



FACULTAD DE  
INGENIERÍA  
UDELAR



UNIVERSIDAD  
DE LA REPUBLICA  
URUGUAY

# Diseño y evaluación termo-económica de un concentrador cilindro-parabólico para aplicaciones industriales de media temperatura

Ezequiel Cardozo Montes de Oca

Gonzalo López Chiossoni

Germán Morales Gil

Proyecto de Grado en Ingeniería Industrial Mecánica  
Facultad de Ingeniería  
Universidad de la República

Montevideo – Uruguay

Junio de 2025



UNIVERSIDAD  
DE LA REPUBLICA  
URUGUAY

# Diseño y evaluación termo-económica de un concentrador cilindro-parabólico para aplicaciones industriales de media temperatura

Ezequiel Cardozo Montes de Oca

Gonzalo López Chiossoni

Germán Morales Gil

Tesis de Grado presentada a la carrera de Grado en Ingeniería Industrial Mecánica, Facultad de Ingeniería de la Universidad de la República, como parte de los requisitos necesarios para la obtención del título de Ingeniero Industrial Mecánico.

Director:

Mag. Ing. Juan M. Rodríguez Muñoz

Codirector:

Mag. Ing. Santiago Correa Lazo

Montevideo – Uruguay

Junio de 2025

Diseño y evaluación termo-económica de un concentrador cilindro-parabólico para aplicaciones industriales de media temperatura / Ezequiel Cardozo, Gonzalo López, Germán Morales. - Montevideo: Universidad de la República, Facultad de Ingeniería, 2025.

XX, 181 p.: il.; 29,7cm.

Director:

Juan M. Rodriguez Muñoz

Codirector:

Santiago Correa Lazo

Tesis de Grado – Universidad de la República, Grado en Ingeniería Industrial Mecánica, 2025.

Referencias bibliográficas: p. 131 – 137.

1. Concentrador cilindro-parabólico, 2. Energía solar térmica, 3. Optimización geométrica, 4. Uruguay, 5. Año Meteorológico Típico. I. Rodriguez Muñoz, Juan M., *et al.* II. Universidad de la República, Título de Grado en Ingeniería Industrial Mecánica.

INTEGRANTES DEL TRIBUNAL DE DEFENSA DE TESIS

---

Dr. Italo Bove

---

Mag. Ing. Christian Diaz

---

Dr. Ing. Pedro Galione

Montevideo – Uruguay  
Junio de 2025

# Agradecimientos

A nuestros tutores, Juan y Santiago. Gracias por guiarnos en nuestros últimos pasos en la carrera, por alentarnos a hacer más y confiar en nosotros. Fue un verdadero gusto hacer juntos este proyecto, por su calidez y dedicación que sólo un profundo sentido de vocación puede explicar.

A la Universidad de la República, por darnos el privilegio de aprender, por desafiarnos y ser escenario de incontables horas con amigos. A su equipo, especialmente a los docentes Martín Rodríguez, Mariana Silva y Marcio Vacca, por abrirnos las puertas del Instituto de Ensayo de Materiales y compartir con nosotros su experiencia.

Nuestro sincero agradecimiento a los profesores del Instituto de Física, Daniel Gau y Ricardo Marotti, por tomarse la molestia de recibir a tres estudiantes golpeando la puerta de su oficina fuera de hora y acompañarlos un par de tardes en el laboratorio. También a Renzo Guido por compartir con nosotros sus resultados y responder a una infinidad de preguntas.

A todas las personas que, de una u otra forma, aportaron su grano de arena respondiendo a una llamada o brindándonos desinteresadamente un material para este trabajo.

Por último, a nuestros afectos. Pocas son las palabras para expresar lo esencial que ha sido su apoyo para encontrarnos hoy presentando nuestro Proyecto Final de Grado. Gracias por estar siempre para nosotros, perdón las horas que no pudimos estar y deseamos que se sientan tan queridos como nosotros por ustedes.

# Lista de figuras

2.1	Representación esquemática de las componentes directa y difusa de la GHI. Adaptado de Research, 2021. . . . .	8
2.2	Tecnologías de concentración de energía solar. . . . .	10
2.3	Dos modelos de PTC de gran escala. Extraído de HelioTrough (2018). . . .	10
2.4	Esquema del funcionamiento de un PTC y sus componentes principales. . .	11
2.5	Errores asociados al espejo del PTC . . . . .	12
2.6	Esquemas de tubos colectores. . . . .	14
2.7	Errores asociados a la estructura de soporte que puede presentar un PTC. Adaptado de Tagle-Salazar et al. (2020). . . . .	16
2.8	Evolución de los soportes de espejo de los PTCs, con su año de desarrollo. Adaptado de Gharat et al. (2021). . . . .	17
2.9	Orientaciones típicas en sistemas de seguimiento de un grado de libertad. .	21
2.10	Curvas típicas de irradiancia normal a la apertura de cada sistema segui- miento según estaciones. . . . .	22
2.11	Diagrama de control en lazo cerrado del sistema de seguimiento. Adaptado de Kalogirou (1996). . . . .	23
2.12	Mecanismo utilizando rueda dentada y piñón. Adaptado de Gharat et al. (2021). . . . .	24
2.13	Mecanismo de transmisión por cadena. Adaptado de Gharat et al. 2021 . .	25
2.14	Mecanismo que utiliza cilindro hidráulico. Adaptado de Gharat et al. 2021.	25
2.15	Mecanismo de tornillo sin fin y corona. Adaptado de Shipman, 1928. . . . .	26
3.1	Parámetros geométricos de la parábola y ángulo de incidencia. . . . .	29
3.2	Curvas de rendimiento total de distintos modelos de PTC para una irra- diancia normal de $1000 \frac{W}{m^2}$ . Adaptada de Tagle-Salazar et al. (2020). . . . .	31
3.3	Errores asociados a la ubicación del tubo cobertor y sistema de seguimiento.	33
3.4	Errores de desviación. Adaptado de Guven (1986). . . . .	34
3.5	Esquema del tubo colector y modelo de resistencias. Adaptado de Tagle- Salazar et al. (2020). . . . .	35

3.6	Algoritmo de resolución de la herramienta computacional. . . . .	40
3.7	Esquema de las particiones del Tubo colector. . . . .	41
3.8	Perfiles de temperatura resultantes del modelo térmico implementado. . . .	41
3.9	Curva de eficiencia obtenida del modelo térmico y datos del ensayo experimental de Evans y Matthews (1996). . . . .	43
4.1	Esquema de los componentes dentro del alcance del Capítulo 4. . . . .	45
4.2	Ejemplo esquemático de dos concentradores con igual factor de intercepción ( $\gamma$ ). . . . .	47
4.3	Nube de puntos de configuraciones geométricas. En rojo, la opción seleccionada en las diferentes condiciones ensayadas, en gris las combinaciones candidatas en condiciones nominales. . . . .	52
4.4	Resultado de la simulación óptica en <i>SolTrace</i> de la geometría seleccionada. . . . .	53
4.5	Rendimiento total en función de la temperatura reducida para tubos recibidores con 2 y 6 capas de pintura selectiva. . . . .	55
4.6	Modelo de tubo colector, donde se aprecian las juntas, el vidrio cobertor y el tubo recibidor. . . . .	56
4.7	Dos alternativas a la junta giratoria para la conexión al tubo colector. . . .	58
4.8	Irradiancia solar, destacando la región comprendida por el intervalo de mediciones. En eje de ordenadas derecho, la fracción solar, $f_0 \rightarrow 338 \text{ nm}$ y $f_0 \rightarrow 1005 \text{ nm}$ . Datos extraídos de ASTM (2020). . . . .	59
4.9	Resultados notables de las mediciones de reflectancia de materiales locales y de uso masivo. . . . .	61
4.10	Detalles del pulido manual de acero SAE 304 con destaque en errores superficiales. . . . .	62
4.11	Curvas de eficiencia del PTC diseñado y modelo Polythrough 1200. . . . .	64
4.12	Componentes de la estructura del Concentrador cilindro-parabólico (del inglés: <i>Parabolic Through Collector</i> ) (PTC) diseñado. . . . .	66
4.13	Cargas aerodinámicas sobre la parábola para una orientación $\beta$ . . . . .	68
4.14	Resultados de los análisis realizados a la chapa base. . . . .	69
4.15	Cargas puntuales en el nervio y función $P(x)$ . . . . .	71
4.16	Diagrama de cuerpo libre del nervio y la pieza central con distribución de las cargas. . . . .	72
4.17	Resultados del análisis de tensión y deformación realizado al nervio . . . .	73
4.18	Resultado del análisis de pandeo realizado al nervio. . . . .	73
4.19	Detalles constructivos de la tranca de seguridad y del punto de izaje. . . .	74
4.20	Análisis estructural de la pieza central: esfuerzos y pandeo. . . . .	75
4.21	Resultados de los análisis de pandeo al soporte del tubo colector. . . . .	76

4.22	Diagrama de cuerpo libre del <i>torque tube</i> , indicando las tres diferentes secciones. . . . .	78
4.23	Diagramas de momento torsor y flector en el <i>torque tube</i> . . . . .	78
4.24	Modelo del <i>torque tube</i> con sus medidas correspondientes. . . . .	79
4.25	Alternativas para el acople entre eje y estructura. . . . .	80
4.26	Rodamiento seleccionado. Extraído DYF Rulemanes (2017). . . . .	81
4.27	Diagramas de cuerpo libre de las columnas con perfil IPN. . . . .	82
4.28	Casos de falla estudiados para la columna. . . . .	83
4.29	Diagrama de cuerpo libre de las columnas diseñadas . . . . .	84
4.30	Primeros modos de pandeo para la columna tipo 2. . . . .	85
5.1	Esquema de un <i>slew drive</i> . Puede observarse el tornillo sin fin engranado con la corona dentada. . . . .	88
5.2	Esquema del conjunto motor-reductor planetario a utilizarse. . . . .	89
5.3	Eficiencia óptica en función de la desviación para la geometría seleccionada. . . . .	91
5.4	Diagrama de cuerpo libre del conjunto giratorio. . . . .	92
5.5	Curvas del conjunto motor-reductor planetario en régimen permanente. . . . .	94
5.6	Fotodiodo y esquema del sensor solar. . . . .	97
5.7	Sensores utilizados para la medición de la velocidad y dirección del viento. Extraídos de FullControl (2025). . . . .	98
5.8	Componentes del sistema de control empleados en el seguimiento solar. Extraídas de ABB Group (2025). . . . .	101
5.9	Diagrama de control propuesto donde se integran sensores y señales. . . . .	103
5.10	Diagrama de flujo donde se detalla la lógica general de control. . . . .	107
5.11	Lógica de control para el ajuste grueso y fino del sistema de seguimiento. . . . .	109
5.12	Movimientos efectuados por el seguimiento por pulsos en relación al seguimiento continuo del sol. . . . .	110
6.1	Radiación media mensual incidente para un sistema con seguimiento solar sobre eje horizontal N-S. La línea horizontal indica el promedio anual. . . . .	114
6.2	Curvas diarias promedio para cada estación del año. . . . .	115
6.3	Generación neta anual de energía térmica por metro cuadrado de apertura para distintas condiciones de operación en dos ubicaciones: Salto y Rocha. . . . .	116
6.4	Curva de rendimiento total en función del rango de operación en Salto ( $G_{\perp}$ , $año = 1\ 370 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2}$ ). . . . .	117
6.5	Curvas de LCOH en función de $T_{ent}$ en distintos escenarios fiscales planteados. . . . .	124
7.1	Representación del modelo propuesto. . . . .	129

A.1	Esquema del tubo colector y modelo de resistencias. Adaptado de Tagle-Salazar et al. (2020). . . . .	139
A.2	Esquema de flujos de calor en superficie exterior del vidrio cobertor. . . . .	141
A.3	Esquema de los flujos de calor en la superficie interior del vidrio cobertor . . . . .	144
A.4	Modelo de resistencias. Adaptado de Incropera (2006) . . . . .	147
A.5	Esquema de los flujos de calor en la superficie exterior del receptor. . . . .	148
A.6	Esquema de los flujos de calor en la superficie interior del receptor. . . . .	150
B.1	Imagen del proceso de pulido en IEM . . . . .	156
B.2	Banco de ensayo para realizar medidas experimentales de reflectividad. . . . .	157
C.1	Sistema de referencia para los ángulos de ataque del viento. . . . .	162
C.2	Esquemas de la placa base para la columna tipo 2 IPN 140. . . . .	164
D.1	Curva de costos totales para distintas tecnologías de generación de calor. Los costos fijos están representados por la ordenada en el origen de las curvas, mientras que los variables (dependientes de la producción) definen la pendiente. . . . .	169
D.2	Resumen de planillas de costos . . . . .	170
D.3	Planillas de costos . . . . .	171

# Lista de tablas

2.1	Características de tubos colectores no evacuados (izquierda) y evacuados (derecha). Adaptado de Tagle-Salazar et al. (2020). . . . .	15
2.2	Irradiancia en $\frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \cdot \text{día}}$ para los sistemas de seguimiento en las 5 localidades del AMTU. . . . .	21
3.1	Características del PTC utilizado en el ensayo experimental de Evans y Matthews (1996). . . . .	42
4.1	Parámetros asociados a errores de desviación para distintos contextos de PTCs. Adaptado de Venegas Reyes (2013). . . . .	49
4.2	Características geométricas del PTC diseñado. . . . .	51
4.3	Emisividad y absorptividad del acero AISI 304 con tratamiento selectivo a 400°C. Extraído de Solkote Selective Solar (2025). . . . .	54
4.4	Características del tubo colector. . . . .	55
4.5	Parámetros establecidos según la norma ASME B31.1 para el cálculo de presión máxima admisible a temperatura $T = 240^\circ\text{C}$ . . . . .	57
4.6	Componentes de carga de viento sobre la estructura para las condiciones analizadas y orientaciones críticas. . . . .	67
4.7	Solicitaciones máximas consideradas para el diseño estructural. . . . .	67
4.8	Verificación Pandeo. . . . .	83
5.1	Comparación entre distintos tipos de motor para el sistema de seguimiento solar. . . . .	89
5.2	Especificaciones del sistema de accionamiento. Extraído de JinHua JingWei Transmission Machinery Co., Ltd. (2023). . . . .	90
5.3	Propiedades físicas de un módulo del concentrador. . . . .	91
5.4	Exactitud y precisión de los sensores del sistema . . . . .	99
5.5	Tipos de señal de salida de sensores conectados al PLC. . . . .	100
5.6	Especificaciones del PLC utilizado en el sistema de seguimiento solar. Extraído de ABB Automation (2023). . . . .	100

5.7	Resumen de las principales direcciones utilizadas en el PLC. . . . .	104
5.8	Componentes eléctricos y consumos aproximados del sistema. . . . .	112
6.1	Costos de fabricación e instalación por metro cuadrado de área bruta de apertura en base a ocho módulos. . . . .	118
6.2	Costo nivelado del calor en Salto (en $\frac{\text{USD}}{\text{kWh}}$ ), bajo distintos escenarios fiscales y tasas de descuento. . . . .	121
6.3	Sensibilidad del LCOH según la vida útil del sistema. . . . .	122
6.4	Sensibilidad del LCOH según la localidad de instalación. . . . .	123
6.5	Comparación de valores de LCOH en Salto y Rocha para una $T_{ent} = 140^\circ\text{C}$ : datos del PTC diseñado y valores ajustados al precio actual del dólar ex- traídos de Galione et al. (2015). . . . .	124
6.6	Parámetros de referencia extraídos de IRENA (2020) para tecnologías de calentamiento de agua. . . . .	125
6.7	Comparación del costo de distintos combustibles. . . . .	126
6.8	Resultados estimados de LCOH para $T_{ent} = 100^\circ\text{C}$ , $T_{ent} = 150^\circ\text{C}$ y $T_{ent} =$ $200^\circ\text{C}$ , para diferentes tecnologías de calentamiento de agua. . . . .	126
6.9	CO <sub>2</sub> emitido para generar $Q = 460$ MWh en diferentes alternativas. Para el sistema propuesto se considera el consumo eléctrico de 4,64 MWh. . . . .	127
A.1	Datos experimentales extraídos del informe <i>Test Result</i> . . . . .	153
A.2	Datos de $\bar{T} - T_{amb}$ , eficiencia y error calculados en el ensayo experimental. . . . .	153
A.3	Valores de $\bar{T}_{sa}$ y eficiencia calculados a partir del modelo térmico. . . . .	154
C.1	Coefficientes aerodinámicos en función del ángulo de ataque del viento. Ex- traídos de Adio et al. (2006). . . . .	161
C.2	Componentes de carga de viento sobre la estructura para las condiciones analizadas, incluyendo parámetros generales y orientaciones críticas. . . . .	163
C.4	Detalles de la cantidad de bulones utilizados. . . . .	163
C.3	Coefficientes puntuales de presión en función de la dirección del viento y de la posición a lo largo de la apertura del PTC. . . . .	167
D.1	Tabla de puntaje por objetivos obtenidos de IMPO (2020). . . . .	168

# Lista de símbolos

- $\alpha$  Absortividad / Aceleración angular  
 $h$  Altura  
 $\Theta$  Ángulo de giro  
 $\theta$  Ángulo de incidencia  
 $a$  Ancho de apertura  
 $A$  Área  
 $\gamma$  Azimut  
 $Q$  Calor útil (energía)  
 $\dot{Q}$  Calor útil (potencia)  
 $\dot{V}$  Caudal  
 $k$  Conductividad térmica  
 $d$  Desviación del tubo colector respecto al eje focal  
 $\sigma$  Desviación estándar  
 $\varnothing$  Diámetro  
 $f$  Distancia focal  
 $\eta$  Eficiencia total del concentrador  
 $\epsilon$  Emisividad  
 $i$  En incidencia normal  
 $\beta_{na}$  Error universal de parámetros no aleatorios  
 $e$  Espesor  
 $\epsilon$  Excentricidad  
 $C$  Factor de concentración  
 $\gamma$  Factor de intercepción  
 $\dot{m}$  Gasto másico  
**DNI** Irradiancia directa en incidencia normal  
 $G$  Irradiancia solar  
 $\ell$  Largo del concentrador  
 $S$  Longitud de cuerda de parábola

$K$  Modificador por ángulo de incidencia  
 $\beta$  Orientación del concentrador  
 $P$  Potencia  
 $\rho$  Reflectividad especular  
 $\psi_r$  Rim angle  
 $T$  Temperatura  
 $\tau$  Transmisividad

# Lista de sufijos

<i>abs</i>	Absorbida
<i>alt</i>	Alternativa / de la alternativa
<i>amb</i>	Ambiente
<i>anu</i>	Anular
<i>a</i>	Apertura / de apertura
<i>bomb</i>	Bomba
<i>cm</i>	Centro de masa
<i>cond</i>	Conducción
<i>conv</i>	Convección
<i>ef</i>	Efectivo/a
<i>emi</i>	Emitido
<i>ent</i>	Entrada / de entrada
<i>eq</i>	Equivalente
<i>esp</i>	Del espejo
<i>e</i>	Externo / exterior
<i>ext</i>	Extrema
<i>fino</i>	Del ajuste fino
<i>flu</i>	Fluido
<i>inst</i>	Instantáneo
<i>i</i>	Interno / interior
<i>max</i>	Valor máximo
<i>mec</i>	Mecánico/a
<i>mot</i>	Del motor
<i>op</i>	Condición operativa
<i>opt</i>	Óptico
<i>pend</i>	Pendiente
$\perp$	Perpendicular al plano de apertura
<i>plan</i>	Reducción planetaria

*rad* Radiación  
*r* Recibidor / del recibidor  
*repo* Reposicionamiento  
*sal* Salida / de salida  
*seg* Seguimiento  
*sky* Cielo / del cielo  
*slew* Del *slew drive*  
*sol* Solar  
*ter* Térmico  
*tierra* Del planeta Tierra  
*tot* Total  
*v* Vidrio

# Lista de siglas

- AISI** Instituto Americano del Hierro y el Acero, del inglés: *American Iron and Steel Institute*
- AMTU** Año Meteorológico Típico del Uruguay
- ANII** Agencia Nacional de Investigación e Innovación
- BEN** Balance Energético Nacional
- CEE** Certificados de Eficiencia Energética
- CFD** Dinámica de fluidos computacional (del inglés: *Computational Fluid Dynamics*)
- COMAP** Comisión de Aplicación de la Ley de Inversiones
- CPC** Colectores parabólicos compuestos (del inglés: *Compound Parabolic Collectors*)
- DHI** Irradiancia difusa en plano horizontal (del inglés: *Diffuse Horizontal Irradiance*)
- DNI** Irradiancia directa con incidencia normal (del inglés: *Direct Normal Irradiance*)
- FEM** Método de elementos finitos (del inglés: *Finite Element Method*)
- GHI** Irradiancia global en plano horizontal (del inglés: *Global Horizontal Irradiance*)
- IEA** Agencia Internacional de Energía
- IEC** Comisión Electrotécnica Internacional (del inglés: *International Electrotechnical Commission*)
- IEM** Instituto de Ensayo de Materiales
- IF** Instituto de Física
- INUMET** Instituto Uruguayo de Meteorología
- IPN** Perfil I Normal (del inglés: *I-Profile Normal*)
- IRAE** Impuesto a las Rentas de las Actividades Económicas
- IVA** Impuesto al Valor Agregado
- LCOH** Costo nivelado del calor (del inglés: *Levelized Cost of Heat*)
- LES** Laboratorio de Energía Solar
- LF** Fresnell lineal
- MIEM** Ministerio de Industria, Energía y Minería
- NPT** Rosca Nacional de Tubería (del inglés: *National Pipe Thread*)
- NREL** Laboratorio Nacional de Energías Renovables (del inglés: *National Renewable*)

*Energy Laboratory)*

**PLC** Controlador Lógico Programable (del inglés: *Programmable Logic Controller*)

**PRAO** Plazo de Recupero Ajustado por Oportunidad

**PREN** Número Equivalente de Resistencia a la Picadura (del inglés: *Pitting Resistance Equivalent Number*)

**PTC** Concentrador cilindro-parabólico (del inglés: *Parabollic Through Collector*)

**PWM** Modulación por Ancho de Pulso (del inglés: *Pulse Width Modulation*)

**RTC** Reloj de Tiempo Real (del inglés: *Real-Time Clock*)

**RTD** Detector de temperatura de resistencia (del inglés: *Resistance Temperature Detector*)

**SAM** Modelo de Asesor de Sistemas (del inglés: *System Advisor Model*)

**SEGS** Sistemas de generación de energía solar (del inglés: *Solar Energy Generation Systems*)

**TIR** Tasa Interna de Retorno

**UdelaR** Universidad de la República

**VAN** Valor Actual Neto

**ppr** Pulsos por revolución

# Tabla de contenidos

<b>Lista de figuras</b>	<b>VI</b>
<b>Lista de tablas</b>	<b>X</b>
<b>Lista de símbolos</b>	<b>XIII</b>
<b>Lista de sufijos</b>	<b>XV</b>
<b>Lista de siglas</b>	<b>XVII</b>
<b>1 Introducción</b>	<b>2</b>
1.1 Motivación . . . . .	2
1.2 Antecedentes de energía solar de concentración . . . . .	4
1.3 Objetivos y alcance . . . . .	6
<b>2 Generalidades de los concentradores cilindro-parabólicos</b>	<b>7</b>
2.1 Recurso Solar . . . . .	7
2.2 Concentradores solares . . . . .	9
2.3 Concentradores cilindro-parabólicos . . . . .	11
2.3.1 Componentes del PTC . . . . .	11
2.3.2 Sistema de seguimiento . . . . .	19
<b>3 Modelado de un concentrador cilindro-parabólico</b>	<b>28</b>
3.1 Parámetros geométricos . . . . .	28
3.2 Rendimiento de un PTC . . . . .	30
3.3 Modelo teórico e implementación computacional . . . . .	32
3.3.1 Modelo óptico . . . . .	32
3.3.2 Modelo térmico . . . . .	34
3.3.3 Herramienta computacional . . . . .	39
3.3.4 Validación . . . . .	42

