cb_3} = 2840 \text{ mm}$$

$$\frac{R_{cb_4}}{f} = 3.08 \Rightarrow R_{cb_4} = 3080 \text{ mm}$$

$$\frac{R_{cb_5}}{f} = 3.28 \Rightarrow R_{cb_5} = 3280 \text{ mm}$$

El cálculo de la longitud de cada barra se realiza nuevamente utilizando la Ecuación B.18. Introduciendo los valores de los radios (R_{cb_x}) y el ancho de las barras 'C', se obtienen las longitudes de cada barra:

$$L_{cb_1} = 1414 \text{ mm}$$

$$L_{cb_2} = 1409 \text{ mm}$$

$$L_{cb_3} = 1406 \text{ mm}$$

$$L_{cb_4} = 1404 \text{ mm}$$

$$L_{cb_5} = 1403 \text{ mm}$$

B.3 Cálculo del ajuste estacional

El cálculo para el dimensionamiento del reflector se realizó considerando que el reflector está en el equinoccio, es decir, con una inclinación solar de 0° (Figura B.1). Para ajustar el reflector a las diferentes inclinaciones solares a lo largo del año, se establece un punto B, el cual pertenece a la ecuación de la parábola (Ecuación B.1). Este punto es común para todas las parábolas formadas según la estación del año y también sirve como pivote central para ajustar el concentrador (Munir et al., 2010). Por lo tanto, se selecciona el punto B de manera que su coordenada " x_b " se encuentre entre las coordenadas " x_{E2} " y " x_{E1} " (Figura B.5).

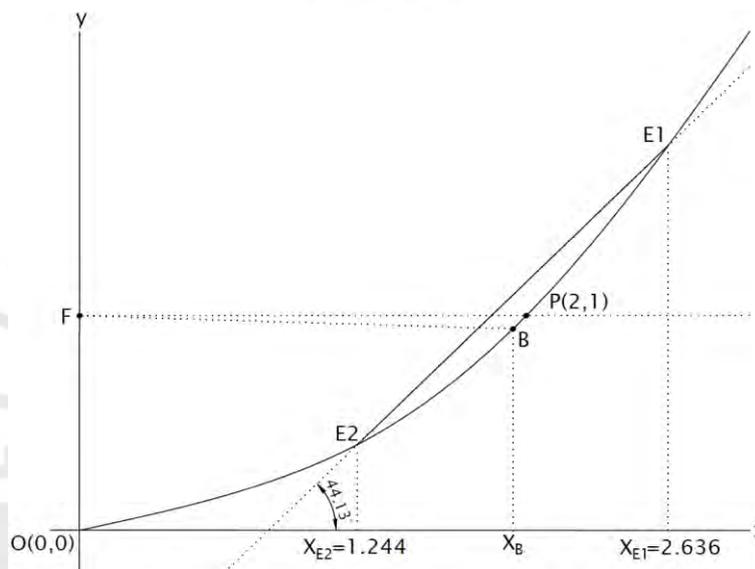


Figura B.5. Ubicación del punto pivote de la parábola

La Ecuación B.19 determina la ubicación del punto x_b en la coordenada 'x'.

$$x_b = \frac{x_{E1} - x_{E2}}{2} \quad (B.19)$$

De la Figura B.2, se obtiene que los valores de x_{E2} y x_{E1} , son 2.636 m y 1.244 m, respectivamente. Al sustituir estos valores en la Ecuación B.19, se obtiene que $x_b = 1.94$ m. Al introducir este valor en la Ecuación B.1, se obtiene que $y_b = 0.941$ m.

La ecuación de la parábola, teniendo en cuenta el ángulo de inclinación solar, está dada por:

$$x^2 = 4f_n[y - (f - f_n)] \quad (\text{B.20})$$

Donde “ f_n ” es la altura del foco en un día n ésimo del año, calculada mediante la Ecuación B.21:

$$f_n = f \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{2} - \delta_n \right) \right] \quad (\text{B.21})$$

Aquí, δ_n es el ángulo de declinación solar en el hemisferio sur. Reddy et al. proporcionan una aproximación para este ángulo mediante la Ecuación B.22.

$$\delta_n = -23.45 \sin \left(\frac{360}{365} (284 + n) \right) \quad (\text{B.22})$$

Donde “ n ” es el número de día del año, comenzando con el 1 de enero como $n = 1$. En el hemisferio sur, el día más largo del año ocurre en el solsticio de verano (21 de diciembre), cuando $\delta_n = 23.45$ y el día más corto del año ocurre en el solsticio de invierno (20 de junio), cuando $\delta_n = -23.45$. Por lo tanto, para el solsticio de verano, se obtiene:

$$f_n = 1 \left[1 - \cos \left(\frac{\pi}{2} - 23.45^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ} \right) \right] = 0.6021 \text{ m}$$

Reemplazando este valor en la Ecuación B.20, se obtiene que la ecuación de la parábola correspondiente al solsticio de verano es:

$$x^2 = 2.4084 \cdot (y - 0.3979) \quad (\text{B.23})$$

De manera similar, para el solsticio de invierno, con $\delta_n = -23.45^\circ$, el valor de f_n es 1.3979 m. Reemplazando este valor en la Ecuación B.20, se obtiene que la ecuación de la parábola correspondiente al solsticio de invierno es:

$$x^2 = 5.5916 \cdot (y + 0.3979) \quad (\text{B.24})$$

Las Ecuaciones B.23 y B.24 corresponden a las ecuaciones de las parábolas que han sido rotadas en el eje 'z', a través del foco $f (0, 1) m$ y el punto $B (1.94, 0.941) m$, para los ángulos de declinación solar $\delta_n = 23.45^\circ$ y $\delta_n = -23.45^\circ$, respectivamente.

B.4 Tasa de concentración teórica

La relación entre el área de apertura del reflector y el área de la imagen focal está dada por la Ecuación B.25, donde el área de apertura (A) se calcula según el día del año mediante la Ecuación B.26. Es importante tener en cuenta que esta área se asume como cuadrada (ver Figura B.1)

$$CR = \frac{A}{A_i} \quad (B.25)$$

$$A_n = B_1 B_2 \cos\left(\alpha + \frac{\delta_n}{2}\right) \quad (B.26)$$

El área de la imagen focal A_i varía a lo largo del año y está dada por:

$$A_{i_n} = \pi a_{i_n} b_{i_n} \quad (B.27)$$

Donde a_{i_n} y b_{i_n} representan el semieje menor y el semieje mayor de la imagen formada por el foco, respectivamente. Según Reddy et al. (2018), el sol no es un punto, sino un disco que emite radiación con un ángulo de semi-cono de 0.27° ($\theta_s = 0.27^\circ$). Como resultado, la imagen proyectada en el plano focal es elíptica.

Además, Reddy et al. (2018) señalan que la imagen focal formada por el punto E1 (ver Figura B.1) es la más grande y envuelve a las imágenes formadas por otros puntos del reflector. Por lo tanto, los semiejes menor a_{i_n} y mayor " b_{i_n} " están dados por las Ecuaciones B.28 y B.29.

$$a_{i_n} = L_n \tan(\theta_s) \quad (B.28)$$

$$b_{i_n} = 0.5 L_n \sin(\theta_s) \left[\frac{1}{\sin(\phi_{E1_n} + \delta_n + \theta_s)} + \frac{1}{\sin(\phi_{E1_n} + \delta_n - \theta_s)} \right] \quad (B.29)$$

Donde L_n es la distancia del foco $(0, f)$ al punto $E1_n (x_{1_n}, y_{1_n})$, y depende del día del año (Ecuación B.30). El ángulo ϕ_{E1_n} es el ángulo formado por la recta L_n con el eje positivo 'y' (Ecuación B.31).

$$L_n = \sqrt{(x_{1_n})^2 + (y_{1_n} - f)^2} \quad (\text{B.30})$$

$$\phi_{E1_n} = \arccos\left(\frac{y_{1_n} - f}{L_n}\right) \quad (\text{B.31})$$

Considerando $\delta_n = 0^\circ$ (equinoccio), el punto $E1$ tiene la coordenada $(2.636, 1.737)$ m. Sustituyendo estos valores en la Ecuación B.30:

$$L_n = \sqrt{(2.636)^2 + (1.737 - 1)^2} = 2.737 \text{ m}$$

Sustituyendo L_n en la Ecuación B.31:

$$\phi_{E1_n} = \arccos\left(\frac{1.737 - 1}{2.737}\right) = 74.38^\circ$$

Estos valores se introducen en las Ecuaciones B.28 y B.29 para obtener:

$$a_{i_n} = 2.737 \tan(0.27^\circ) = 0.0129 \text{ m}$$

$$b_{i_n} = 0.5 \cdot 2.737 \sin(0.27^\circ) \left[\frac{1}{\sin(74.38^\circ + 0.27^\circ)} + \frac{1}{\sin(74.38^\circ - 0.27^\circ)} \right] = 0.0134 \text{ m}$$

Sustituyendo los valores de a_{i_n} y b_{i_n} en la Ecuación B.27, se obtiene que el área de la imagen focal es $A_{i_n} = 5.431 \times 10^{-4} \text{ m}^2$. Luego, el área de apertura solar para $\delta_n = 0^\circ$ en la Ecuación B.26 es:

$$A_n = 1.940 \cdot 1.392 \cdot \cos\left(44.13^\circ + \frac{0^\circ}{2}\right) = 1.938 \text{ m}^2$$

Introduciendo los valores de A_{i_n} y A_n en la Ecuación B.25, se obtiene que la tasa de concentración teórica correspondiente al equinoccio es:

$$CR = \frac{1.938 \text{ m}^2}{5.431 \times 10^{-4} \text{ m}^2} \approx 3569$$

De manera similar, se pueden obtener las tasas de concentración a lo largo del año variando el área de apertura del reflector. Reddy et al. (2018) aproximan esta variación mediante la siguiente ecuación para el hemisferio norte:

$$CR_n = \frac{CR_{\min} - CR_{\max}}{2} \cdot \sin\left(\frac{360}{365} \cdot (284 + n)\right) + \frac{CR_{\min} + CR_{\max}}{2} \quad (\text{B.32})$$

donde solo se necesitan los valores de la tasa de concentración máxima CR_{\max} y mínima CR_{\min} . Estos valores se pueden obtener gráficamente de la Figura B.6, de acuerdo con la altura focal seleccionada en el diseño, que es de 1 metro.

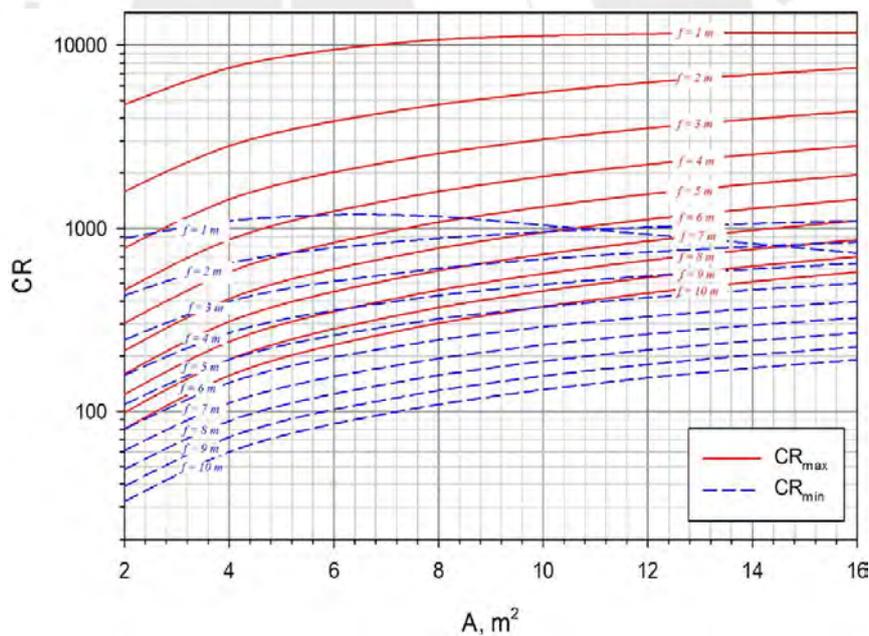


Figura B.6. Tasa de concentración máx. y mín. vs Área de apertura⁵⁴

⁵⁴ Valores de tasa de concentración máxima y mínima para diferentes áreas de apertura y distancia focal. Tomado de "Design charts for Scheffler reflector", Reddy et al., 2018, p.111

De la Figura B.6, para un área de apertura (A) de aproximadamente 2 m^2 y una altura focal f de 1 metro, los valores de CR_{\max} y CR_{\min} son 5000 y 900, respectivamente. Sustituyendo estos valores en la Ecuación B.32 y adaptándola para el hemisferio sur, se obtiene la tasa de concentración para el reflector Scheffler de 2.7 m^2 mediante la Ecuación B.33.

$$CR_n = \frac{900 - 5000}{2} \cdot (-1) \cdot \sin\left(\frac{360}{365} \cdot (284 + n)\right) + \frac{900 + 5000}{2} \quad (\text{B.33})$$

Donde “ n ” varía de acuerdo con el día del año.

B.5 Cálculo y verificación de la estructura de seguimiento solar

En este apartado se dimensiona, selecciona y verifica la estructura del eje de seguimiento solar. En la Figura B.7 se presenta el diagrama de cuerpo libre (DCL) del eje.

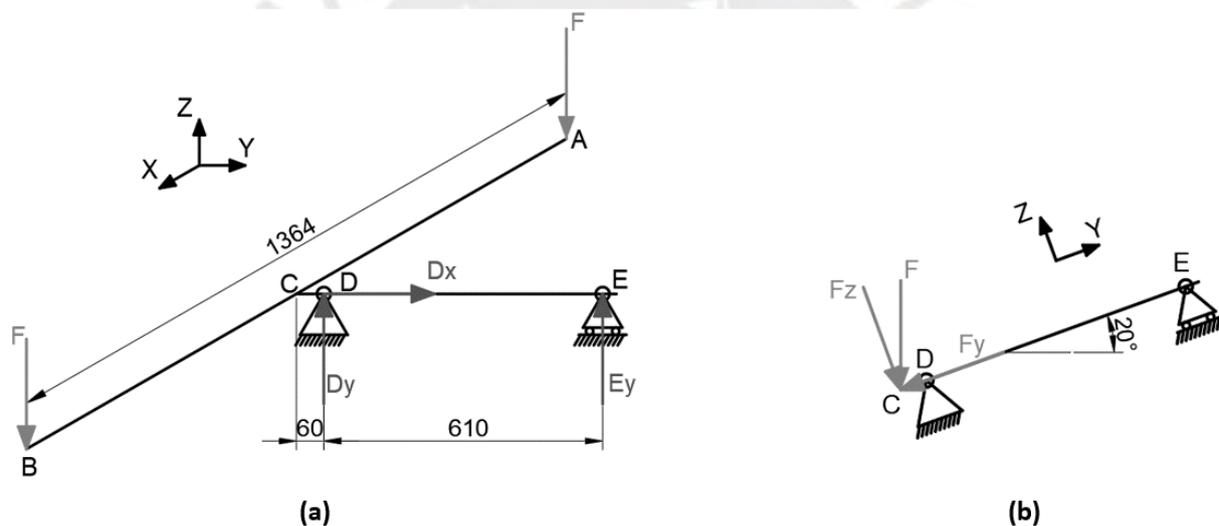


Figura B.7. Diagrama de cuerpo libre del eje de seguimiento solar⁵⁵

Es importante identificar la sección más crítica de la estructura para determinar la sección de la viga y prevenir fallas. La masa del reflector y su armadura es de aproximadamente 10 kg, pero se considera una sobrecarga de 40 kg sobre el reflector. Así, la masa total soportada por el eje es de 50 kg, lo que corresponde a:

⁵⁵ (a) vista isométrica; (b) vista frontal

$$F_{total} = 50kg = 490.5N$$

Dado que la carga se distribuye en dos puntos de apoyo, la fuerza por cada apoyo es:

$$F = \frac{490.5N}{2} = 245.3N$$

Primero se analiza la barra ACB, asumiendo que en el punto C hay un empotramiento (ver Figura B.8). Las componentes de la fuerza son:

$$F_z = F \cos(20^\circ) = 230.5 N$$

$$F_y = F \sin(20^\circ) = 83.9 N$$

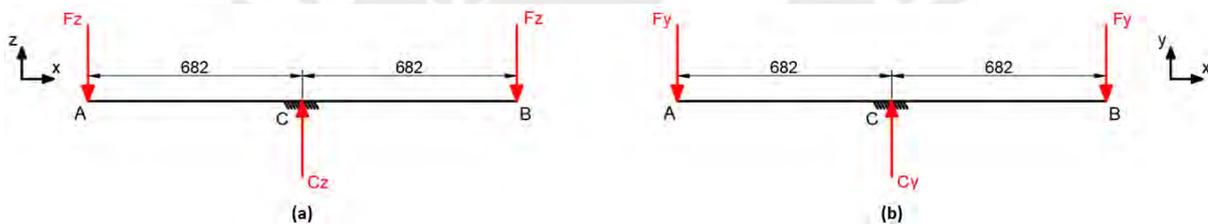


Figura B.8. Diagrama de cuerpo libre de la barra ACB⁵⁶

Las reacciones en C_z y C_y se obtienen de las ecuaciones de equilibrio:

$$\sum F_z : 2(-F_z) + C_z = 0 \tag{B.34}$$

$$\sum F_y : 2(-F_y) + C_y = 0 \tag{B.35}$$

Reemplazando los valores de F_z y F_y en las ecuaciones mostradas anteriormente, se obtiene que los valores de C_z y C_y son 461 N y 167.8 N, respectivamente.

⁵⁶ (a) plano XZ; (b) plano XY

Los momentos generados en el punto C son:

$$M_{c_{xz}} = F_z \cdot 682 \text{ mm} = 157\,201 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{c_{xy}} = F_y \cdot 682 \text{ mm} = 157\,201 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Con estos valores, se generan los diagramas de fuerza cortante (DFC) y momento flector (DMF), mostrados en la Figura B.9.

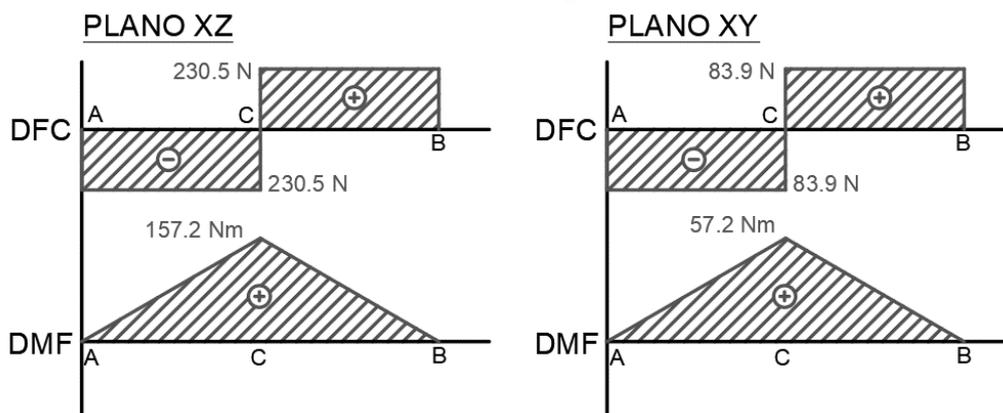


Figura B.9. DFC y DMF de la barra ACB⁵⁷

Se procede a analizar la barra CDE y se realiza el DCL (ver Figura B.10).

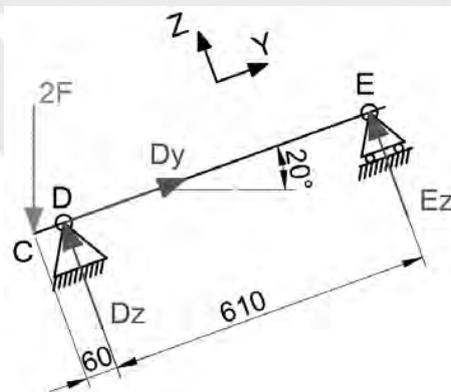


Figura B.10. Diagrama de cuerpo libre de la barra CDE

⁵⁷ (a) plano XZ; (b) plano XY

En las reacciones de los apoyos de la barra, se tiene lo siguiente:

$$\sum F_y : -F_t \sin(20^\circ) + D_y = 0 \Rightarrow D_y = 167.76 \text{ N}$$

$$\sum M_D : F_t \cos(20^\circ) \cdot 60 \text{ mm} + E_z \cdot 550 \text{ mm} = 0 \Rightarrow E_z = -50.28 \text{ N}$$

$$\sum F_z : -F_t \cos(20^\circ) + D_z - 50.28 = 0 \Rightarrow D_z = 510.92 \text{ N}$$

El momento flector en el punto D es:

$$M_{D_{yz}} = E_z \cdot 550 \text{ mm} = 27\,654 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Los diagramas de fuerza normal (DFN), fuerza cortante (DFC) y momento flector (DMF) se muestran en la Figura B.11. El análisis de esfuerzos revela que la carga crítica se presenta en el punto C de la barra ACB, por lo que se procede a determinar las dimensiones de la sección transversal de la barra.

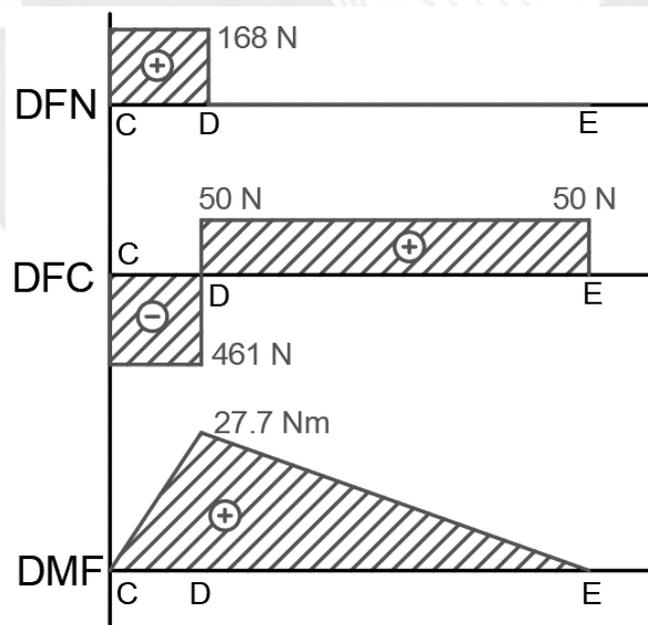


Figura B.11. DFN, DFC y DMF de la barra CDE

La Figura B.12 presenta la sección transversal de un tubo cuadrado de 2 mm de espesor, con las correspondientes fuerzas cortantes y momentos flectores. El área de la sección y los momentos de inercia en los planos 'xc' y 'yc' se calculan mediante las siguientes ecuaciones, donde "d" es el ancho del tubo cuadrado:

$$A_s = d^2 - (d - 4)^2 = 8 \cdot d - 16 \quad (\text{B.36})$$

$$I_{xc} = \frac{1}{12} \cdot d^4 - \frac{1}{12} \cdot (d - 4)^4 = \frac{1}{12} \cdot [d^4 - (d - 4)^4] \quad (\text{B.37})$$

$$I_{yc} = \frac{1}{12} \cdot d^4 - \frac{1}{12} \cdot (d - 4)^4 = \frac{1}{12} \cdot [d^4 - (d - 4)^4] \quad (\text{B.38})$$

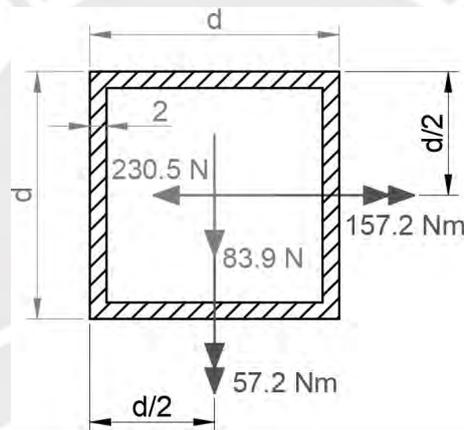


Figura B.12. Sección transversal de la barra ACB en el punto C

Dado que no hay fuerza normal ni momento de torsión en la sección, tanto el esfuerzo normal (σ_n) como el esfuerzo de corte por torsión (τ_t) son nulos:

$$\sigma_n = 0$$

$$\tau_t = 0$$

El esfuerzo cortante (τ_c) y el esfuerzo normal debido a la flexión (σ_f) se determinan mediante las ecuaciones:

$$\tau_c = \frac{V}{A_s} \quad (\text{B.39})$$

$$\sigma_f = \frac{M_f \cdot c_{\max}}{I} \quad (\text{B.40})$$

Donde V es la fuerza cortante y c_{\max} es la distancia máxima entre el eje y un punto extremo de la sección. Reemplazando los valores en las ecuaciones anteriores, se obtienen:

$$\tau_c = \frac{245.3}{8 \cdot d - 16} \quad (\text{B.41})$$

$$\sigma_f = \frac{157\,201 \cdot \left(\frac{d}{2}\right)}{\frac{1}{12} \cdot [d^4 - (d-4)^4]} + \frac{57\,220 \cdot \left(\frac{d}{2}\right)}{\frac{1}{12} \cdot [d^4 - (d-4)^4]} \quad (\text{B.42})$$

El esfuerzo de von Mises se calcula con la ecuación:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_n)^2 + 3 \cdot (\tau_t^2 + \tau_c^2)} \quad (\text{B.43})$$

Al sustituir las expresiones de las Ecuaciones B.41 y B.42 en la Ecuación B.43, se obtiene la fórmula del esfuerzo de von Mises en función de “ d ”, la cual se presenta en la Ecuación B.44.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\left(\frac{157\,201 \cdot \left(\frac{d}{2}\right)}{\frac{1}{12} \cdot [d^4 - (d-4)^4]} + \frac{57\,220 \cdot \left(\frac{d}{2}\right)}{\frac{1}{12} \cdot [d^4 - (d-4)^4]} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{245.3}{8 \cdot d - 16}\right)^2} \quad (\text{B.44})$$

La verificación de la resistencia de la estructura se realiza usando la siguiente desigualdad:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{\sigma_F}{FS} \quad (\text{B.45})$$

Donde FS es el factor de seguridad y σ_F es el esfuerzo límite de fluencia del material. Se toma $FS = 3$ debido a las condiciones de trabajo desconocidas. Para el acero LAC (ASTM A500), el esfuerzo límite de fluencia es de 270 MPa ⁵⁸, por lo que:

$$\sigma_{eq} \leq \frac{270 \text{ MPa}}{3} = 90 \text{ MPa}$$

Al introducir la expresión de la Ecuación B.44 en esta desigualdad, se obtiene que el ancho del tubo cuadrado debe ser mayor a 33.3 mm .

$$d \geq 33.3 \text{ mm}$$

B.6 Cálculo y selección del motor eléctrico

Dado que se requiere una baja velocidad de rotación (1 RPM) para el reflector, con un tiempo de giro breve (1.25 s) y un movimiento de alta precisión, se determinará primero la cantidad de pulsos necesarios para mover el eje del motor a la velocidad requerida. La velocidad del reflector se define como $\omega_2 = 1 \text{ rpm}$, mientras que la velocidad del eje del motor, ω_1 , es de 3 RPM , debido a que la relación de transmisión entre los piñones es $i = 3$ (ver Ecuación B.46).

$$\omega_1 = \omega_2 i \tag{B.46}$$

Se configuran los micropasos en el *driver* TB6600, seleccionando 6400 micropasos para el diseño de esta tesis (ver Anexo G). Dado que el motor debe girar durante 1.25 s , al multiplicar este valor por la velocidad del motor ω_1 (Ecuación B.47), se obtiene el número de revoluciones (Nr_{w1}) que el motor debe realizar en ese periodo.

$$Nr_{w1} = \omega_1 t_{mov} \tag{B.47}$$

$$Nr_{w1} = \frac{1 \text{ rev}}{20 \text{ s}} \cdot 1.25 \text{ s} = \frac{1}{16} \text{ rev}$$

⁵⁸ En el Anexo D se pueden consultar los “ FS ” recomendados y en el Anexo C el valor de esfuerzo límite de fluencia.

El número de pulsos requeridos por el motor se calcula mediante la Ecuación B.48, donde “*mp*” son los micropasos del motor (6400 en este caso).

$$\#pulsos = Nr_{w1} \cdot mp \quad (B.48)$$

$$\#pulsos = \frac{1}{16} rev \cdot 6400 \frac{pulsos}{rev} = 400 pulsos$$

Es necesario verificar si el microcontrolador puede enviar los pulsos necesarios al *driver*, para lo cual se usa la Ecuación B.49.

$$fr_{\omega_1} = \frac{\#pulsos}{t_{mov}} \quad (B.49)$$

$$fr_{\omega_1} = \frac{400 pulsos}{1.25 s} = 320 Hz$$

El ARDUINO UNO, a través de su señal PWM, permite frecuencias de hasta 62 500 Hz, por lo que no presenta inconvenientes para enviar las señales necesarias al motor paso a paso.

En segundo lugar, se verifica la resolución del movimiento del piñón. Se sabe que una vuelta completa del piñón equivale a 360°, por lo que la resolución se determina mediante la Ecuación B.50.

$$res_{mov} = \frac{360^\circ}{1 rev} \cdot \frac{1}{mp} \quad (B.50)$$

$$res_{mov} = \frac{360^\circ}{1 rev} \cdot \frac{1 rev}{6400 pulsos} = \frac{0.0563^\circ}{pulso}$$

Esto significa que, por cada pulso enviado por el controlador, el motor girará 0.0563°, lo que proporciona una precisión adecuada para los requerimientos de esta tesis. Si se requiere una mayor resolución, se pueden ajustar los micropasos del *driver*.

En tercer lugar, se debe determinar la velocidad máxima de giro del rotor del motor, ya que, como se muestra en la Figura B.13, la curva real del movimiento difiere de la teórica debido a los tiempos de aceleración y desaceleración del rotor, los cuales deben compensarse.

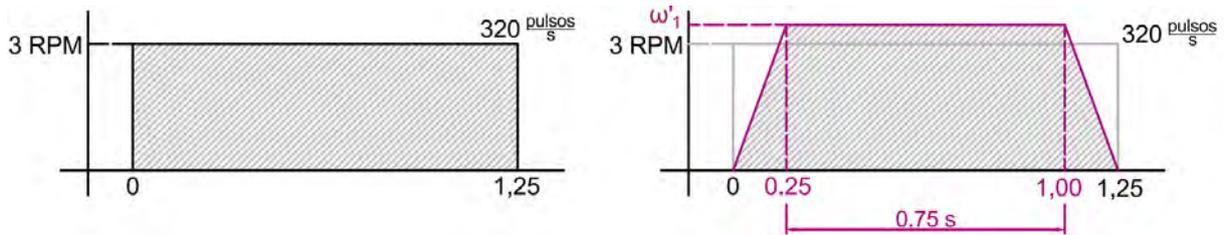


Figura B.13. Curva de velocidad vs tiempo del motor a pasos⁵⁹

En la Figura B.13 se observa que se necesitan 320 Hz para alcanzar una velocidad de 3 RPM en un lapso de 1.25 segundos. El área bajo la curva en dicha figura representa los 400 pulsos previamente calculados. Se debe garantizar que las áreas de ambos trapecios sean equivalentes, es decir, $A_{\omega_1} = A_{\omega'_1}$. Para esta tesis, se selecciona un tiempo de aceleración y desaceleración de 0.25 segundos cada uno, por lo que el tiempo en que el motor gira a velocidad constante es 0.75 segundos.

Es necesario calcular la velocidad real del eje del motor, ω'_1 , para compensar los tiempos de aceleración y desaceleración. El área bajo la curva se divide en ocho secciones triangulares de igual área, como se muestra en la Figura B.14.

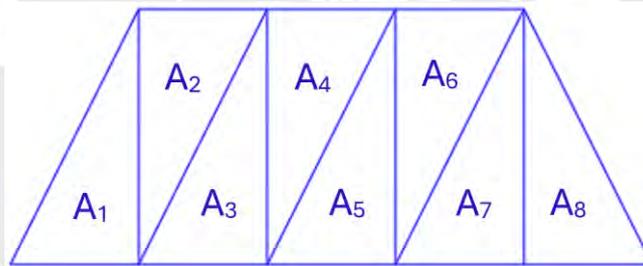


Figura B.14. Curva real vel-tiempo dividido en ocho secciones de áreas iguales

El área de cada triángulo se determina mediante la Ecuación B.51.

$$A_{tr} = \frac{A_{\omega'_1}}{\#secciones} \quad (B.51)$$

⁵⁹ (izquierda) teórico; (derecha) real

$$A_{tr} = \frac{400 \text{ pulsos}}{8} = 50 \text{ pulsos}$$

El área desde la sección A₂ hasta la sección A₇ (Figura B.14) es

$$A_{2-7} = 50 \text{ pulsos} \cdot 6 = 300 \text{ pulsos}$$

La velocidad máxima de rotación del motor, ω'_1 , está dada por la Ecuación B.52.

$$\omega'_1 = \frac{A_{2-9}}{t_{cte}} \cdot \frac{1}{mp} \quad (B.52)$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la ecuación anterior, se obtiene:

$$\omega'_1 = \frac{300 \text{ pulsos}}{0.75 \text{ s}} \cdot \frac{1 \text{ rev}}{6400 \text{ pulsos}} = \frac{1 \text{ rev}}{16 \text{ s}} = 3.75 \text{ rpm}$$

Finalmente, se debe determinar el torque necesario para mover la carga, en este caso, el reflector. El torque total del sistema (M_{total}) es la suma del torque de aceleración (M_{ac}) y el torque para mantener la carga en movimiento (M_{carga}), según la Ecuación B.53.

$$M_{total} = M_{ac} + M_{carga} \quad (B.53)$$

El torque de aceleración está dado por la Ecuación B.54, donde J_{total} es el momento de inercia total del sistema y $\ddot{\theta}_{ac}$ es la aceleración angular.

$$M_{ac} = J_{total} \cdot \ddot{\theta}_{ac} \quad (B.54)$$

El momento de inercia del sistema se calcula con la Ecuación B.55, donde, J_{motor} , $J_{sprocket_motor}$, $J_{sprocket_carga}$ y J_{carga} representan los momentos de inercia del motor, del piñón del motor, del piñón de la carga y de la carga, respectivamente (ver Figura B.15).

$$J_{total} = J_{motor} + J_{sprocket_motor} + (J_{sprocket_carga} + J_{carga}) \div i^2 \quad (B.55)$$

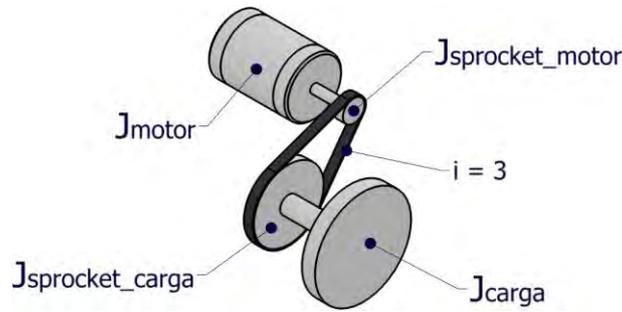


Figura B.15. Momentos de inercia del sistema

Dado que aún no se ha seleccionado el motor paso a paso, se puede asumir $J_{motor} = 0 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, ya que la inercia del eje del motor es despreciable. Si se selecciona un motor, se debe recalcular el torque total considerando la inercia del eje proporcionada por el fabricante.

El software Autodesk Inventor se utilizó para calcular los siguientes momentos de inercia (ver Anexo I):

$$J_{sprocket_motor} = 7.85 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{sprocket_carga} = 7.28 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{carga} = 4.58 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Considerando una relación de transmisión de $i = 3$, y se sustituyen los valores de J_{motor} , $J_{sprocket_motor}$, $J_{sprocket_carga}$ y J_{carga} en la Ecuación B.55, se obtiene $J_{total} = 0.5089 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

La aceleración angular se determina con la Ecuación B.56, en la que ω'_1 representa la velocidad real del eje, $\omega_{inicial}$ es 0 (el sistema parte del reposo) y t_{ac} es el tiempo de aceleración (0.25 s).

$$\ddot{\theta}_{ac} = \frac{\omega'_1 - \omega_{inicial}}{t_{ac}} \tag{B.56}$$

$$\ddot{\theta}_{ac} = \frac{3.75 \text{ rpm} - 0 \text{ rpm}}{0.25 \text{ s}} = 1.571 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Finalmente, al introducir los valores de J_{total} y $\ddot{\theta}_{ac}$ en la Ecuación B.54, se obtiene el torque de aceleración de la carga:

$$M_{ac} = 0.5089 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \cdot 1.571 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$M_{ac} = 0.8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El cálculo del torque necesario para mantener la carga en movimiento, M_{carga} , requiere considerar el torque de fricción entre los elementos (M_{fr}), el torque generado por gravedad (M_g) y el torque generado por las fuerzas externas (M_{ext}).

Como la fricción ocurre únicamente entre los cojinetes y los apoyos del eje del sistema de seguimiento solar, y dado que estos se mantienen bien lubricados, se puede asumir que el torque de fricción entre los elementos es despreciable, es decir, $M_{fr} \approx 0 \text{ N} \cdot \text{m}$.

El torque generado por la gravedad es relevante solo en situaciones en las que la carga debe levantarse, lo cual no aplica en el presente caso. Además, dado que no existen fuerzas externas actuando sobre el sistema, ambos valores se consideran nulos, es decir, $M_g = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$ y $M_{ext} = 0 \text{ N} \cdot \text{m}$. Por lo tanto, el torque de carga (M_{carga}) es igual a 0.

Finalmente, al introducir los valores de M_{ac} y M_{carga} en la Ecuación B.53, se obtiene el valor total del torque del sistema:

$$M_{total} = 0.8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Anexo C. Catálogo de tubos cuadrados

TUBO CUADRADO DE ACERO ASTM A500



El tubo cuadrado de acero estructural laminado al caliente (LAC), presenta una soldadura interna con el sistema ERW. Son ampliamente utilizados en el mantenimiento industrial, implementos agrícolas, equipos de transporte, etc.

Especificaciones: ASTM A500, AISI A500.

Fácil de soldar, cortar, dar forma y maquinar. Longitud 6 metros.

Propiedades Mecánicas	Límite de Fluencia (Mpa) mín.	269
	Resistencia a la Tracción (Mpa) mín.	310
	Elongación Probeta 8"	25.0% mínimo

Tolerancias	
Espesor	+/- 10%
Longitud	+127 / -64

Dimensiones		Espesor		Peso Teórico	
mm	pulg	mm	Kg/m	Kg	
20 x 20	3/4" x 3/4"	0.9	0.49	2.96	
		1.5	0.86	5.14	
		2	1.04	6.24	
25 x 25	1" x 1"	1.5	1.06	6.37	
		2	1.46	8.76	
		2.5	1.67	10.02	
		3.0	1.93	11.58	
30 x 30	1 1/4" x 1 1/4"	1.2	1.04	6.24	
		1.5	1.30	7.80	
		1.8	1.68	10.08	
		2	1.86	11.16	
		2.5	2.17	13.02	
40 x 40	1 1/2" x 1 1/2"	1.5	1.77	10.62	
		1.8	2.03	12.18	
		2	2.24	13.46	
		2.5	2.99	17.94	
		3	3.54	21.24	
		4.5	4.52	27.12	
		1.2	1.87	11.24	
50 x 50	2" x 2"	1.5	2.25	13.50	
		1.8	2.70	16.20	
		2	3.12	18.73	
		2.5	3.87	23.23	
		3	4.49	26.94	
		4	6.57	39.41	
		4.5	6.02	36.12	
60 x 60	2 1/2" x 2 1/2"	6	8.54	51.21	
		2	3.56	21.36	
		2.5	4.39	26.34	
		3	5.19	31.14	
		4	7.14	42.86	
		4.5	7.43	44.58	
75 x 75	3" x 3"	1.5	3.41	20.43	
		2	4.50	27.00	
		2.5	5.56	33.36	
		3	6.81	40.86	
		4	8.59	51.54	
		4.5	9.55	57.30	
		6	13.11	78.66	
100 x 100	4" x 4"	2	6.17	36.99	
		2.5	7.68	46.05	
		3	9.20	55.21	
		4	12.17	73.03	
		4.5	13.59	81.56	
		6	16.98	101.88	
		9.5	25.70	154.20	
125 x 125	5" x 5"	3	11.31	67.86	
		4	14.87	89.22	
		4.5	17.17	103.02	
		4.7 (3/16")	17.81	106.86	
		6	21.69	130.14	
		6.35 (1/4")	23.24	139.44	
150 x 150	6" x 6"	3	13.67	82.02	
		4	18.01	108.06	
		4.5	20.80	124.80	
		6	27.39	164.32	
		3	18.63	111.76	
200 x 200	8" x 8"	4	24.29	145.74	
		4.5	27.77	166.64	
		4.7	29.21	175.26	
		6.0	35.82	214.92	
		8	48.68	292.10	
		9	52.34	314.04	
		9.5	56.08	336.48	
250 x 250	10" x 10"	4.7 (3/16")	36.86	221.14	
		6	45.24	271.44	
		6	54.66	327.96	
300 x 300	12" x 12"	8	73.82	442.90	

* Equivalencias de conversión son aproximadas.

* Fotos y datos referenciales. No aceptamos responsabilidad por usos incorrectos o mal interpretaciones de estos datos.

Anexo D. Factores de seguridad recomendados

Lógicamente en la literatura especializada se pueden encontrar muchas más recomendaciones, como por ejemplo la que hace Joseph Vidosic "Machine Design Projects", The Ronald Press, New York, 1957, y que se muestra en la tabla 1.6.

Tabla 1.6 Factores de Seguridad recomendados para la construcción de maquinaria.

Caso	Factor de Seguridad <i>FS</i>	Observaciones
1	1,25 ... 1,5	Para materiales excepcionalmente confiables usados bajo condiciones controladas y sujetos a carga y esfuerzos que pueden determinarse con exactitud. Una consideración muy importante es que casi siempre se usan para pesos pequeños.
2	1,5 ... 2	Para materiales bien conocidos, para condiciones de medio ambiente razonablemente constantes y sujetos a carga y esfuerzos que puedan calcularse con facilidad.
3	2 ... 2,5	Para materiales promedio que trabajen en condiciones de medio ambiente ordinarias y sujetos a cargas y esfuerzos que puedan calcularse.
4	2,5 ... 3	Para materiales poco experimentados o para materiales frágiles en condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo.
5	3 ... 4	Para materiales no experimentados usados para condiciones promedio de medio ambiente, carga y esfuerzo.
6	3 ... 4	Deberá también usarse con materiales mejor conocidos que vayan a usarse en condiciones ambientales inciertas o sujetos a cargas y esfuerzo inciertos.
7		Cargas repetidas: son aceptables los factores indicados en los puntos 1 al 6 pero debe aplicarse el límite de rotura por carga cíclica o esfuerzo de fatiga en lugar del esfuerzo de fluencia del material
8		Fuerza de impacto: son aceptables los factores dados en los puntos 3 al 6, pero deberá incluirse un factor de impacto.
9		Materiales frágiles: si se considera a la resistencia máxima (σ_R) como la máxima teórica, los factores indicados en los puntos 1 al 6 deberán multiplicarse por 2.
10		Para el caso deseable de tener factores elevados, deberá efectuarse un análisis muy completo del problema antes de decidir sobre su uso.

Anexo E. Cálculo de cadenas de transmisión

Cálculo de una transmisión por cadena

1.1 Curvas de selección

Para elegir la cadena más adecuada a una transmisión se pueden utilizar las tablas V y VI de las páginas 47 y 48, aplicables, una de ellas, a cadenas de norma europea y, la otra, a cadenas derivadas de norma americana.

El proceso de cálculo parte de la potencia a transmitir en Kw, y de la velocidad del piñón o rueda pequeña en r.p.m. Estos datos nos permiten determinar sobre los gráficos de las tablas V y VI, según proceda, la cadena mínima necesaria para la aplicación proyectada.

En general, el problema tiene varias soluciones porque se puede elegir una cadena simple o múltiple de varias filas de rodillos. También se puede utilizar una cadena de mayores características, si resulta conveniente una larga duración. Variando el número de vueltas del piñón se hallarán otros resultados, aunque ello obligará a cambiar la relación de transmisión.

En la elección de la cadena será preferible siempre tomar la de paso más corto, aunque ello aumente el número de filas de la misma; en especial si la velocidad es elevada, con el fin de reducir el efecto poligonal y los fenómenos de choque de los piñones.

Debe tenerse en cuenta que los gráficos de las tablas V y VI requieren algunas correcciones, a menos que la transmisión deseada cumpla exactamente las condiciones siguientes:

- Carga y accionamiento regulares sin variaciones ni golpes
- Rueda pequeña de 19 dientes
- Relación de transmisión igual a 3 y distancia entre centros de 40 pasos
- Transmisión entre ejes horizontales y engrase adecuado

Cuando el número de dientes de la rueda pequeña, u otras características de la transmisión, sea distinto de las indicadas, se entrará en el gráfico partiendo de una potencia corregida W_c que corresponde a la nominal en Kw multiplicada por los factores f_1 , f_2 y f_3 que se detallan en los párrafos siguientes.

1.2 Datos necesarios para el cálculo

Para la selección de la cadena adecuada a una transmisión deberá considerarse los factores siguientes:

- a) Potencia a transmitir en Kw
- b) Fuente de potencia
- c) Mecanismo a accionar
- d) Número de r.p.m. de los ejes
- e) Distancia entre centros

1.3 Factor de trabajo (coeficiente f_1)

Este coeficiente tiene en cuenta tanto la regularidad de marcha del motor de accionamiento, como el tipo de máquina o instalación que debe accionar, cuyo funcionamiento puede ser suave o irregular con impactos o golpes. En la tabla siguiente elegiremos el coeficiente adecuado.

Tabla Nº 1 (Coeficiente f_1)

Tipo de carga	Ejemplo de máquinas	Accionamiento	
		Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna Trans. hidráulica Trans. mecánica
Regular	Agitadores de líquidos. Bombas centrífugas y de engranajes. Compresores centrifugos. Elevadores y transportadores con carga regular. Generadores y alternadores. Hiladoras. Maquinaria de imprenta. Maquinaria para la fabricación de papel. Montacargas y ascensores. Teleferros. Máquinas herramienta (toros, taladradoras, fresadoras, rectificadoras). Ventiladores y máquinas aspirantes.	1	1 1,2
Irregular	Agitadores de sustancias poco fluidas. Bombas de émbolo de más de 2 cilindros. Compresores alternativos de más de 2 cilindros. Hélices (aplicaciones marítimas). Elevadores y transportadores con carga irregular. Laminadoras. Mezcladoras. Maquinaria para carpintería. Maquinaria para formar tubos. Trefiladoras. Molinos para materias homogéneas y blandas. Telares.	1,3	1,2 1,4
A golpes	Aparejos de elevación. Bombas de 1 y 2 cilindros. Dragas. Excavadoras. Elevadores y transportadores con carga muy irregular y pesada. Brisas. Maquinaria para perforación. Maquinaria para fabricar rodillos. Máquinas herramienta (prensas, cizallas, limadoras, cepilladoras). Molinos para materias duras e irregulares. Rollos/limadoras. Trituradoras.	1,5	1,4 1,7

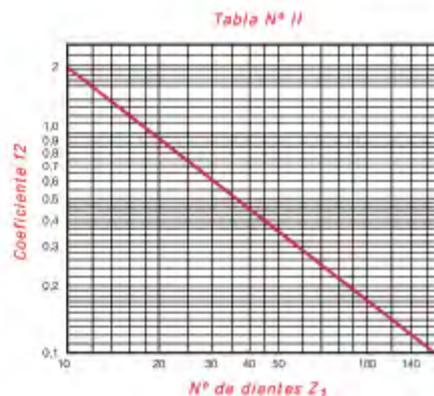
Cálculo de una transmisión por cadena

1.4 Elección del número de dientes Z_1 de piñón (Coeficiente f_2)

El valor Z_1 no vendrá fijado corrientemente en las condiciones de la transmisión, y deberá, por tanto, elegirse. Como es valor muy importante a la hora de determinar la transmisión y debe cumplir ciertas condiciones, se hacen a continuación algunas observaciones para proceder a su elección:

- Se emplearán preferentemente piñones de número impar de dientes. Así se conseguirá que no entren en contacto siempre los mismos dientes con los eslabones de un tipo, interiores o exteriores. De esta forma el desgaste de los dientes de las ruedas y de la cadena será más regular.
- No se tomarán en lo posible, piñones menores de 17 dientes. Los inconvenientes del efecto poligonal se acentúan a medida que se empleen piñones más pequeños, aumentando el ruido e irregularidad de la transmisión, la magnitud de los choques entre dientes y rodillo y la concentración de los esfuerzos sobre un número de dientes reducido.
- La limitación precedente será tanto más rígida cuanto más elevados sean los valores de la potencia y RPM de la transmisión. sólo en el caso de que ambos sean reducidos, puede llegarse a emplear piñones de 11, 13 o 15 dientes.
- Debe tenerse en cuenta, además, que en caso de relaciones de transmisión elevadas, Z_1 no debe exceder en general de valores que den lugar a ruedas conducidas de más de 120 dientes. Las ruedas grandes obligan a tener en cuenta límites de desgaste de la cadena, inferiores a los de las transmisiones con ruedas de tipo medio, por presentar dificultades de engrane con el dentado al alargarse la cadena en su paso medio.

Elegido el número de dientes del piñón Z_1 , y en el supuesto de que este no tenga 19 dientes, determinaremos el coeficiente de corrección f_2 para calcular la potencia efectiva P_G (ver apartado 1). Dicho coeficiente lo obtendremos del gráfico Nº II.



1.5 Relación de transmisión y distancia entre centros (Coeficiente f_3)

Estas dos magnitudes influyen asimismo en el rendimiento de las transmisiones. Los valores reducidos de la relación de transmisión aconsejarán, por doble motivo, el empleo de ruedas con número de dientes elevados, pues los inconvenientes de la aplicación de ruedas pequeñas se presentarían en ambos ejes, acentuándose asimismo los desgastes. Por el contrario, valores muy elevados de la relación de transmisión llevan a distancias entre centros muy grandes si se quiere asegurar un arco mínimo de engrane, sin el empleo de tensores. Si son forzosas reducciones de este tipo, es aconsejable el empleo de dos o más transmisiones escalonadas.

El coeficiente f_3 tiene en cuenta además de los aspectos mencionados, la influencia del desgaste de la cadena, según sea la relación de transmisión, y la distancia entre centros.

Tabla Nº III (Coeficiente f_3)

		Relación de transmisión							
		1:1	2:1	3:1	4:1	5:1	6:1	7:1	8:1
Distancia entre centros, C	20 pasos	1,45	1,25	1,15	1,06	1,03	0,99	0,96	0,92
	30 pasos	1,31	1,14	1,06	1,01	0,97	0,94	0,91	0,87
	40 pasos	1,22	1,07	1,00	0,95	0,92	0,89	0,86	0,84
	50 pasos	1,15	1,01	0,95	0,91	0,88	0,85	0,83	0,81
	60 pasos	1,08	0,97	0,91	0,87	0,85	0,82	0,81	0,78
	80 pasos	1,00	0,87	0,84	0,81	0,78	0,77	0,75	0,73

Cálculo de una transmisión por cadena

1.6 Empleo de cadenas múltiples. Potencias transmisibles por las mismas.

La aparición de las cadenas múltiples a la hora del análisis de capacidad de transmisión de las cadenas, ha permitido ampliar notablemente en cuanto a potencia a transmitir, el campo de aplicación de las mismas, en especial a velocidades altas y moderadas.

Efectivamente, las cadenas múltiples, si bien no admiten potencias dobles, triples, etc., permiten, sin embargo, transmitir por fila un 85% de la potencia admisible para la cadena simple de igual paso, teniendo en cambio idénticas limitaciones cinemáticas que esta última.

La potencia transmisible por una cadena múltiple se determina partiendo de la que puede transmitir una cadena simple de igual paso, afectada por el factor según el número de filas obtenido del siguiente cuadro:

Número de filas	1	2	3	4	5	6
Factor	1	1,7	2,05	3,4	4,25	5,1

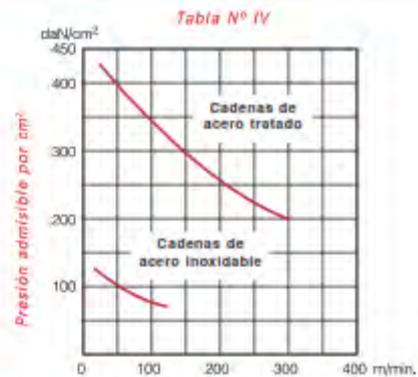
1.7 Presión sobre las articulaciones

En toda transmisión de potencia la capacidad de una cadena para soportar el esfuerzo de tracción depende no sólo de su carga de rotura, sino también de la presión que soportan las articulaciones de la misma.

La superficie de articulación de las cadenas se da como producto del diámetro del eje, por el largo del casquillo. Se expresa en cm^2 , y suele figurar en los cuadros de medidas de las cadenas.

La presión máxima aceptable por una cadena depende de su velocidad, y de que se apliquen las condiciones de lubricación que se aconsejan en el apartado 2.3, página 49.