<b>4</b>	<b>Diseño óptico-mecánico</b>	<b>44</b>
4.1	Diseño óptico de tubo colector y espejos . . . . .	45
4.1.1	Optimización de geometría . . . . .	45
4.1.2	Validación del factor de intercepción . . . . .	52
4.1.3	Tubo Colector . . . . .	53
4.1.4	Espejo . . . . .	58
4.2	Diseño Estructural . . . . .	65
<b>5</b>	<b>Sistema de seguimiento</b>	<b>86</b>
5.1	Sistema de accionamiento . . . . .	86
5.1.1	Generalidades . . . . .	86
5.1.2	Reductor . . . . .	87
5.1.3	Motor . . . . .	89
5.2	Sistema de control . . . . .	95
5.2.1	Generalidades . . . . .	95
5.2.2	Instrumentos de medida . . . . .	96
5.2.3	Controlador . . . . .	99
5.2.4	Descripción del lazo cerrado y señales involucradas . . . . .	102
5.3	Modos de operación y lógica de control . . . . .	102
5.3.1	Modos operativos . . . . .	103
5.3.2	Lógica de control del modo seguimiento automático . . . . .	105
5.4	Alimentación eléctrica . . . . .	112
<b>6</b>	<b>Análisis termoeconómico</b>	<b>113</b>
6.1	Desempeño energético . . . . .	113
6.1.1	Recurso solar en las cinco localidades del AMTU . . . . .	113
6.1.2	Simulación anual de calor útil generado . . . . .	114
6.2	Estudio de viabilidad . . . . .	116
6.2.1	Costos . . . . .	117
6.2.2	LCOH y análisis de sensibilidad . . . . .	119
6.2.3	Comparación con fuentes alternativas . . . . .	125
6.2.4	Impacto ambiental . . . . .	127
<b>7</b>	<b>Conclusiones y trabajos futuros</b>	<b>128</b>
7.1	Conclusiones . . . . .	128
7.2	Trabajos futuros . . . . .	129
	<b>Bibliografía</b>	<b>132</b>

<b>Glosario</b>	<b>137</b>
<b>Apéndices</b>	<b>138</b>
Apéndice A  Modelo computacional . . . . .	139
A.1  Balances energéticos . . . . .	139
A.1.1  Balances superficial vidrio exterior . . . . .	141
A.1.2  Balance superficial vidrio interior . . . . .	144
A.1.3  Balances superficial receptor exterior . . . . .	148
A.1.4  Balances superficial receptor interior . . . . .	149
A.1.5  Balances fluido . . . . .	151
A.2  Validación . . . . .	152
Apéndice B  Procesamiento de datos Reflectividad . . . . .	155
Apéndice C  Diseño . . . . .	158
C.1  Cargas estructurales . . . . .	158
C.2  Deflexión tubo receptor . . . . .	161
C.3  Selección de bulones . . . . .	162
C.4  Diseño de placa base y bulones de anclaje . . . . .	164
Apéndice D  Consideraciones económicas . . . . .	168
D.1  Exoneraciones fiscales . . . . .	168
D.2  Curva de costos . . . . .	169
D.3  Planillas de costos . . . . .	170
Apéndice E  Planos . . . . .	172
<b>Anexos</b>	<b>177</b>
Anexo 1  Catálogos . . . . .	178

Me cambiaste por nada  
yo quería broncearme la piel  
bajo el sol que tú simulabas...

---

*Carlos "Chacho" Ramos*

# Capítulo 1

## Introducción

### 1.1. Motivación

El desarrollo de proyectos de energía solar térmica en Uruguay responde a una necesidad urgente de diversificar las fuentes energéticas, reducir la dependencia de combustibles fósiles y mitigar los efectos del cambio climático. La transición hacia energías renovables, como la solar térmica, ofrece una solución sostenible en términos económicos y medioambientales, sin obstruir el potencial de crecimiento de la industria nacional y liberándola de la dependencia a otras alternativas.

Los impactos de la actividad humana sobre el clima son innegables, evidenciados en el incremento de la temperatura y la intensificación de los fenómenos climáticos extremos. Según el Informe sobre la brecha de Emisiones 2023 (UNEP, 2023), la temperatura media global registró un aumento de 1,1°C desde la era preindustrial y de continuar elevándose a este ritmo se espera alcanzar el umbral de 1,5°C en las próximas dos décadas. De sobrepasarse este límite, se desencadenaría la extinción de corales tropicales, el descongelamiento del *permafrost*<sup>1</sup> boreal, entre otras consecuencias irreversibles en todos los ecosistemas del planeta (McKay et al. 2022). Por ello, el Acuerdo de París (Naciones Unidas, 2015) ratificado por 196 países, entre ellos Uruguay, fija como meta que el aumento de la temperatura media global no supere 1,5°C. Este acuerdo representa la continuación de esfuerzos previos como el Protocolo de Kioto (UNFCCC, 1997), adoptado en 1997 y en vigor desde 2005. Fue un acuerdo internacional con carácter obligatorio para los países desarrollados y la Unión Europea, comprometiéndolos a reducir sus emisiones de gases de efecto invernadero en al menos un 5% respecto a los niveles de 1990 durante el período 2008-2012.

Como consecuencia de dichos compromisos, la comunidad internacional ha implementado medidas concretas para afrontar el cambio climático mediante la promoción de la

---

<sup>1</sup>Se denomina *permafrost* a la capa del suelo permanentemente congelada en las regiones polares.

eficiencia energética y el desarrollo de fuentes de energía renovables. Por ejemplo, la Agencia Internacional de Energía (IEA) reporta que en 2022, más de 50 países adoptaron normativas de eficiencia energética en sectores clave como la construcción, el transporte y la industria, logrando evitar emisiones de más de 2,5 gigatoneladas de CO<sub>2</sub> (IEA, 2021). Además, se han incrementado las inversiones en energías renovables, alcanzando un récord de 1,3 billones de dólares en 2023 (BloombergNEF, 2023). Estas iniciativas no solo contribuyen a mitigar el cambio climático, sino que también generan empleo y fomentan la innovación tecnológica.

En el caso de nuestro país, Uruguay se ha destacado en la región por políticas que buscan ampliar la matriz energética y fomentar el uso de fuentes renovables. La política energética para el periodo 2005 - 2030 establece como meta diversificar las fuentes y proveedores de energía, reduciendo costos y dependencia del petróleo. Este enfoque permitió que en 2022, el 91 % de la electricidad generada proviniera de fuentes renovables, logrando una disminución del 5 % en las emisiones de CO<sub>2</sub> respecto al año anterior (MIEM, 2023c). En lo que respecta a la energía solar térmica, el gobierno uruguayo promulga en 2009 la Ley N° 18.585 (IMPO, 2009), donde se declara de interés nacional la investigación, el desarrollo y la formación en el uso de la energía solar térmica. Esta ley establece que los permisos de construcción para centros de asistencia de salud, hoteles y clubes sociales y deportivos deben incluir equipamientos de energía solar térmica que permitan cubrir al menos el 50 % del aporte energético necesario para el calentamiento de agua sanitaria.

El sector industrial nacional manifiesta un creciente interés hacia la reducción del consumo energético asociado a la generación de vapor. Esto puede verse reflejado en que en 2023 el 74 % de los ahorros energéticos del plan de Certificados de Eficiencia Energética (CEE) del Ministerio de Industria, Energía y Minería (MIEM) fueron en concepto de “Generación de vapor” (MIEM, 2023b). Datos del Balance Energético Nacional (BEN) de ese mismo año arrojaron que el área total instalada para generación solar residencial es 26,7 veces mayor que el área destinada a fines industriales, mientras que el consumo energético residencial representa solamente un tercio del consumo industrial (MIEM, 2023a). Estos datos dan a entender que existe un importante interés por mejorar la eficiencia en la generación de vapor y que al mismo tiempo la energía solar térmica tiene amplio margen de crecimiento en el ambiente industrial. La energía solar térmica puede utilizarse en aplicaciones de media temperatura (hasta 250°C) en sectores con demanda de calor mayormente ligada a procesos de agua y vapor, siendo ejemplo las industrias alimenticias, vitivinícolas, cerveceras, papelera y textil, cuyos consumos a temperaturas menores a 250°C insuñen alrededor de un 60 % de la energía térmica total requerida (Schweiger et al. 2000).

En lo referido al grado de madurez y adopción de la energía solar térmica de concentración, entre 2013 y 2022 la potencia instalada a nivel mundial tuvo un aumento del

64 %. Sin embargo, a nivel regional, al 2022 Sudamérica representaba el 1,6 % de la potencia instalada global, equivalente a 108 MW. A modo de comparación, un país pionero en energía solar como España cuenta con una potencia instalada de 2300 MW (Pouras et al. 2023). Estos datos dan cuenta de que se trata de una tecnología con un grado de madurez importante y, a la vez, competitiva con otras fuentes de energía, destacando que el recurso solar del norte uruguayo (“Mapa solar del Uruguay”, 2017) es comparable al de la región sur de la península ibérica (“Solar resource maps of Spain”, 2021). Esto es muestra de que la tecnología se ha aplicado con éxito en regiones con climas semejantes al rioplatense y que la energía solar de concentración es un campo en crecimiento, con potencial de aprovechamiento para nuestro país.

En virtud de las razones antes expuestas, se entiende pertinente profundizar en la utilización de energía solar térmica de concentración en el sector industrial de nuestro país, más particularmente en los concentrados cilindro-parabólicos (PTC). La siguiente sección presenta una breve reseña histórica sobre el desarrollo de esta dicha tecnología de concentración, tanto a nivel mundial como nacional, con el objetivo de proporcionar un marco que permita comprender mejor los aportes de este trabajo y su articulación con esfuerzos previos en el país.

## 1.2. Antecedentes de energía solar de concentración

Los concentradores cilindro-parabólicos han experimentado un notable desarrollo desde sus inicios en el siglo XIX. En 1883, el ingeniero estadounidense John Ericsson diseñó el primer PTC, marcando un hito en la utilización de la energía solar para aplicaciones térmicas (Global Solare, 2017). Sin embargo, el auge de esta tecnología no comenzó hasta la década de 1980, cuando fueron implementadas las primeras plantas comerciales de energía solar térmica, en donde se demostró la viabilidad de la tecnología para la generación de electricidad a gran escala. Dichas plantas, conocidas como Sistemas de generación de energía solar (del inglés: *Solar Energy Generation Systems*) (SEGS), fueron desarrolladas entre 1984 y 1991, alcanzando una capacidad instalada total de 354 MW. El proyecto SEGS consistía en nueve instalaciones situadas en el desierto de Mojave, California, donde las condiciones climáticas favorecieron el desarrollo de esta tecnología pionera (Kolb, 2000).

En las décadas posteriores, España se consolidó como líder en energía termosolar, impulsando proyectos que aumentaron significativamente la capacidad instalada global. Entre 2007 y 2013, se construyeron más de 50 plantas termosolares en el país, alcanzando una capacidad de 2300 MW. Un ejemplo de ello es la planta Solnova, de capacidad instalada 150 MW, que utiliza PTCs con el fin de accionar turbinas para generar energía

eléctrica. Otro precedente relevante es el proyecto Andasol, también en España, que cuenta con tres plantas de 50 MW cada una, capaces de almacenar energía térmica en sales fundidas, lo que permite generar electricidad incluso después de la puesta del sol (Protermosolar, 2025). El crecimiento continuó a nivel mundial, con proyectos como Solana en Estados Unidos inaugurada en 2013 y con una capacidad de 280 MW (Abengoa, 2013). Este desarrollo refleja cómo la capacidad instalada de los PTC ha aumentado en cada década, impulsando la transición hacia fuentes de energía más limpias y sostenibles.

En el sector industrial, la tecnología de concentración ha sido incorporada en diversas aplicaciones debido a su capacidad para proporcionar calor a temperaturas entre 100°C y 400°C, de forma eficiente y sostenible. Su uso se concentra en procesos como pasteurización, secado, destilación, lavado, esterilización y calentamiento de fluidos. Industrias como la alimenticia, textil, farmacéutica y química han integrado esta tecnología en sus operaciones para mejorar la eficiencia energética y reducir costos operativos a largo plazo (Barrero F, 2024).

Un caso de aplicación industrial de colectores cilindro-parabólicos se encuentra en la mayor planta de bebidas de Chipre, donde se instaló un sistema solar térmico capaz de generar vapor directamente a partir de la radiación solar. El campo solar cuenta con una extensión de 288 m<sup>2</sup> y es capaz de producir hasta 940 litros de vapor diarios. Durante el período de operación evaluado, el sistema logró cubrir la demanda de proceso, demostrando la viabilidad de integrar PTCs en industrias (Ktistis et al. 2021).

A nivel nacional, no se encuentran registros de proyectos industriales significativos relacionados con energía solar térmica de concentración. No obstante, la Facultad de Ingeniería, en conjunto con la Agencia Nacional de Investigación e Innovación (ANII), impulsó en las últimas décadas varias investigaciones clave en este ámbito. Entre ellas, el diseño y construcción del concentrador solar CUR-1 en el año 2012 bajo el Proyecto ANII FSE\_2009\_10\_1, cuyo objetivo principal fue el desarrollo de tecnología solar nacional. El costo estimado del concentrador CUR-1 fue de 440  $\frac{\text{USD}}{\text{m}^2}$ , con una eficiencia proyectada del 55 % (ANII, 2009).

Otro antecedente relevante es la instalación de un banco de ensayos, diseñado y construido en el marco del Proyecto ANII FSE\_2013\_1.1 (Bove Vanzulli et al. 2013), cuyo objetivo fue relevar la curva de eficiencia de un PTC. Aunque se realizaron algunas pruebas, no se alcanzó el objetivo principal debido a problemas con el sistema de seguimiento solar. La instalación planificada, de bajo costo, contaba con tanques abiertos a la atmósfera y cañerías de termofusión, lo que limitaba la temperatura operativa. Actualmente, el concentrador y parte de la instalación se encuentran en el predio del Laboratorio de Energía Solar (LES), ubicado en Salto, Uruguay.

En 2015, un estudio en conjunto entre la Facultad de Ingeniería y la ANII (Galione et

al. 2015), evaluó y comparó el potencial de las tecnologías PTC y Fresnel para generación de calor en procesos industriales. El estudio incluyó diferentes escenarios de trabajo, considerando distintas temperaturas de operación, localizaciones de la instalación y el impacto de la relación de concentración en la producción de energía. El estudio concluye que la energía solar de concentración es una alternativa viable para reducir la dependencia de combustibles fósiles en la industria uruguaya, particularmente en procesos de media temperatura.

### **1.3. Objetivos y alcance**

Este proyecto representa una continuación de los esfuerzos anteriores vinculados al desarrollo de la energía solar de concentración a escala nacional, teniendo como objetivo central el diseño de un PTC para aplicaciones industriales de media temperatura. Este diseño abarca todos los subsistemas del concentrador: tubo colector, espejo, estructura y sistema de seguimiento, haciendo énfasis en la modularidad y la utilización de materiales y mano de obra local.

Además, se realiza el estudio termo-económico del PTC, simulando la generación de energía solar térmica mediante una herramienta computacional de desarrollo propio y datos meteorológicos típicos del país. Con ello, se evalúa la viabilidad del proyecto de aplicación, contrastándolo con otras alternativas y estimando el impacto ambiental de la operación del PTC.

Queda fuera del alcance del proyecto el prototipado del diseño propuesto y con ello, pruebas prácticas de rendimiento y eficiencia, así como la adaptación real del concentrador a un proceso industrial específico. El proyecto no incluye las fases de ingeniería de ejecución, prueba, puesta en marcha ni cierre.

A modo de resumen general de la estructura de este proyecto, en el Capítulo 2 se expone el principio de funcionamiento de los concentradores solares cilindro-parabólicos, junto con una descripción de sus componentes principales. Posteriormente, en el Capítulo 3 se desarrolla el modelo térmico para un PTC, con el fin de implementar una herramienta de simulación computacional, que se utiliza para predecir el desempeño del concentrador. Luego, se presenta en el Capítulo 4 el diseño estructural del PTC, relevando al Capítulo 5 el diseño del sistema de seguimiento. Finalmente, en el Capítulo 6 se realiza un análisis termo-económico del PTC diseñado, realizando la comparación con tecnologías alternativas disponibles.

# Capítulo 2

## Generalidades de los concentradores cilindro-parabólicos

Este capítulo aborda el contexto necesario para la comprensión de los PTCs, incluyendo una descripción general de sus componentes y una caracterización del recurso solar aplicada a esta tecnología.

### 2.1. Recurso Solar

El sol es la fuente principal de energía para la Tierra, generando la radiación que impulsa la mayoría de los procesos energéticos naturales. Esta tiene origen en el núcleo del sol, donde tienen lugar reacciones de fusión nuclear que liberan enormes cantidades de energía. Parte de ella se emite como radiación electromagnética, cubriendo un amplio espectro de longitudes de onda que va desde el ultravioleta hasta el infrarrojo.

Dado que la distancia media entre la Tierra y el sol es considerablemente mayor que el radio terrestre<sup>1</sup>, una fracción muy pequeña de la energía total emitida incide efectivamente en la Tierra. De la energía emitida anualmente por el sol, 23 000 TW · año inciden sobre la superficie seca terrestre, más de 1 000 veces el consumo anual de energía (18,5 TW · año) (Abal et al. 2020). Este valor representa la disponibilidad del recurso solar y evidencia su potencial para satisfacer la creciente demanda energética mundial mediante fuentes renovables.

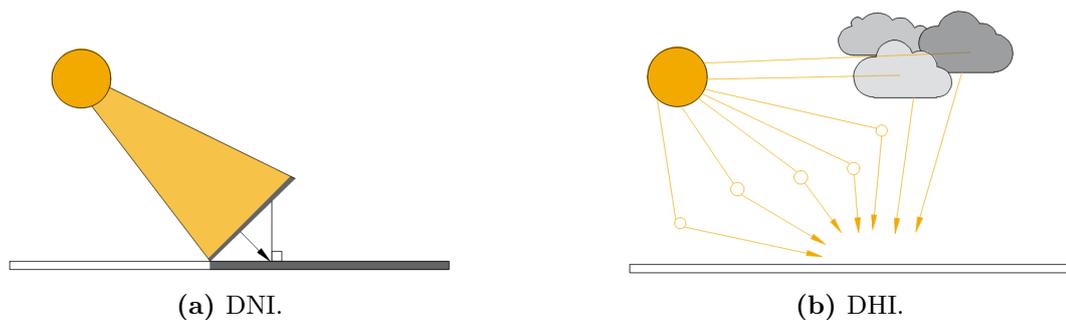
Cabe señalar que no toda la radiación solar que llega a la atmósfera alcanza la superficie terrestre, debido a las interacciones con la mezcla de gases que conforman la atmósfera. Como resultado de estas interacciones, parte de la radiación solar es absorbida, otra se dispersa de regreso al espacio, y el resto se propaga hacia la superficie terrestre. Por ello, se define la Irradiancia global en plano horizontal (del inglés: *Global Horizontal Irradiance*)

---

<sup>1</sup>La distancia de la tierra al sol es aproximadamente 25 000 veces mayor al radio terrestre.

(GHI) como la irradiación solar total recibida por una superficie horizontal en la Tierra. La misma es la suma de dos componentes:  $GHI = DNI \cdot \cos(\theta) + DHI$ .

- La Irradiancia directa con incidencia normal (del inglés: *Direct Normal Irradiance*) (DNI) es la irradiancia que proviene del sol que no es dispersada por la atmósfera. Surge de orientar una superficie de manera tal que los rayos solares incidan perpendicularmente en ella. En superficies no perpendiculares a los haces, el ángulo de incidencia  $\theta$  es el formado entre los rayos y la normal a la superficie (ver Figura 2.1a). Es de ésta irradiancia de la que se valen los PTCs para generación de calor.
- La Irradiancia difusa en plano horizontal (del inglés: *Diffuse Horizontal Irradiance*) (DHI) es la irradiancia que incide en un plano normal proveniente del sol después de ver su dirección cambiada por efectos de la atmósfera, como se ilustra de manera esquemática en la Figura 2.1.



**Figura 2.1:** Representación esquemática de las componentes directa y difusa de la GHI. Adaptado de Research, 2021.

En el contexto del estudio del recurso solar en Uruguay, se han desarrollado diversas herramientas para estimar con precisión la irradiancia en el territorio nacional, con el fin de facilitar la implementación de tecnologías solares. Una de ellas es el Año Meteorológico Típico del Uruguay (AMTU), que sirve como referencia para la evaluación de proyectos solares en el país. El AMTU fue desarrollado por Alonso-Suárez et al. (2016) a partir del modelo empírico **JPTv2**, optimizado para estimar la GHI en Uruguay mediante datos satelitales y mediciones de la Red de Medida Continua de Irradiancia Solar<sup>1</sup>. Su propósito es proporcionar un conjunto de datos climáticos representativo tanto en términos de irradiancia media, como de variabilidad del recurso a lo largo del año. Con este objetivo, el AMTU provee datos horarios correspondientes a un año típico meteorológico para cinco localidades del país. Estos incluyen variables como la DNI, la temperatura ambiente, la velocidad y dirección del viento, así como las coordenadas solares (altura y azimut).