El cuadro siguiente, tabla IV, define los valores aceptables a distintas velocidades. Obsérvese la diferencia de capacidad entre cadenas de acero tratado y cadenas de acero inoxidable.



1.8 Fórmulas básicas para el cálculo de una transmisión

Velocidad de la cadena

$$v = \frac{Pz_1 n_1}{1000}$$

Tensión (ramal conductor) (Kg)

$$T = \frac{6120 \times W}{v}$$

Longitud de la cadena (mm) (fórmula aproximada)

$$L = 2C + \frac{Z_1 + Z_2}{2} p + \frac{\left(\frac{Z_2 - Z_1}{2}\right)^2}{C}$$

Distancia entre centros (mm) (fórmula aproximada)

$$C = p \left(\frac{L}{p} \cdot \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(\frac{L}{p} \cdot \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2} \right)^2}$$

Presión en las articulaciones (Kg)

$$t = \frac{T}{S}$$

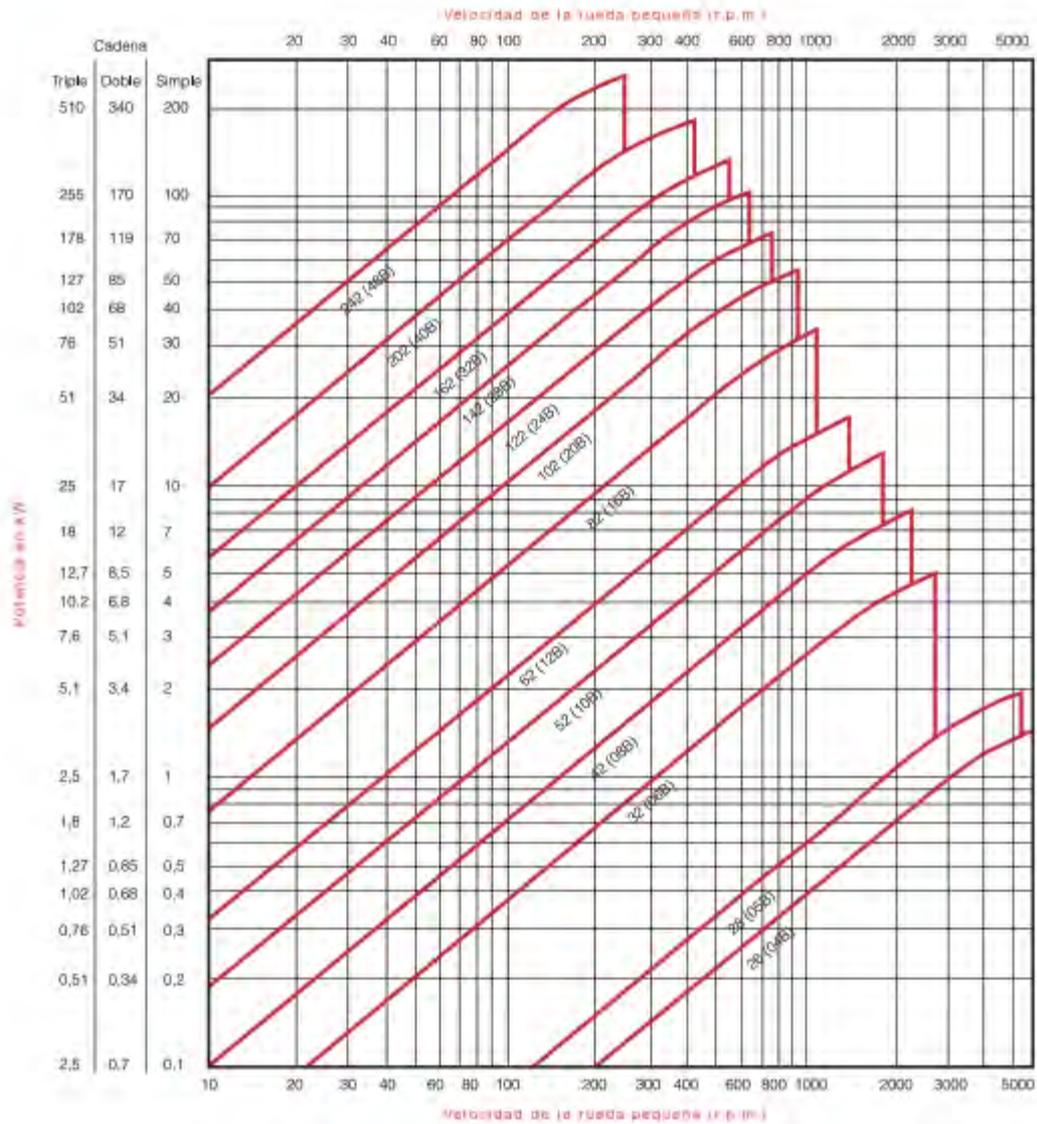
- W Potencia a transmitir (Kw)
- v Velocidad lineal de la cadena (m/min.)
- P Paso de la cadena (mm)
- Z₁ Número de dientes del piñón o rueda pequeña
- Z₂ Número de dientes de la rueda mayor
- n₁ Número de vueltas del piñón (r.p.m.)
- n₂ Número de vueltas de la rueda (r.p.m.)

- T Tensión de la cadena (Kg)
- L Longitud de la cadena (mm)
- C Distancia entre centros (mm)
- t Presión sobre las articulaciones (Kg/cm²)
- K Coeficiente de seguridad
- d Diámetro del eje de la cadena
- a Longitud del casquillo
- S Superficie de la articulación (cm²)

Cálculo de una transmisión por cadena

Gráfico para la selección de cadenas Norma ISO 606 (Serie europea)

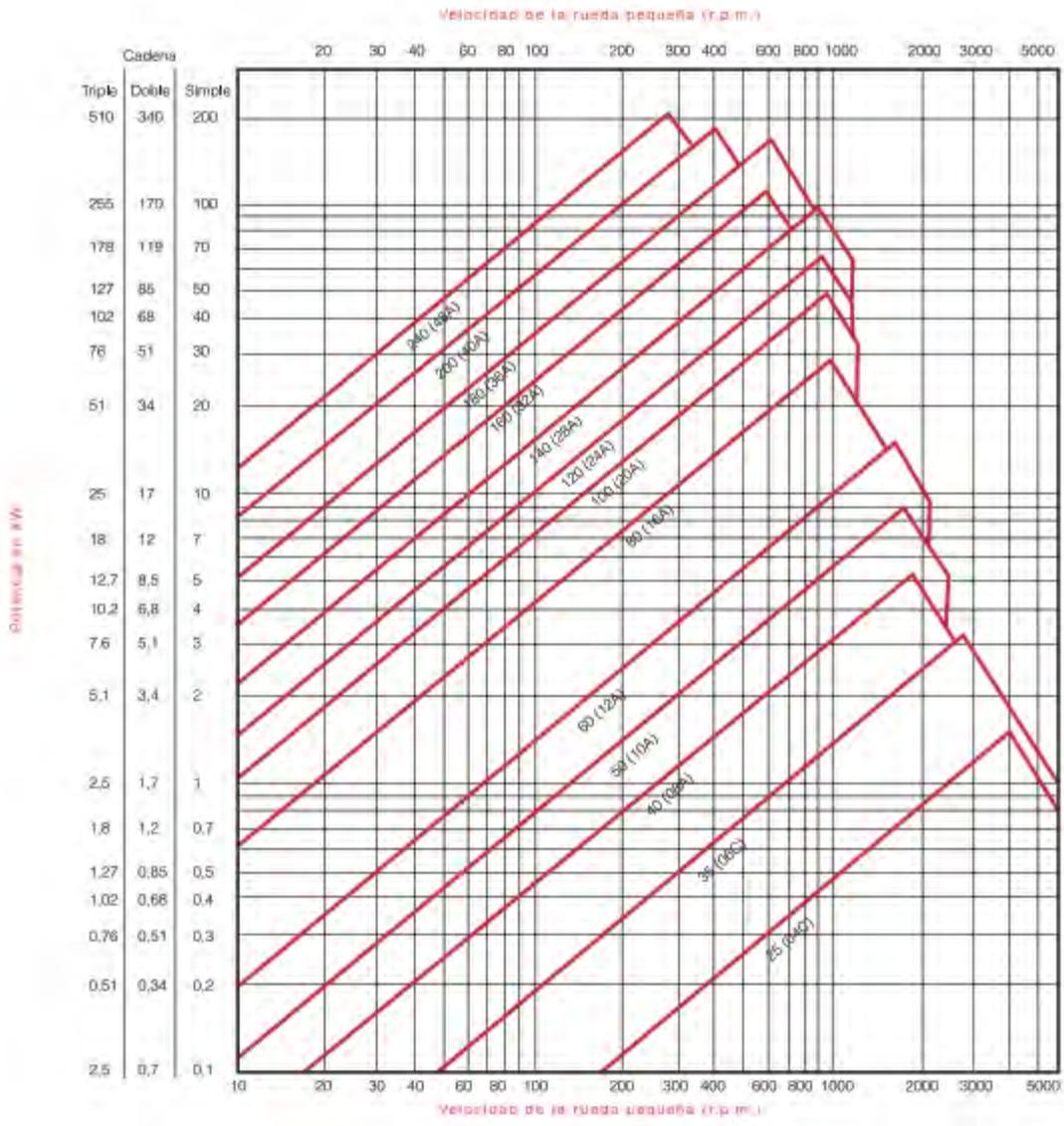
Tabla Nº V



Cálculo de una transmisión por cadena

Gráfico para la selección de cadenas Norma ISO 606 (Serie americana)

Tabla N° V)



Anexo F. Catálogo de piñones ASA40

Paso - Pitch 1/2" ASA 40 12,7 mm BS 08			ØRodillo - Roller 7,925 mm ØRodillo - Roller 8,51 mm					
Z	Diámetro Primitivo(d) Pitch Circle Diameter(d)	Diámetro Exterior(A) Top Diameter(A)	Diámetro Cubo(B) Hub Diameter(B)			Largo Total(C) Total Length(C)		
			S	D	T	S	D	T
9	37.13	42.51	24	24	24	28	35	50
10	41.10	46.71	26	28	28	28	35	50
11	45.08	50.87	29	32	32	28	35	50
12	49.07	55.02	33	35	35	28	35	50
13	53.07	59.15	37	38	38	28	35	50
14	57.07	63.26	41	42	42	28	35	50
15	61.08	67.37	45	46	46	28	35	50
16	65.10	71.47	50	50	50	28	38	50
17	69.12	75.56	52	54	54	28	38	50
18	73.14	79.65	56	58	58	28	38	50
19	77.16	83.73	60	62	62	28	38	50
20	81.18	87.80	64	66	66	28	38	50
21	85.21	91.88	68	70	70	28	40	55
22	89.24	95.95	70	70	70	28	40	55
23	93.27	100.02	70	70	70	28	40	55
24	97.30	104.09	70	75	75	28	40	55
25	101.33	108.15	70	80	80	28	40	55
26	105.36	112.21	70	85	85	30	40	55
27	109.40	116.28	70	85	85	30	40	55
28	113.43	120.34	70	90	90	30	40	55
29	117.46	124.39	80	95	95	30	40	55
30	121.50	128.45	80	100	100	30	40	55
35	141.68	148.73	70	100	100	40	50	60
38	153.79	160.89	70	90	100	40	50	60
40	161.87	168.99	70	90	100	40	50	60
45	182.06	189.24	70	90	100	40	50	60
50	202.26	209.48	70	90	100	40	50	60
57	230.54	237.81	70	90	100	40	50	60
60	242.66	249.95	80	100	100	40	50	60
76	307.32	314.68	80	100	100	40	56	60
95	384.11	391.52	80	100	120	45	56	67
114	460.91	468.35	80	100	120	45	63	67

Anexo G. Especificaciones técnicas del *driver* TB6600

www.DFRobot.com

TB6600 Stepper Motor Driver User Guide



Version: V1.2



1. Introduction

This is a professional two-phase stepper motor driver. It supports speed and direction control. You can set its micro step and output current with 6 DIP switch. There are 7 kinds of micro steps (1, 2 / A, 2 / B, 4, 8, 16, 32) and 8 kinds of current control (0.5A, 1A, 1.5A, 2A, 2.5A, 2.8A, 3.0A, 3.5A) in all. And all signal terminals adopt high-speed optocoupler isolation, enhancing its anti-high-frequency interference ability.

Features:

- ※ Support 8 kinds of current control
- ※ Support 7 kinds of micro steps adjustable
- ※ The interfaces adopt high-speed optocoupler isolation
- ※ Automatic semi-flow to reduce heat
- ※ Large area heat sink
- ※ Anti-high-frequency interference ability
- ※ Input anti-reverse protection
- ※ Overheat, over current and short circuit protection

Electrical Specification:

Input Current	0~5.0A
Output Current	0.5~4.0A
Power (MAX)	160W
Micro Step	1, 2/A, 2/B, 4, 8, 16, 32
Temperature	-10 ~ 45°C
Humidity	No Condensation
Weight	0.2 kg
Dimension	96*56*33 mm

INPUT & OUTPUT:

- **Signal Input:**

PUL+	Pulse +
PUL-	Pulse -
DIR+	Direction +
DIR-	Direction -
EN+	Off-line Control Enable +
EN-	Off-line Control Enable -

- **Motor Machine Winding:**

A+	Stepper motor A+
A-	Stepper motor A-
B+	Stepper motor B+
B-	Stepper motor B-

- **Power Supply:**

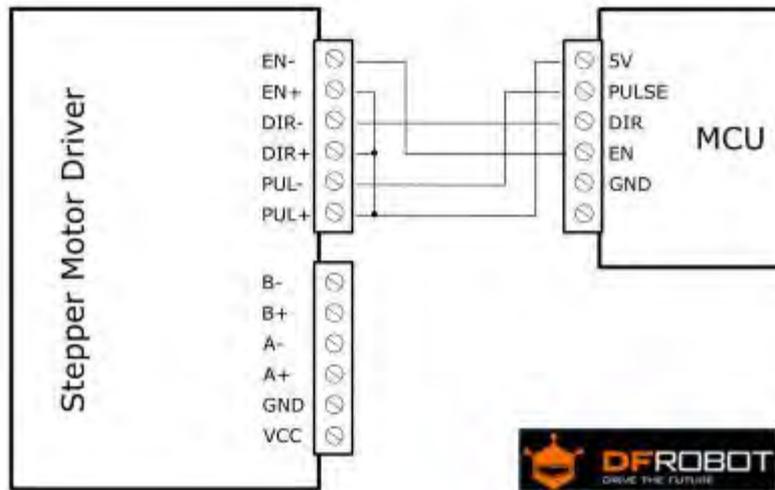
VCC	VCC (DC9-42V)
GND	GND

- **Wiring instructions**

There are three input signals in all: ① Step pulse signal PUL +, PUL-; ② Direction signal DIR +, DIR-; ③ off-line signal EN +, EN-. The driver supports common-cathode and common-anode circuit, you can select one according to your demand.

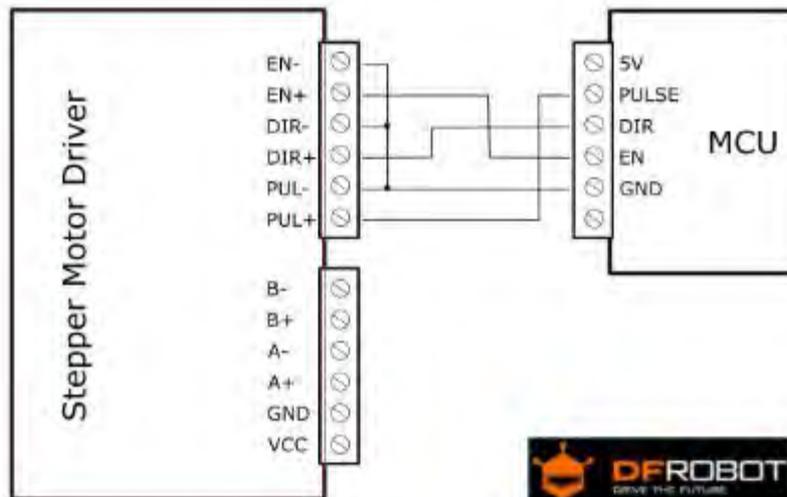
Common-Anode Connection:

Connect PUL +, DIR + and EN + to the power supply of the control system. If the power supply is + 5V, it can be directly connected. If the power supply is more than + 5V, the current limiting resistor R must be added externally. To ensure that the controller pin can output 8 ~ 15mA current to drive the internal optocoupler chip. Pulse signal connects to PUL-; direction signal connects to Dir- ; Enable signal connects to EN-. As shown below:



Common-Cathode Connection:

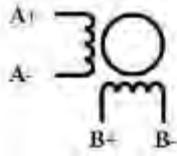
Connect PUL -, DIR - and EN - to the ground terminal of the control system. Pulse signal connects to PUL-; direction signal connects to Dir- ; Enable signal connects to EN-. As shown below:



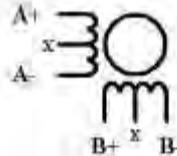
Note: When "EN" is in the valid state, the motor is in a free states (Off-line mode). In this mode, you can adjust the motor shaft position manually. When "EN" is in the invalid state, the motor will be in an automatic control mode.

2. Stepper Motor Wiring:

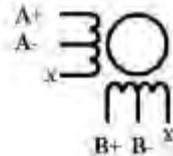
Two-phase 4-wire, 6-wire, 8-wire motor wiring, as shown below:



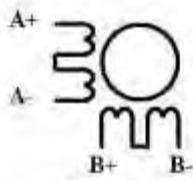
四线电机接线方法



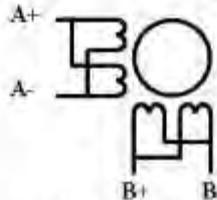
六线电机接线方法
高力矩输出



六线电机接线方法
高速度输出



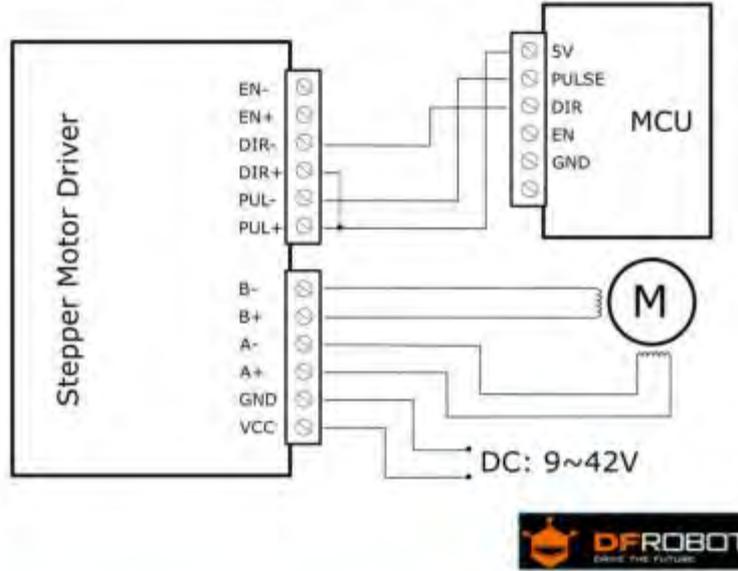
八线电机接线方法
高力矩输出



八线电机接线方法
高速度输出

3. Microcontroller Connection Diagram:

This is an example for the common-anode connection. ("EN" not connected)



Note: Please cut off the power when you connect the system, and ensure the power polar is correct. Or it will damage the controller.

4. DIP Switch

Micro Step Setting

The follow tablet shows the driver Micro step. You can set the motor micro step via the first three DIP switch.

Step Angle = Motor Step Angle / Micro Step

E.g. An stepper motor with 1.8° step angle , the finial step angle under "Micro step 4" will be $1.8^\circ/4=0.45^\circ$

Micro Step	Pulse/Rev	S1	S2	S3
NC	NC	ON	ON	ON
1	200	ON	ON	OFF
2/A	400	ON	OFF	ON
2/B	400	OFF	ON	ON
4	800	ON	OFF	OFF
8	1600	OFF	ON	OFF
16	3200	OFF	OFF	ON
32	6400	OFF	OFF	OFF

Current Control Setting

Current (A)	S4	S5	S6
0.5	ON	ON	ON
1.0	ON	OFF	ON
1.5	ON	ON	OFF
2.0	ON	OFF	OFF
2.5	OFF	ON	ON
2.8	OFF	OFF	ON
3.0	OFF	ON	OFF
3.5	OFF	OFF	OFF

5. Off-line Function (EN Terminal):

If you turn on the Off-line function, the motor will enter a free state. You can adjust the motor shaft freely, and the pulse signal will be no response. If you turn it off, it will be back into automatic control mode

Note: Generally, EN terminal is not connected.

6. FAQ

1. Q: If the control signal is higher than 5V, how do I connect?

A: You need add a resistor in series

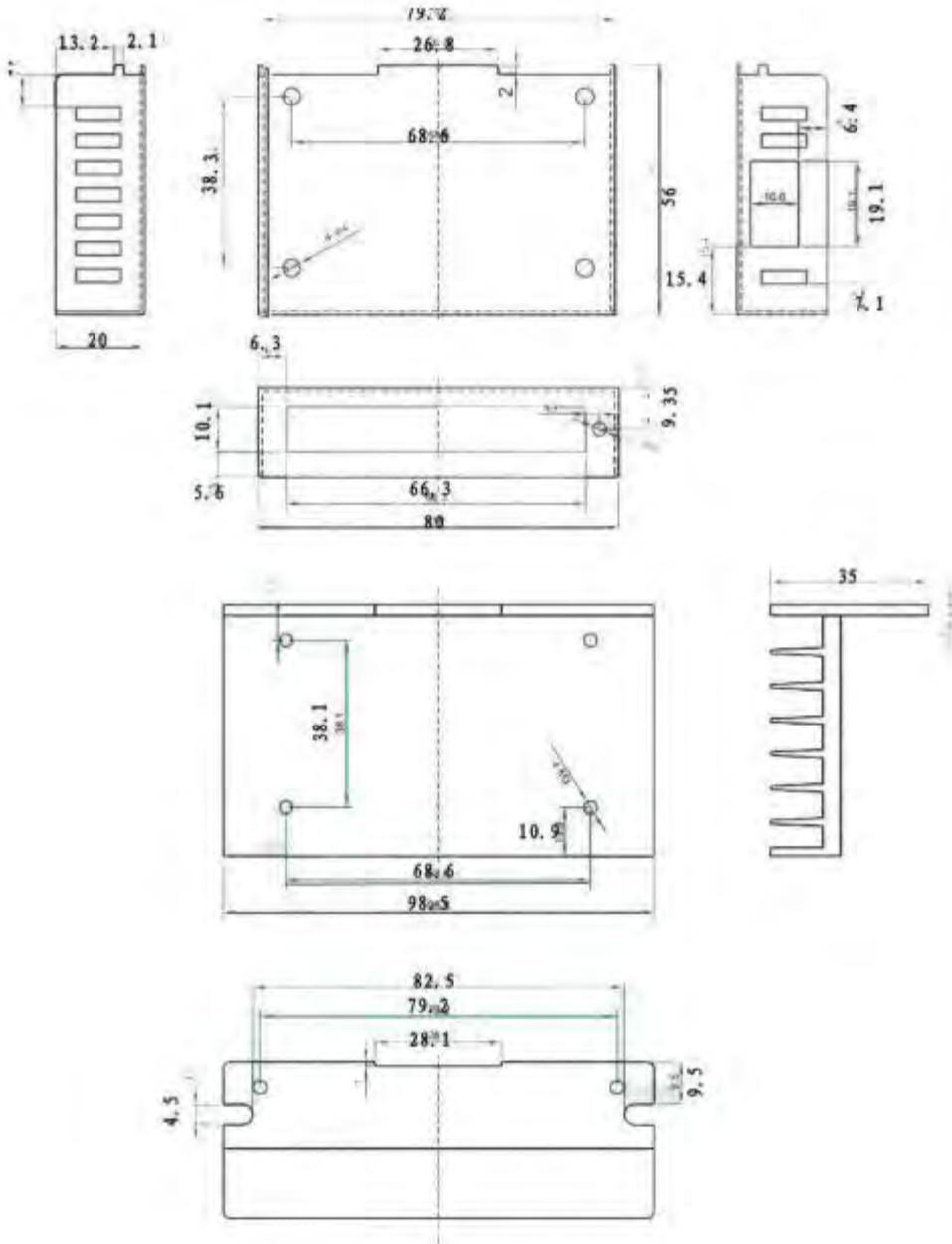
2. Q: After connected the power, why the motor doesn't work? The PWR Led has been ON.

A: Please check the power supply, it must higher than 9V. And make sure the I/O limited current is higher than 5mA

3. Q: How do we know the right order of the stepper motor?

A: Please check the motor specification, it show you the right order. Or you can measure it with a multimeter.

7. Dimension (96*56*33)

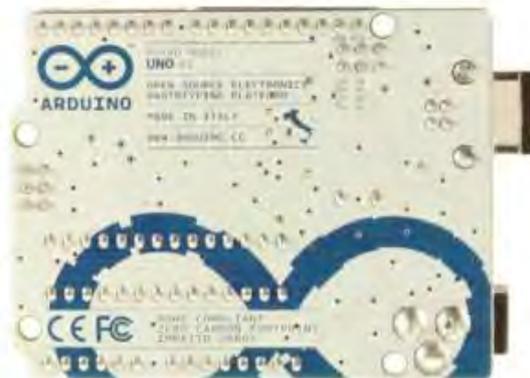


Anexo H. Especificaciones técnicas del ARDUINO UNO

Arduino Uno



Arduino Uno R3 Front



Arduino Uno R3 Back



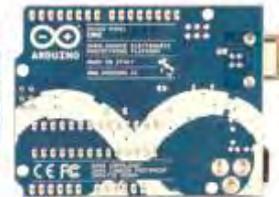
Arduino Uno R2 Front



Arduino Uno SMD



Arduino Uno Front



Arduino Uno Back

Overview

The Arduino Uno is a microcontroller board based on the ATmega328 ([datasheet](#)). It has 14 digital input/output pins (of which 6 can be used as PWM outputs), 6 analog inputs, a 16 MHz ceramic resonator, a USB connection, a power jack, an ICSP header, and a reset button. It contains everything needed to support the microcontroller; simply connect it to a computer with a USB cable or power it with a AC-to-DC adapter or battery to get started.

The Uno differs from all preceding boards in that it does not use the FTDI USB-to-serial driver chip. Instead, it features the Atmega16U2 (Atmega8U2 up to version R2) programmed as a USB-to-serial converter.

[Revision 2](#) of the Uno board has a resistor pulling the 8U2 HWB line to ground, making it easier to put into [DFU mode](#).

[Revision 3](#) of the board has the following new features:

- 1.0 pinout: added SDA and SCL pins that are near to the AREF pin and two other new pins placed near to the RESET pin, the IOREF that allow the shields to adapt to the voltage provided from the board. In future, shields will be compatible both with the board that use the AVR, which operate with 5V and with the Arduino Due that operate with 3.3V. The second one is a not connected pin, that is reserved for future purposes.
- Stronger RESET circuit.
- Atmega 16U2 replace the 8U2.

"Uno" means one in Italian and is named to mark the upcoming release of Arduino 1.0. The Uno and version 1.0 will be the reference versions of Arduino, moving forward. The Uno is the latest in a series of USB Arduino boards, and the reference model for the Arduino platform; for a comparison with previous versions, see the [index of Arduino boards](#).

Input Voltage (limits)	6-20V
Digital I/O Pins	14 (of which 6 provide PWM output)
Analog Input Pins	6
DC Current per I/O Pin	40 mA
DC Current for 3.3V Pin	50 mA
Flash Memory	32 KB (ATmega328) of which 0.5 KB used by bootloader
SRAM	2 KB (ATmega328)
EEPROM	1 KB (ATmega328)
Clock Speed	16 MHz

Schematic & Reference Design

EAGLE files: [arduino-uno-Rev3-reference-design.zip](#) (NOTE: works with Eagle 6.0 and newer)

Schematic: [arduino-uno-Rev3-schematic.pdf](#)

Note: The Arduino reference design can use an Atmega8, 168, or 328, Current models use an ATmega328, but an Atmega8 is shown in the schematic for reference. The pin configuration is identical on all three processors.

Power

The Arduino Uno can be powered via the USB connection or with an external power supply. The power source is selected automatically.

External (non-USB) power can come either from an AC-to-DC adapter (wall-wart) or battery. The adapter can be connected by plugging a 2.1mm center-positive plug into the board's power jack. Leads from a battery can be inserted in the Gnd and Vin pin headers of the POWER connector.

The board can operate on an external supply of 6 to 20 volts. If supplied with less than 7V, however, the 5V pin may supply less than five volts and the board may be unstable. If using more than 12V, the voltage regulator may overheat and damage the board. The recommended range is 7 to 12 volts.

The power pins are as follows:

- **VIN.** The input voltage to the Arduino board when it's using an external power source (as opposed to 5 volts from the USB connection or other regulated power source). You can supply voltage through this pin, or, if supplying voltage via the power jack, access it through this pin.
- **5V.** This pin outputs a regulated 5V from the regulator on the board. The board can be supplied with power either from the DC power jack (7 - 12V), the USB connector (5V), or the VIN pin of the board (7-12V). Supplying voltage via the 5V or 3.3V pins bypasses the regulator, and can damage your board. We don't advise it.
- **3V3.** A 3.3 volt supply generated by the on-board regulator. Maximum current draw is 50 mA.
- **GND.** Ground pins.

Memory

The ATmega328 has 32 KB (with 0.5 KB used for the bootloader). It also has 2 KB of SRAM and 1 KB of EEPROM (which can be read and written with the [EEPROM library](#)).

Input and Output

Each of the 14 digital pins on the Uno can be used as an input or output, using [pinMode\(\)](#), [digitalWrite\(\)](#), and [digitalRead\(\)](#) functions. They operate at 5 volts. Each pin can provide or receive a maximum of 40 mA and has an internal pull-up resistor (disconnected by default) of 20-50 kOhms. In addition, some pins have specialized functions:

- **Serial: 0 (RX) and 1 (TX).** Used to receive (RX) and transmit (TX) TTL serial data. These pins are connected to the corresponding pins of the ATmega8U2 USB-to-TTL Serial chip.
- **External Interrupts: 2 and 3.** These pins can be configured to trigger an interrupt on a low value, a rising or falling edge, or a change in value. See the [attachInterrupt\(\)](#) function for details.
- **PWM: 3, 5, 6, 9, 10, and 11.** Provide 8-bit PWM output with the [analogWrite\(\)](#) function.

Anexo I. Catálogo de motor a pasos (NEMA 23)

1.8° 57mm 2phase Square hybrid stepper motor NEMA23/ 24v stepper motor/ 1.9N.M step motor /2.8N.m high torque nema23 hybrid stepping motor/ 1.2N.m stepping motor with CE certification



2.

Place of Origin:	Changzhou, China
Brand Name:	JK
Model Number:	JK57HS,57BYGH
Certification:	CE,ROHS ,ISO9001

3.

Minimum Order Quantity:	1PCS~5PCS
Price:	US\$5~US\$20
Packaging Details:	EXPORT CARTON

Delivery Time:	FOR SAMPLES , 7-10 days For batch . 15-25days.
Payment Terms:	T/T,L/C, PAYPAL, Western union,
Supply Ability:	100000pcs/month

4.

Description:

NEMA23 stepping motor , 57mm square stepper motor .

1.5N.m Stepper motor , high torque stepper motor with 57mm size .

1.8N.m stepping motor ,

Applications:

Use for robots stepper motor, electronic automatic equipment stepping motor ,

medical instrument stepping motor,

advertisement instrument stepper motor, lighting& audio equipment stepper

motor ,printer stepper motor, textile machinery stepper motor.

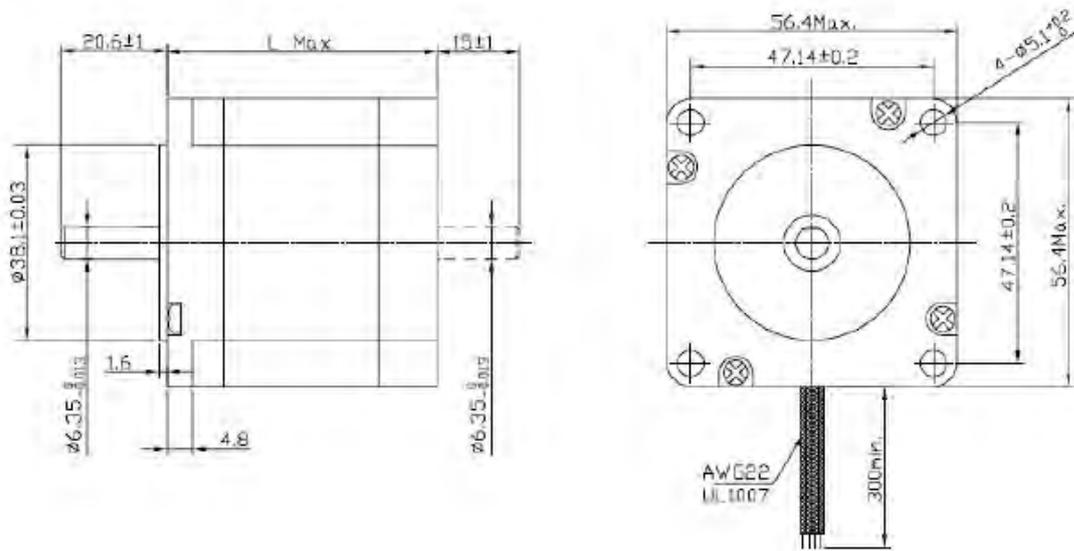
Cnc router stepper motor.

Specifications:

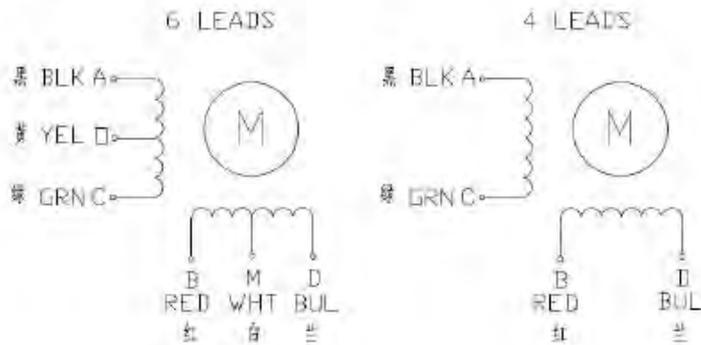
Model No.	Step Angle	Motor Length	Current /Phase	Resistance /Phase	Inductance /Phase	Holding Torque	# of Leads	Detent Torque	Rotor Inertia	Mass
	(°)	(L)mm	A	Ω	mH	N.m	No.	g.cm	g.cm ²	Kg
JK57HS41-1006	1.8	41	1	5.2	5.5	0.39	6	250	150	0.47
JK57HS41-2006	1.8	41	2	1.4	1.4	0.39	6	250	150	0.47
JK57HS41-3006	1.8	41	3	0.63	0.6	0.39	6	250	150	0.47
JK57HS41-2804	1.8	41	2.8	0.7	1.4	0.55	4	250	150	0.47
JK57HS51-1006	1.8	51	1	6.6	8.2	0.72	6	300	230	0.59
JK57HS51-2006	1.8	51	2	1.65	2.2	0.72	6	300	230	0.59
JK57HS51-3006	1.8	51	3	0.74	0.9	0.72	6	300	230	0.59
JK57HS51-2804	1.8	51	2.8	0.83	2.2	1.01	4	350	280	0.68
JK57HS56-1006	1.8	56	1	7.4	10	0.9	6	350	280	0.68
JK57HS56-2006	1.8	56	2	1.8	2.5	0.9	6	350	280	0.68
JK57HS56-3006	1.8	56	3	0.75	1.1	0.9	6	350	280	0.68
JK57HS56-2804	1.8	56	2.8	0.9	2.5	1.26	4	350	280	0.68
JK57HS76-1006	1.8	76	1	8.6	14	1.35	6	600	440	1.1
JK57HS76-2006	1.8	76	2	2.25	3.6	1.35	6	600	440	1.1
JK57HS76-3006	1.8	76	3	1	1.6	1.35	6	600	440	1.1
JK57HS76-2804	1.8	76	2.8	1.13	3.6	1.89	4	600	440	1.1
JK57HS82-3004	1.8	82	3.0	1.2	4	2.2	4	1000	600	1.2

JK57HS82-5004	1.8	82	5	0.6	1.5	2.2	4	1000	600	1.2
JK57HS112-3004	1.8	112	3.0	1.6	6.8	2.8	4	1200	800	1.4
JK57HS112-4204	1.8	112	4.2	0.9	3.8	2.8	4	1200	800	1.4

Dimensions:
(Unit=mm)

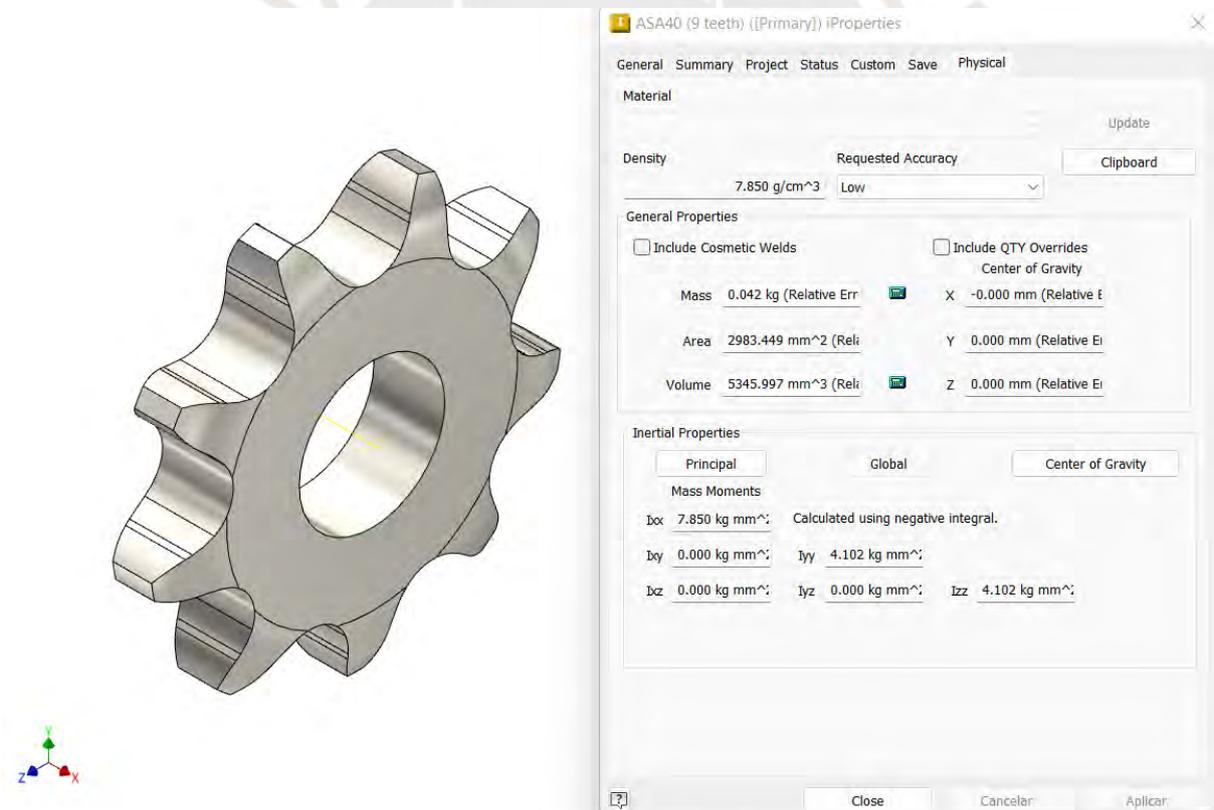
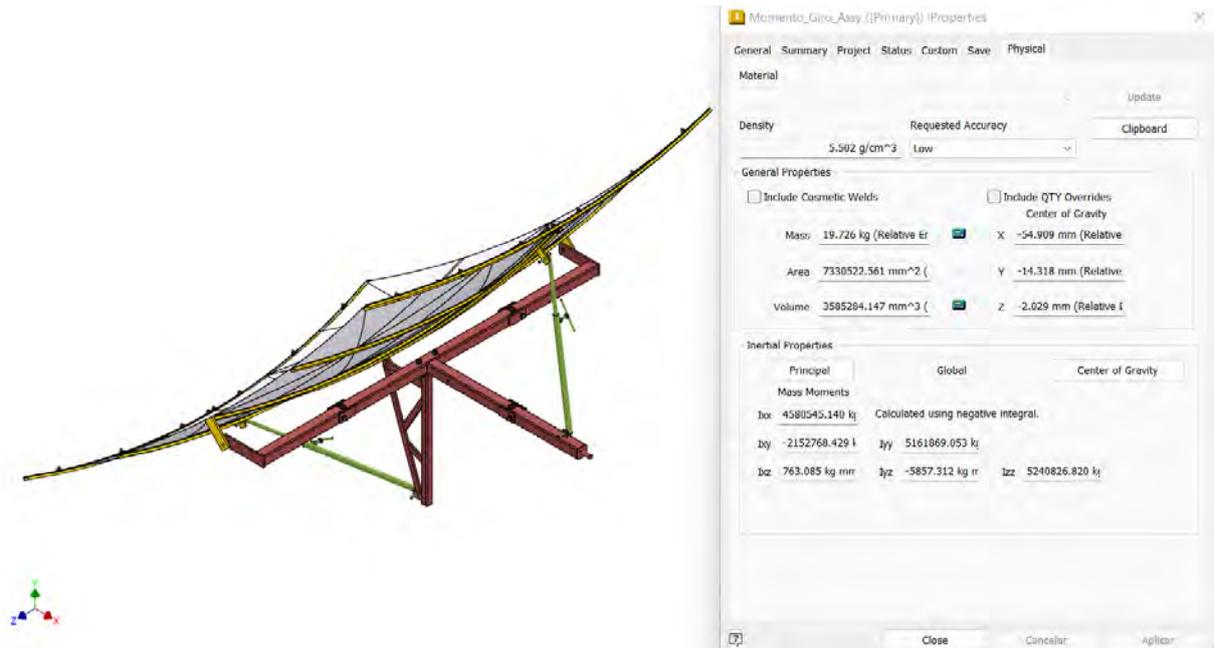


Wiring Diagram:



Matching Stepper motor Driver: JK1545, JK0230

Anexo J. Momentos de Inercia obtenidos con Autodesk Inventor





ASA40 (36 teeth) ([Primary]) Properties

General Summary Project Status Custom Save Physical

Material Update

Density 7.850 g/cm³ Requested Accuracy Low Clipboard

General Properties

Include Cosmetic Welds Include QTY Overrides

Center of Gravity

Mass	0.498 kg (Relative Err)	X	-0.000 mm (Relative E)
Area	21579.818 mm ² (Re)	Y	-0.000 mm (Relative E)
Volume	63469.678 mm ³ (Re)	Z	0.000 mm (Relative E)

Inertial Properties

Principal Global Center of Gravity

Mass Moments

Calculated using negative integral.

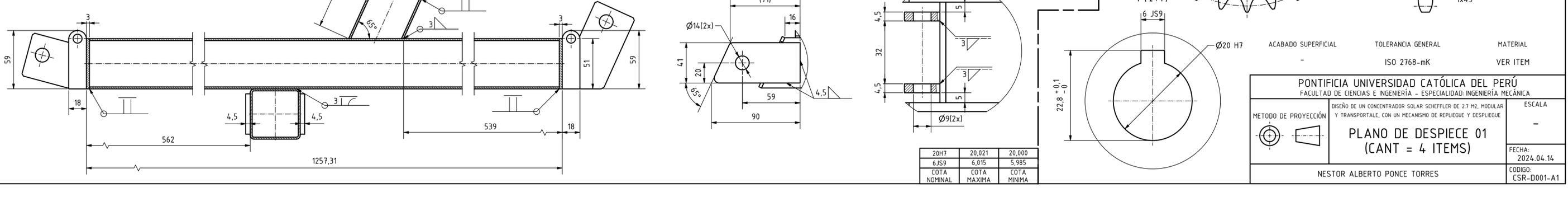
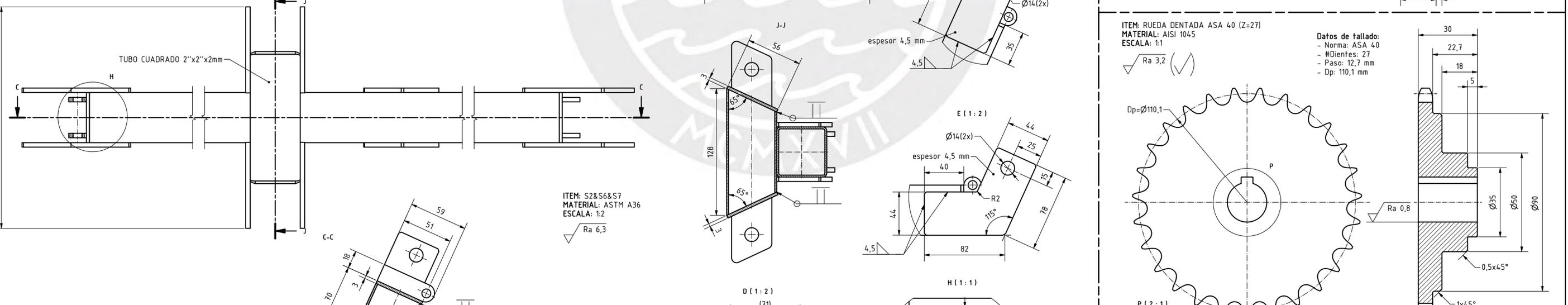
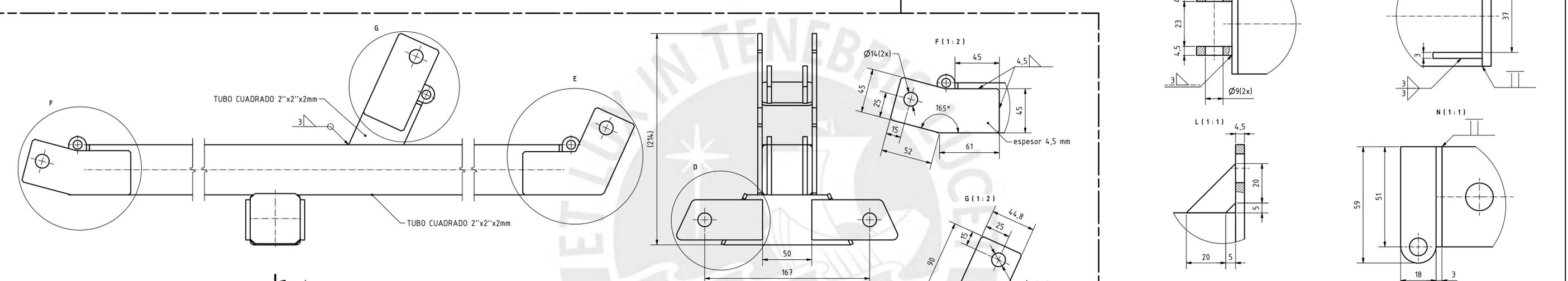
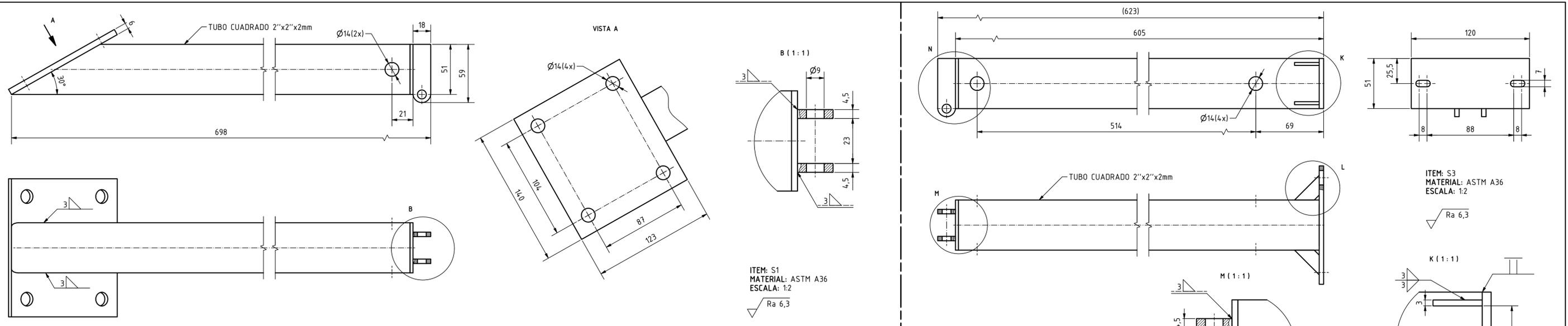
Ixx	727.658 kg mm ⁴	Iyy	366.020 kg mm ⁴
Ixy	-0.000 kg mm ⁴	Iyz	0.001 kg mm ⁴
Ixz	0.000 kg mm ⁴	Izz	366.020 kg mm ⁴