<sup>1</sup>Actualmente la red cuenta con 8 estaciones en distintos puntos del país, proporcionando la irradiancia solar y temperatura ambiente (Monetta, 2022)

## 2.2. Concentradores solares

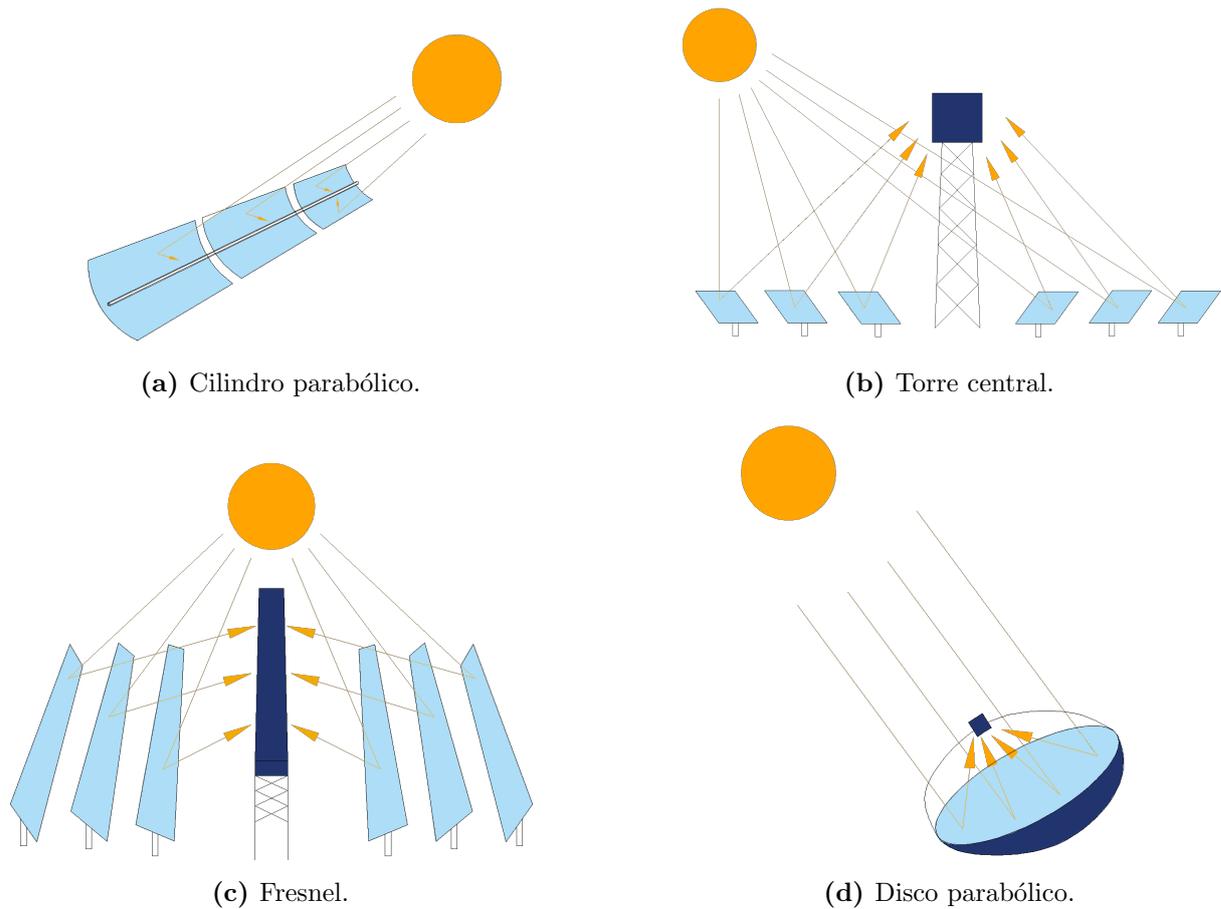
Las tecnologías de concentración interponen un dispositivo óptico entre la fuente de radiación y la superficie que la recibe, con el fin de concentrar la radiación que incide en un área de apertura ( $A_a$ ) en otra de captación de menor tamaño, denominada área del receptor ( $A_r$ ). Según Duffie y Beckman (2013), el cociente entre estas dos áreas se define como factor de concentración, tal como se expresa en la Ecuación 2.1,

$$C = \frac{A_a}{A_r}. \quad (2.1)$$

Factores de concentración elevados permiten alcanzar temperaturas de trabajo superiores a las de tecnologías sin concentración ( $C = 1$ ). Esto es debido a que las tecnologías de concentración reducen el área en donde se producen las pérdidas térmicas.

Los dispositivos de concentración se pueden clasificar entre los que forman imagen y los que no. Los primeros de ellos producen una imagen del sol al reflejarse en el receptor, por lo que la generación depende mayormente de la DNI. En esta categoría se encuentran distintos tipos de concentradores: cilindro-parabólico, torre central, Fresnel y disco parabólico, representados esquemáticamente en la Figura 2.2. En general, este tipo de dispositivos requieren de sistemas de orientación que garanticen la reflexión solar hacia un objetivo dado. Por el contrario, los equipos que no forman imagen tienen más de un foco de concentración asociado a su geometría, pudiendo no necesitar de un sistema de seguimiento continuo. Ejemplo de esta tecnología son los Colectores parabólicos compuestos (del inglés: *Compound Parabolic Collectors*) (CPC), cuyo elemento reflectivo consiste, de manera muy simplificada, en la unión de dos o más parábolas. Este tipo de colectores aprovechan ambas componentes de la GHI, tanto directa como difusa. Los concentradores formadores de imágenes suelen alcanzar mayores factores de concentración, lo que les permite operar a temperaturas más elevadas. Por ejemplo, en concentradores formadores de imágenes, el factor de concentración puede llegar a valores superiores a 20, mientras que en sistemas no formadores de imágenes, estos suelen ser mucho menores, por lo que sus aplicaciones se ven limitadas a temperaturas más bajas (Duffie y Beckman, 2013).

Los concentradores cilindro-parabólicos, como los expuestos en la Figura 2.3, son una de las tecnologías más desarrolladas dentro del área de la energía solar térmica. Esto es consecuencia de la experiencia acumulada en proyectos de pequeña y gran escala a nivel mundial (Kalogirou, 2012).



**Figura 2.2:** Tecnologías de concentración de energía solar.



(a) Modelo LS3



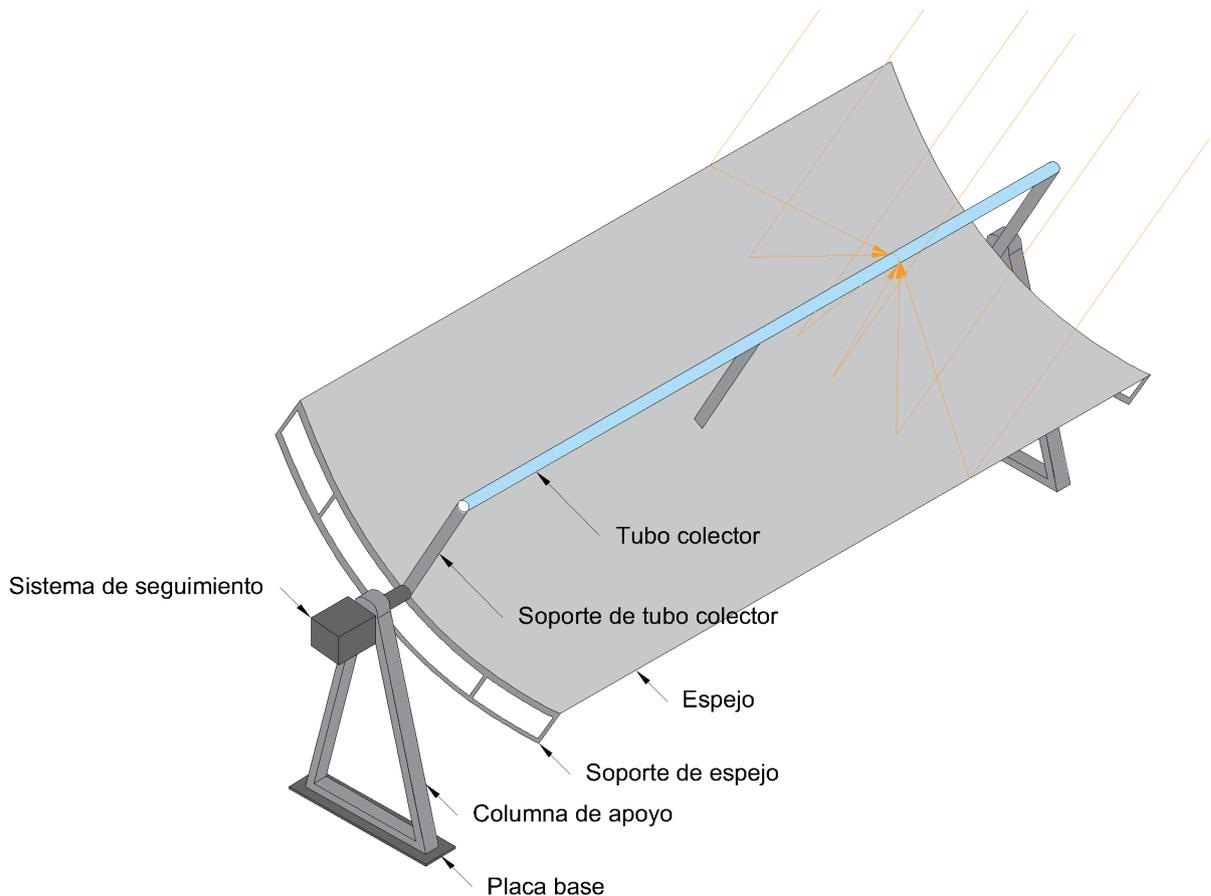
(b) Modelo Eurotrough

**Figura 2.3:** Dos modelos de PTC de gran escala. Extraído de HelioTrough (2018).

Seguidamente, se analizan en detalle los concentradores cilindro-parabólico, describiendo su principio funcionamiento y detallando sus componentes principales.

## 2.3. Concentradores cilindro-parabólicos

Esencialmente, un PTC consiste en un espejo en forma de parábola que direcciona la radiación incidente a un tubo colector ubicado en su eje focal. Cuando la parábola se orienta hacia el sol, los rayos paralelos al eje de esta inciden en el espejo concentrándose en el tubo colector, como puede apreciarse en Figura 2.4. La radiación concentrada calienta el fluido que circula por el tubo, transformando así la radiación solar en calor útil.



**Figura 2.4:** Esquema del funcionamiento de un PTC y sus componentes principales.

### 2.3.1. Componentes del PTC

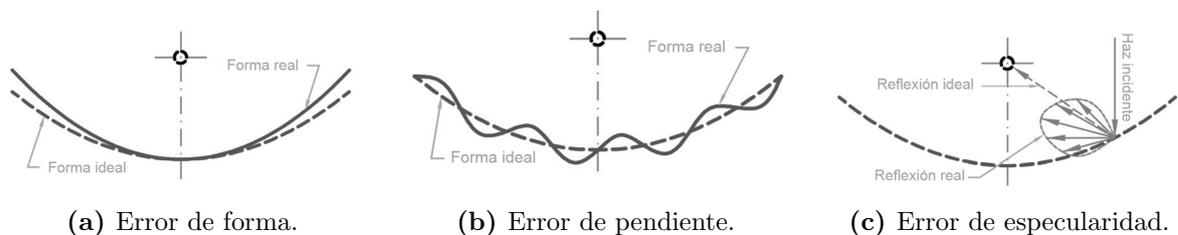
Un PTC consta de cinco componentes principales: tubo colector, espejo, estructura de soporte, fluido de trabajo y sistema de seguimiento. A continuación se describe su principio de funcionamiento y mecanismos típicos de falla.

#### Espejo

La finalidad del espejo es reflejar la radiación solar y concentrarla en el receptor, por lo que debe presentar una geometría cilindro-parabólica. Esta geometría cuenta con una

propiedad clave para el funcionamiento del concentrador: todos los rayos que inciden paralelos al eje de simetría de la parábola se verán reflejados sobre el eje focal de esta. Los desperfectos más comunes que afectan a este componente son los que provocan la desviación de la radiación solar, que responden a desperfectos en el proceso de manufactura, colocación u operación. Las fallas que pueden presentarse en los espejos, incluidas en la Figura 2.5, son:

- Forma: la geometría de la parábola construida no coincide con la parábola diseñada a lo largo del espejo.
- Regularidad de la superficie: la superficie del espejo presenta desviaciones locales de pendiente.
- No especularidad: los rayos entrantes no se reflejan con ángulo igual al de incidencia, por lo que hay un desvío de la trayectoria por fuera del foco de la parábola.



**Figura 2.5:** Errores asociados al espejo del PTC

Adicionalmente, los espejos utilizados en tecnologías solares de concentración deben ofrecer una alta reflectividad y resistir los efectos adversos del ambiente. Factores como la suciedad, la abrasión y la corrosión afectan directamente el rendimiento óptico de las superficies, resultando en una disminución en la eficiencia del sistema. Se han utilizado diversos materiales para cumplir con estos requerimientos, destacándose principalmente los espejos de vidrio plateado, los *films* poliméricos, el aluminio pulido y, en aplicaciones de bajo costo, los de acero inoxidable (Fernández-García et al. 2020).

Los espejos de vidrio plateado están compuestos por una lámina de vidrio sobre la que se deposita un sustrato de plata. Su principal ventaja es su alta reflectividad, que puede alcanzar valores de  $\rho = 0,95$ . Para asegurar la rigidez del conjunto, estos espejos requieren un respaldo estructural, mediante un proceso de adhesión para evitar deformaciones y darle la forma requerida (Kennedy et al. 2005).

Por otra parte, los *films* poliméricos reflectivos representan una alternativa liviana y de bajo costo frente a los espejos de vidrio. Estos materiales están compuestos por una lámina flexible sobre la que se deposita una capa reflectiva, usualmente de plata o aluminio. Este material no solo alcanza valores de reflectividad inicial comparables a los del vidrio plateado (en el entorno de  $\rho = 0,94$  en algunos modelos comerciales), sino que

también su flexibilidad, bajo peso y facilidad de transporte e instalación lo convierten en una alternativa competitiva. No obstante, su durabilidad sigue siendo un desafío, ya que presentan pérdidas de reflectividad en condiciones de radiación intensa, humedad y temperaturas elevadas (Kennedy et al. 2005).

Del mismo modo, el aluminio pulido constituye una opción atractiva por su bajo peso, facilidad de manipulación y menor costo al de los espejos de vidrio. Su reflectividad ( $\rho$ ) varía típicamente entre 0,65 y 0,85, dependiendo del grado de pulido y del tipo de recubrimiento superficial aplicado (Muñoz, 2016). Sin embargo, el aluminio es un material químicamente reactivo, y en presencia de humedad o agentes contaminantes desarrolla una capa pasiva de alúmina ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) que reduce progresivamente la reflectividad del espejo. Por esta razón, es común el uso de recubrimientos protectores (como anodizados o capas adhesivas) para mejorar su resistencia a la abrasión y a la corrosión (Kennedy et al. 2005).

Por último, el acero inoxidable no alcanza los niveles de reflectividad de otros materiales usados con frecuencia en energía solar de concentración, su uso ha sido propuesto en aplicaciones de bajo costo y escasa demanda de calor (Fernández-García et al. 2020). Una de las ventajas del acero inoxidable es su alta resistencia a la corrosión, convirtiéndolo en una alternativa robusta para condiciones ambientales severas. Además, es un material ampliamente disponible en el mercado con una variedad de aleaciones entre las que seleccionar. Un caso de aplicación es el prototipo MEXSOL, que utiliza un espejo parabólico de acero inoxidable AISI 304 pulido, destinado a procesos de deshidratación agroindustrial (Fernández-García et al. 2020). Los estudios realizados en este proyecto demostraron que, mediante un adecuado tratamiento de pulido (en particular el pulido electrolítico<sup>1</sup>), es posible alcanzar valores de reflectividad cercanos a  $\rho = 0,7$  (Fernández-García et al. 2020). En contrapartida, el acero inoxidable presenta desafíos relacionados con su peso, necesitando estructuras de mayor porte para su sostén.

## Tubo Colector

El tubo colector es el encargado de transformar la radiación concentrada por los espejos en calor útil, incrementando la temperatura del fluido de trabajo. Este componente consiste en un tubo receptor con un tratamiento selectivo y un vidrio de cobertura.

El tubo receptor o receptor (del inglés *receiver tube*) es el componente encargado de absorber la radiación solar concentrada. Debido a su exposición directa a altas intensidades de energía solar, alcanza temperaturas elevadas durante su operación. Por esta razón, debe contar con un revestimiento selectivo, caracterizado por una alta absorptividad frente a la radiación solar de onda corta ( $\alpha_r$ ) y una baja emisividad en el rango de radiación térmica

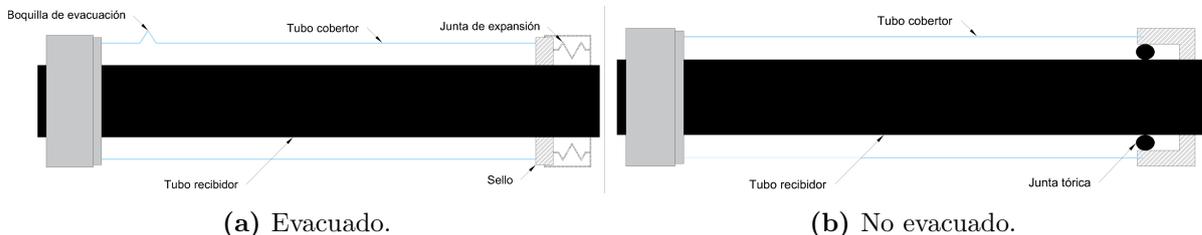
---

<sup>1</sup>Proceso electroquímico donde se elimina material de la superficie metálica sumergiendo la pieza como ánodo en una solución electrolítica.

de onda larga ( $\epsilon_r$ ). Estas propiedades permiten maximizar la captación de energía solar, minimizando las pérdidas térmicas por radiación. Entre los recubrimientos más utilizados, se encuentran pinturas selectivas, *coatings* de cromo negro y de aleación de níquel-cromo (Kasaeian et al. 2016). Además, por ser el tubo receptor el elemento que está en contacto con el fluido de trabajo, características como alta conductividad térmica y resistencia a la corrosión son deseables a la hora de la elección del material. El cobre es uno de los materiales más utilizados para este propósito, debido a su excelente conductividad térmica. Sin embargo, su resistencia a la corrosión es limitada, especialmente en condiciones de alta temperatura. Por esta razón, en aplicaciones donde la corrosión es una variable a considerar, se suele optar por materiales alternativos como el acero inoxidable, que ofrece buena conductividad térmica y mayor durabilidad ante fluidos corrosivos.

El vidrio de cobertura cumple la función de minimizar las pérdidas térmicas del tubo receptor, obstaculizando el intercambio de calor con el exterior. La región anular entre los elementos puede encontrarse ocupada por aire o vacío parcial. Esta última opción es más efectiva para aumentar el rendimiento del sistema, aunque la utilización de vacío conlleva una mayor complejidad de manufactura. En tubos colectores de alta tecnología la unión entre el vidrio de cobertura y el tubo receptor se da mediante un sello vidrio-metal que, mediante un fuelle en cada extremo, procura reducir esfuerzos mecánicos que surgen por la dilatación diferencial de tubos de distintos materiales, preservando el vacío en la región (ver Figura 2.6a). En cambio, los tubos colectores con aire en su región anular presentan menos exigencias en la fabricación, necesitando sólo de una junta tórica para asegurar la estanqueidad entre tubo receptor y vidrio cobertor (ver Figura 2.6b).

El material de la cobertura debe presentar alta transmisividad, baja absorptividad y bajo índice de refracción, ya que no debe desviar ni absorber la radiación reflejada. Los vidrios compuestos de silicio, que presentan bajo contenido de hierro, son los más comunes dentro de las aplicaciones solares. Un ejemplo de estos son los vidrios de borosilicato, coloquialmente conocidos como Pyrex.



**Figura 2.6:** Esquemas de tubos colectores.

Actualmente nuestro país no cuenta en plaza con tubos colectores diseñados para PTCs. Adicionalmente, no existe fabricación local de vidrio borosilicatado ni la tecnología requerida para la manufactura en escala de tubos evacuados. Sin embargo, existen

Modelo	Tubos no evacuados					Tubos evacuados		
	PT-1	RMT	PTC-1800	Polythrough 1800	Soponova	HCEMS11	UVAC 70-7G	SEIDO 6-2
<b>Recibidor</b>								
Diám. (mm)	51	25,4	38	34	25	70	70	63,5
Largo (m)	6,1	3,68	5,09	–	3,66	4,06	4,06	2
Material	Acero inoxidable					Acero inox.		
<b>Vidrio cobertura</b>								
Diám. (mm)	75	51	65	56	–	125	115	102
Espesor (mm)	–	–	–	–	–	3	3	–
Material	Pyrex		–	Borosilicato	–	Borosilicato		
Transmitancia	0,95–0,96	0,95	0,95	–	0,91	0,966	0,967	0,95
<b>Tratamiento selectivo</b>								
Material	Cromo negro/níquel		–	Cromo negro	–	–	–	–
Absorptancia	0,96–0,98	0,96–0,98	–	–	0,95	0,95	0,962	0,94
<b>Otras características</b>								
Temp. máx. (°C)	288	205	250	250	270	580	350	390
Vida útil (años)	–	–	–	–	–	25	25	–

**Tabla 2.1:** Características de tubos colectores no evacuados (izquierda) y evacuados (derecha). Adaptado de Tagle-Salazar et al. (2020).

experiencias a nivel nacional de fabricación de tubos colectores no evacuados, como la constatada en el marco del proyecto ANII FSE 10649-2013 (Bove Vanzulli et al. 2013).

La Tabla 2.1 presenta las características de modelos de tubos colectores, tanto evacuados y no evacuados, de distintos fabricantes a nivel mundial en base a la recopilación realizada por Tagle-Salazar et al. (2020). De estos modelos comerciales de uso probado puede extraerse información de referencia para el diseño de un PTC.

En primer lugar, se aprecia una clara diferencia en las temperaturas máximas de operación entre ambas categorías. Mientras que los tubos no evacuados alcanzan temperaturas típicas del orden de 200 – 280°C, los evacuados pueden operar hasta 580°C, volviéndose indispensables para aplicaciones de alta temperatura. En cuanto a los largos, se observa que los tubos mayormente encajan en dos estándares: 12 ft (3,66 m) y 2 – 4 m.

En todos los casos donde se especifica el material, los tubos recibidores están construidos en acero inoxidable, mientras que el vidrio cobertor es de tipo borosilicatado.

Respecto a la vida útil, aunque no todos los modelos reportan este dato, los tubos evacuados suelen diseñarse para un uso del orden de 25 años.

## Estructura de soporte

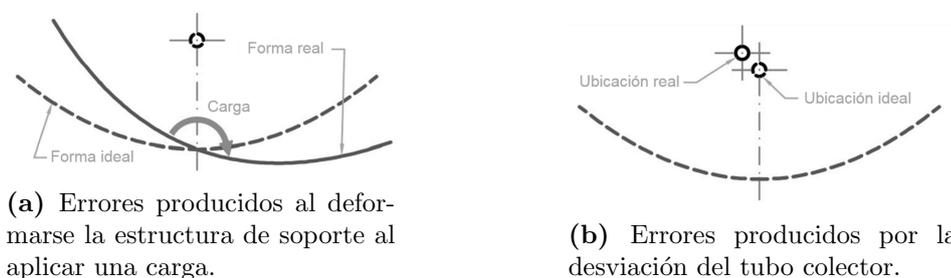
La función principal de la estructura de soporte es consolidar los componentes del concentrador, brindando rigidez y estabilidad al sistema. Su construcción se basa en materiales estructurales tales como acero y aluminio y está constituida por tres partes: las columnas de apoyo, el soporte del espejo y el soporte del tubo colector, como se muestra en la Figura 2.4. El primero de estos componentes forma parte de la estructura fija, anclada al suelo. Mientras tanto, el soporte del espejo y del tubo colector forman parte del llamado conjunto giratorio, grupo de componentes que rotan solidariamente en torno al

eje del concentrador y son accionados por el sistema de seguimiento.

Las columnas de apoyo o análogo cumplen la función de fijar el concentrador al suelo, así como soportar el peso de los demás componentes. Su diseño debe contemplar cargas externas tales como el peso del fluido de trabajo como también las producidas por el viento. En este sentido, Giannuzzi et al. (2007) describen un procedimiento de diseño acorde a la norma italiana de vientos CNR-DT 207/2008, mientras que otros autores optan por el estudio caso a caso mediante herramientas de Dinámica de fluidos computacional (del inglés: *Computational Fluid Dynamics*) (CFD).

El soporte del espejo, cumple la función de fijar los espejos a la estructura, dando rigidez a los mismos con el propósito de conservar su forma parabólica. Esto es de suma importancia, ya que cualquier deformación comprometería la precisión óptica del sistema, dando lugar a errores de forma y de pendiente en los espejos (Figura 2.5a y 2.5b respectivamente). Estos soportes deben resistir tanto el peso de los propios espejos, como las cargas generadas por la acción del viento sobre la superficie reflectante.

Por último, el soporte del tubo colector tiene por función fijarlo en el eje focal a lo largo de todo el concentrador con la finalidad de minimizar el error de desviación (ver Figura 2.7b). Por estar en contacto con el vidrio cobertor, puede ser una fuente de pérdidas térmicas por conducción y por ello se interpone un material aislante en la junta a modo de evitar la transferencia a lo largo del soporte.

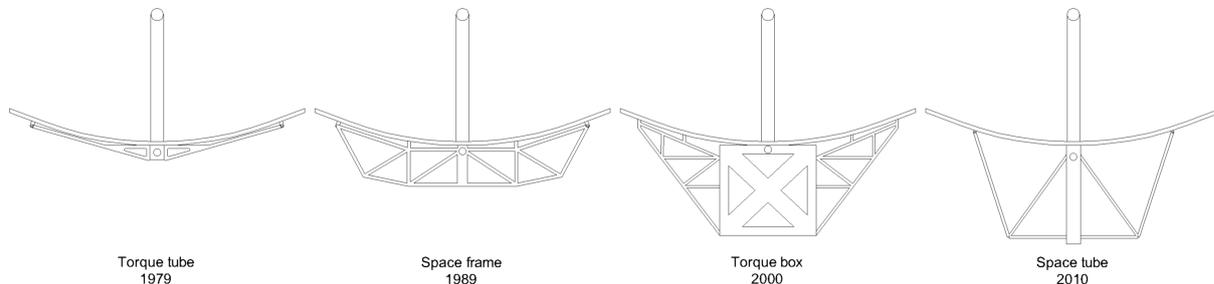


**Figura 2.7:** Errores asociados a la estructura de soporte que puede presentar un PTC. Adaptado de Tagle-Salazar et al. (2020).

Como fue mencionado anteriormente, mantener la geometría parabólica de los espejos, así como la adecuada posición del tubo colector es esencial para mantener un desempeño óptimo del sistema. En contrapartida, una estructura sobredimensionada resultará en costos innecesarios de material, además de afectar otros sistemas. Por ejemplo, un soporte de espejo mal dimensionado tiene un mayor peso en comparación con uno adecuadamente diseñado, aumentando el momento de inercia del PTC y representando una mayor sollicitación para el sistema de seguimiento.

A través de las décadas se han desarrollado diferentes tipos de estructuras de PTCs con el objetivo de mejorar su rendimiento, reducir costos y optimizar la fabricación en

masa. Estas estructuras varían en diseño, rigidez y capacidad para manejar las cargas durante el seguimiento solar. Algunas de las estructuras más relevantes pueden apreciarse en la Figura 2.8 y serán descritas a continuación.



**Figura 2.8:** Evolución de los soportes de espejo de los PTCs, con su año de desarrollo. Adaptado de Gharat et al. (2021).

- *Torque Tube*: utiliza un tubo central que proporciona rigidez torsional al sistema y ayuda a distribuir los momentos generados mayoritariamente por el viento. Esta estructura se utiliza comúnmente debido a su escasa cantidad de componentes y simplicidad de manufactura. No obstante, por encontrarse el eje de giro apartado del centro de masa de la estructura, puede llegar a necesitar contrapesos para lograr un adecuado balance. Un ejemplo aplicado de este diseño se aprecia en la Figura 2.3a.
- *Space Frame*: se trata de un diseño compuesto por múltiples tubos estructurales interconectados que forman una estructura reticulada. Proporciona una buena rigidez a la flexión y es fácilmente escalable, haciéndola adecuada para concentradores de gran porte. Sin embargo, su diseño presenta una menor rigidez torsional a otras alternativas y su manufactura es compleja por la necesidad de soldar múltiples elementos de distintas dimensiones.
- *Torque Box*: es una variante que combina aspectos de las anteriores estructuras. Utiliza una caja de torsión en lugar de un tubo, y cuenta además con múltiples tubos estructurales interconectados. Esto permite un equilibrio de masas intrínseco, y contribuye a la reducción del peso. Esta estructura es más compleja en términos de materiales y montaje que las anteriores, debido a su mayor número de componentes. Un ejemplo aplicado de este diseño se observa en la Figura 2.3b.
- *Space Tube*: es una versión simplificada de la estructura tipo *space frame*. Utiliza un diseño de tubos conectados que permite soportar cargas sin el peso de otras estructuras y al estar balanceada en masa, no requiere contrapesos adicionales. Presentan como principal desventaja su diseño voluminoso, siendo el espacio disponible una variable a considerar en su implementación.

## Fluido de trabajo

El fluido de trabajo es la sustancia que absorbe el calor proveniente del receptor y lo transfiere como energía útil al proceso. Este medio debe poseer cualidades como alta capacidad y conductividad térmica, baja viscosidad, baja expansión térmica, mínima corrosividad, y estabilidad térmica y química (Tagle-Salazar et al. 2020). La elección del fluido depende de las condiciones específicas del proceso, ya que diferentes aplicaciones requieren propiedades térmicas y químicas adaptadas a las exigencias operativas. Por ello, es importante evaluar en detalle las características del fluido seleccionado y su interacción con el sistema para garantizar una operación segura, eficiente y sin riesgos de daño al equipo.

Entre las opciones más comunes, el agua destaca como un fluido adecuado para aplicaciones de baja temperatura. Es inodora, presenta una viscosidad relativamente baja y es no tóxica, lo que la convierte en una opción segura. Entre sus ventajas se incluyen la ausencia de riesgos ambientales, como contaminación o incendios, la posibilidad de operar a bajas presiones y la simplicidad del sistema de bombeo asociado. Sin embargo, para aplicaciones de alta temperatura, el agua requiere mantener presiones elevadas para evitar su evaporación. Por ejemplo, para alcanzar una temperatura de 300°C, es necesario operar en presiones cercanas a 10 MPa, lo que agrega complejidad en el diseño del sistema de presurización, incrementando los costos. Además, el agua requiere de un tratamiento para garantizar su adecuada operación y evitar problemas de funcionamiento como incrustaciones a alta temperatura.

Para aplicaciones de mayor temperatura (por encima de 200°C y hasta 400°C), los aceites sintéticos se convierten en una mejor alternativa, permitiendo operar sin los elevados niveles de presión que requeriría el agua para evitar su evaporación. Siguiendo con el ejemplo, a 300°C, un sistema de aceite requiere presiones del orden de 0,6 MPa, permitiendo usar materiales más económicos y simplificando las medidas de seguridad. Existen diferentes aceites sintéticos según la temperatura máxima de operación:

- **Santotherm 55** (o Therminol 55): ideal para temperaturas de hasta 300°C. Ofrece buenas propiedades térmicas a un costo razonable.
- **Monsanto VP-1**: adecuado para temperaturas de hasta 400°C. Su principal inconveniente es un punto de congelación relativamente alto (12°C), exigiendo mantener el sistema por encima de esta temperatura mediante resistencias eléctricas externas o calderas auxiliares. Aunque esta energía adicional es mínima, implica un costo operativo.
- **Syltherm 800**: puede operar hasta 425°C y tiene un punto de congelación bajo (-40°C), eliminando los problemas de congelación. Sin embargo, su costo es significativamente más elevado frente a las otras alternativas.

Los aceites sintéticos presentan una limitación fundamental: tienden a degradarse a temperaturas superiores a  $400^{\circ}\text{C}$ , perdiendo sus propiedades térmicas. Además, se requieren complejos sistemas de sellado para evitar posibles pérdidas así como un filtrado para retirar la humedad o el oxígeno.

Finalmente, otras opciones como líquidos iónicos, aire y sales fundidas también han sido exploradas. Los líquidos iónicos poseen propiedades térmicas superiores a los aceites, pero su alto costo y falta de desarrollo comercial limitan su viabilidad. El aire, aunque no es tóxico ni corrosivo, tiene baja capacidad térmica, restringiendo su uso a aplicaciones específicas como el secado. Las sales fundidas, por su parte, son atractivas para operar en rangos altos de temperatura, pero requieren sistemas complejos para prevenir su solidificación (Sevilla, 2023). Su uso más frecuente es como almacenamiento térmico y no como fluido de transferencia de calor.

### 2.3.2. Sistema de seguimiento

El sistema de seguimiento solar cumple la función de orientar a lo largo del día la apertura del concentrador con el propósito de obtener el máximo aprovechamiento de la radiación incidente. En las siguientes subsecciones se introduce una clasificación de las posibles configuraciones de orientación para el seguimiento solar. Posteriormente, se describen las principales estrategias de seguimiento solar, junto con los esquemas de control comúnmente utilizados. Finalmente, se presenta una revisión de los mecanismos de accionamiento y control, abarcando tanto los sistemas de transmisión de movimiento como los controladores habitualmente utilizados en este tipo de tecnología.

#### Orientaciones del seguimiento solar

La orientación del sistema de seguimiento determina la forma en la que el concentrador se posiciona frente al recorrido aparente del sol, afectando directamente su desempeño a lo largo del día y del año. Las orientaciones serán caracterizadas por su eje de rotación para seguimiento, y de su elección dependen la potencia media anual, las curvas características de generación a lo largo del día, el rango de posiciones angulares que el concentrador debe adoptar y consecuentemente los mecanismos de accionamiento del sistema. Para el presente análisis, se considerarán 3 posibles orientaciones para el seguimiento solar con un grado de libertad<sup>1</sup> (representadas en la Figura 2.9):

- Eje horizontal dirección este-oeste: consta de un eje horizontal orientado de este a oeste de manera que en latitudes sur, el concentrador “mira” a la dirección norte. El rango de ángulos que debe cubrir va de  $0^{\circ}$  a  $90^{\circ}$  y en latitudes fuera de la

---

<sup>1</sup>En este caso, es el número de ejes de rotación posibles del concentrador.

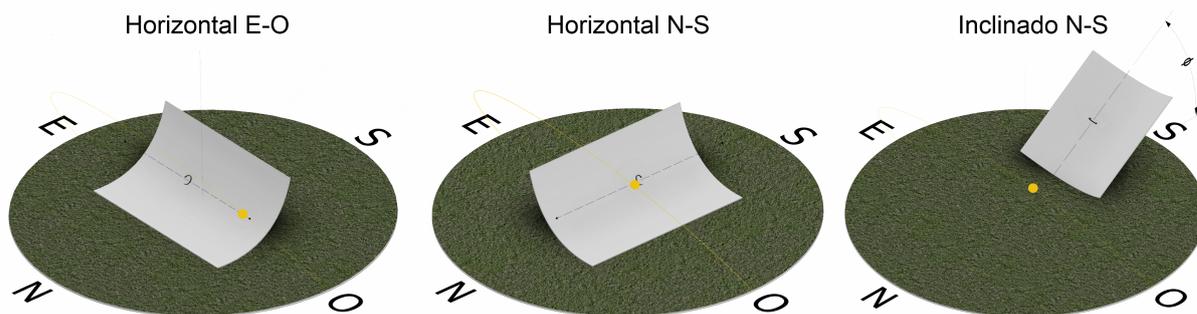
región comprendida por los trópicos, el ángulo máximo puede ser incluso menor. A modo de ejemplo, en Artigas (latitud  $\phi = 30^\circ\text{S}$ ) la máxima altura registrada en el año es  $82,4^\circ$ <sup>2</sup>, por lo que ángulos de seguimiento mayores serían de nula utilidad para cualquier punto del territorio nacional en todo año. Por orientarse hacia el punto cardinal norte, esta configuración carece de una generación considerable en las primeras y últimas horas del día. No obstante, al acercarse el mediodía solar, la generación aumenta significativamente, al punto tal que todos los días al alcanzarlo, el ángulo de incidencia es  $\theta = 0^\circ$ . En ese momento, la irradiancia normal al plano del concentrador alcanza su máximo teórico, y por ende el gráfico típico de generación diaria para el seguimiento E-O es esbelto con un pico en el mediodía solar.

- Eje horizontal dirección norte-sur: consiste en la rotación del concentrador en torno a un eje horizontal con dirección norte-sur. De esta manera, el concentrador recorre la bóveda celeste en los  $180^\circ$  de este a oeste, del amanecer al ocaso. Por este motivo, al alba el concentrador se orienta horizontalmente generando energía desde horas más tempranas, al igual que al atardecer, por lo que también genera hasta horas más tardías. Al mediodía solar, la superficie se orienta con altura  $90^\circ$ , mayor a la que el sol puede adquirir en cualquier momento del año en Uruguay. La discrepancia entre la ubicación del sol y la orientación del concentrador resulta en que en todos los mediodías solares el ángulo de incidencia sea  $\theta \neq 0^\circ$ , por lo que la generación en ese instante será menor a la de un sistema de eje horizontal E-O. Este efecto se traduce en que la curva típica de generación diaria se “achate” y “ensanche” horizontalmente comparada a la del seguimiento E-O.
- Eje paralelo al de rotación de la tierra (o inclinado N-S): el sistema de seguimiento se da entorno a un eje alineado al de rotación terrestre, dado por la recta que une los polos celeste sur y norte. A efectos prácticos, se trata de un eje de rotación igual al horizontal N-S a diferencia de una inclinación en la dirección polar (es decir, hacia el zenit) de un ángulo igual a la latitud local. De esta manera, existen dos casos extremos: en el Ecuador, coinciden los ejes horizontales N-S e inclinados N-S, mientras que en los polos el eje de rotación es vertical. En lo referido al ángulo de incidencia, es posible alcanzar  $\theta = 0^\circ$  en dos ocasiones al año: los equinoccios. En estos instantes, el sol posee declinación  $\delta = 0^\circ$  por lo que se encuentra en un punto perteneciente al Ecuador celeste, perpendicular al eje de rotación de la tierra. Así, la luz solar puede incidir normal a la superficie del concentrador sólo si el evento ocurre de día en la localidad en cuestión. A lo largo del año, el ángulo de incidencia no supera  $-23,5^\circ < \theta < 23,5^\circ$ , declinaciones solares máximas (en solsticios).

La Figura 2.10 presenta las curvas de irradiancia normal al plano de apertura del

---

<sup>2</sup>Correspondiente al mediodía solar del solsticio de Capricornio (aprox. 21 de Diciembre).



**Figura 2.9:** Orientaciones típicas en sistemas de seguimiento de un grado de libertad.

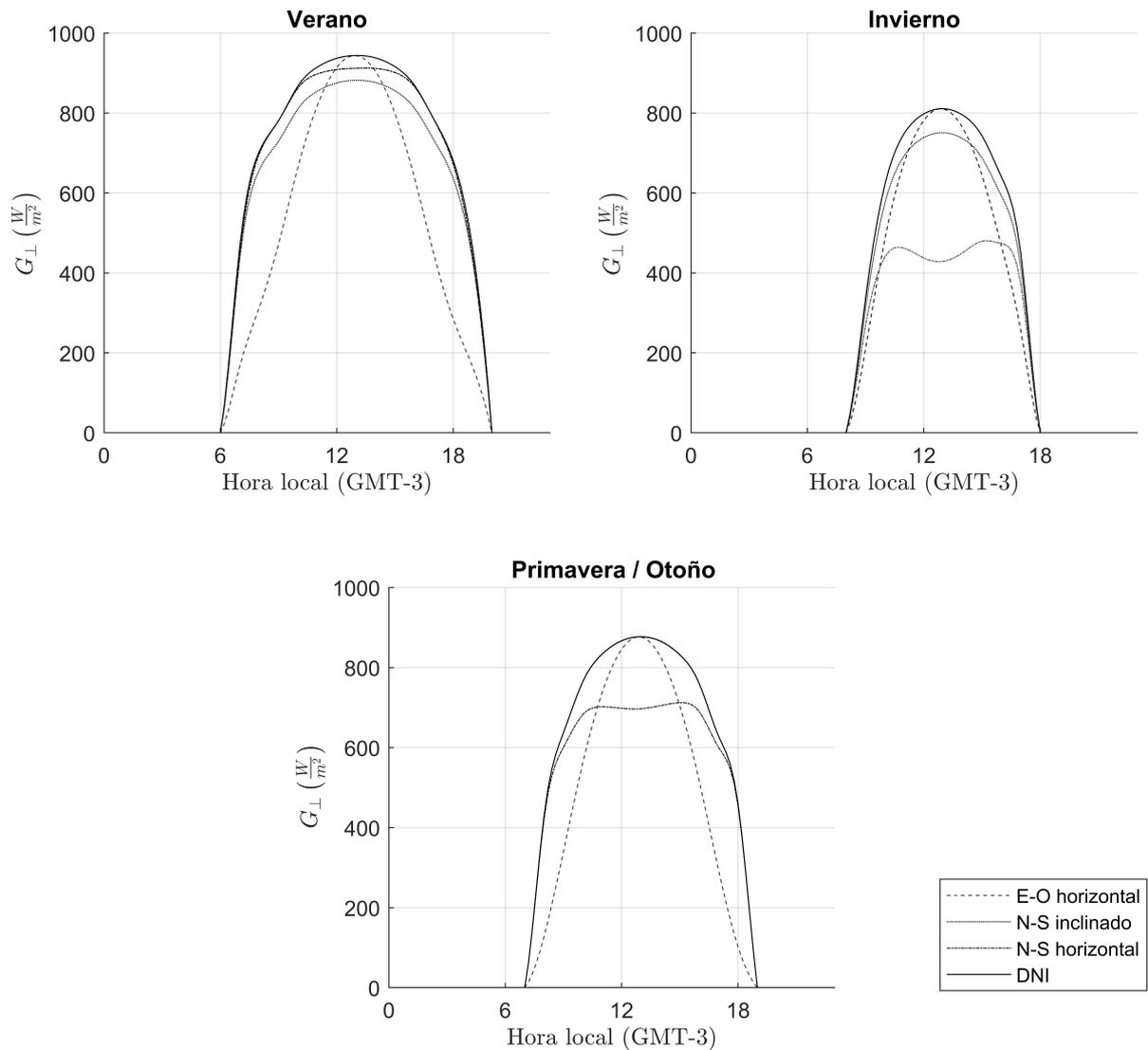
concentrador correspondientes a cada una de las orientaciones previamente mencionadas, diferenciadas por estaciones del año. Puede apreciarse que ninguno de los tres sistemas descritos es capaz de anular el ángulo de incidencia en todo momento. Esto se torna teóricamente posible sólo al considerar sistemas de seguimiento con dos grados de libertad, puesto que el movimiento del sol en la esfera celeste a lo largo del año es bidimensional.

Evaluando el potencial de generación de cada sistema a lo largo del año, la Tabla 2.2 presenta la irradiancia media anual en el plano del concentrador en las cinco localidades del país incluidas en el AMTU. Tanto los datos de localidades como el código empleado para los cálculos se encuentran disponibles aquí.

Orientación	Colonia	Montevideo	Rivera	Rocha	Salto	Promedio	%	Unidad
Horizontal E-O	3,94	3,84	3,72	3,58	3,94	3,80	78,9	$\frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \cdot \text{día}}$
Horizontal N-S	4,51	4,51	4,27	4,18	4,56	4,41	91,5	$\frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \cdot \text{día}}$
Inclinado N-S	4,97	4,90	4,66	4,56	4,99	4,82	100	$\frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \cdot \text{día}}$

**Tabla 2.2:** Irradiancia en  $\frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \cdot \text{día}}$  para los sistemas de seguimiento en las 5 localidades del AMTU.

A partir de la Tabla 2.2 se desprende que el mayor potencial de generación corresponde al sistema de seguimiento inclinado N-S, alcanzando una irradiancia media anual en el país de  $4,82 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \cdot \text{día}}$ . Esta configuración permite maximizar la captación solar al adaptarse de mejor manera a la trayectoria solar a lo largo del año. En comparación, el seguimiento horizontal N-S capta en promedio un 91,5 % de la energía del sistema inclinado, mientras que el horizontal E-O un 78,9%. Con todo, el sistema inclinado N-S impone un mayor desafío constructivo, marcado por el montaje en altura que resulta en estructuras de gran porte y restringidas en modularidad. Así, la elección del sistema de seguimiento deberá equilibrar el plus de generación y la complejidad adicional del diseño e instalación.



**Figura 2.10:** Curvas típicas de irradiancia normal a la apertura de cada sistema seguimiento según estaciones.

### Tipos de seguimiento solar

Se describen a continuación las principales estrategias utilizadas para implementar el seguimiento solar, describiendo su principio de funcionamiento, detallando el nivel de precisión que ofrecen y su dependencia de las condiciones ambientales.

- Seguimiento por reloj solar: este método se basa en establecer un movimiento a velocidad continua durante la duración del día. En este tipo de seguimiento, la estructura se mueve a una velocidad y un ángulo fijos a lo largo del día y durante diferentes meses.
- Seguimiento por coordenadas calculadas: este enfoque sigue la trayectoria solar mediante el cálculo de coordenadas astronómicas. Por lo tanto, la precisión del sistema

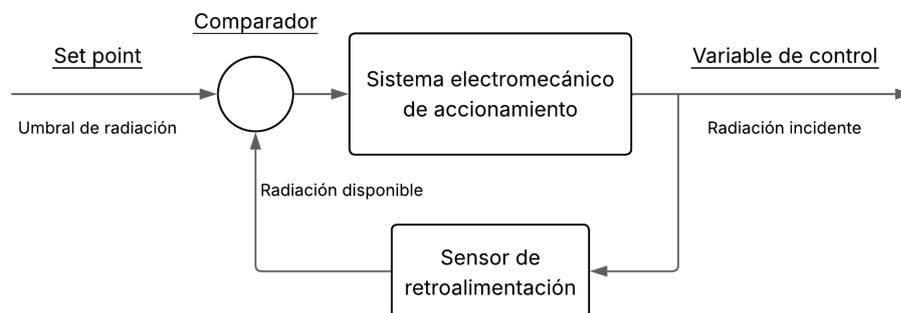
depende del modelo matemático empleado y de la configuración inicial, ya que cualquier error en estos elementos puede acumularse progresivamente sin correcciones adicionales.

- Seguimiento por sensores: determinan la posición del sol utilizando sensores diseñados para captar la presencia de radiación solar. Los sensores utilizados pueden ser tanto fotorresistores o fotodiodos, caracterizados por variar su resistencia e intensidad de corriente inducida en función de la radiación recibida. Para su funcionamiento, se requiere de al menos dos sensores dispuestos de manera estratégica, de forma que se pueda comparar la señal recibida por cada uno. Cuando la radiación solar no incide perpendicularmente al plano del concentrador, se genera una diferencia en la intensidad detectada entre los sensores, lo cual permite identificar un desalineamiento.