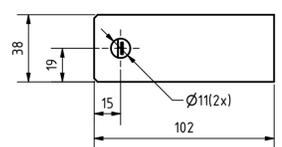
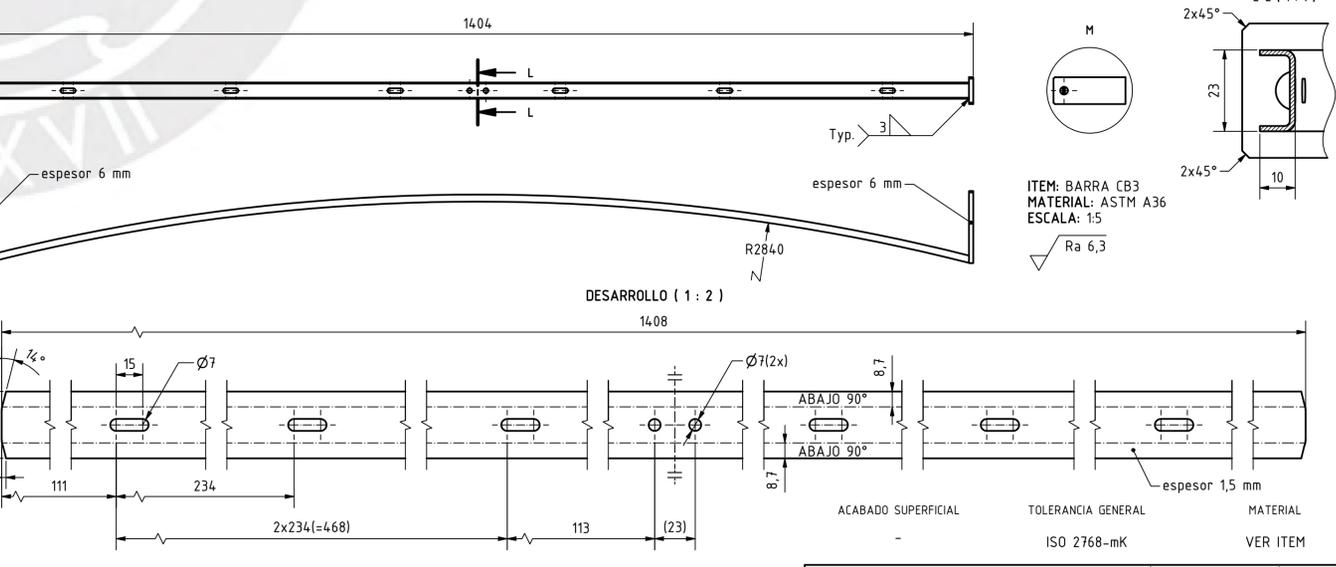
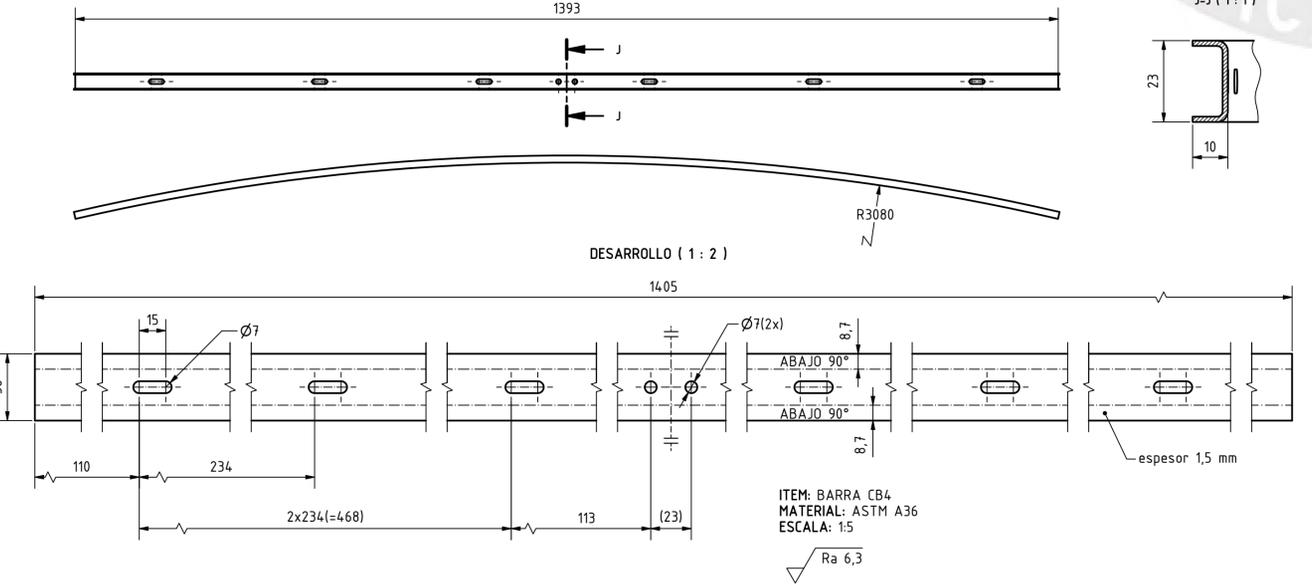
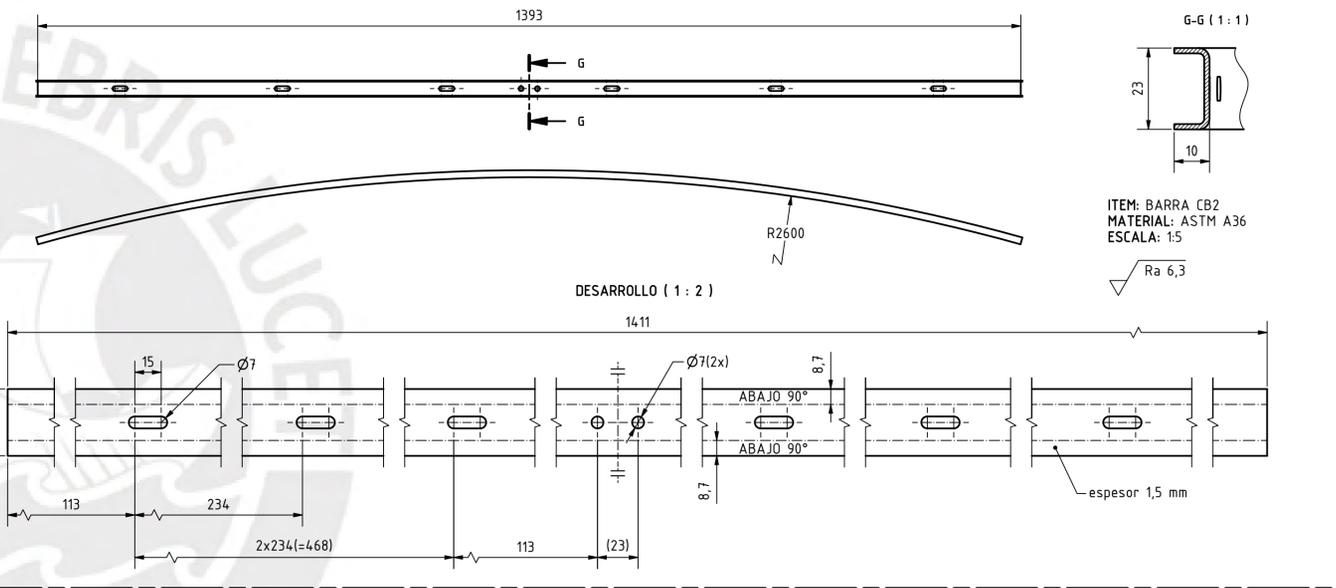
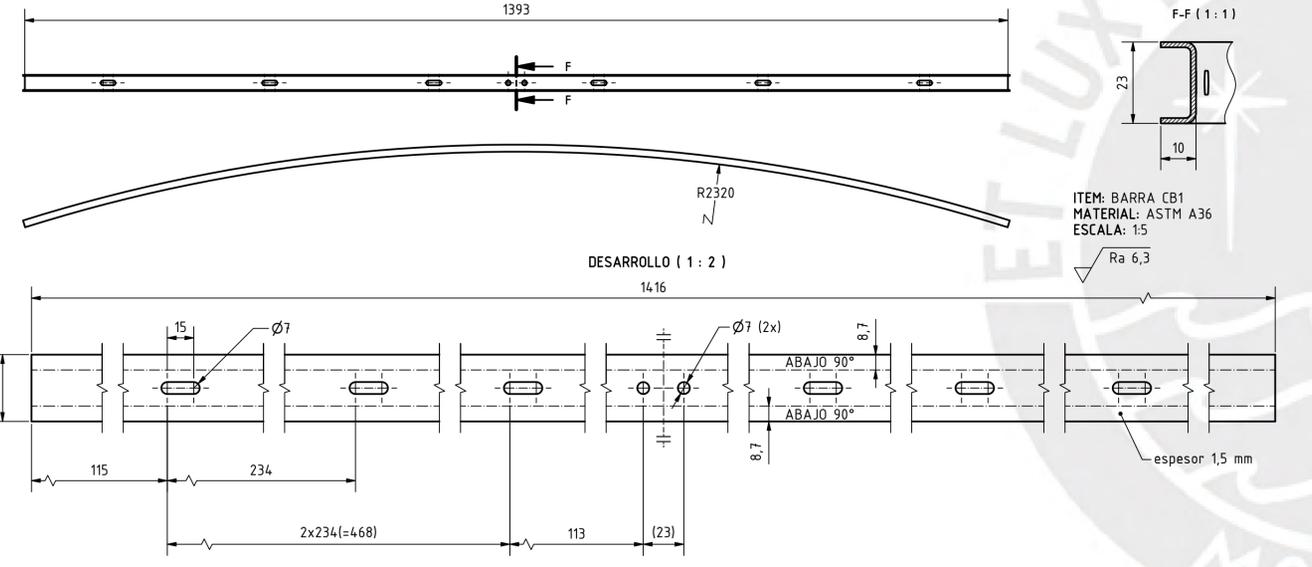
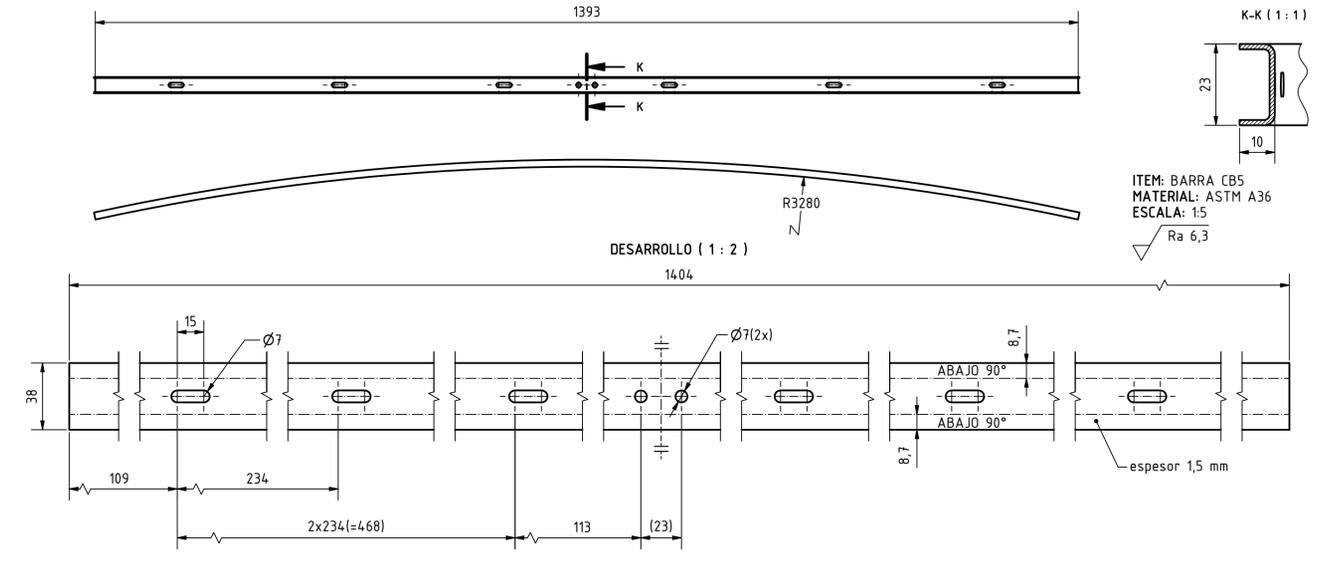
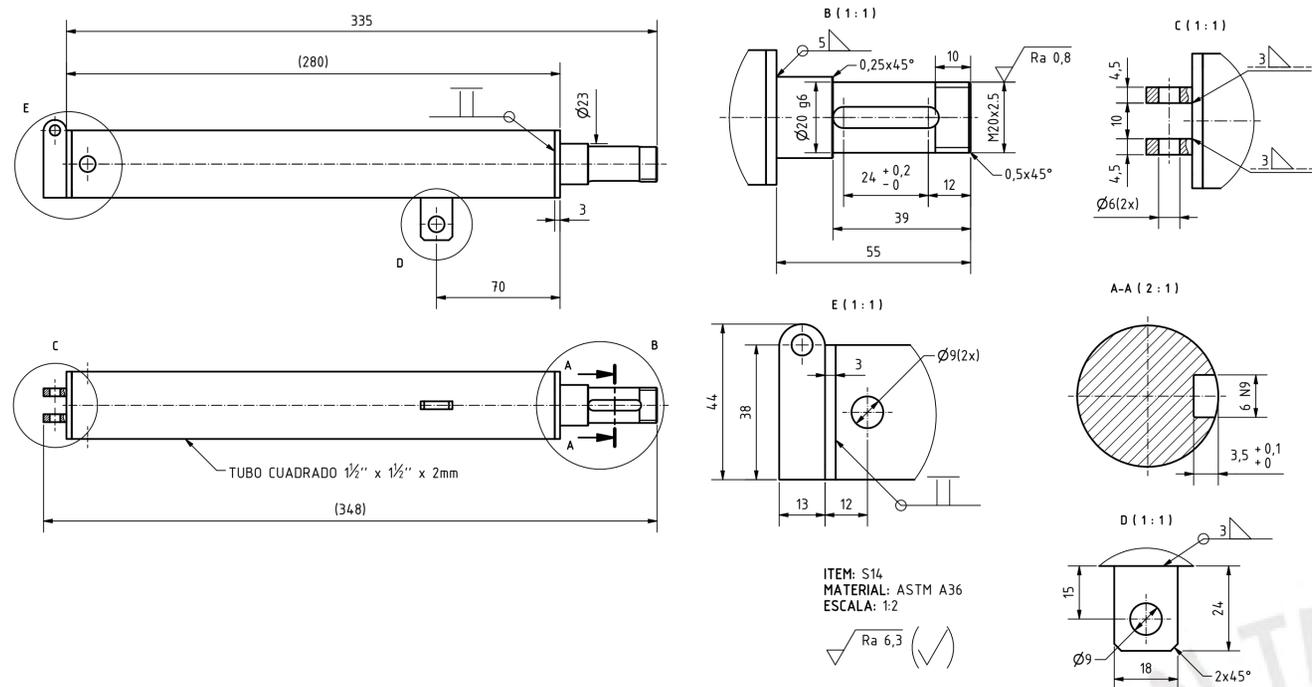
Close Cancelar Aplicar



Anexo K. Planos de fabricación y ensamble







20g6	20,009	19,996
6N9	6,000	5,970
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: INGENIERÍA MECÁNICA

METODO DE PROYECCIÓN:

DISEÑO DE UN CONCENTRADOR SOLAR SCHEFFLER DE 2,7 M2, MODULAR Y TRANSPORTABLE, CON UN MECANISMO DE PLEGUE Y DESPLIEGUE

ESCALA: -

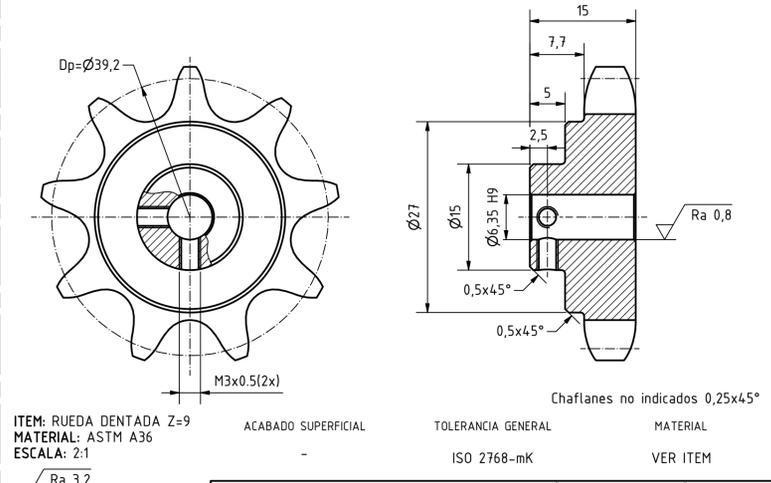
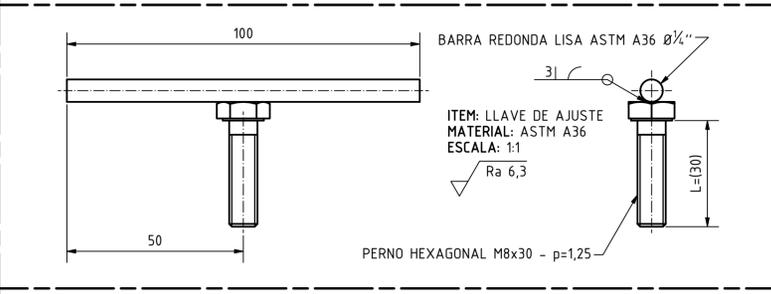
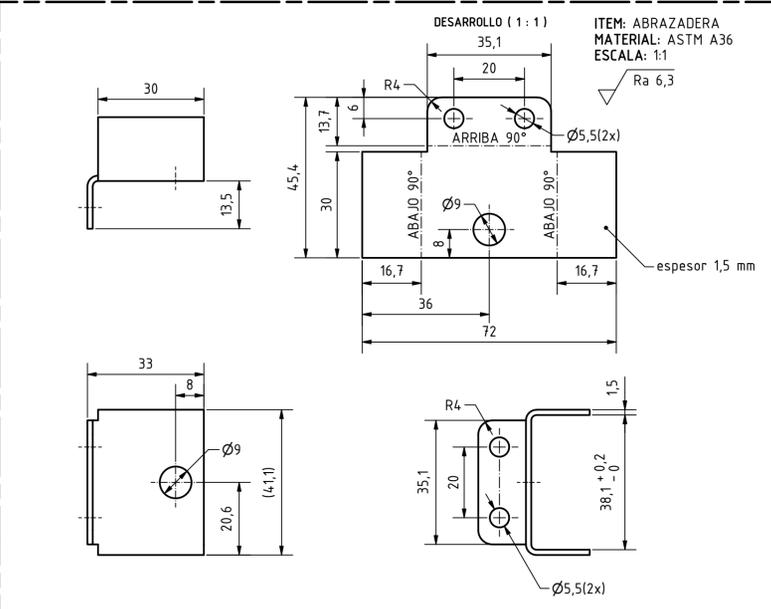
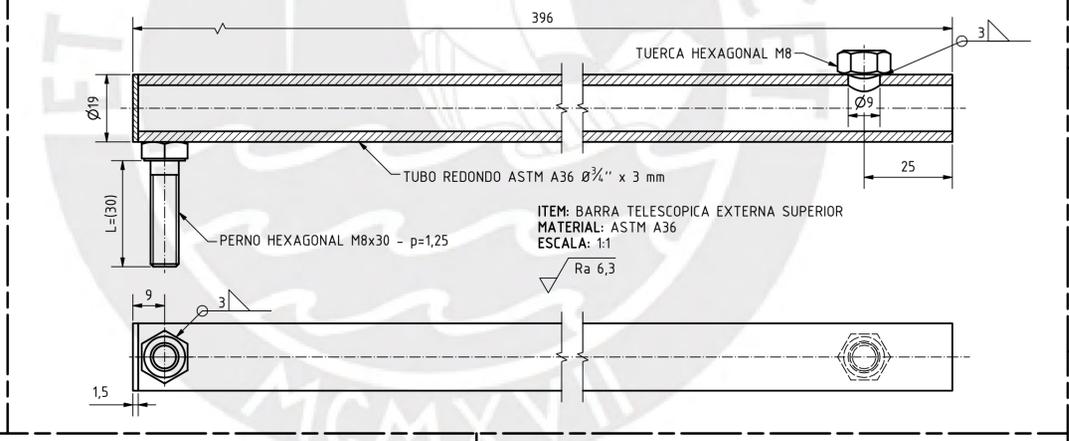
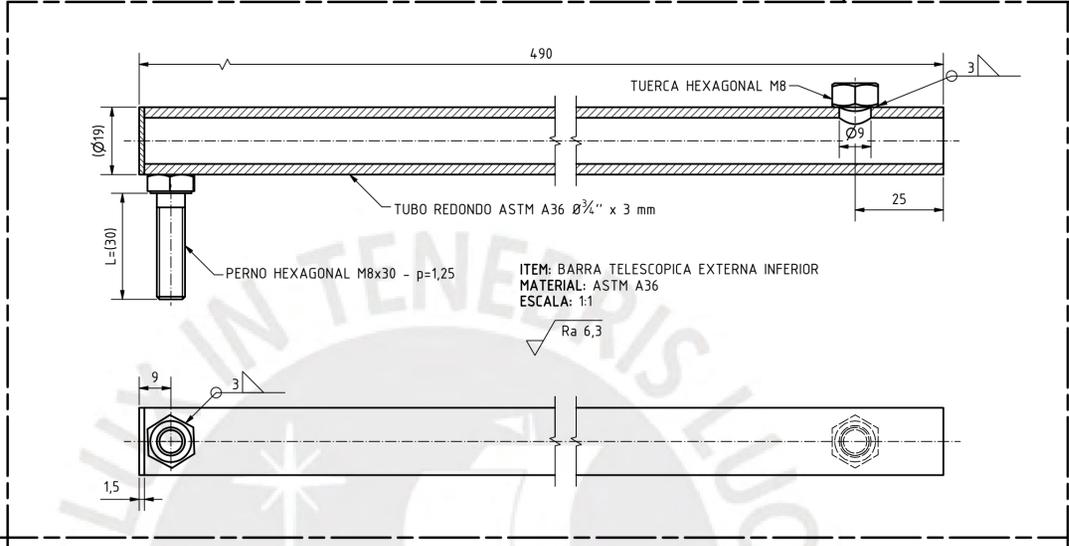
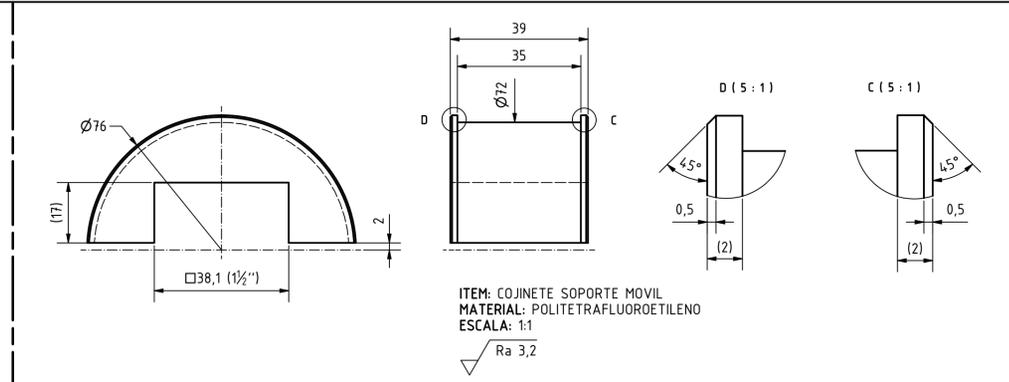
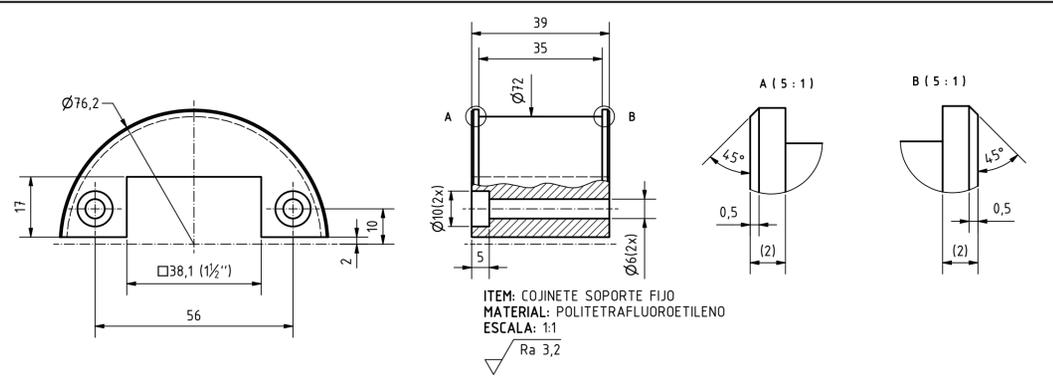
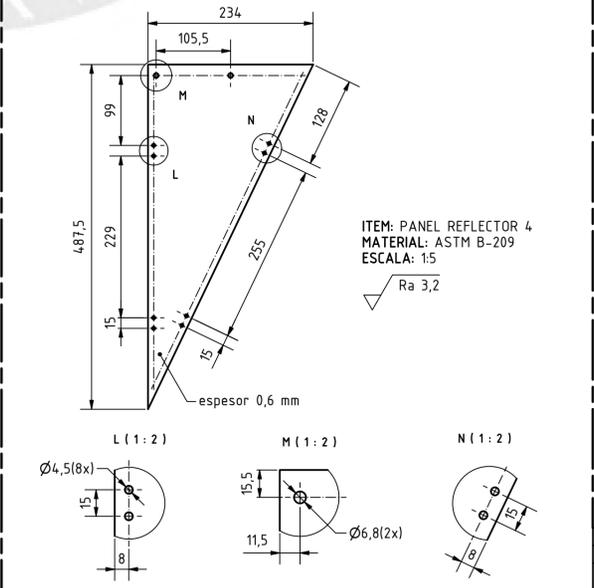
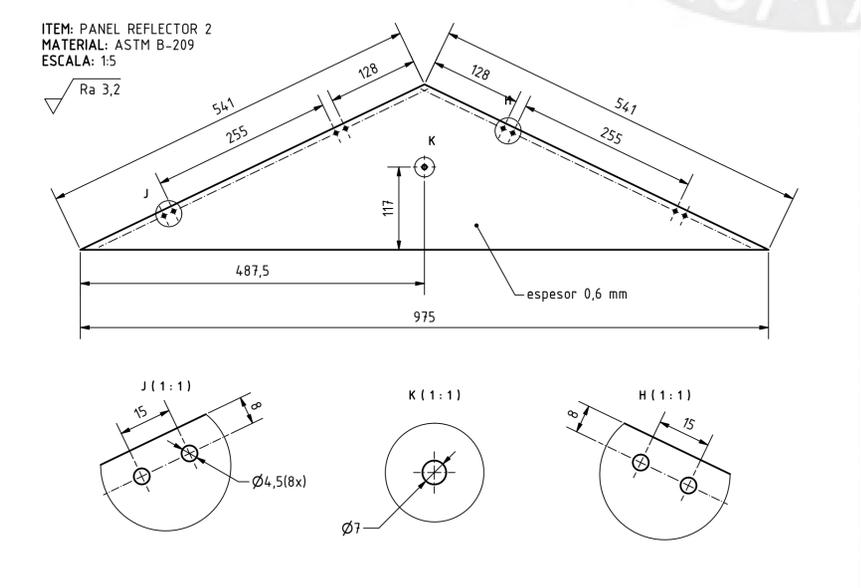
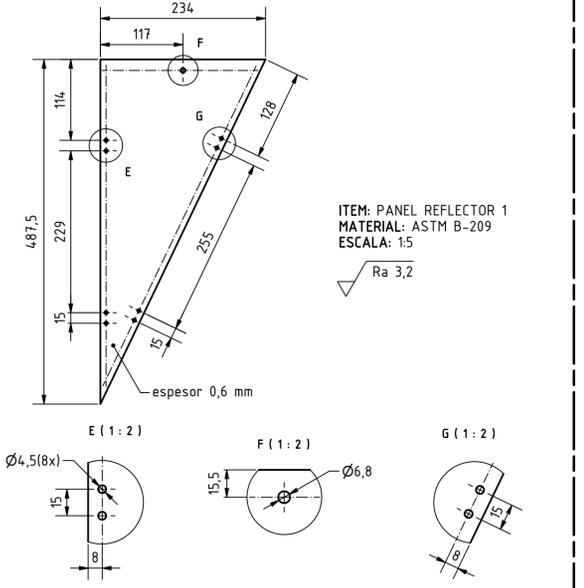
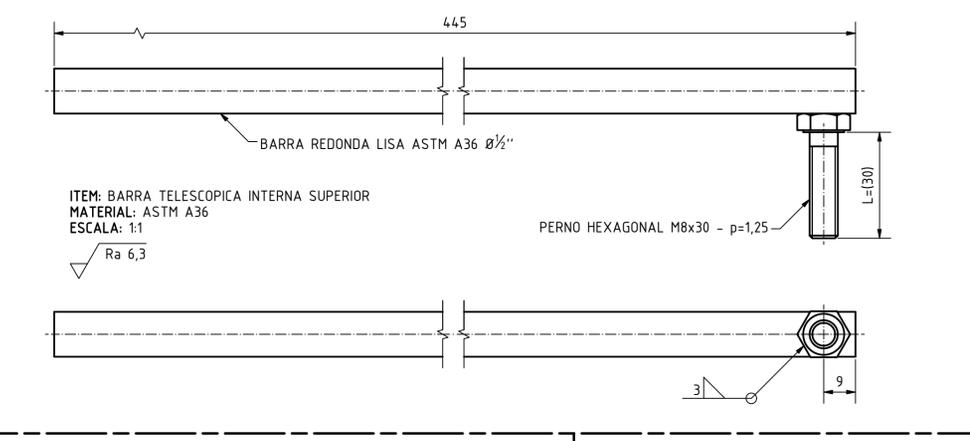
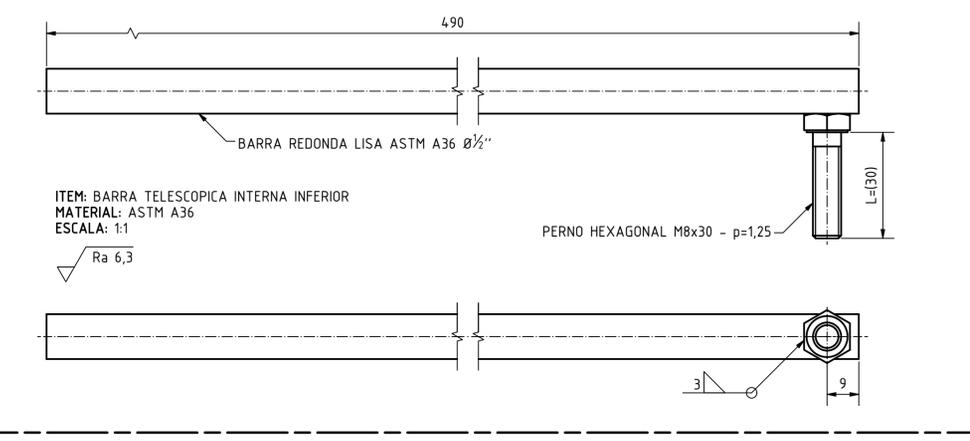
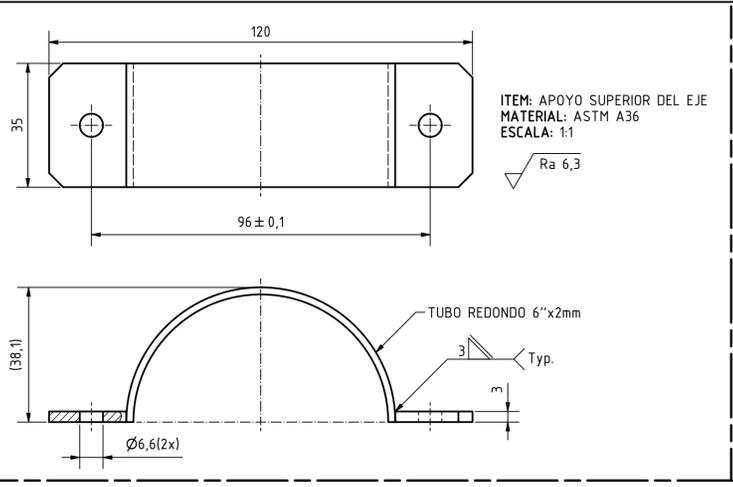
FECHA: 2024.04.14