## Lazos de control

Se describen los lazos de control comúnmente empleados en sistemas de seguimiento solar. Se distingue entre dos configuraciones, según incluyan o no retroalimentación basada en sensores.

- Lazo cerrado: estos sistemas se basan en información obtenida a través de sensores que brindan retroalimentación al controlador. Entre las posibles magnitudes medidas se encuentran la ubicación del sol en la bóveda celeste, posiciones angulares en el eje del PTC y la irradiancia en el plano del concentrador. Esta retroalimentación permite realizar ajustes en tiempo real para mantener la alineación óptima del sistema. Un esquema del mismo se presenta en la Figura 2.11.



**Figura 2.11:** Diagrama de control en lazo cerrado del sistema de seguimiento. Adaptado de Kalogirou (1996).

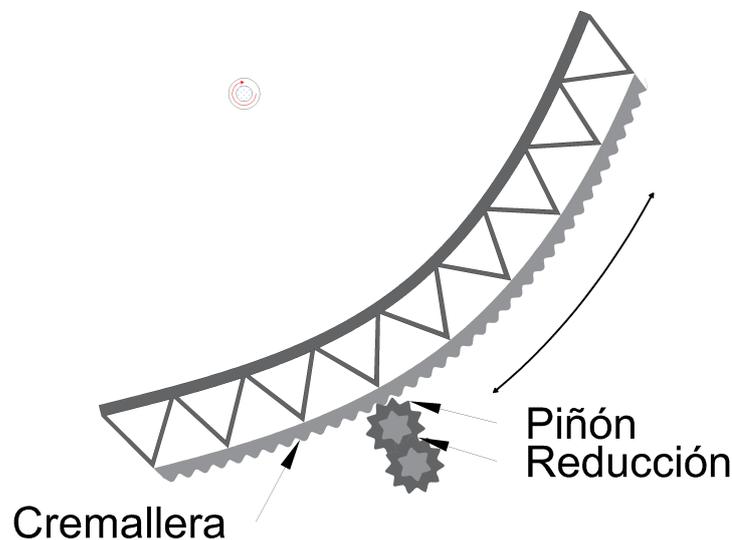
- Lazo abierto: en este tipo de control, el sistema no utiliza sensores ni mediciones externas. En su lugar, funciona a partir de un algoritmo predefinido que, con ba-

se en el tiempo o la posición estimada del sol, determina las acciones necesarias para orientar el concentrador. Al no contar con retroalimentación, el sistema no puede corregir desviaciones si surgen errores, lo que puede afectar la precisión del seguimiento.

## Mecanismos de accionamiento

El desplazamiento del sol a lo largo del cielo es lento, lo que exige que los sistemas de seguimiento solar funcionen a velocidades bajas. Los motores eléctricos estándar no pueden generar la baja velocidad ni el alto par requeridos para este propósito (G. Prinsloo y Dobson, 2015). Por esta razón, se utilizan sistemas de reducción capaces de rotar grandes estructuras, con un ajuste suave y preciso en la orientación del concentrador. A continuación, se describen los principales mecanismos de transmisión utilizados para el seguimiento solar:

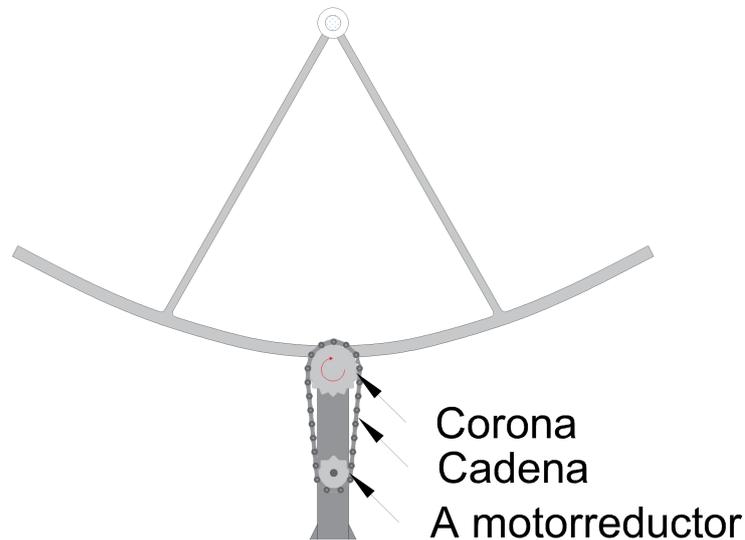
- Sistema piñón-cremallera: un motor eléctrico genera movimiento rotacional, transmitido a través de un piñón a una reducción intermedia. Esta se acopla a una cremallera adosada al soporte de espejo, para lograr una segunda reducción de velocidad. Su mayor desventaja es la cantidad de piezas móviles necesarias para la transmisión del movimiento, causando costos elevados y dificultad en la alineación.



**Figura 2.12:** Mecanismo utilizando rueda dentada y piñón. Adaptado de Gharat et al. (2021).

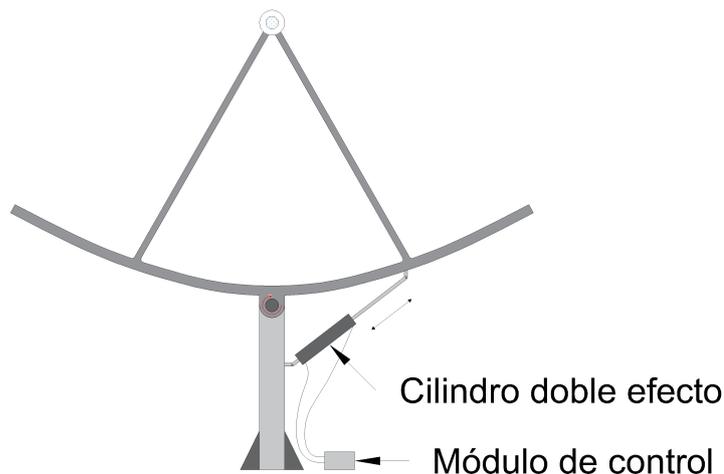
- Sistema de transmisión por cadenas: el motor eléctrico acciona uno o más pares plato-piñón vinculados por cadenas para transmitir el movimiento al eje rotación del PTC. Pueden ser empleadas reducciones consecutivas o complementar una reducción planetaria conectada al eje del motor. Las cadenas permiten una transmisión sin necesidad de una compleja alineación, siendo una opción sencilla y económica

para PTCs de pequeño porte. Sin embargo, las cadenas requieren ser tensadas periódicamente y el sistema no es escalable por ser necesarias cadenas cada vez más gruesas.



**Figura 2.13:** Mecanismo de transmisión por cadena. Adaptado de Gharat et al. 2021

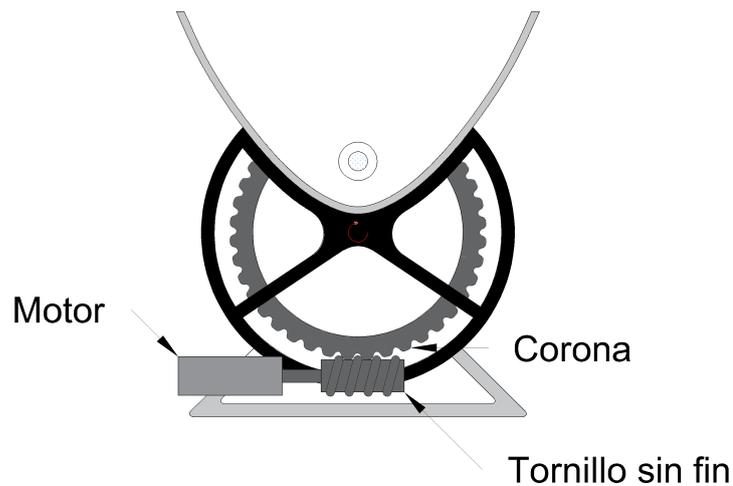
- Sistema con cilindro hidráulico: utiliza un actuador hidráulico en lugar de motores y mecanismos de engranaje. Este sistema emplea un cilindro hidráulico doble efecto vinculado al conjunto giratorio (ver Figura 2.14), destacando por su fuerza al utilizarse en estructuras de gran porte. Una ventaja que posee es la mayor precisión lograda en comparación a las otras alternativas de accionamiento. Por contrapartida, un sistema hidráulico es más costoso y complejo que otras opciones.



**Figura 2.14:** Mecanismo que utiliza cilindro hidráulico. Adaptado de Gharat et al. 2021.

- Mecanismo de tornillo sin fin y corona: el tornillo sin fin rota transmitiendo el movimiento a una rueda helicoidal solidaria al conjunto giratorio. Este sistema ofrece

una relación de reducción alta, permitiendo un movimiento controlado y lento. El motor acciona el tornillo sin fin, y el concentrador sigue la trayectoria solar con una rotación suave. La Figura 2.15 muestra las primeras aplicaciones de este mecanismo. Hoy en día, no se utiliza debido a la necesidad de incorporar una corona de gran volumen, aumentando el costo y dificultando el montaje. Esta forma de transmisión ha evolucionado hacia una forma más compacta, utilizando un *slew drive*, que integra la corona dentada y un sin fin en una carcasa sellada, ofreciendo mayor robustez y facilidad de instalación.



**Figura 2.15:** Mecanismo de tornillo sin fin y corona. Adaptado de Shipman, 1928.

## Tipos de Controladores

Para lograr el correcto seguimiento, es necesario contar con controladores lógicos capaces de gestionar los accionamientos del sistema, recibiendo las señales de los sensores y comandando a los actuadores. A continuación, se presentan las principales opciones de controladores comúnmente utilizados en aplicaciones solares:

- Controlador Lógico Programable (del inglés: *Programmable Logic Controller*) (PLC): los PLC son computadoras orientadas a automatización industrial que pueden gestionar sistemas de seguimiento solar con múltiples sensores y actuadores. Estos dispositivos ejecutan algoritmos complejos, como cálculos astronómicos o estrategias de seguimiento basadas en sensores y se caracterizan por su fiabilidad. Un ejemplo de aplicación es el presentado por Wang et al. (2016), donde se utilizó un PLC para implementar un sistema de seguimiento solar automático en un concentrador cilindro-parabólico, logrando un error de seguimiento inferior a  $0,6^\circ$ .
- Microcontroladores: los microcontroladores, como Arduino y ESP32, representan una opción económica y versátil. Estos dispositivos pueden programarse para reali-

zar funciones de control tanto en lazo cerrado como abierto, permitiendo una implementación flexible y de bajo costo. En el estudio de Rani et al. (2018), se diseñó un sistema de seguimiento solar automático de un solo eje basado en **Arduino Uno**. El prototipo demostró un bajo consumo energético y buena estabilidad.

- Sistemas basados en Raspberry Pi y computadoras de placa única: para proyectos que requieren mayor capacidad de procesamiento, una **Raspberry Pi** u otras computadoras de placa única ofrecen una solución intermedia entre microcontroladores y PLC. Estos sistemas permiten integrar algoritmos avanzados de seguimiento y monitoreo remoto. Por ejemplo, Suryanto et al. (2021) desarrollaron un sistema de seguimiento solar basado en procesamiento de imágenes utilizando una **Raspberry Pi** y una cámara integrada. El sistema calcula la posición del sol en tiempo real mediante análisis de imágenes, eliminando la necesidad de sensores adicionales, y demostró un seguimiento preciso incluso en condiciones de nubosidad.

# Capítulo 3

## Modelado de un concentrador cilindro-parabólico

El modelado térmico de un PTC tiene como objetivo principal determinar el calor útil que produce a partir de parámetros característicos, tales como la geometría y las propiedades radiativas de los materiales que lo conforman, junto con condiciones como: datos meteorológicos, caudal másico y temperatura de entrada del fluido. Este enfoque permite evaluar distintas configuraciones durante la etapa de diseño, lo cual contribuye a la optimización del sistema para condiciones de operación específicas.

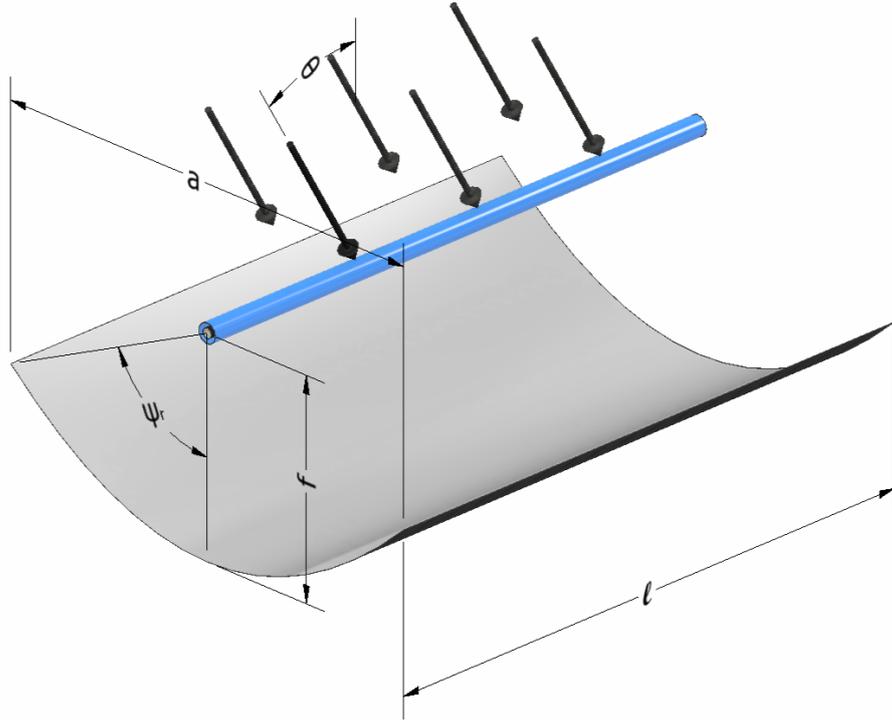
Con este propósito, se desarrolla un modelo térmico en estado estacionario, basado en la primera ley de la termodinámica y en las ecuaciones que modelan los fenómenos de transferencia de calor, cuya formulación se presenta de manera resumida en este capítulo. Dicho modelo se implementa en MATLAB, mediante una función paramétrica. Además de la optimización del diseño, esta herramienta permite en etapas futuras y fuera del alcance del presente proyecto, su integración con otros componentes del sistema, facilitando el modelado global de la instalación.

### 3.1. Parámetros geométricos

En la Figura 3.1 se muestra la sección transversal de un PTC, donde se pueden observar los parámetros geométricos de relevancia. Se muestra el *rim angle* ( $\psi_r$ ) que se define como el ángulo formado entre el borde de la parábola con su eje y el ancho de apertura ( $a$ ) que corresponde a la distancia entre bordes de la parábola.

Para realizar el análisis geométrico, se parte de la Ecuación 3.1 que caracteriza la parábola con vértice en el origen de coordenadas.

$$y(x) = \frac{1}{4f}x^2, \quad (3.1)$$



**Figura 3.1:** Parámetros geométricos de la parábola y ángulo de incidencia.

siendo  $f$  la distancia focal. A partir de la misma y aplicando principios de trigonometría, se puede deducir una relación entre  $a$ ,  $\psi_r$  y  $f$  dispuesta en la Ecuación 3.2,

$$\frac{f}{a} = \sqrt{\frac{1}{16} \left( \frac{1 + \cos(\psi_r)}{1 - \cos(\psi_r)} \right)}. \quad (3.2)$$

Otro parámetro de interés en el análisis es la longitud de cuerda de la parábola ( $S$ ), vinculada directamente con la cantidad de material de la superficie reflectora. La Ecuación 3.3 presenta el cálculo de la misma en función de  $a$  y  $f$

$$S = 2f \cdot \operatorname{asinh} \left( \frac{a}{4f} \right) + \frac{a}{4} \sqrt{\frac{a^2}{16f^2} + 1}. \quad (3.3)$$

A partir de la Ecuación 2.1 y de considerar que el área de apertura tiene la misma extensión de largo  $l$  que el receptor cilíndrico, se calcula el factor de concentración  $C$  con la Ecuación 3.4,

$$C = \frac{a \cdot \lambda}{\pi \varnothing_{r,e} \lambda} = \frac{a}{\pi \varnothing_{r,e}}, \quad (3.4)$$

siendo  $\varnothing_{r,e}$  el diámetro exterior del receptor cilíndrico.

Este conjunto de ecuaciones son de utilidad en el Capítulo 4, en dónde se dan más detalles de como la geometría influye en el desempeño del PTC.

## 3.2. Rendimiento de un PTC

Se define la Irradiancia directa normal al plano del concentrador ( $G_{\perp}$ ) como la fracción de la radiación solar que incide normal a la superficie del concentrador para cualquier orientación, como:

$$G_{\perp} = \cos(\theta) \cdot \text{DNI}, \quad (3.5)$$

definiendo el ángulo de incidencia ( $\theta$ ) como el ángulo formado entre la DNI y el vector normal a la superficie de apertura ( $A_a$ ).

El calor de procedencia solar que incide en el plano normal al PTC se expresa en función del área de apertura y la irradiancia normal al plano ( $G_{\perp}$ ), según

$$\dot{Q}_{sol} = G_{\perp} \cdot A_a. \quad (3.6)$$

El calor útil que genera un PTC se expresa en función de la temperatura del fluido a la entrada ( $T_{ent}$ ) y a la salida ( $T_{sal}$ ) del concentrador según:

$$\dot{Q}_{util} = \dot{m} c_p (T_{sal} - T_{ent}), \quad (3.7)$$

siendo  $\dot{m}$  el flujo másico y  $c_p$  el calor específico a presión constante.

Se define el rendimiento total del sistema  $\eta_{tot}$  como el calor aportado al fluido sobre el calor de radiación solar que incide normal a la superficie de apertura.

$$\eta_{tot} = \frac{\dot{m} c_p (T_{sal} - T_{ent})}{A_a G_{\perp}} \quad (3.8)$$

Multiplicando y dividiendo la Ecuación 3.8 por la radiación efectivamente absorbida por el receptor se obtiene la Ecuación 3.9 expresión que relaciona el rendimiento total del sistema con el rendimiento térmico ( $\eta_{ter}$ ) y óptico ( $\eta_{opt}$ ).

$$\eta_{tot} = \overbrace{\frac{\dot{m} c_p (T_{sal} - T_{ent})}{G_{abs} A_r}}^{\eta_{ter}} \overbrace{\frac{G_{abs} A_r}{G_{\perp} A_a}}^{\eta_{opt}} \quad (3.9)$$

Destacando que la radiación concentrada que efectivamente absorbe el receptor ( $G_{abs}$ ) se obtiene de acuerdo a la Ecuación 3.10.

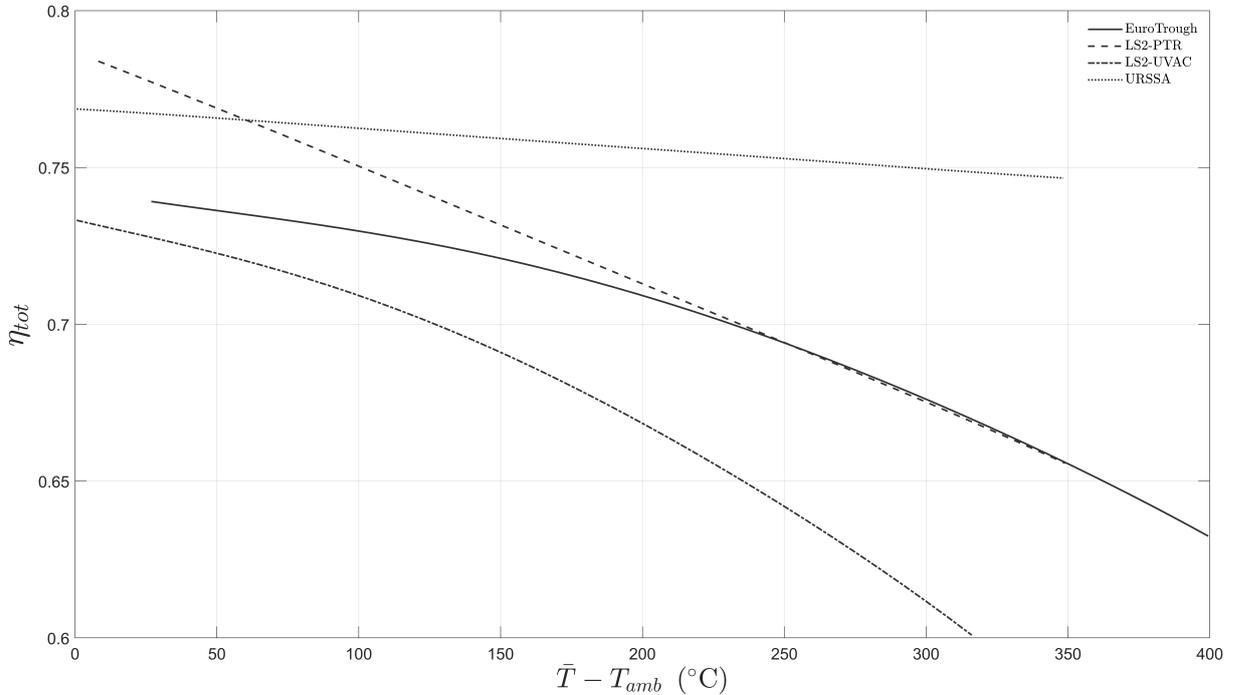
$$G_{abs} = \eta_{opt} \cdot C \cdot G_{\perp} \quad (3.10)$$

Por lo tanto, se puede expresar el calor útil aportado al fluido de trabajo en términos del recurso solar a partir de

$$\dot{Q}_{util} = \eta_{ter} \cdot \eta_{opt} \cdot G_{\perp} \cdot A_a. \quad (3.11)$$

El modelado preciso de los fenómenos físicos involucrados en los PTC es sumamente complejo, ya que involucra múltiples interacciones térmicas, ópticas y mecánicas. Sin embargo, en la práctica su desempeño en estado estacionario se suele representar de manera simplificada a través de una curva de rendimiento obtenida a través de ensayo. La Figura 3.2 presenta dichas curvas de rendimiento para varios concentradores cilindro-parabólicos obtenidas a partir de datos experimentales. Estas curvas permiten evaluar el comportamiento del rendimiento a distintas temperaturas, en diferentes modelos de PTCs disponibles en el mercado. En el gráfico, el rendimiento ( $\eta_{tot}$ ) se muestra en función de la diferencia de la temperatura media del fluido ( $\bar{T} = \frac{T_{sal} + T_{ent}}{2}$ ) y la temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ), para cierto valor de irradiancia solar en incidencia normal. La norma de ensayos de concentradores solares ISO 9806-2017, indica que la curva de rendimiento puede ser ajustada mediante una expresión cuadrática en función de  $\bar{T} - T_{amb}$ . En el ajuste, presentado en la Ecuación 3.12, el término lineal representa el factor de pérdidas térmicas, mientras que el coeficiente cuadrático refleja cómo estas pérdidas aumentan con la temperatura. Cuanto mayor sea la eficiencia pico del concentrador ( $\eta_0$ ) y menores sean los coeficientes  $a_1$  y  $a_2$ , mejor es la prestación del PTC, ya que se reducen las pérdidas térmicas y en consecuencia, se incrementa el rendimiento total del sistema.

$$\eta_{tot} = \eta_0 - a_1 \cdot \frac{(\bar{T} - T_{amb})}{G_{\perp}} - a_2 \cdot \frac{(\bar{T} - T_{amb})^2}{G_{\perp}} \quad (3.12)$$



**Figura 3.2:** Curvas de rendimiento total de distintos modelos de PTC para una irradiancia normal de  $1000 \frac{W}{m^2}$ . Adaptada de Tagle-Salazar et al. (2020).

Se destaca que en aplicaciones solares, es común expresar dicha curva de rendimientos en función de la temperatura media reducida  $T^*$  que se define:

$$T^* = \frac{\bar{T} - T_{amb}}{G_{\perp}}, \quad (3.13)$$

por lo tanto la Ecuación 3.12 en función de  $T^*$  se expresa:

$$\eta_{tot} = \eta_0 - a_1 \cdot T^* - a_2 \cdot G_{\perp} \cdot (T^*)^2. \quad (3.14)$$

### 3.3. Modelo teórico e implementación computacional

En esta sección se presentan las ecuaciones involucradas en el modelado de un PTC, y posteriormente una implementación computacional que simula el comportamiento real del sistema.

#### 3.3.1. Modelo óptico

El rendimiento óptico del sistema, como se ve en la Ecuación 3.9, se define como la fracción de la radiación incidente normal al área de apertura ( $G_{\perp}$ ) que efectivamente absorbe el receptor. La Ecuación 3.15 presenta el cálculo del mismo.

$$\eta_{opt} = K(\theta) \cdot \gamma \cdot (\alpha\tau\rho)_i \quad (3.15)$$

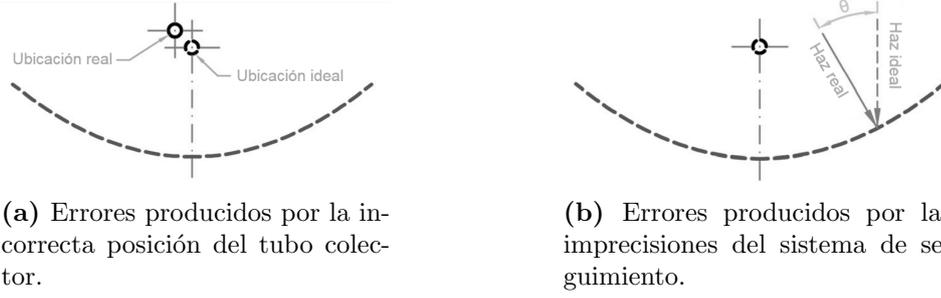
Dicha expresión contempla las propiedades ópticas de los materiales que influyen en la disminución de la radiación que alcanza el receptor, siendo estas la reflectividad del espejo ( $\rho$ ), la absorptividad del receptor ( $\alpha$ ) y la transmisividad del vidrio cobertor ( $\tau$ ), el subíndice  $i$  indica que las propiedades se evalúan en incidencia normal. El modificador por ángulo de incidencia ( $K$ ) contempla la reducción de la eficiencia del concentrador debido a las variaciones del ángulo de incidencia ( $\theta$ ). La Ecuación 3.16 extraída de Duffie y Beckman (2013) es un resultado experimental para el cálculo de la misma<sup>1</sup>.

$$K(\theta) = 1 - 6,74 \times 10^{-5} \theta^2 + 1,64 \times 10^{-6} \theta^3 - 2,51 \times 10^{-8} \theta^4. \quad (3.16)$$

Por otro lado, el parámetro más complejo de calcular es el factor de intercepción ( $\gamma$ ), definido como el cociente entre la energía interceptada por el receptor y la energía reflejada por el espejo. Entre las causas por las que la totalidad de la energía reflejada no incide sobre el receptor están una ubicación inadecuada del receptor (ver Figura 3.3a),

---

<sup>1</sup>Se trata de una ecuación empírica para un modelo en particular. Dado que dicho ajuste solo se puede obtener a través de ensayo, en este proyecto se toma como referencia para el cálculo de  $K(\theta)$



**Figura 3.3:** Errores asociados a la ubicación del tubo cobertor y sistema de seguimiento.

fallas en el sistema de seguimiento (ver Figura 3.3b) y deformaciones en el reflector. Guven (1986) presenta la Ecuación 3.17 para el cálculo del mismo,

$$\gamma = \frac{1 + \cos(\psi_r)}{2 \sin(\psi_r)} \int_0^{\psi_r} \frac{\text{erf}(a) - \text{erf}(b)}{1 + \cos(\psi)} d\psi, \quad (3.17)$$

siendo  $\text{erf}()$  la función error de los parámetros  $a$  y  $b$ :

$$a = \frac{\sin(\psi_r) \cdot (1 + \cos(\psi)) \cdot (1 - 2 d^* \sin(\psi)) - \pi \beta_{na}^* (1 + \cos(\psi_r))}{\sqrt{2\pi} \sigma^* (1 + \cos(\psi_r))}$$

$$b = -\frac{\sin(\psi_r) \cdot (1 + \cos(\psi)) \cdot (1 - 2 d^* \sin(\psi)) - \pi \beta_{na}^* (1 + \cos(\psi_r))}{\sqrt{2\pi} \sigma^* (1 + \cos(\psi_r))}.$$

Definiendo  $\sigma^*$  como el error universal asociado a parámetros aleatorios, modelados por una distribución normal de probabilidades. Según Guven (1986), estos errores están asociados a la distribución de energía solar dirigida hacia el receptor<sup>1</sup> y a efectos de dispersión asociados tanto al material óptico usado en el espejo como a efectos causados por errores locales de pendiente. Se define  $\beta_{na}^*$  como el error universal asociado a parámetros no aleatorios y el parámetro  $d^*$  es un adimensional que contempla la desviación del receptor  $d$  con respecto al eje focal (ver Figura 3.3a).

$$\sigma^* = C\sigma \quad \beta_{na}^* = C\beta_{na} \quad d^* = \frac{d}{\varnothing_r}$$

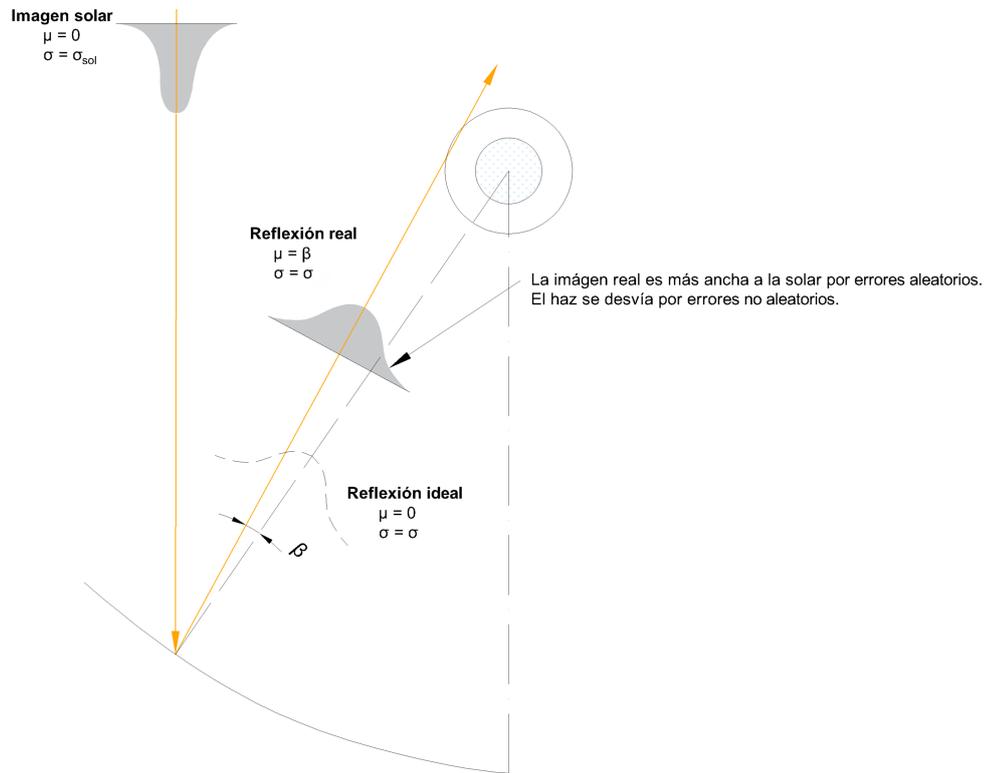
Siendo  $\beta_{na}$  el error no aleatorio, parámetro asociado a errores de seguimiento y  $\sigma$  la desviación estándar de errores aleatorios, la cual es calculada a través de la Ecuación 3.18.

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{sol}^2 + \sigma_{esp}^2 + 4 \sigma_{pend}^2}, \quad (3.18)$$

donde  $\sigma_{sol}$  representa la desviación estándar de la distribución de energía de los rayos solares en incidencia normal,  $\sigma_{esp}$  los errores debidos a la no especularidad del material y  $\sigma_{pend}$  la desviación estándar de errores locales de pendiente del espejo. En la Figura 3.4

<sup>1</sup>Denominada como imagen solar efectiva (del inglés: “*effective sunshape*”)

se representan esquemáticamente los errores descritos anteriormente.



**Figura 3.4:** Errores de desviación. Adaptado de Guven (1986).

Es importante destacar que, aunque las propiedades radiativas pueden variar según la temperatura de los elementos y el tipo de radiación a la que están expuestos, bajo las condiciones de operación típicas se toman como constantes. No por ello ha de asumirse que los valores de diseño no varían con el paso del tiempo: el rendimiento puede verse afectado por condiciones superficiales desfavorables, como la suciedad en los espejos o el vidrio de cobertura, la degradación de la pintura selectiva o deformaciones permanentes en la geometría del espejo, entre otros factores que son desconsiderados en este análisis.

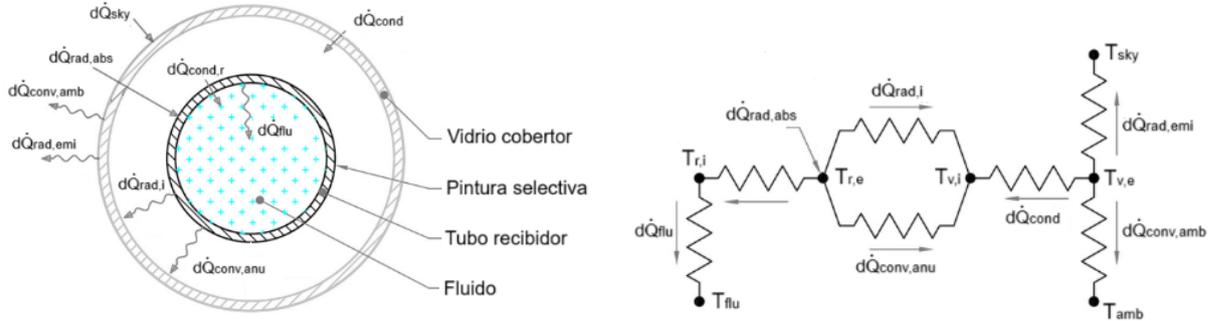
### 3.3.2. Modelo térmico

El comportamiento térmico del PTC está determinado por la cantidad de energía que se transfiere al fluido. Para evaluar esto, se considera una porción de largo  $dx$  del tubo colector y se le realiza un balance de energía.

La Figura 3.5a muestra la sección transversal de un tubo colector, donde se indican los volúmenes de control: el vidrio cobertor, el tubo receptor y fluido de trabajo. En él, se asume que todas las temperaturas, flujos de calor y propiedades termodinámicas son uniformes en las superficies concéntricas al tubo. Esta hipótesis no es del todo exacta, ya que el perfil de radiación no es uniforme y la parte inferior recibe un flujo solar mayor a

la parte superior.

En la Figura 3.5b se representa un modelo de resistencias térmicas en estado estacionario, indicando las temperaturas de los elementos junto a los flujos de calor involucrados.



(a) Esquema tubo colector donde se indican los calores intercambiados.

(b) Modelo de resistencias.

**Figura 3.5:** Esquema del tubo colector y modelo de resistencias. Adaptado de Tagle-Salazar et al. (2020).

Este modelo considera los modos de transferencia de calor:

- Conducción: radial a través del tubo receptor y de la pared del vidrio cobertor.
- Convección:
  - Natural restringida en la región anular
  - Forzada entre el receptor y el fluido
  - Forzada entre el ambiente y la cubierta de vidrio.
- Radiación: entre el tubo receptor y el vidrio cobertor y de este hacia el cielo.

Con fin de estudiar el cambio de temperatura del fluido de trabajo en la porción de largo  $dx$  del tubo colector, se pretende expresar el calor neto intercambiado entre dos nodos contiguos en el esquema de resistencias, sin importar el mecanismo de transferencia, como el producto de un coeficiente  $h_x$ , la diferencia de temperaturas de los elementos y el área de un elemento de largo  $dx$ , Ecuación 3.19,

$$d\dot{Q}_{ij} = h_x (T_i - T_j) dA_x. \quad (3.19)$$

Esto se realiza con el fin de linealizar el problema de intercambio de calor del tubo colector con el ambiente y el fluido. En el caso de la convección, las ecuaciones típicas ya poseen la forma de la Ecuación 3.19, en la conducción, se hace el cambio de variable  $h_{cond} = \frac{2k}{\ln\left(\frac{\varnothing_2}{\varnothing_1}\right)\varnothing_1}$ . En el caso de las transferencias radiativas, se tiene que el coeficiente  $h_x$  es proporcional a una función de las temperaturas de los cuerpos

( $h_{rad} \propto (T_i + T_j)(T_i^2 + T_j^2)$ ). Esta elección tiene como fin agilizar la posterior resolución computacional ya que el calor por radiación, el cual depende de la cuarta potencia de la temperatura, se calcula como una “constante” por la diferencia de temperatura entre superficies.

Se consideran, además, las siguientes hipótesis para simplificar el modelo:

- El PTC opera en régimen estacionario y no realiza trabajo.
- Se desprecia la conducción longitudinal en el receptor<sup>1</sup>. En términos de la potencia que se pretende absorber, la componente longitudinal de la conducción es insignificante, por lo que se asumirán adiabáticos los extremos del diferencial receptor y vidrio cobertor.
- Se desprecia la absorción del vidrio cobertor frente a la radiación solar, dando por asumido que el material tiene bajo contenido en hierro. Touloukian y Dewitt (1972) brindan curvas de transmitancia y reflectancia típicas para estos vidrios. En el rango de longitudes de onda entre  $0,4 \mu m$  y  $2 \mu m$ , la absorptividad calculada como  $\alpha = 1 - \tau - \rho$  no supera 0,03.
- Se cumplen las hipótesis que permiten modelar el intercambio radiativo entre la cara externa del receptor y la interna del vidrio de cobertura. Esto es: las superficies son grises-difusas en el espectro infrarrojo (Incropera, 2006).

A continuación se realizan los balances de energía a las superficies exteriores e interiores del vidrio cobertor y tubo receptor, como también al fluido circulante para la porción del largo  $dx$  del tubo colector. Se describe cómo se aprovecha la radiación incidente en el lado exterior del tubo receptor para calentar el fluido. Asimismo, se detallan las pérdidas de calor al ambiente a través de la región anular y el vidrio cobertor para ser disipadas tanto al aire como al cielo. Se evalúan las superficies desde el exterior hacia el interior, llegando por último al calor transferido al fluido. El desarrollo completo se presenta en el Apéndice A.

Comenzando por la superficie exterior del vidrio de cobertura, la Ecuación 3.20 presenta su balance de energía:

$$\underbrace{d\dot{Q}_{cond,v}}_{\text{Calor entrante}} = \underbrace{(d\dot{Q}_{rad,emi} - d\dot{Q}_{sky})}_{\text{Calor saliente}} + d\dot{Q}_{conv,amb}, \quad (3.20)$$

siendo  $d\dot{Q}_{sky}$  el calor radiativo que incide desde el cielo,  $d\dot{Q}_{cond,v}$  el calor por conducción que proviene de la superficie interior del vidrio cobertor,  $d\dot{Q}_{rad,emi}$  el calor emitido

---

<sup>1</sup>Considerando el caso de un tubo cilíndrico de acero inoxidable, de diámetro  $\varnothing = 60,3$  mm, espesor de pared  $e = 2,77$  mm y largo  $l = 2$  m, sometido a una diferencia de temperatura entre extremos de  $\Delta T = 100^\circ C$ , el flujo de calor es menor a 0,5 W.

por radiación de onda larga al exterior y  $d\dot{Q}_{conv,amb}$  el calor disipado por convección al ambiente.

Linealizando estos valores tal como expresa la Ecuación 3.19 y agrupando los términos de radiación, se llega a la Ecuación 3.21,

$$h_{cond,v,e}(T_{v,i} - T_{v,e}) dA_{v,e} = h_{sky}(T_{v,e} - T_{sky}) dA_{v,e} + h_{amb}(T_{v,e} - T_{amb}) dA_{v,e} , \quad (3.21)$$

siendo  $T_{v,e}$  y  $T_{v,i}$  las temperaturas en las superficies exterior e interior del vidrio respectivamente,  $T_{sky}$  la temperatura radiativa del cielo y  $T_{amb}$  la temperatura ambiente. El coeficiente  $h_{cond,v,e}$  aquel asociado al calor por conducción en el vidrio,  $h_{sky}$  asociado al intercambio radiativo entre el vidrio cobertor y el exterior y  $h_{amb}$  el coeficiente de intercambio convectivo con el ambiente. La Ecuación 3.22 presenta el balance de energía a la superficie interior del vidrio de cobertura.

$$\overbrace{d\dot{Q}_{conv,anu} + d\dot{Q}_{rad,i}}^{\text{Calor entrante}} = \overbrace{d\dot{Q}_{cond,v}}^{\text{Calor saliente}} \quad (3.22)$$

donde  $d\dot{Q}_{conv,anu}$  es el calor que incide por convección en la región anular,  $d\dot{Q}_{rad,i}$  el calor radiativo neto de intercambio entre las superficies exterior del receptor e interior del vidrio.

Análogo a la Ecuación 3.21, se llega a la Ecuación 3.23:

$$h_{eq,v}(T_{r,e} - T_{v,i}) dA_{v,i} = h_{cond,v,i}(T_{v,i} - T_{v,e}) dA_{v,i} \quad (3.23)$$

siendo  $T_{r,e}$  la temperatura de la superficie exterior del receptor, y  $h_{eq,v}$  el coeficiente equivalente del intercambio de convección y radiación en el interior del vidrio de cobertura, calculado en base a la superficie interior del vidrio ( $dA_{v,i}$ ).

En la Ecuación 3.24 se presenta el balance de energía a la superficie exterior del tubo receptor.

$$\overbrace{d\dot{Q}_{rad,abs}}^{\text{Calor entrante}} = \overbrace{d\dot{Q}_{rad,i} + d\dot{Q}_{conv,anu}}^{\text{Pérdidas térmicas}} + \overbrace{d\dot{Q}_{cond,r}}^{\text{Calor hacia pared interior}} \quad (3.24)$$

siendo  $d\dot{Q}_{rad,abs}$  el calor de radiación solar que efectivamente absorbe el receptor y  $d\dot{Q}_{cond,r}$  el calor por conducción que cede la superficie hacia el interior del receptor. En términos de las temperaturas de superficie y  $G_{abs}$  se tiene la Ecuación 3.25.

$$G_{abs} dA_{r,e} = h_{eq,r}(T_{r,e} - T_{v,i}) dA_{r,e} + h_{cond,r,e}(T_{r,e} - T_{r,i}) dA_{r,e} \quad (3.25)$$

siendo  $T_{r,i}$  la temperatura en la superficie interior del receptor,  $h_{eq,r}$  análogo a  $h_{eq,v}$  sólo que referido al área exterior del receptor ( $dA_{r,e}$ ) y  $h_{cond,r,e}$  el coeficiente asociado a la

conducción en el recibidor.

Planteando el balance a la superficie interior del recibidor, se obtiene la Ecuación 3.26.

$$\overbrace{d\dot{Q}_{cond,r}}^{\text{Calor desde pared exterior}} = \overbrace{d\dot{Q}_{flu-n}}^{\text{Calor al fluido}} \quad (3.26)$$

siendo  $d\dot{Q}_{flu}$  el calor que cede el recibidor por convección al fluido.

Del desarrollo de la Ecuación 3.26, se obtiene la Ecuación 3.27.

$$h_{cond,r,i}(T_{r,e} - T_{r,i})dA_{r,i} = h_{flu}(T_{r,i} - T_{flu-n})dA_{r,i} \quad (3.27)$$

siendo  $h_{flu}$  el coeficiente de convección interna del fluido en el recibidor y  $T_{flu-n}$  la temperatura media del fluido en el diferencial, que se calcula según la Ecuación 3.28,

$$T_{flu-n} = \frac{T_{ent-n} + T_{sal-n}}{2}. \quad (3.28)$$

Por último se plantea el balance de energía al fluido, presentado en la Ecuación 3.29,

$$\overbrace{d\dot{Q}_{flu-n}}^{\text{Calor cedido}} = \overbrace{\dot{m} c_p (T_{sal-n} - T_{ent-n})}^{\text{Calor sensible}}. \quad (3.29)$$

siendo  $\dot{m}$  el flujo másico de fluido,  $c_p$  el calor específico del mismo y  $T_{sal}, T_{ent}$  las temperaturas de salida y entrada al diferencial de recibidor de largo  $dx$ . De considerar las Ecuaciones 3.27, 3.28 y 3.29 se obtiene la Ecuación 3.30,

$$h_{flu}(T_{r,i} - T_{flu-n})dA_{r,i} = 2 \dot{m} c_p (T_{flu-n} - T_{ent-n}). \quad (3.30)$$

Las Ecuaciones 3.21, 3.23, 3.25, 3.27 y 3.30, representan un sistema de cinco ecuaciones lineales con cinco incógnitas, suponiendo conocidos los coeficientes de transferencia de calor  $h_x$ . Dichas incógnitas son las temperaturas de los elementos ( $T_{v,e}, T_{v,i}, T_{r,e}, T_{r,i}, T_{flu-n}$ ) que se consideran constantes en la porción de largo  $dx$  considerada. Para facilitar la resolución de dichas ecuaciones se agrupan de forma matricial y se puede ver que, de suponer que los elementos de la matriz son conocidos, el sistema es determinado.

$$\begin{pmatrix} -(h_{cond,v,e} + h_{sky} + h_{amb}) & h_{cond,v,e} & 0 & 0 & 0 \\ h_{cond,v,i} & -(h_{eq,v} + h_{cond,v,i}) & h_{eq,v} & 0 & 0 \\ 0 & -h_{eq,r} & (h_{cond,r,e} + h_{eq,r}) & -h_{cond,r,e} & 0 \\ 0 & 0 & h_{cond,r,i} & -(h_{cond,v,i} + h_{flu}) & h_{flu} \\ 0 & 0 & 0 & h_{flu} dA_{r,i} & -(h_{flu} dA_{r,i} + 2\dot{m}C_p) \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} T_{v,e} \\ T_{v,i} \\ T_{r,e} \\ T_{r,i} \\ T_{flu} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -(h_{sky}T_{sky} + h_{amb}T_{amb}) \\ 0 \\ G_{abs} \\ 0 \\ -2 \dot{m} c_p T_{ent-n} \end{pmatrix}$$

Se destaca que en dicho sistema de ecuaciones los coeficientes de transferencia  $h_x$  dependen de las temperaturas a calcular, ya sea de forma directa o indirecta a través de cambios en las propiedades de la materia. Es por esto que para poder determinar las temperaturas

de la porción, de ahora en adelante elemento  $n$ , es necesario realizar un procedimiento iterativo que permita obtener el vector  $(T_{v,e-n}, T_{v,i-n}, T_{r,e-n}, T_{r,i-n}, T_{flu-n})$ .