PLANO DE DESPIECE 03
(CANT = 6 ITEMS)

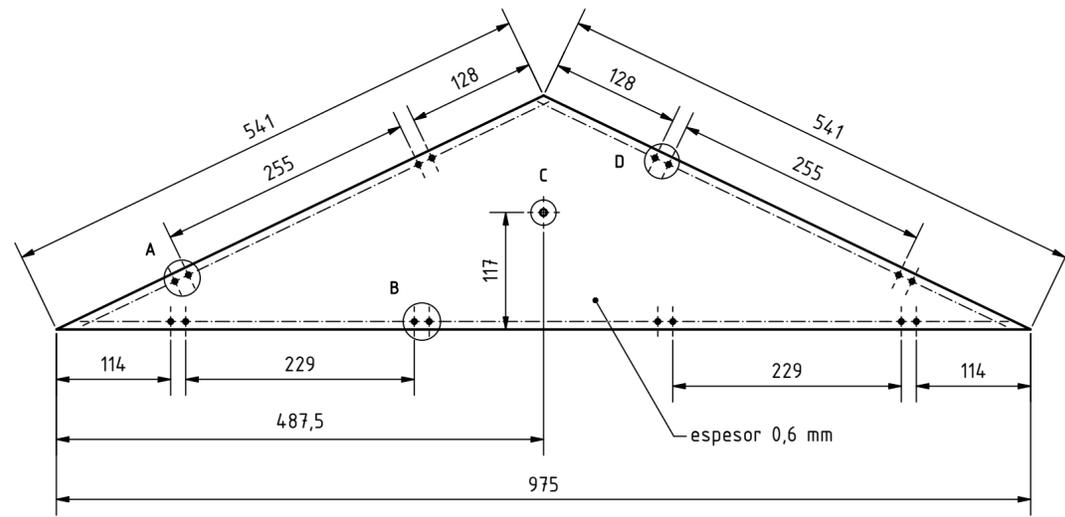
FECHA: 2024.04.14

NESTOR ALBERTO PONCE TORRES

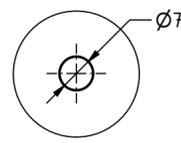
CODIGO: CSR-D003-A1



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ		
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: INGENIERÍA MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN	DISÑO DE UN CONCENTRADOR SOLAR SCHEFFER DE 2.7 M2, MODULAR Y TRANSPORTALE, CON UN MECANISMO DE REPLIEGUE Y DESPLIEGUE	ESCALA
	PLANO DE DESPIECE 05 (CANT = 13 ITEMS)	FECHA: 2024.04.14
6h9	6,000	5,970
6,35H9	6,386	6,350
COTA NOMINAL	COTA MAXIMA	COTA MINIMA
NESTOR ALBERTO PONCE TORRES		
CODIGO: CSR-D005-A1		

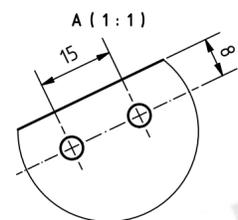


C (1:1)

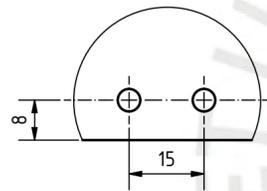


ITEM: PANEL REFLECTOR 3
MATERIAL: ASTM B-209
ESCALA: 1:5

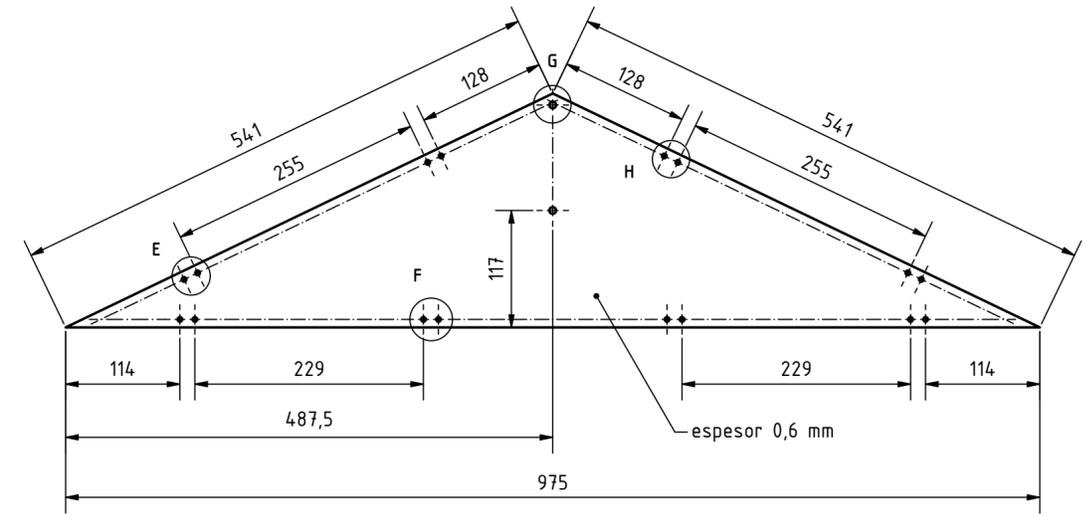
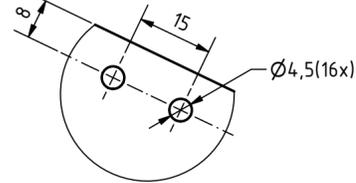
Ra 3,2



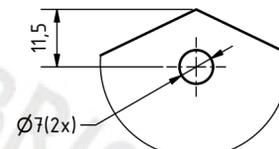
B (1:1)



D (1:1)

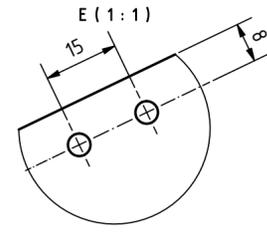


G (1:1)

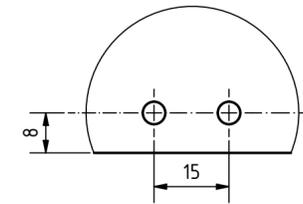


ITEM: PANEL REFLECTOR 5
MATERIAL: ASTM B-209
ESCALA: 1:5

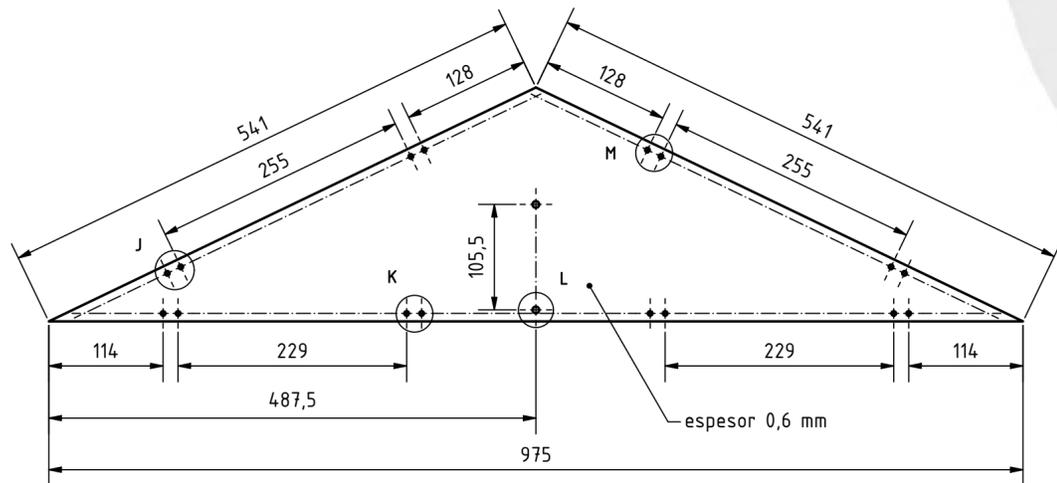
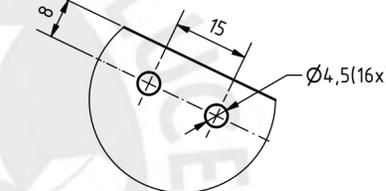
Ra 3,2



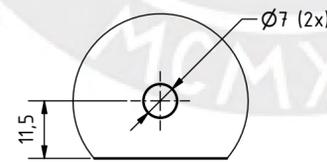
F (1:1)



H (1:1)

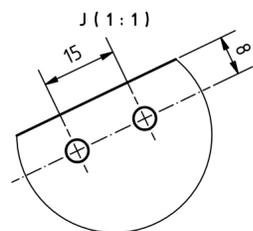


L (1:1)

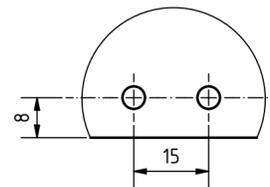


ITEM: PANEL REFLECTOR 6
MATERIAL: ASTM B-209
ESCALA: 1:5

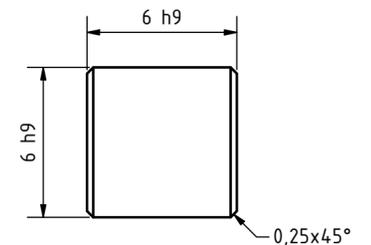
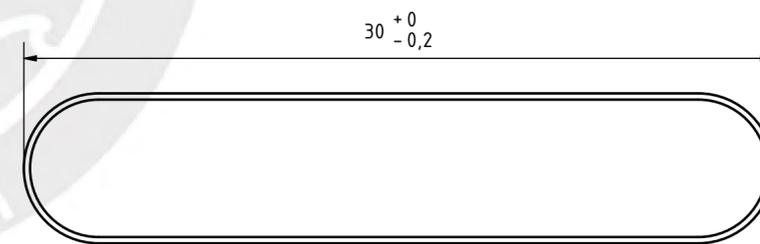
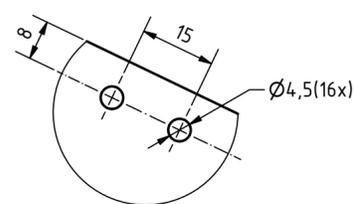
Ra 3,2



K (1:1)



M (1:1)



ITEM: CHAVETA 6 X 6 X 30
MATERIAL: AISI 1045
ESCALA: 5:1

Ra 1,6

ACABADO SUPERFICIAL

TOLERANCIA GENERAL

MATERIAL

-

ISO 2768-mK

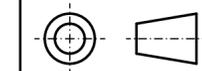
VER ITEM

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: INGENIERÍA MECÁNICA

METODO DE PROYECCIÓN

DISEÑO DE UN CONCENTRADOR SOLAR SCHEFFLER DE 2.7 M2, MODULAR Y TRANSPORTABLE, CON UN MECANISMO DE REPLIEGUE Y DESPLIEGUE

ESCALA

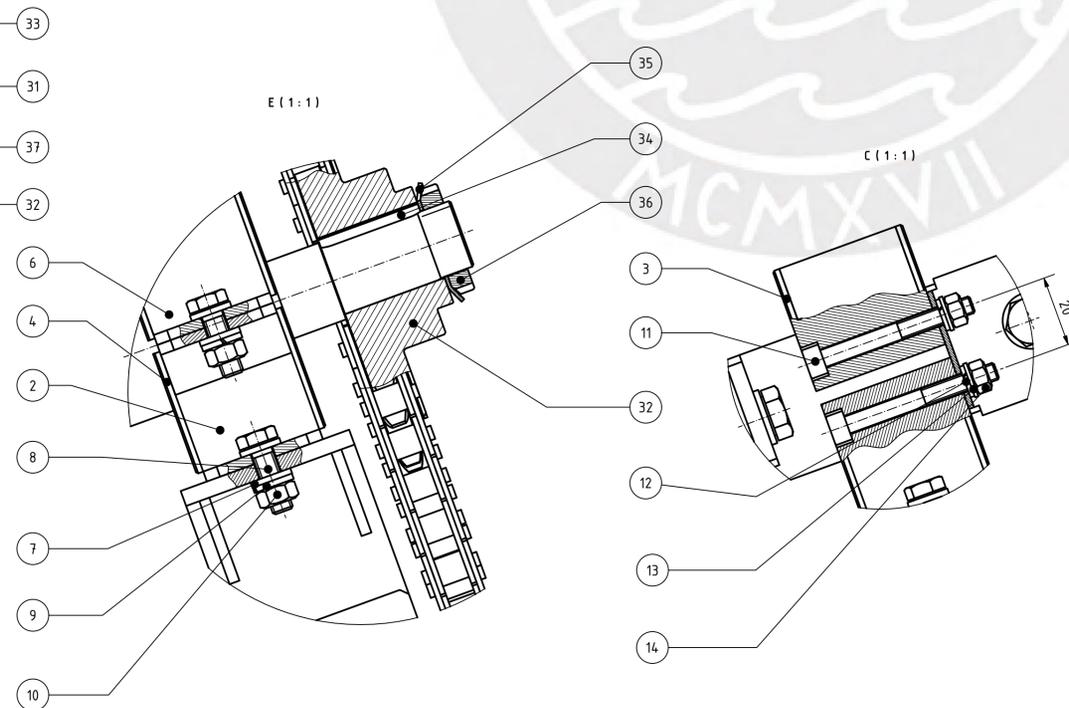
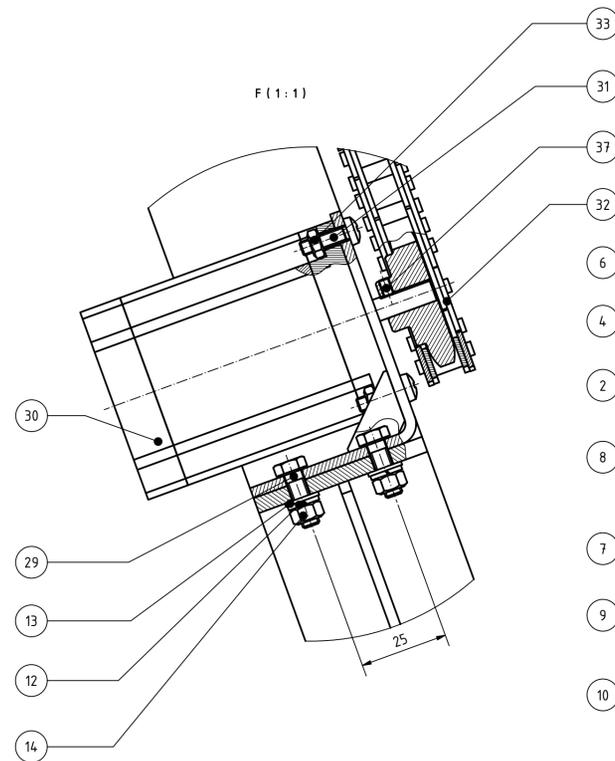
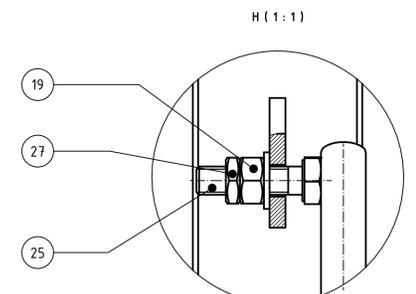
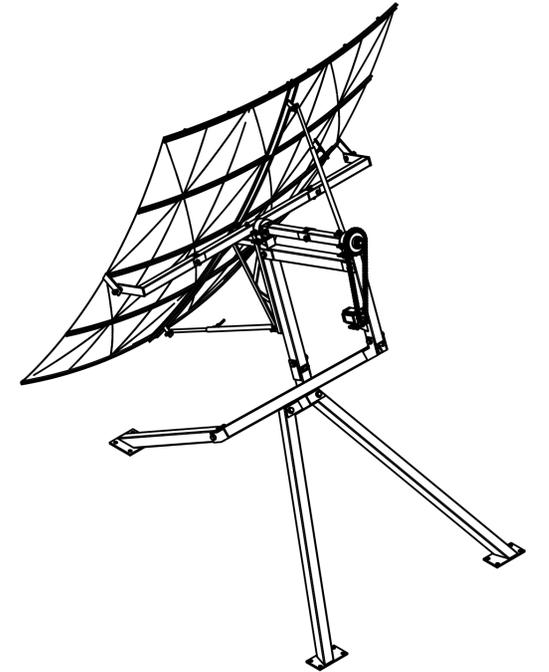
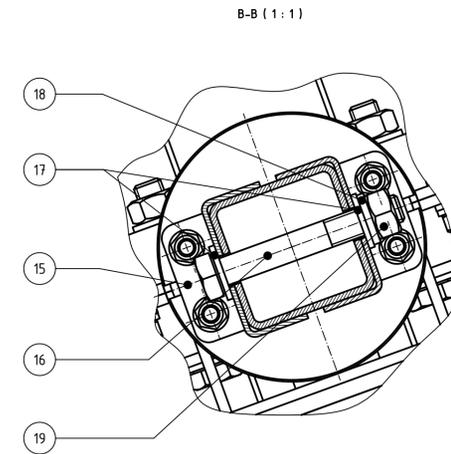
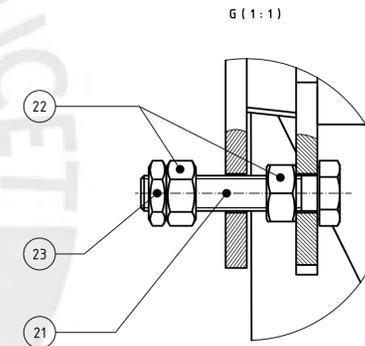
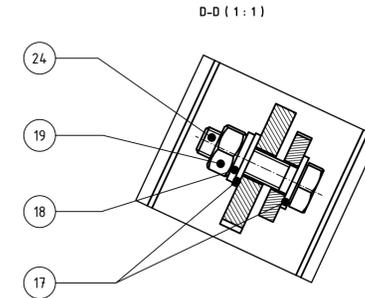
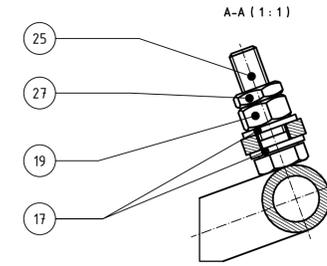
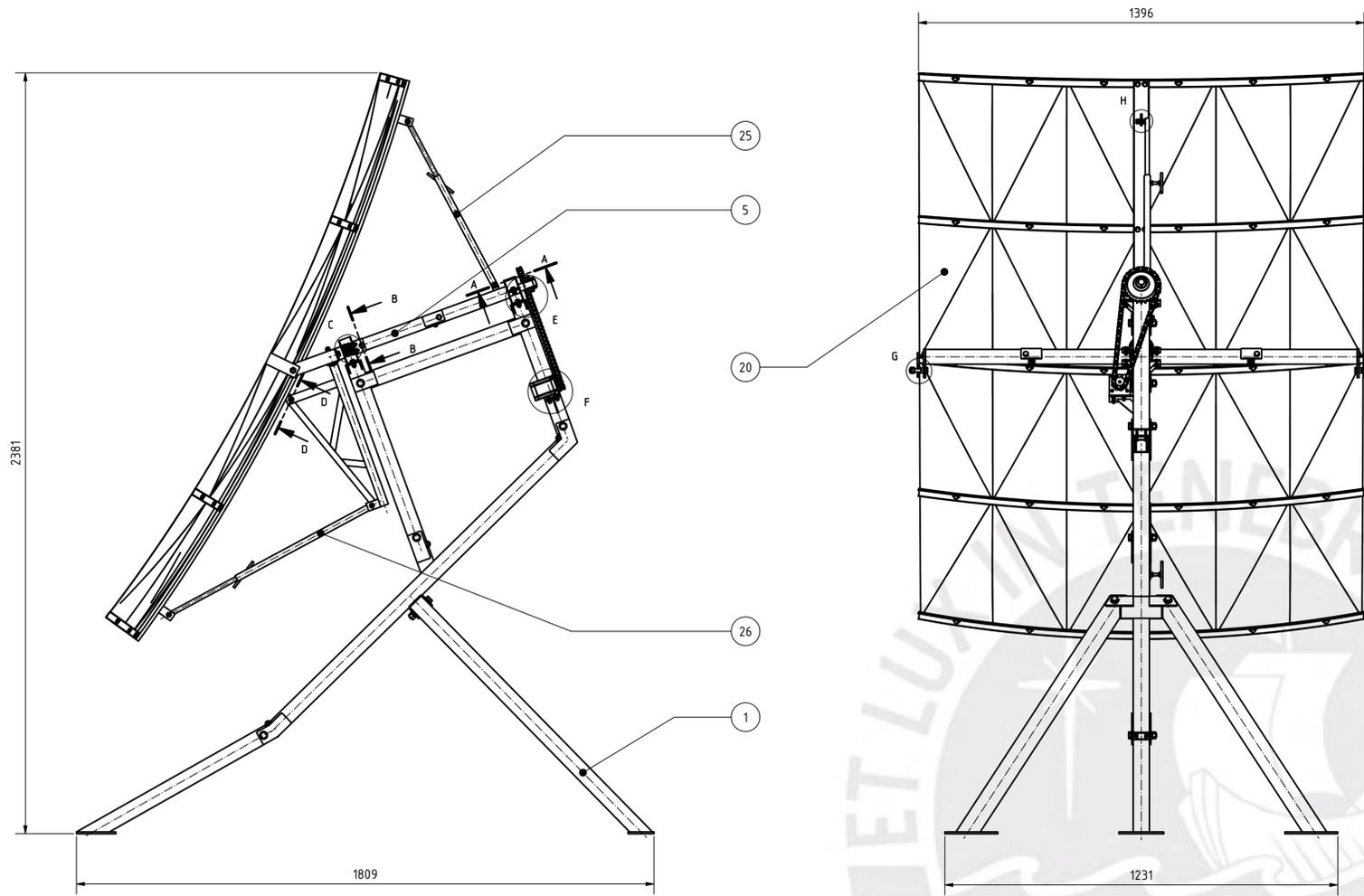


PLANO DE DESPIECE 06
(CANT = 4 ITEMS)

FECHA:
2024.04.14

NESTOR ALBERTO PONCE TORRES

CODIGO:
CSR-D006-A2



POS.	CANT.	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
37	2	PRISIONERO M3 x 5	DIN 913	B.8	
36	1	TUERCA DE FIJACION KM4	DIN 981	8	
35	1	ARANDELA DE FIJACION MB4	DIN 5406	Sf	
34	1	CHAVETA 6 x 6 x 30	DIN 6885 A	AlSi 1045	CSR-D006-A2
33	4	TUERCA HEXAGONAL M4	DIN 934	8	
32	1	ENSAMBLE CADENA - PIONES			CSR-E008-A4
31	4	TORNILLO DE CABEZA REDONDA H M4 x 14	DIN 7985	B.8	
30	1	MOTOR A PASOS NEMA23 T=1.89 Nm			
29	4	TORNILLO HEXAGONAL M5 x 16	DIN 933	B.8	
28	1	SOPORTE MOTOR PP NEMA23		ASTM A36	CSR-D004-A1
27	4	TUERCA HEXAGONAL PERIL BAJO M8	DIN 936	8	
26	1	BARRA TELESCOPICA INFERIOR			CSR-E007-A4
25	1	BARRA TELESCOPICA SUPERIOR			CSR-E006-A4
24	1	TORNILLO HEXAGONAL M8 x 30	DIN 933	B.8	
23	2	TUERCA HEXAGONAL PERIL BAJO M10	DIN 936	8	
22	4	TUERCA HEXAGONAL M10	DIN 934	8	
21	2	TORNILLO HEXAGONAL M10 x 50	DIN 933	B.8	
20	1	REFLECTOR			CSR-E004-A3
19	6	TUERCA HEXAGONAL M8	DIN 934	8	
18	2	ARANDELA DE PRESION M8	DIN 127	Sf	
17	8	ARANDELA PLANA A8.4	DIN 125	Sf	
16	1	TORNILLO HEXAGONAL M8 x 55	DIN 931	B.8	
15	2	ABRAZADERA		ASTM A36	CSR-D005-A1
14	8	TUERCA HEXAGONAL M5	DIN 934	8	
13	8	ARANDELA PLANA A5.3	DIN 125	Sf	
12	8	ARANDELA DE PRESION M5	DIN 127	Sf	
11	4	PERNO SOCKET M5 x 45	DIN 912	B.8	
10	8	TUERCA HEXAGONAL M6	DIN 934	8	
9	8	ARANDELA DE PRESION M6	DIN 127	Sf	
8	8	TORNILLO HEXAGONAL M6x20	DIN 933	B.8	
7	16	ARANDELA PLANA A6.4	DIN 125		
6	2	APOYO SUPERIOR DEL EJE		ASTM A36	CSR-D005-A1
5	1	EJE DE SEGUIMIENTO SOLAR			CSR-E003-A3
4	2	COJINETE PARTIDO MOVIL		PTFE	CSR-D005-A1
3	2	COJINETE PARTIDO FIJO		PTFE	CSR-D005-A1
2	2	APOYO INFERIOR DEL EJE		ASTM A36	CSR-D004-A1
1	1	ESTRUCTURA BASE			CSR-E002-A2