### 3.3.3. Herramienta computacional

La herramienta computacional desarrollada en MATLAB consiste en la resolución de las ecuaciones que modelan los fenómenos ópticos y térmicos, descritos en las Subsecciones 3.3.1 y 3.3.2 respectivamente.

Tal como se detalla en los apartados anteriores, se trata de un modelo de transferencia de calor unidimensional que permite evaluar el perfil de temperaturas del fluido a lo largo de la cañería, al igual que las temperaturas en caras internas y externas del receptor y vidrio cobertor. La herramienta computacional desarrollada se encuentra disponible en: modelo computacional PTC.

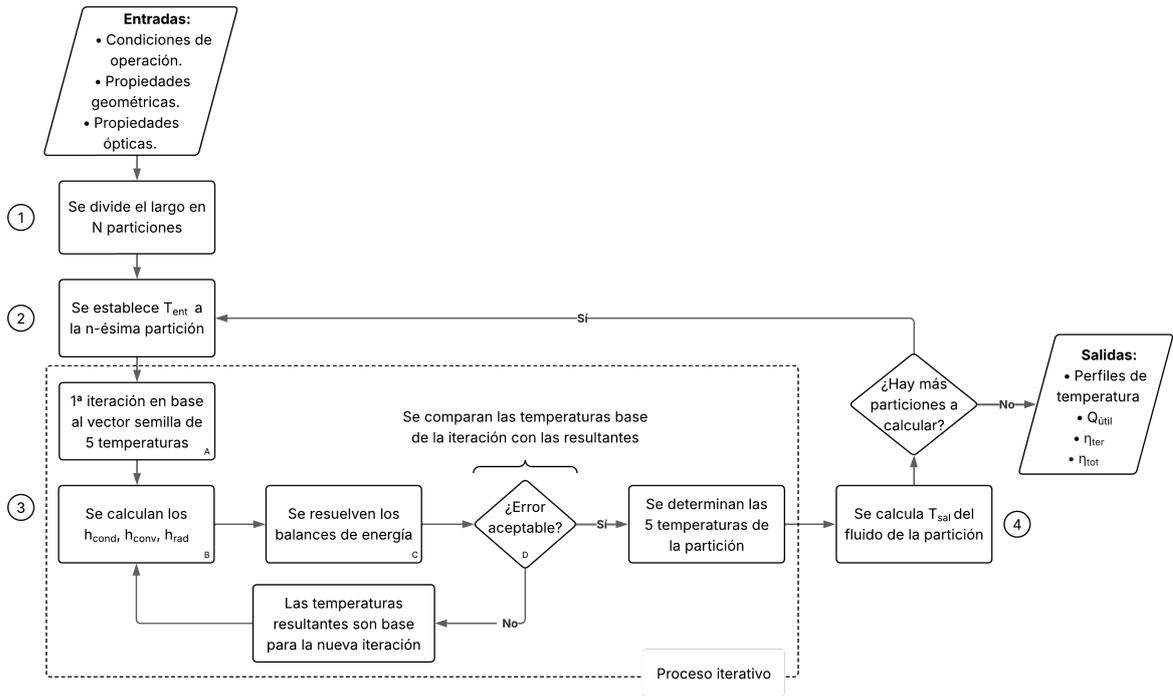
El fin de la herramienta es calcular el calor aportado al fluido de trabajo en una condición de operación establecida, lo que permite obtener el rendimiento total del sistema. Para esto, se fijan la características de diseño del PTC: de tipo geométricas ( $l, a, \varnothing_{r,e}, \varnothing_{v,e}, e_r, e_v$ ) y propiedades ópticas de los elementos que lo constituyen ( $\epsilon_r, \epsilon_v, \alpha_r, \alpha_v, \rho, \tau, k_v, k_r$ ) con los que se calcula un rendimiento óptico del concentrador (Ecuación 3.15). Para contemplar la respuesta del PTC frente a distintas condiciones ambientales y de operación, se establecen como entradas a la función parámetros asociados a las condiciones ambientales ( $DNI, T_{sky}, T_{amb}, \theta$ ), sumados a parámetros de operación como el flujo másico ( $\dot{m}$ ) y la temperatura de entrada del fluido al PTC ( $T_{ent}$ ). La misma devuelve como salidas los perfiles de temperaturas (temperaturas de los componentes del PTC a lo largo de este), el calor útil (Ecuación 3.11), el rendimiento térmico y el rendimiento total del PTC (Ecuación 3.9).

La Figura 3.6 representa en forma esquemática el algoritmo de resolución diseñado, que consta de los pasos que se detallan a continuación. El primer paso para la resolución es calcular el rendimiento óptico del sistema a través de la Ecuación 3.15 y con esto  $G_{abs}$  a partir de las Ecuaciones 3.5 y 3.10.

Luego se divide el largo del tubo colector en  $N$  elementos, tal como se muestra en la Figura 3.7, de forma que el largo de cada elemento  $n$  es  $dx_n = \frac{l}{N}$ .

La temperatura de entrada en el primer elemento ( $n = 1$ ) es la entrada al tubo colector ( $T_{ent-1} = T_{ent}$ ). A partir del sistema de Ecuaciones presentados en 3.3.2, se puede obtener las temperaturas de los componentes en la partición ( $T_{flu-n}, T_{v,e-n}, T_{v,i-n}, T_{r,e-n}, T_{r,i-n}$ ), el proceso iterativo que resuelve un elemento se detalla más adelante.

Una vez resuelto el primer elemento, a partir de la Ecuación 3.28 se calcula la tempe-



**Figura 3.6:** Algoritmo de resolución de la herramienta computacional.

ratura de salida del fluido del mismo ( $T_{sal-n}$ ) según la Ecuación 3.31.

$$T_{sal-n} = 2 T_{flu-n} - T_{ent-n} \quad (3.31)$$

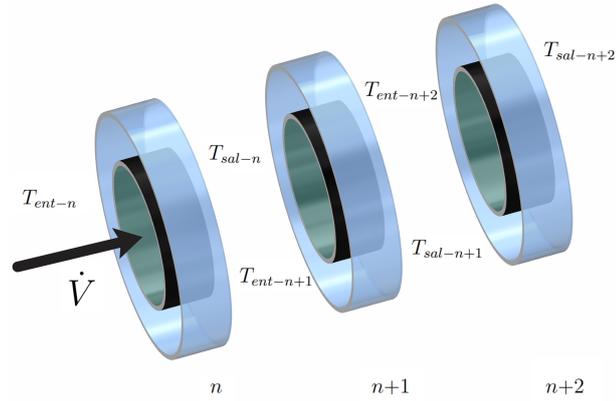
Dicha salida corresponde a la temperatura de entrada del siguiente elemento, esto es:  $T_{ent-n+1} = T_{sal-n}$ . Lo que permite resolver el elemento  $n + 1$ . Se repite así de manera discreta hasta finalizar con todos los elementos ( $n = N$ ), estableciendo así la temperatura de salida del tubo colector  $T_{sal} = T_{sal-N}$ .

Una vez definida la temperatura de salida del fluido en el PTC, se calcula el calor aportado al mismo según la Ecuación 3.32.

$$\dot{Q}_{util} = \dot{m} c_p (T_{sal-N} - T_{ent-1}), \quad (3.32)$$

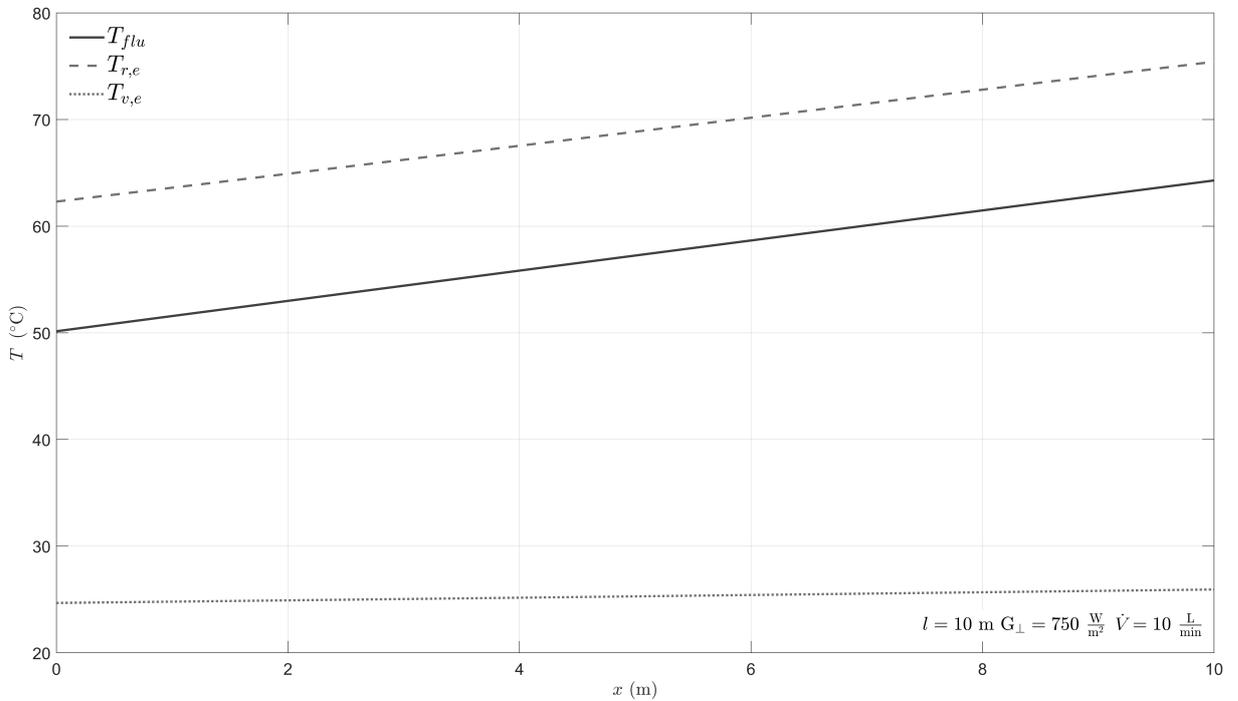
destacando que el calor específico del fluido se evalúa a la temperatura media entre la entrada y la salida. Además, se calcula el rendimiento del sistema a partir de la Ecuación 3.8.

El proceso iterativo para resolver el vector de temperaturas en un elemento  $n$  (ver paso 3 en la Figura 3.6), inicia en fijar un vector inicial o “semilla” de temperaturas ( $T_0, T_0, T_0, T_0, T_0$ ), con el fin de calcular los coeficientes lineales de transferencia de calor ( $h_x$ ) que dependen de las temperaturas de los elementos del sistema. Una vez calculados dichos



**Figura 3.7:** Esquema de las particiones del Tubo colector.

coeficientes, el sistema de ecuaciones queda definido, siendo el vector de incógnitas a resolver las temperaturas de los elementos ( $T_{flu-n}$ ,  $T_{v,e-n}$ ,  $T_{v,i-n}$ ,  $T_{r,e-n}$ ,  $T_{r,i-n}$ ). Dado que las temperaturas de los elementos varían, es necesario re-calcular los coeficientes  $h_x$  para calcular nuevamente el vector de temperaturas, lo que inicia un proceso iterativo. Cada vez que se calculan los coeficientes se almacena el vector de temperaturas a la cual fueron calculados como  $T_{anterior-n}$ , y se almacena el vector que se obtiene de resolver la matriz como  $T_{nuevo-n}$ , cuando el error entre dichos vectores se considera aceptable ( $\|T_{nuevo-n} - T_{anterior-n}\| \leq 10^{-4}\text{K}$ ) el proceso termina, considerando que la solución convergió.



**Figura 3.8:** Perfiles de temperatura resultantes del modelo térmico implementado.

En la Figura 3.8 se muestran las temperaturas de componentes del tubo y el fluido a lo

largo de la longitud del tubo colector, para una condición de operación representativa. Se grafican tres perfiles: la temperatura del fluido de trabajo ( $T_{flu}$ ), la temperatura exterior del receptor ( $T_{r,e}$ ) y la temperatura exterior del vidrio de cobertura ( $T_{v,e}$ ).

Como puede observarse, los tres perfiles presentan una tendencia creciente a lo largo del recorrido. Este comportamiento es el esperado en un concentrador solar en régimen estacionario, ya que el fluido ingresa inicialmente a baja temperatura y va absorbiendo calor de manera progresiva a medida que se desplaza por el tubo receptor.

La temperatura exterior del receptor ( $T_{r,e}$ ) es la más elevada del sistema dado que es la superficie directamente expuesta a la radiación solar concentrada. En contraste, la temperatura exterior del vidrio cobertor ( $T_{v,e}$ ) permanece prácticamente constante en torno a los 25°C. Esto se debe por ser el elemento expuesto al intercambio convectivo y radiativo con el exterior.

La diferencia de temperatura sostenida entre el receptor y el fluido permite una transferencia de calor favorable hacia el interior del tubo. Como consecuencia,  $T_{flu}$  aumenta desde 50°C hasta 65°C. Por otro lado, la diferencia de temperatura entre el receptor y el vidrio representa una fuente de pérdidas por radiación y convección, que deben ser minimizadas mediante el diseño adecuado del tubo colector.

### 3.3.4. Validación

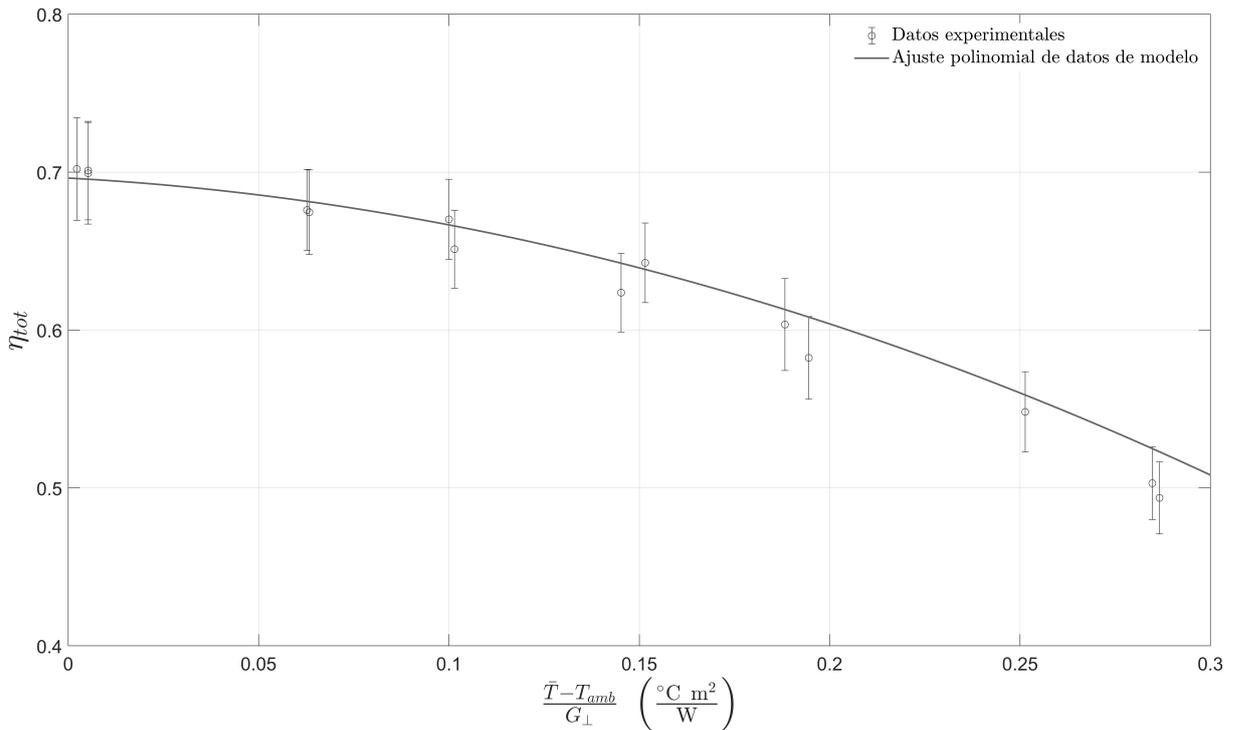
El propósito de la herramienta computacional es estimar la temperatura de salida del agua y con esto determinar el rendimiento de un PTC bajo condiciones de operación. Para asegurar la precisión del modelo y su capacidad de representar el comportamiento de un sistema real, se realiza una comparación con datos experimentales obtenidos del informe elaborado por Evans y Matthews (1996). Este es un reporte de ensayos experimentales de un concentrador no evacuado realizado en el Laboratorio Nacional de Sandia, ubicado en Albuquerque, Estados Unidos. En la Tabla 3.1 se presentan las especificaciones geométricas y ópticas del concentrador utilizado en dichos ensayos.

Parámetro	Valor
Largo del concentrador ( $l$ )	6,1 m
Apertura ( $a$ )	2,3 m
Diámetro del receptor ( $\varnothing_r$ )	51 mm
Diámetro del vidrio de cobertura ( $\varnothing_v$ )	75 mm
Rendimiento óptico ( $\eta_{opt}$ )	0,70
Emisividad del receptor a 300°C	0,25
Emisividad del receptor a 100°C	0,10

**Tabla 3.1:** Características del PTC utilizado en el ensayo experimental de Evans y Matthews (1996).

Es pertinente indicar que los ensayos se realizan con agua fría con el fin de medir el rendimiento pico del sistema ( $\eta_0 = 0,70 \pm 0,03$ ). El mismo se toma equivalente al rendimiento óptico ( $\eta_{opt}$ )<sup>1</sup>, el cual es parámetro de entrada para la validación, ya que no se cuenta con los datos suficientes para realizar el cálculo de forma teórica.

Las condiciones de operación del ensayo y las mediciones realizadas por los autores se presentan en el Apéndice A.



**Figura 3.9:** Curva de eficiencia obtenida del modelo térmico y datos del ensayo experimental de Evans y Matthews (1996).

En la Figura 3.9 se presenta una curva de eficiencia en función de la temperatura media reducida de los datos experimentales, con su respectiva barra de error, en contraste de un ajuste polinomial de los puntos que da por resultado el modelo térmico para dichas condiciones de ensayo. Se destaca que el ajuste es de acuerdo a la norma ISO 9806-2017, según la Ecuación 3.12. Se observa que el modelo térmico predice de buena forma el comportamiento del sistema ensayado, estando las eficiencias calculadas por la herramienta dentro del rango de incertidumbre de las mediciones experimentales.

<sup>1</sup>Si bien el rendimiento pico  $n_0$  también se asocia a pérdidas térmicas, las mismas se consideran despreciables

# Capítulo 4

## Diseño óptico-mecánico

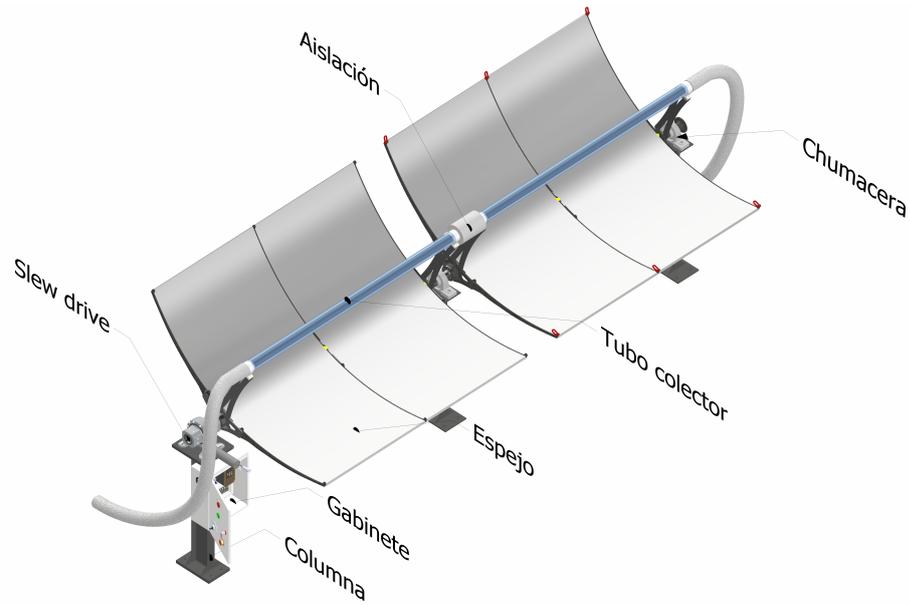
En los próximos dos capítulos se presenta el diseño del concentrador solar cilindro-parabólico. Por su extensión, se divide en dos partes: el diseño del tubo colector, espejo y estructura descritos en este capítulo y el del sistema de seguimiento abordado en el Capítulo 5.

Como primer premisa de diseño, se propone que la fabricación e instalación sean posibles en cualquier punto del país, con materiales disponibles en plaza y procedimientos de manufactura ajustados a las capacidades de un taller típico. Esto no quita que en el caso de algunos componentes esenciales para los que no existe una alternativa disponible localmente, pueda optarse por la importación. En esos casos, se priorizarán proveedores regionales y medidas estándar de forma tal que el diseño sea independiente de la solución provista por un proveedor específico.

En segundo lugar, la filosofía de diseño propone hacer énfasis en la adaptabilidad y modularidad del equipo, permitiendo alternativas de instalación a medida de las necesidades del cliente y abriendo la puerta a posibles ampliaciones futuras.

Por último, se busca proyectar una solución de media temperatura ( $T_{sal} \leq 250^{\circ}\text{C}$ ), que utilice agua como fluido de trabajo, con tipo de seguimiento Norte-Sur optimizada para la meteorología típica del país.

El alcance propuesto limita el diseño a los componentes representados en la Figura 4.1. En esta sección, se describirán la metodología empleada y los resultados del diseño de aspectos ópticos, estructurales y mecánicos del PTC. Se sigue un procedimiento en cadena, donde los resultados de una subsección son parámetros para la siguiente. Los planos de las piezas diseñadas se encuentran disponibles aquí.



**Figura 4.1:** Esquema de los componentes dentro del alcance del Capítulo 4.

## 4.1. Diseño óptico de tubo colector y espejos

El diseño óptico del PTC engloba a todos los componentes del sistema que interactúan reflejando, transmitiendo o absorbiendo la radiación solar incidente en la apertura del concentrador. En este apartado, se plantea una metodología de optimización geométrica de un PTC con un tubo colector no evacuado en base al AMTU. A partir del resultado de esta optimización, se detalla el diseño del tubo colector y espejos, y evalúa experimentalmente aspectos constructivos como la reflectividad de materiales disponibles en plaza.