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: INGENIERIA MECANICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN: DISEÑO DE UN CONCENTRADOR SOLAR SCHEFFLER DE 2.7 M2, MODULAR Y TRANSPORTABLE, CON UN MECANISMO DE PLEGUE Y DESPLIEGUE

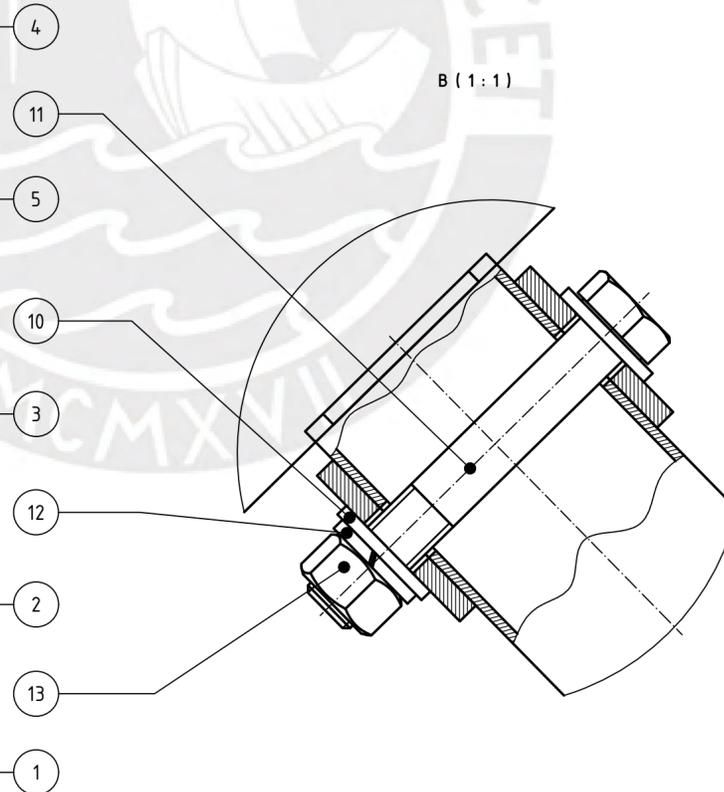
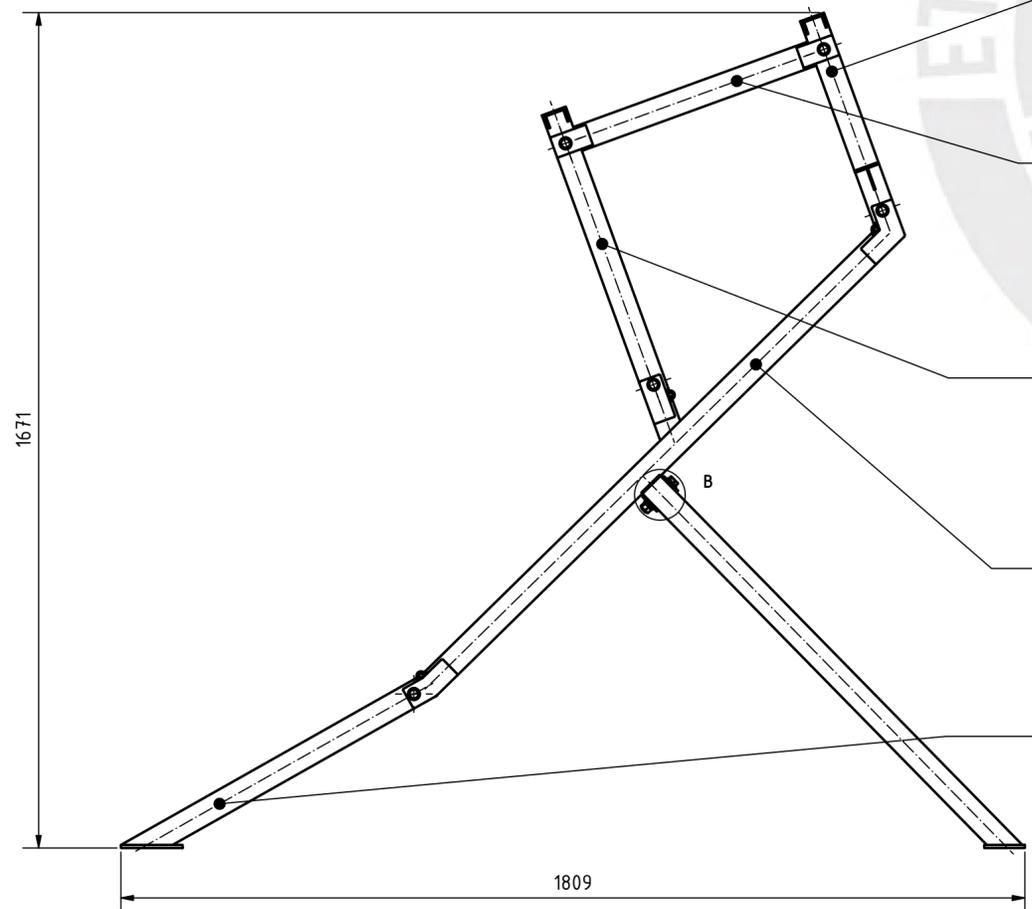
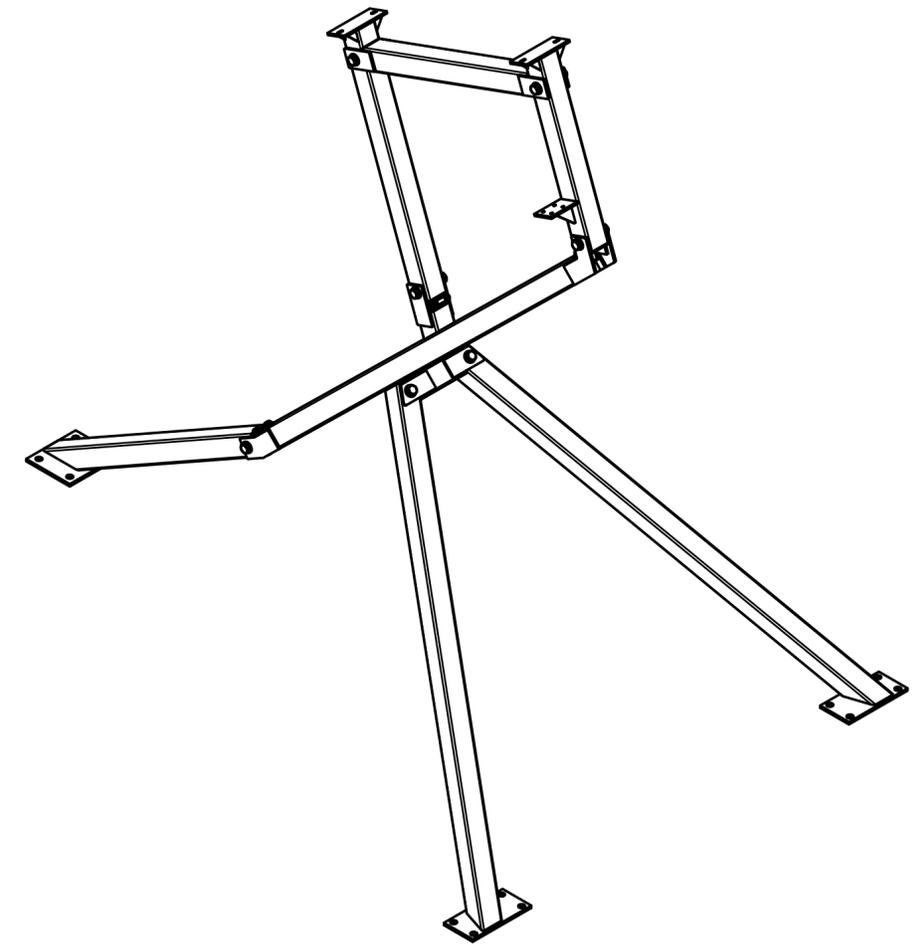
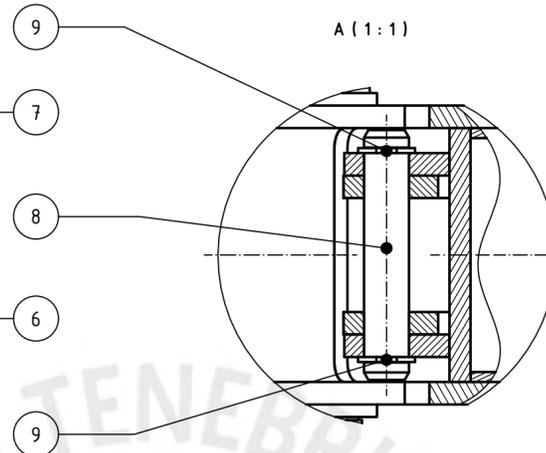
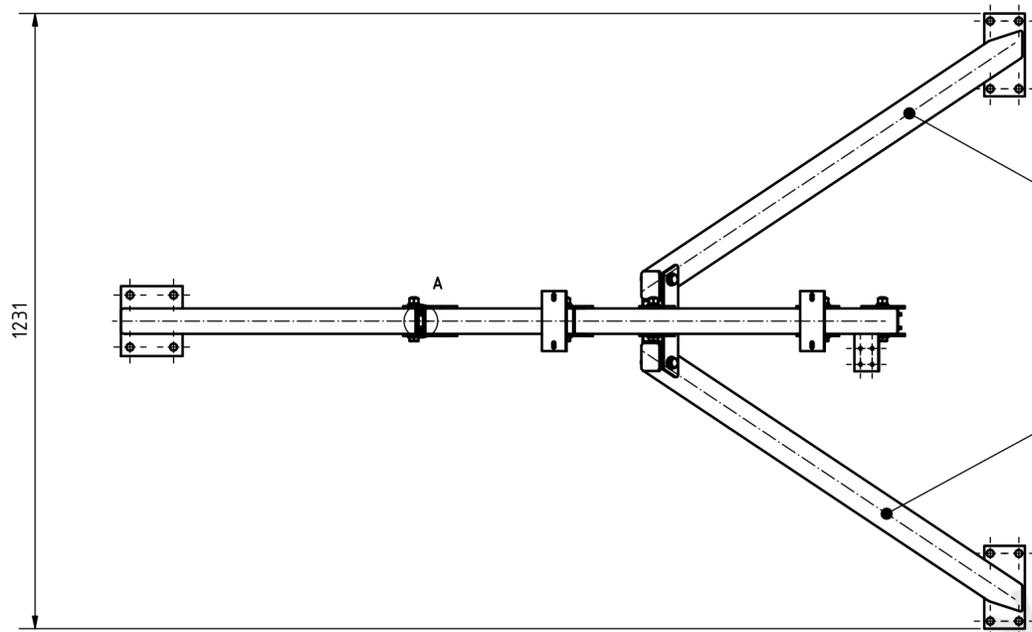
**REFLECTOR SCHEFFLER
2.7m2 REPLEGABLE**

ESCALA
1 : 10

FECHA:
2024.04.18

CODIGO:
CSR-E001-A1

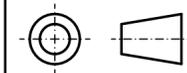
PONCE TORRES, NESTOR ALBERTO



13	7	TUERCA HEXAGONAL M12	DIN 934	8	
12	7	ARANDELA DE PRESIÓN M12	DIN 127	Sf	
11	7	TORNILLO HEXAGONAL M12x80	DIN 931	8.8	
10	14	ARANDELA PLANA A13	DIN 125	Sf	
9	6	ANILLO SEEGER 9	DIN 471	AISI 1070	
8	3	PIN BISAGRA Ø9mm		AISI 1045	CSR-D004-A1
7	1	S9		ASTM A36	CSR-D002-A1
6	1	S8		ASTM A36	CSR-D002-A1
5	1	S5		ASTM A36	CSR-D002-A1
4	1	S4		ASTM A36	CSR-D002-A1
3	1	S3		ASTM A36	CSR-D001-A1
2	3	S2 & S6 & S7		ASTM A36	CSR-D001-A1
1	1	S1		ASTM A36	CSR-D001-A1
POS.	CANT.	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN



DISEÑO DE UN CONCENTRADOR SOLAR SCHEFFLER DE 2.7 M2, MODULAR Y TRANSPORTABLE, CON UN MECANISMO DE REPLIEGUE Y DESPLIEGUE

ESCALA

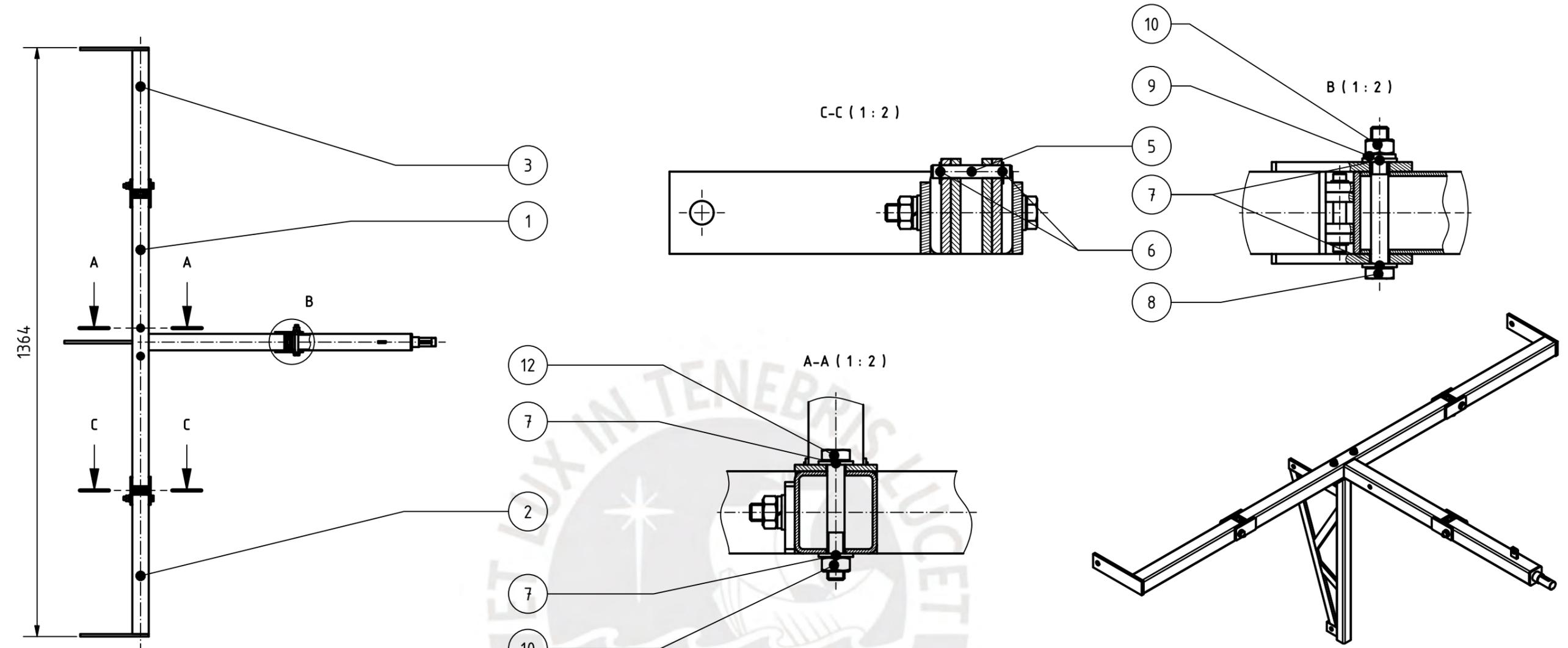
1 : 10

ESTRUCTURA BASE

FECHA:
2024.04.14

PONCE TORRES, NESTOR ALBERTO

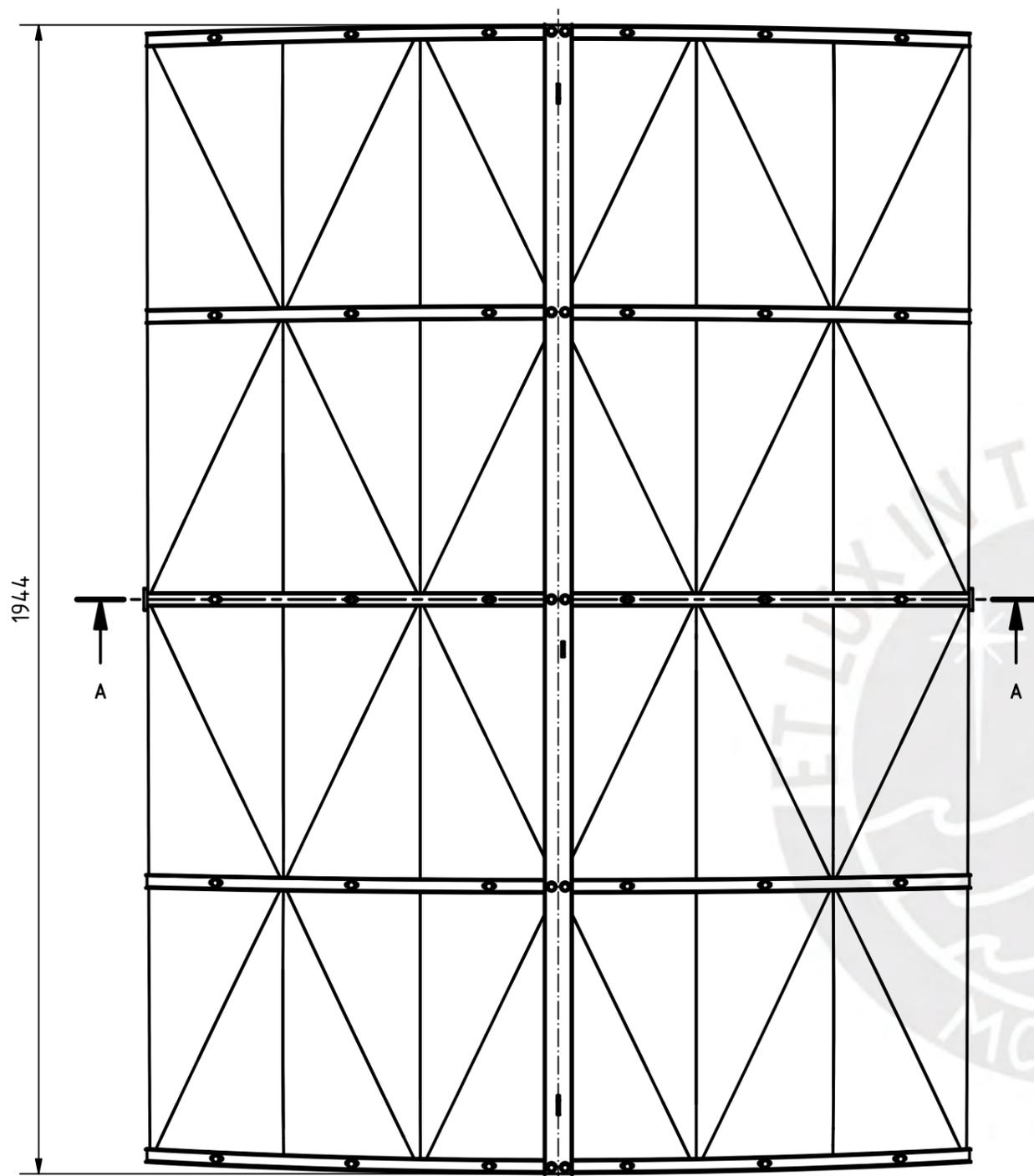
CODIGO:
CSR-E002-A2



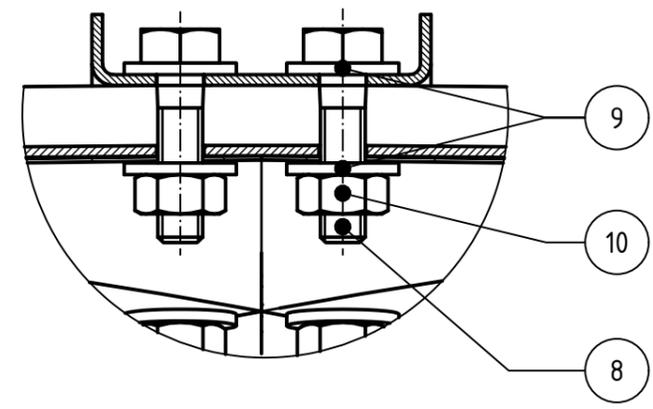
12	2	TORNILLO HEXAGONAL M8 x 55	DIN 931	8.8	
11	1	TRIÁNGULO SOPORTE		ASTM A36	CSR-D004-A1
10	5	TUERCA HEXAGONAL M8	DIN 934	8	
9	3	ARANDELA DE PRESIÓN M8	DIN 127	St	
8	3	TORNILLO HEXAGONAL M8x65	DIN 931	8.8	
7	10	ARANDELA PLANA A8.4	DIN 125	St	
6	6	ANILLO SEEGER 6	DIN 471	AISI 1070	
5	3	PIN BISGARA Ø6mm		AISI 1045	CSR-D004-A1
4	1	S14		ASTM A36	CSR-D003-A1
3	1	S13		ASTM A36	CSR-D002-A1
2	1	S12		ASTM A36	CSR-D002-A1
1	2	S10 & S11		ASTM A36	CSR-D007-A2
POS.	CANT.	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
 FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: INGENIERÍA MECÁNICA

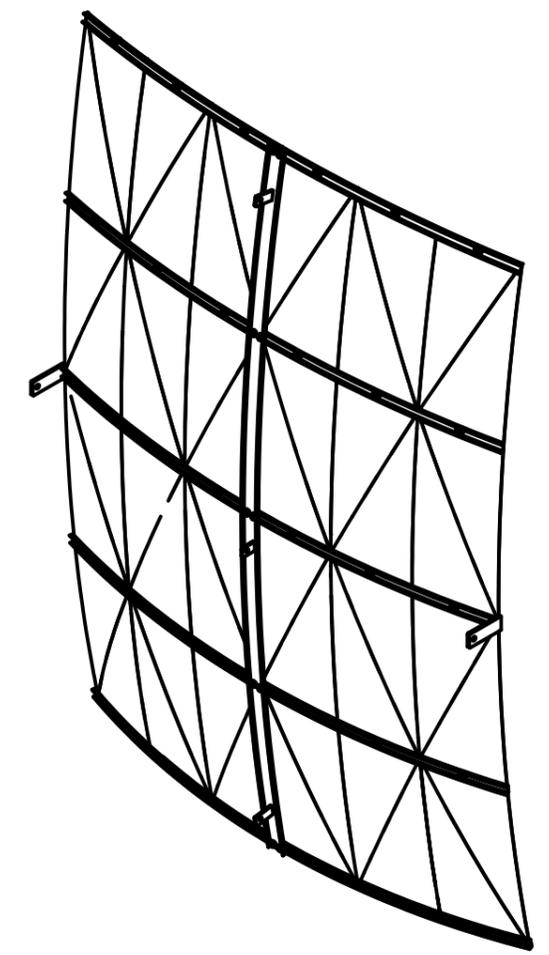
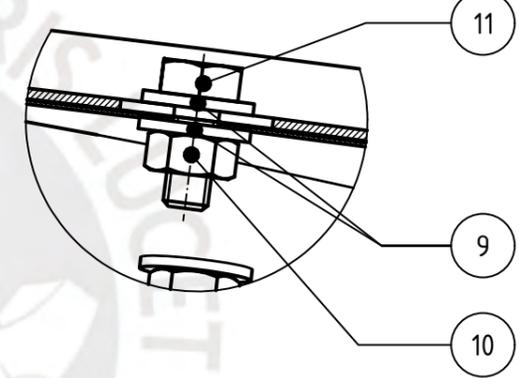
MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN CONCENTRADOR SOLAR SCHEFFLER DE 2.7 M2, MODULAR Y TRANSPORTABLE, CON UN MECANISMO DE REPLIEGUE Y DESPLIEGUE	ESCALA 1 : 10
	EJE DE SEGUIMIENTO SOLAR	FECHA: 2024.04.14
PONCE TORRES, NESTOR ALBERTO		CODIGO: CSR-E003-A3



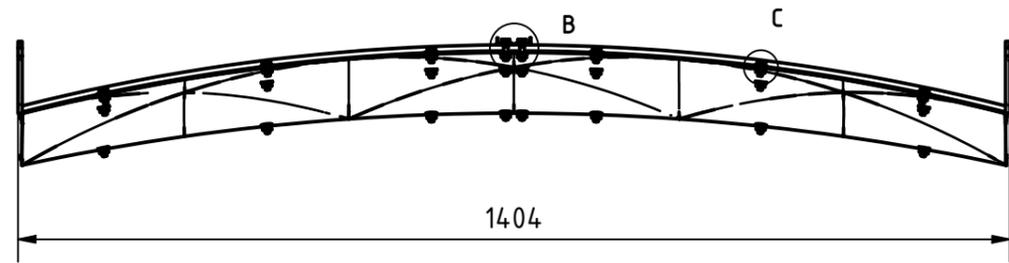
B (1:1)



C (1:1)



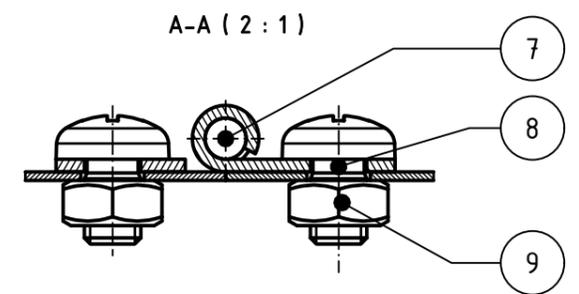
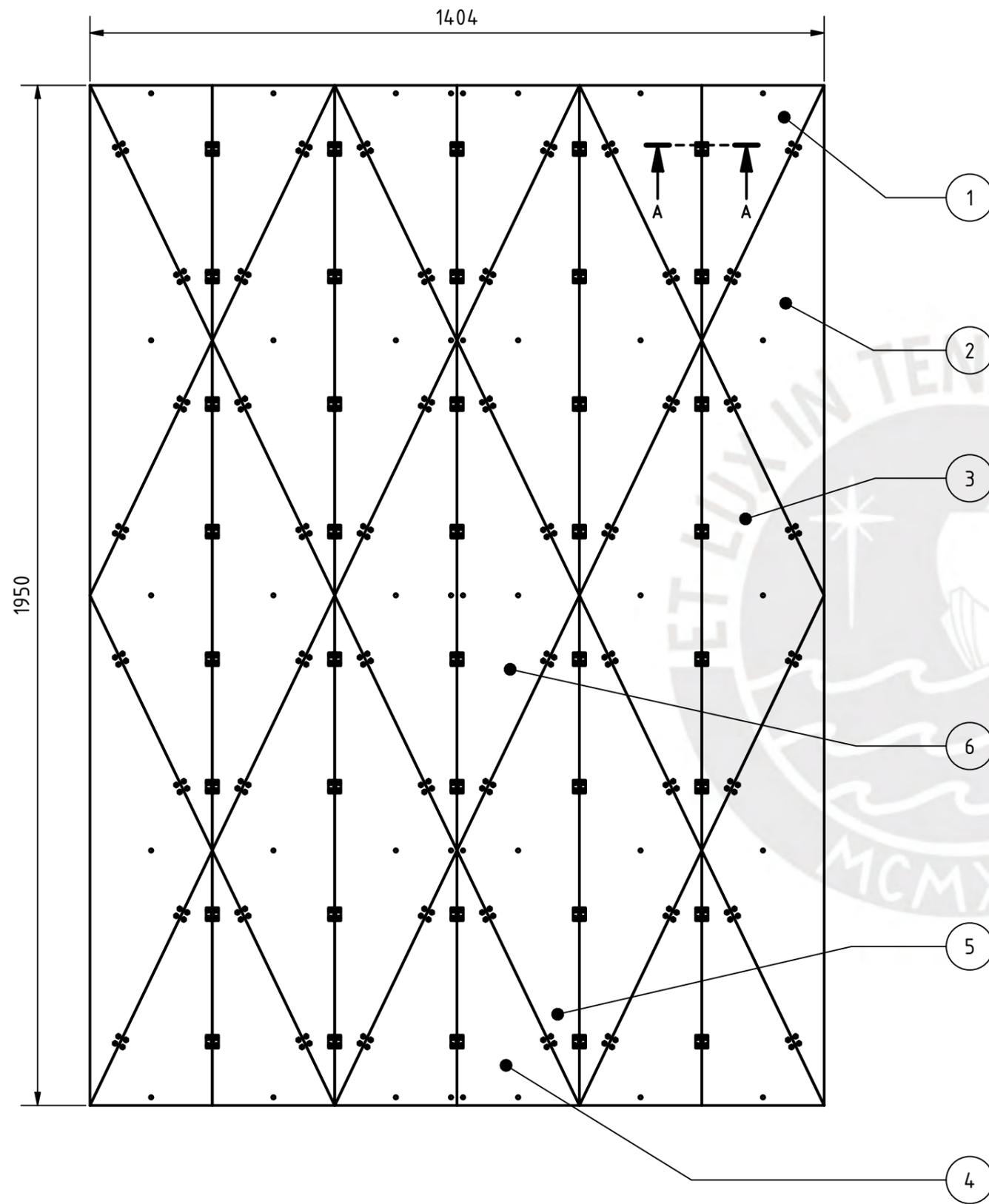
A-A (1:10)



11	30	TORNILLO HEXAGONAL M6x16	DIN 933	8.8	
10	40	TUERCA HEXAGONAL M6	DIN 934	St	
9	80	ARANDELA PLANA A6.4	DIN 125	8	
8	10	TORNILLO HEXAGONAL M6x25	DIN 933	8.8	
7	1	HOJA REFLECTORA			CSR-E005-A3
6	1	BARRA CB5		ASTM A36	CSR-D003-A1
5	1	BARRA CB4		ASTM A36	CSR-D003-A1
4	1	BARRA CB3		ASTM A36	CSR-D003-A1
3	1	BARRA CB2		ASTM A36	CSR-D003-A1
2	1	BARRA CB1		ASTM A36	CSR-D003-A1
1	1	BARRA CBP		ASTM A36	CSR-D004-A1
POS.	CANT.	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
 FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN CONCENTRADOR SOLAR SCHEFFLER DE 2.7 M2, MODULAR Y TRANSPORTABLE, CON UN MECANISMO DE REPLIEGUE Y DESPLIEGUE	ESCALA 1 : 10
		REFLECTOR
PONCE TORRES, NESTOR ALBERTO		FECHA: 2024.04.14
		CODIGO: CSR-E004-A3

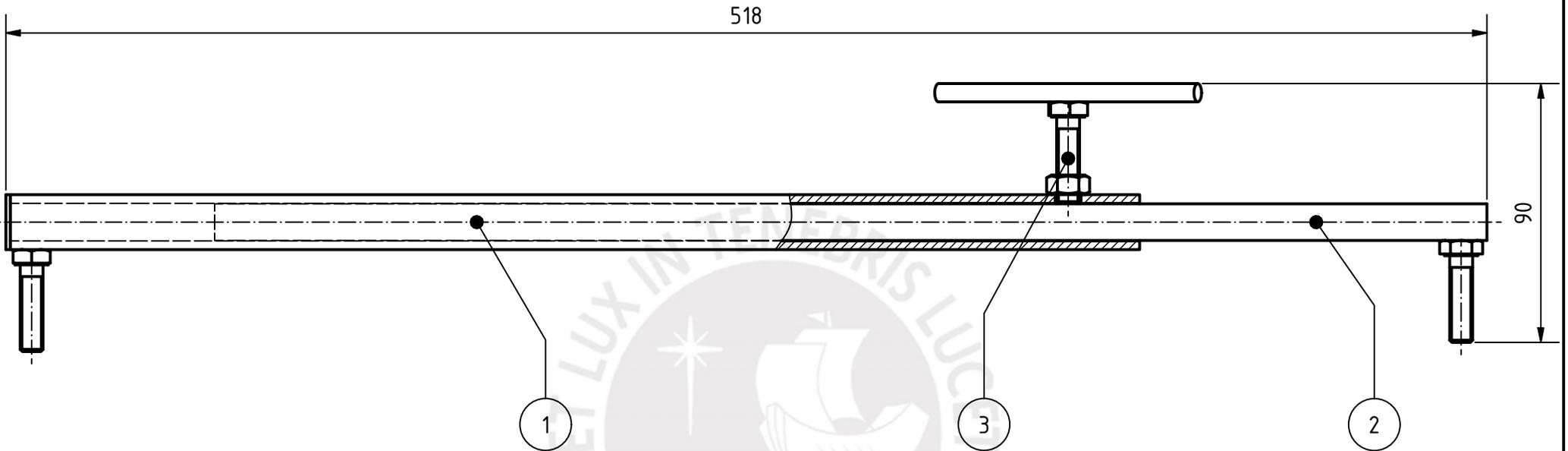


9	352	TUERCA HEXAGONAL M4	DIN 934	8	
8	352	TORNILLO DE CABEZA REDONDA H M4x6	DIN 7985	8.8	
7	88	BISAGRA 25x24 mm			
6	2	PANEL REFLECTOR 6		ASTM B-209	CSR-D006-A2
5	4	PANEL REFLECTOR 5		ASTM B-209	CSR-D006-A2
4	4	PANEL REFLECTOR 4		ASTM B-209	CSR-D005-A1
3	8	PANEL REFLECTOR 3		ASTM B-209	CSR-D006-A2
2	4	PANEL REFLECTOR 2		ASTM B-209	CSR-D005-A1
1	8	PANEL REFLECTOR 1		ASTM B-209	CSR-D005-A1
POS.	CANT.	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
 FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN 	DISEÑO DE UN CONCENTRADOR SOLAR SCHEFFLER DE 2.7 M2, MODULAR Y TRANSPORTABLE, CON UN MECANISMO DE REPLIEGUE Y DESPLIEGUE	ESCALA 1 : 10
		FECHA: 2024.04.18
PONCE TORRES, NESTOR ALBERTO		CODIGO: CSR-E005-A3

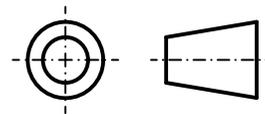
HOJA REFLECTORA



POS.	CANT.	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
3	1	LLAVE DE AJUSTE		ASTM A36	CSR-D005-A1
2	1	BARRA TELESCÓPICA INTERNA SUPERIOR		ASTM A36	CSR-D005-A1
1	1	BARRA TELESCÓPICA EXTERNA SUPERIOR		ASTM A36	CSR-D005-A1

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
 FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN



DISEÑO DE UN CONCENTRADOR SOLAR SCHEFFLER DE 2.7 M2, MODULAR Y TRANSPORTABLE, CON UN MECANISMO DE REPLIEGUE Y DESPLIEGUE

**BARRA TELESCOPICA
SUPERIOR**

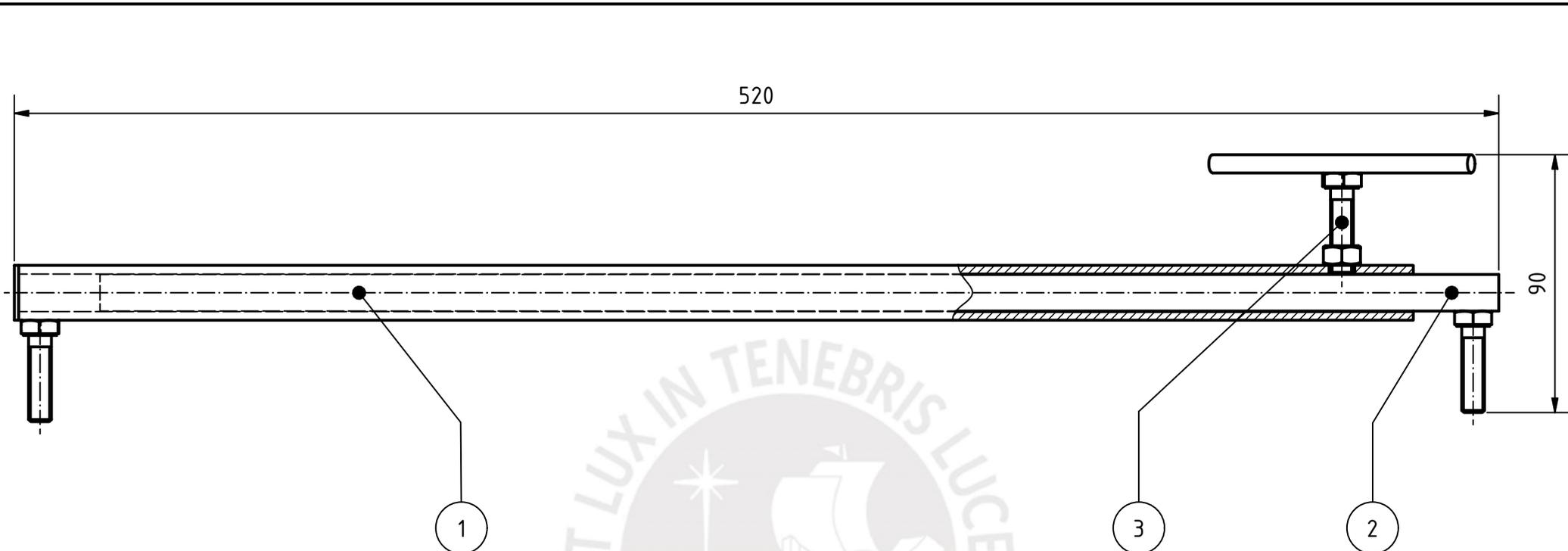
ESCALA

1 : 2

FECHA:
2024.04.14

PONCE TORRES, NESTOR ALBERTO

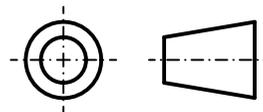
CODIGO:
CSR-E006-A4



POS.	CANT.	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
3	1	LLAVE DE AJUSTE		ASTM A36	CSR-D005-A1
2	1	BARRA TELESCÓPICA INTERNA INFERIOR		ASTM A36	CSR-D005-A1
1	1	BARRA TELESCÓPICA EXTERNA INFERIOR		ASTM A36	CSR-D005-A1

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
 FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: INGENIERÍA MECÁNICA

MÉTODO DE PROYECCIÓN



DISEÑO DE UN CONCENTRADOR SOLAR SCHEFFLER DE 2.7 M2, MODULAR Y TRANSPORTABLE, CON UN MECANISMO DE REPLIEGUE Y DESPLIEGUE

BARRA TELESCOPICA INFERIOR

ESCALA

1 : 2

FECHA:
2024.04.14

PONCE TORRES, NESTOR ALBERTO

CODIGO:
CSR-E007-A4

Anexo L. Extracto del catálogo de tubos redondos ASTM A500 LAC

Tubo ASTM A500 LAC y GALV PARA ESTRUCTURAS

DENOMINACIÓN:

TNM RED ND A500, TNM RED OD A500, TNM CUA A500, TNM REC A500.
TGM RED OD A500, TGM RED ND A500, TGM CUA A500, TGM REC A500.

DESCRIPCIÓN:

Tubo fabricado con acero al carbono laminado en caliente o con superficie galvanizada, utilizando el sistema de soldadura de resistencia eléctrica por inducción de alta frecuencia longitudinal (ERW). Las secciones de fabricación son redondas, cuadradas y rectangulares.

USOS:

Diversas estructuras livianas y pesadas, correceñas, tijerales, postes, etc.

NORMAS TÉCNICAS DE FABRICACIÓN:

Las propiedades mecánicas, dimensiones, pesos y espesores se fabrican según la norma ASTM A500 - Grados A y B según lo solicitado.

PRESENTACIÓN:

- 1.- Longitud: - Redondos: 6.40 m y 6 m.
- Cuadrados y rectangulares: 6 m.
- Otras longitudes a pedido.
- 2.- Acabado de extremos: Refrentado (plano), limpios de rebordes.

DIMENSIONES Y PESOS NOMINALES en Kg/m:

DESIGNACIÓN NOMINAL	DIMENSIÓN EXTERIOR (mm)	Pesos Nominales, Kg/m					ESPESORES (mm)				
		1.5	1.8	2	2.5	2.9	3	4	4.5	6	
REDOONDO NOMINAL	1/2"	21.3	--	0.866	0.952	1.159	--	--	--	--	--
	3/4"	26.9	--	1.105	1.218	1.492	--	--	--	--	
	1"	33.7	--	1.403	1.549	1.905	--	2.249	--	--	
	1 1/4"	42.2	1.506	1.793	1.983	2.448	--	2.900	--	--	
	1 1/2"	48.3	1.731	2.064	2.2842.876	2.2843.564	3.247	3.351	4.370	--	--
	2"	60.3	--	2.597	3.503	4.347	4.105	4.239	--	--	--
	2 1/2"	73.0	--	--	4.285	5.327	--	5.179	--	--	--
	3"	88.9	--	--	5.539	6.892	--	6.355	8.375	--	--
	4"	114.3	--	--			--	8.234	10.851	--	--

QCQA01-F218/06/AGO 23



Barras Redondas Lisas y Pulidas

CALIDADES: ASTM A36 Y SAE1045

DENOMINACIONES:

REDO LISO A36; REDO LISO SAE1045.
REDO PULI A36; REDO PULI SAE1045.

DESCRIPCIÓN:

Producto laminado en caliente de sección circular, de superficie lisa y pulida (según requerimiento).

USOS:

CALIDAD	USOS
ASTM A36	Estructuras metálicas, puertas, ventanas, rejas, cercos, barras de transferencia para pavimento rígido, etc. También para recalado y mecanizado.
SAE 1045	Pernos y tuercas por recalado en caliente o mecanizado, ejes, pines, pasadores, etc.

NORMAS TÉCNICAS:

- Composición Química y Propiedades Mecánicas: SAE J403 (1045), ASTM A36 / A36M, y NTP 350.400

TOLERANCIAS DIMENSIONALES:

- Barras de diámetros \leq a 1 1/8": ISO 1035/4 y NTP 241.105
- Barras de diámetros $>$ a 1 1/8": ASTM A6 y NTP 241.105

PRESENTACIÓN:

- Se comercializa en longitudes de 6 metros. En otras longitudes solo a pedido del cliente.
- Las barras de diámetros mayores a 1", son suministradas en estado laminado en caliente y posteriormente pulidas (según requerimiento del cliente).
- Se suministran en paquetes de 1 t.
- La calidad 1045 se identifica en los extremos, pintando la mitad de la sección con color negro.
- La calidad A36 se identifica en los extremos, pintando la mitad de la sección con color verde y la otra mitad con color negro.

DIMENSIONES Y PESOS NOMINALES en Kg/m:

REDO LISO:

DIÁMETRO NOMINAL (pulg.)	PESO MÉTRICO kg/m	PESO DE LA BARRA kg/6m
3/8	0.56	3.36
1/2	0.99	5.97
5/8	1.55	9.32
3/4	2.24	13.43
7/8	3.05	18.27

DIÁMETRO NOMINAL (pulg.)	PESO MÉTRICO kg/m	PESO DE LA BARRA kg/6m
1	3.98	23.87
1 1/4	6.22	37.29
1 3/8	7.52	45.12
2	15.91	95.46
2 1/4	20.14	120.82

REDO PULIDO:

DIÁMETRO NOMINAL (pulg.)	PESO MÉTRICO kg/m	PESO DE LA BARRA kg/6m
1 1/8	5.03	30.21
1 1/4	6.22	37.29
1 1/2	8.95	53.70
1 3/4	12.18	73.09
2	15.91	95.46
2 1/2	24.86	149.16

COMPOSICIÓN QUÍMICA EN LA CUCHARA (%):

NORMA	%C máx.	% Mn	%Si máx.	%P máx.	%S máx.
ASTM A36	0.26	0.60 - 0.90 ^(*)	0.40.	0.04	0.05
SAE 1045	0.43 - 0.50	0.60 - 0.90	-	0.030	0.050

(*) Para diámetros mayores que 3/4".

PROPIEDADES MECÁNICAS:

NORMA	LÍMITE DE FLUENCIA MPa (kg/cm ²)	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN MPa (kg/cm ²)	ALARGAMIENTO EN 200 mm min. (%)
ASTM A36	250 (2,530)	400 - 550 (4,080 - 5,620)	20.0
SAE 1045 ^(*)	390 - 540 (4,000 - 5,500)	650 - 800 (6,700 - 8,200)	12.0

(*) Valores Típicos

TOLERANCIAS DIMENSIONALES:

Barras de diámetro $>$ 1" ASTM A 6/A 6M.

NORMA TÉCNICA	DIÁMETRO NOMINAL (d)	DIÁMETRO (d - mm)	OVALIZACIÓN (o - mm) máx.	DESVIACIÓN DE MÁXIMA DE RECTITUD (f - mm/m)	LONGITUD (L - mm) (*)
ASTM A6	1" $<$ D \leq 1 1/8"	± 0.25	0.38	4.16	+ 50 - 0
	1 1/8" $<$ D \leq 1 1/4"	± 0.28	0.41		
	1 1/4" $<$ D \leq 1 3/8"	± 0.30	0.46		
	1 3/8" $<$ D \leq 1 1/2"	± 0.36	0.53		
	1 1/2" $<$ D \leq 2"	± 0.40	0.58		
	2" $<$ D \leq 2 1/2"	+ 0.79/- 0.0	0.58		

QCQA01-F106/06/SEP 20 - QCQA01-F134/03/SEP 20

Previo acuerdo se comercializa en otras medidas.



Anexo N. Catálogo de las barras de Politetrafluoroetileno (PTFE)

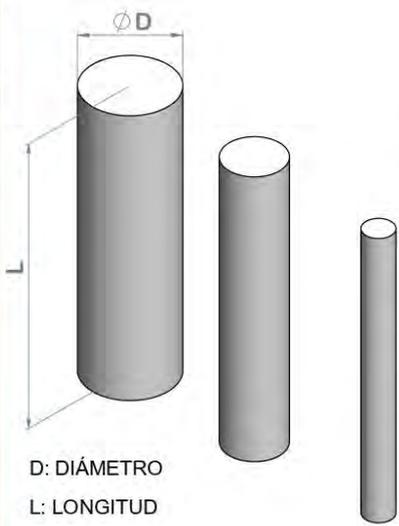
PLASTICOS TECNICOS

PTFE (Teflón)




Barras:

La longitud o largo máximo de una barra es 1 metro y según el diámetro se ofrece el corte mínimo.



D: DIÁMETRO
L: LONGITUD

Código	D (mm)	Peso Lineal (kg/m)	Corte Mínimo L (cm)
AL01500025	6	0.1	100
AL01500002	10	0.2	100
AL01500005	12	0.2	100
AL01500009	15	0.4	100
AL01500015	20	0.7	20
AL01500016	25	1.1	20
AL01500017	30	1.5	20
AL01500018	35	2.1	20
AL01500019	40	2.7	20
AL01500020	45	3.4	20
AL01500021	50	4.2	20
AL01500022	55	5.1	20
AL01500023	60	6.1	20
AL01500024	65	7.1	10
AL01500026	70	8.3	10
AL01500027	75	9.5	10
AL01500028	80	10.8	10
AL01500029	85	12.2	10
AL01500030	90	13.7	10
AL01500031	95	15.2	10
AL01500001	100	16.9	10
AL01500003	110	20.4	10
AL01500004	120	24.3	10
AL01500006	130	28.5	5
AL01500007	140	33.1	5
AL01500008	150	38.0	5
AL01500010	160	43.2	5
AL01500011	170	48.8	5
AL01500012	180	54.7	5
AL01500013	190	61.0	5
AL01500014	200	67.5	5

Anexo O. Catálogo de planchas de acero ASTM A36

PLANCHAS DE ACERO ASTM A36, ASTM A6 LAMINADA EN CALIENTE LAC



* Imagen referencial

Material: ASTM A36.
Tolerancias: ASTM A6.

Anchos de 4' (1200 mm), 5' (1500 mm) y 10' (3000 mm).
Largos de 8' (2400 mm) y 10' (3000 mm) y 20' (6000 mm).

Se mide en espesor x ancho x largo.

TOLERANCIAS EN ESPESOR ASTM A6

Espesor Especificado	Variaciones permitidas sobre el espesor especificado para anchos							
	Sobre 1200 hasta 1500, excl		Sobre 1500 hasta 1800, excl		Sobre 2400 hasta 2700, excl		Sobre 3000 hasta 3300, excl	
pulg [mm]	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm
Hasta 1/4 [6], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.03	0.76	0.03	0.76
1/4 [6] hasta 5/16 [8], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.03	0.76	0.04	1.02
5/16 [8] hasta 3/8 [9], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.03	0.76	0.04	1.02
3/8 [9] hasta 7/16 [11], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.03	0.76	0.04	1.02
7/16 [11] hasta 1/2 [12], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.03	0.76	0.04	1.02
1/2 [12] hasta 5/8 [16], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.03	0.76	0.04	1.02
5/8 [16] hasta 3/4 [19], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.04	1.02	0.04	1.02
3/4 [19] hasta 1 [25], excl	0.03	0.76	0.03	0.76	0.04	1.02	0.05	1.27
1 [25] hasta 2 [50], excl	0.06	1.52	0.06	1.52	0.07	1.78	0.10	2.54
2 [50] hasta 3 [75], excl	0.09	2.29	0.09	2.29	0.11	2.79	0.13	3.30
3 [75] hasta 4 [100], excl	0.11	2.79	0.11	2.79	0.13	3.30	0.14	3.56

Variación permitida bajo el espesor especificado, 0,01 pulg.[0.25 mm]

Espesor		Ancho		Largo		Peso Teórico
mm	pulg	mm	pie	mm	pie	Kg/plancha
1.5	1/16"	1200	4	2400	8	33.91
2.0	5/64"	1200	4	2400	8	44.05
2.5	3/32"	1200	4	2400	8	55.55
2.9	1/8"	1200	4	2400	8	67.08
3.0	1/8"	1200	4	2400	8	67.08
		1500	5	3000	10	109.2
4.4	3/16"	1200	4	2400	8	99.48
		1200	4	2400	8	100.50
5.9	1/4"	1200	4	2400	8	133.39
		1200	4	2400	8	134.81
6.0	1/4"	1500	5	3000	10	212.00
		1500	5	6000	20	423.90
		3000	10	12000	40	1695.60
7.9	5/16"	1200	4	2400	8	178.34
		1200	4	2400	8	180.60
8.0	5/16"	1500	5	6000	20	565.20
		2400	8	6000	20	904.32
8.9	3/8"	1200	4	2400	8	201.00
		1200	4	2400	8	203.26
9.0	3/8"	1500	5	3000	10	318.00
		1500	5	6000	20	635.85
		2400	8	6000	20	10173.36
11.9	1/2"	1200	4	2400	8	278
		1200	4	2400	8	279.90
		1500	5	3000	10	424.00
12.0	1/2"	1500	5	6000	20	847.80
		2400	8	6000	20	1356.48
		3000	10	6000	20	1695.60
		1200	4	2400	8	363.74
16	5/8"	1500	5	6000	20	1130.40
		2400	8	6000	20	1808.64
		3000	10	6000	20	2260.80
		1200	4	2400	8	433.60
		1500	5	3000	10	671.175
19	3/4"	1500	5	6000	20	1342.35
		2400	8	6000	20	2147.76
		3000	10	6000	20	2684.70
25	1"	1500	5	6000	20	1766.25
		2400	8	6000	20	2826.00
		3000	10	6000	20	3532.50
32	1 1/4"	1500	5	6000	20	2260.80
		2400	8	6000	20	3617.28
		3000	10	6000	20	4521.60
38	1 1/2"	1500	5	6000	20	2684.70
		2400	8	6000	20	4295.52
		3000	10	6000	20	5369.40
50	2"	1500	5	6000	20	3532.50
		2400	8	6000	20	5652.00
		3000	10	6000	20	7065.00

* Equivalencias de conversión son aproximadas.

* Nota: Las dimensiones, el diseño y los materiales están sujetos a cambios sin previo aviso.



Calle Omicron 215, Callao, Perú
(51-1) 319 6160 +51 923 082 331
ventas_omi@fiorellarepre.com.pe

Calle Emilio Fort del Solar 161-169, Santa Anita, Lima, Perú
(51-1) 417 7070 ventas_sa@fiorellarepre.com.pe

www.fiorellarepre.com.pe

Anexo P. Catálogo de planchas lisas de aluminio



PLANCHAS



**PLANCHA
LISA**

CÓDIGO	MEDIDAS
0630-03	Plancha Lisa 0.6mm x 1000mm x 3000mm
0831-03	Plancha Lisa 0.8mm x 1000mm x 3000mm
1030-03	Plancha Lisa 1mm x 1000mm x 3000mm
6096-03	Plancha Lisa 1.2mm x 1200mm x 3000mm
6091-03	Plancha Lisa 1.5mm x 1200mm x 3000mm
2032-03	Plancha Lisa 2mm x 1200mm x 3000mm
2040-03	Plancha Lisa 2.4mm x 1000mm x 3000mm
3010-03	Plancha Lisa 3mm x 1000mm x 3000mm
0531-03	Plancha Lisa 3mm x 1200mm x 3000mm
6095-03	Plancha Lisa 4mm x 1200mm x 3000mm
6030-03	Plancha Lisa 6mm x 1200mm x 3000mm



**PLANCHA
ESTRIADA**

CÓDIGO	MEDIDAS
3038-04	Plancha Estriada 1.5mm x 1200mmx3000mm
1622-04	Plancha Estriada 2mm x 1200mm x 3000mm
1625-04	Plancha Estriada 2.5mm x 1200mmx3000mm
3037-04	Plancha Estriada 3.mm x 1200mm x 3000mm