### 4.1.1. Optimización de geometría

La determinación de la forma del espejo y las dimensiones del tubo colector encierra un problema de optimización: ¿es posible hallar una geometría que supere en términos de generación a las demás combinaciones de tubos y espejos para una aplicación dada? Para responder esta interrogante, se describe una metodología para determinar una combinación óptima de tubo receptor (variable de diseño  $\varnothing_{r,e}$ ), vidrio cobertor ( $\varnothing_{v,e}$ ) y geometría del espejo, caracterizada por el *rim-angle* de la parábola ( $\psi_r$ ), con el objetivo de maximizar la potencia neta generada ( $P_{neta}$ ). Esta variable objetivo contempla el calor útil a ser generado mediante el recurso solar como el consumo de la bomba que mueve el fluido. Dada la dependencia de  $P_{neta}$  con las variables de diseño (variables de optimización) ( $\varnothing_{r,e}$ ,  $\varnothing_{v,e}$ ,  $\psi_r$ ), se introducen nociones de cómo la selección de las mismas influye en el comportamiento térmico e hidráulico del sistema.

Se comienza con el estudio del aspecto térmico del sistema. Dado que la función del

PTC es aportar calor al fluido de trabajo, de las Ecuaciones 3.11, y 3.15 se obtiene que dicho calor se puede calcular a partir de la Ecuación 4.1,

$$\dot{Q} = G_{\perp} \eta_{ter} \overbrace{(\alpha\tau\rho)_i \gamma K}^{\eta_{opt}} \overbrace{a l}^{A_a}. \quad (4.1)$$

El objetivo es describir cómo varía  $\dot{Q}$  en función de las variables geométricas que se deben seleccionar en el diseño:  $\varnothing_{r,e}$ ,  $\varnothing_{v,e}$  y  $\psi_r$ . Por esto, se decide fijar los parámetros de la Ecuación 4.1 que no dependen de dichas variables. En particular, se imponen como condiciones de diseño para este análisis: reflectividad del espejo  $\rho = 0,85$ , absorptividad del receptor  $\alpha_r = 0,93$ , transmisividad del vidrio cobertor  $\tau = 0,9$  y longitud de concentrador  $l = 2$  m. Dichos valores se toman en base a los materiales seleccionados que se describen en secciones posteriores. Además, el producto  $K G_{\perp}$  es dependiente del recurso solar en un momento dado, por lo que deberá contarse con datos meteorológicos para hallar un óptimo que considere el comportamiento anual del PTC y para una única condición de irradiación.

Por lo tanto se pretende estudiar la dependencia del producto  $(\eta_{ter}\gamma a)$  con las variables  $\varnothing_{r,e}$ ,  $\varnothing_{v,e}$  y  $\psi_r$ .

Se comienza observando la relación con la apertura ( $a$ ): empleando las Ecuaciones 3.2 y 3.3, puede apreciarse que  $a$  depende del *rim angle* ( $\psi_r$ ) y del largo de cuerda de la parábola ( $S$ ). Esta última variable está asociada al largo de la chapa a ser usada como espejo y dadas las medidas estandarizadas de chapas disponibles en plaza se fija en  $S = 2$  m.

$$a = a(\psi_r, S = 2 \text{ m}) = a(\psi_r),$$

la función  $a(\psi_r)$  es implícita y su resolución numérica indica que, a longitud de cuerda  $S$  fija, aumentar el *rim angle* (es decir “cerrar” la parábola) reduce del ancho de apertura  $a$ . Como se ve en la Ecuación 4.1,  $a$  es directamente proporcional al calor útil. Por lo tanto, en términos de apertura conviene tener el menor *rim angle* posible.

Estudiando la dependencia del factor de intercepción ( $\gamma$ ) con los parámetros de diseño, se aprecia en la Ecuación 3.17, que el factor de intercepción ( $\gamma$ ) depende del *rim angle*  $\psi_r$ , la relación de concentración ( $C$ ), el diámetro externo del receptor ( $\varnothing_{r,e}$ ) y los errores de desviación:

$$\gamma = \gamma(\psi_r, C, \varnothing_{r,e}, \sigma, \beta_{na}, d).$$

Recordando la definición de factor de concentración (Ecuación 3.4), y la dependencia de la apertura ( $a$ ) con el *rim angle* ( $\psi_r$ ), se tiene que el factor de concentración es una función de  $\psi_r$  y  $\varnothing_{r,e}$ :

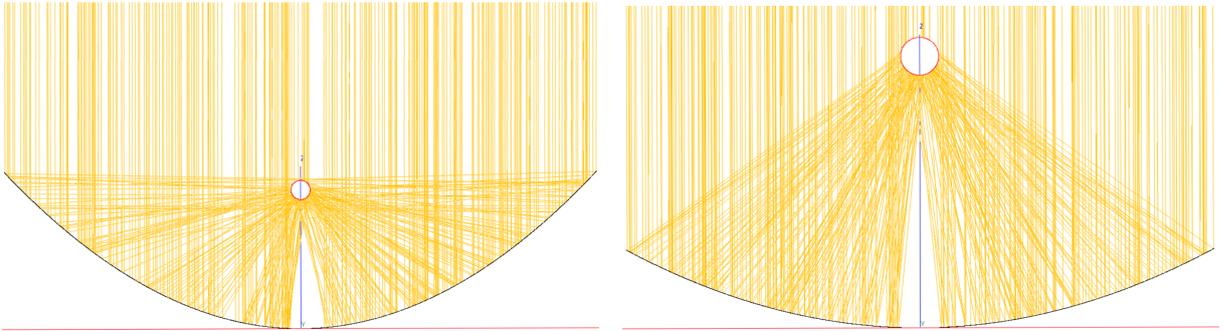
$$C = \frac{a}{\pi \varnothing_{r,e}} = \frac{a(\psi_r)}{\pi \varnothing_{r,e}} = C(\psi_r, \varnothing_{r,e}).$$

Por lo tanto, las variables que influyen en el cálculo de  $\gamma$  en este estudio se ven en la Ecuación 4.2,

$$\gamma = \gamma(\psi_r, \varnothing_{r,e}, \sigma, \beta_{na}, d). \quad (4.2)$$

En el caso de  $\gamma$ , el aumento del *rim angle* se traduce en una mayor intercepción, ya que se minimiza la distancia media al colector (Treadwell, 1976). El fenómeno descrito por Treadwell (1976) indica que una reducción en la distancia focal provoca que la mayoría de los haces con incidencia no perpendicular a la apertura, una vez reflejados inciden en el receptor. Esto se debe a que la distancia recorrida por el rayo no es suficiente para no interceptar con el tubo receptor. Además, el factor de intercepción depende de otra variable de diseño, el diámetro del receptor ( $\varnothing_{r,e}$ ). El aumento del diámetro del receptor incrementa el área en la que pueden incidir los haces desviados, por lo tanto, se cuenta con un “blanco” de mayor tamaño.

En la Figura 4.2 se presentan dos configuraciones de  $\varnothing_{r,e}$  y  $\psi_r$  para un PTC, con la particularidad de que ambas presentan el mismo factor de intercepción ( $\gamma$ ). A priori, la configuración dispuesta en la Figura 4.2b es más conveniente que la de la Figura 4.2a, ya que cuenta con una mayor apertura ( $a$ ). Sin embargo, el concentrador de la Figura 4.2b tiene un tubo receptor de mayor diámetro, por lo que cuenta con un área de transferencia de calor más grande. A continuación se detalla el efecto de las variables de diseño en el rendimiento térmico del sistema  $\eta_{ter}$ .



(a) Concentrador de alto *rim angle* y bajo diámetro de receptor.

(b) Concentrador de bajo *rim angle* y gran diámetro de receptor.

**Figura 4.2:** Ejemplo esquemático de dos concentradores con igual factor de intercepción ( $\gamma$ ).

Las dependencias del rendimiento térmico se ven en la Ecuación 4.3 <sup>1</sup>,

$$\eta_{ter} = \eta_{ter}(\varnothing_{r,e}, \varnothing_{v,e}, G_{\perp}, C, \eta_{opt}, T_{ent}, T_{amb}, \dot{m}, \epsilon_r). \quad (4.3)$$

Destacando que la emisividad del receptor en el espectro infrarrojo se fija  $\epsilon_r = 0,27$ , dada

<sup>1</sup>Si bien su dependencia está vinculada a más parámetros, para el análisis propuesto se consideran que los indicados son los más relevantes

la selección del tratamiento selectivo explicitada en el Capítulo 4. El rendimiento térmico  $\eta_{ter}$  está relacionado de manera directa al diámetro del receptor, ya que a mayor tamaño de  $\varnothing_{r,e}$ , mayores serán las pérdidas térmicas debido al aumento del área de intercambio, disminuyendo  $\eta_{ter}$ . Además, se debe tener en cuenta la elección del diámetro del vidrio cobertor  $\varnothing_{v,e}$ . Por tratarse de un tubo no evacuado, hay aire confinado en la región anular, por lo que existe una transferencia convectiva entre receptor y vidrio cobertor. Las pérdidas de calor se minimizarán para un número crítico de Rayleigh de la geometría ( $Ra_{cr}$ ). Este valor representa el caso donde las proporciones del calor transferido por conducción y por convección natural son del mismo orden. En regímenes con  $Ra > Ra_{cr}$  el mecanismo de transferencia dominante es la convección, mientras que la conducción o transferencia difusiva de calor es el mecanismo reinante cuando  $Ra < Ra_{cr}$ . En este caso, al haber una región anular más grande, habrá más aire actuando como aislante térmico que disminuye la transferencia conductiva, pero a su vez se activará la convección natural en el espacio confinado. De esta manera, es de esperar que para un receptor dado, el vidrio cobertor óptimo sea el que brinde un número de Rayleigh más cercano a  $Ra_{cr}$ .

Además, como se ve en la Ecuación 4.3, parámetros de operación como la temperatura de entrada del fluido  $T_{ent}$  y la radiación solar  $G_{\perp}$ , influyen en el comportamiento del sistema. Es por esto que el resultado de la optimización del producto ( $\eta_{ter}\gamma a$ ) que determina el  $\varnothing_{r,e}$ ,  $\varnothing_{v,e}$  y  $\psi_r$  óptimo está condicionado por el punto de operación ( $\dot{m}$ ,  $T_{ent}$ ) y por las condiciones meteorológicas ( $G_{\perp}$ ,  $\theta$ ). De las nociones anteriores, se puede ver una dirección en la que puede encontrarse una solución al problema. De existir un óptimo, cuenta con las siguientes características:

- Un *rim angle* que balancee tanta apertura como sea posible, con un factor de intercepción marginalmente apartado de 1. Este aspecto puede resumirse en el producto  $\gamma \cdot a$ .
- Un diámetro exterior del receptor tan pequeño como sea posible para minimizar el área de pérdidas térmicas, sin que el factor de intercepción se vea disminuído sustancialmente. La elección del tubo receptor tiene entonces un efecto en los parámetros  $\eta_{ter}$  y  $\gamma$ .
- Un vidrio cobertor con diámetro interno que minimice el efecto combinado de la transferencia conductiva y convectiva con el receptor.

Como puede apreciarse, la solución óptima se encuentra al balancear los efectos favorables de disminuir el *rim angle* en términos de apertura y el efecto favorable de aumentarlo en términos de intercepción. Este mismo razonamiento se aplica a las variables de decisión  $\varnothing_{r,e}$  y  $\varnothing_{v,e}$ .

El proceso de optimización está fuertemente condicionado por los parámetros asociados a los errores ópticos del concentrador ( $\sigma$ ,  $\beta_{na}$  y  $d$ ) presentes en la Ecuación 4.2. Estos son

de difícil estimación y requieren metodologías avanzadas para su caracterización. La Tabla 4.1 presenta valores representativos de dichos parámetros utilizados en estudios previos sobre colectores cilindro-parabólicos.

Parámetro	Alta calidad	Est. $\psi_r = 82^\circ$	Est. $\psi_r = 90^\circ$	Est. $\psi_r = 45^\circ$
Orígen	EE.UU.	Desconocido	“País desarrollado”	
$\sigma$ [mrad]	6,4	11,3	11,3	12,0
$\beta_{na}$ [°]	0,25	1,00	0,375	0,50
$d_i$ [mm]	3,10	6,20	7,75	5,0

**Tabla 4.1:** Parámetros asociados a errores de desviación para distintos contextos de PTCs. Adaptado de Venegas Reyes (2013).

Se seleccionan de la Tabla 4.1 los valores:  $\sigma = 12$  mrad,  $\beta_{na} = 1^\circ$  y  $d_i = 5,0$  mm. La elección de estos parámetros tiene un efecto significativo en el proceso de determinación de una geometría óptima. Tomando como ejemplo un caso en donde los errores de desviación sean menores a los empleados para este diseño, un diámetro de receptor menor obtendría el mismo factor de intercepción con menor área de transferencia, obteniendo menores pérdidas térmicas. De determinarse experimentalmente estos parámetros para el modelo propuesto, sería posible obtener una geometría del concentrador con una optimización adecuada a las tolerancias de fabricación esperadas.

Mientras que  $\dot{Q}$  representa el calor útil generado por el PTC, aún no se consideró qué energía insume generar este calor. Para circular el agua a través del tubo receptor es necesario utilizar una bomba que genera un consumo eléctrico para vencer las pérdidas de carga. Con el fin de considerar las pérdidas de la bomba, se presenta el cálculo de la potencia de pérdidas electromecánicas de una bomba tipo ( $P_{pérdidas}$ ) como

$$P_{pérdidas} = \dot{V} \Delta p \left( \frac{1}{\eta_{bomb}} - 1 \right), \quad (4.4)$$

siendo  $\dot{V}$  el caudal circulante dentro del receptor,  $\Delta p$  la caída de presión y  $\eta_{bomb}$  el rendimiento total de la bomba<sup>1</sup>. Como se aprecia en la Tabla 2.1, los tubos receptores empleados en la industria son de acero inoxidable, por lo que se calcula la pérdida de carga con la ecuación de Darcy-Weisbach tomando una rugosidad  $k = 0,006$  mm (The Engineering Toolbox, 2003). Por depender  $\Delta p$  del cuadrado de la velocidad del flujo ( $v_{flu}$ ), a mismo caudal  $\dot{V}$ , la disminución del diámetro del receptor ( $\varnothing_{r,e}$ ) implica mayores velocidades y con esto, mayores caídas de presión. Derivando lo anterior en el aumento de  $P_{pérdidas}$ . Por lo tanto, de existir un óptimo se espera que cuente:

<sup>1</sup>Nota posterior a la defensa del proyecto: para un mejor análisis fue sugerido emplear el consumo total de la bomba, ya que es este el que insume un costo económico.

- Un diámetro interior del receptor dimensionado para que las pérdidas de carga no generen un consumo elevado de energía al bombear el fluido.

A partir de este desarrollo, se define en la Ecuación 4.5 la función objetivo de la optimización  $P_{neta}$ :

$$P_{neta} = \overbrace{\dot{Q}}^{\text{Calor útil}} - \overbrace{\dot{V}\Delta p \left( \frac{1}{\eta_{bomb}} - 1 \right)}^{\text{Pérdidas electro-mecánicas}}. \quad (4.5)$$

La función  $P_{neta}$  depende de las variables de diseño  $\psi_r$ ,  $\varnothing_{r,e}$  y  $\varnothing_{v,e}$  y de parámetros fijos, y considera el calor útil que se genera como también el “costo” energético de producirlo. La solución propuesta consiste en la obtención de un óptimo por fuerza bruta, simulando todas las combinaciones posibles de estas tres variables de optimización. Los diámetros considerados tanto para el tubo receptor como para el vidrio cobertor se corresponden con dimensiones estandarizadas disponibles en el mercado local, por lo que la optimización es de variable discreta de decisión. En total, se consideran 4 cañerías de acero inoxidable ( $\varnothing_{r,e}$  entre  $1\frac{1}{2}$  y 3 in) y 11 tubos de vidrio ( $\varnothing_{v,e}$  entre 50 y 105 mm).

Con respecto a  $\psi_r$ , se evalúan candidatos en un rango  $40^\circ$  a  $100^\circ$  cada  $1^\circ$ .

Los resultados se representan gráficamente mediante una “nube de puntos” (ver Figura 4.3), donde cada uno de estos corresponde a una configuración específica de  $\psi_r$ ,  $\varnothing_{r,e}$  y  $\varnothing_{v,e}$ . En el eje de las abscisas se ubica el *rim-angle* ( $\psi_r$ ), mientras que en el eje de ordenadas se representa la potencia neta generada  $P_{neta}$  (Ecuación 4.5).

Como fue mencionado anteriormente, el proceso de optimización está condicionado por la temperatura y caudal de operación del PTC, al igual que por las condiciones meteorológicas. Por esto, la selección de  $\psi_r$ ,  $\varnothing_{r,e}$  y  $\varnothing_{v,e}$  se basa en identificar la combinación de los mismos que presente un buen comportamiento en las 4 condiciones operativas descritas a continuación:

- Condiciones nominales: irradiancia media anual en el plano del concentrador (considerando únicamente las horas diurnas)  $\bar{G}_\perp = 378 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$ <sup>1</sup>, temperatura media sobre el ambiente  $\bar{T} - T_{amb} = 75^\circ\text{C}$ .
- Irradiancia máxima: irradiancia máxima registrada por el AMTU  $G_{\perp \text{ máx}} = 915 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$ , temperatura media sobre el ambiente  $\bar{T} - T_{amb} = 75^\circ\text{C}$ .
- Temperatura del receptor elevada con respecto al ambiente: irradiancia media anual en el plano del concentrador (considerando únicamente las horas diurnas)  $\bar{G}_\perp = 378 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$ , temperatura media sobre el ambiente  $\bar{T} - T_{amb} = 175^\circ\text{C}$ .

<sup>1</sup>Se emplea la irradiancia media anual en el plano del concentrador como valor representativo de la generación anual. Su elección se ve justificada por ser  $P_{neta}$  función de la DNI, la geometría del concentrador y la temperatura media del sistema sobre el ambiente ( $\bar{T} - T_{amb}$ ). Al cada candidato ser evaluado en una misma geometría y  $\bar{T} - T_{amb}$ , la cuasi-linealidad de  $P_{neta}$  (DNI) permite aproximar  $\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n P_{neta}(G_{\perp,i}) \approx P_{neta}(\bar{G}_\perp)$ . Así, puede reducirse el costo computacional de  $\sim 3000$  simulaciones por combinación (una por cada hora del año en la que se hace seguimiento) a una sola.

- Temperatura del receptor igual a la ambiente: irradiancia media anual en el plano del concentrador (considerando únicamente las horas diurnas)  $\bar{G}_\perp = 378 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$ , la temperatura del agua en la entrada es la temperatura ambiente  $T_{ent} = T_{amb} \rightarrow \bar{T} - T_{amb} = 0^\circ\text{C}$ .

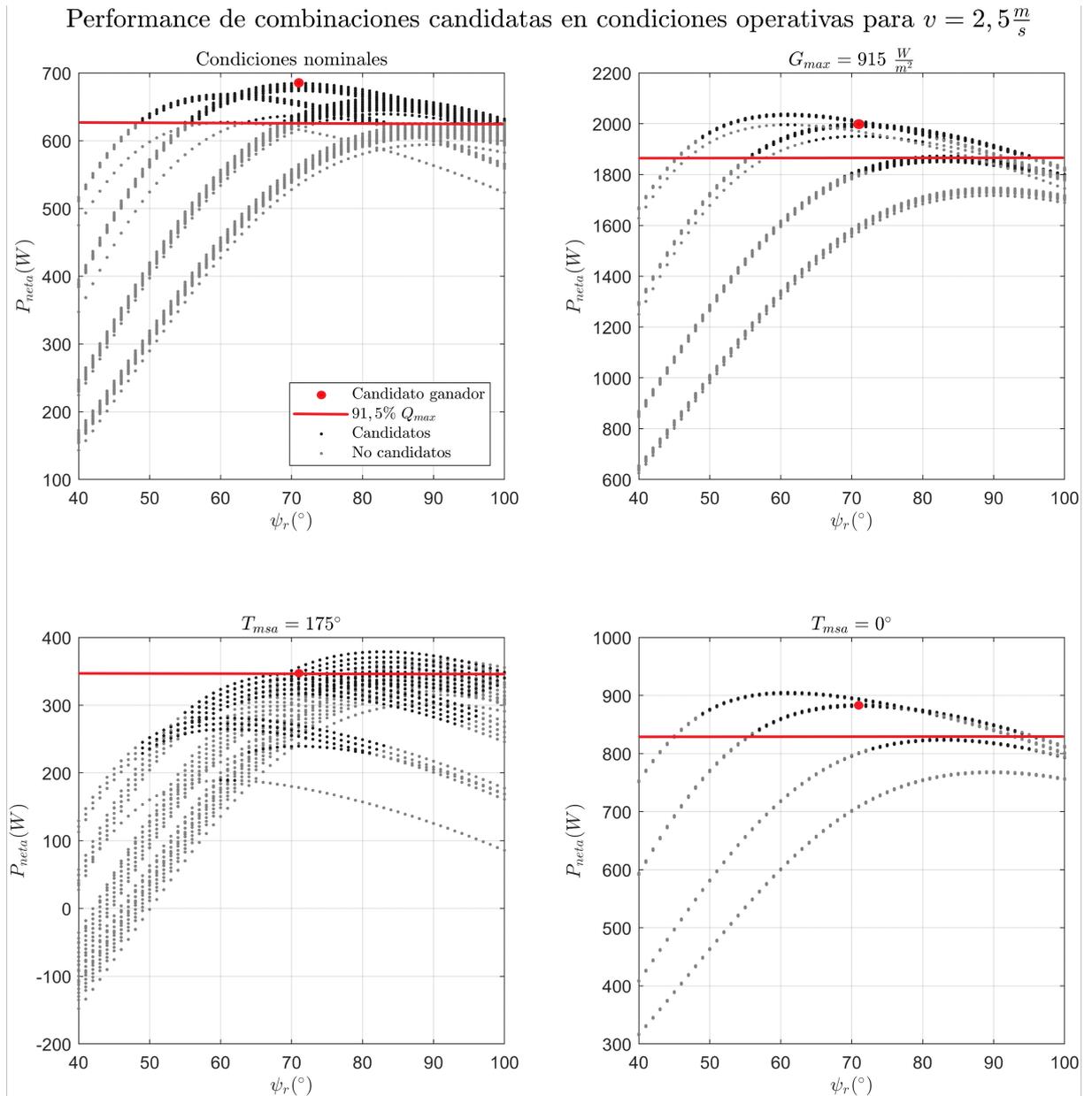
Estas condiciones se eligen para representar el rango operativo al que puede estar expuesto el PTC ( $T_m - T_{amb}$  de 0 a  $175^\circ\text{C}$ ). El punto de operación empleado considera que el fluido circula en el tubo receptor a una velocidad  $v = 2,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ , para todos los potenciales tubos receptores que se evalúan.

El proceso de selección consiste en buscar una geometría que tenga un buen desempeño en las cuatro condiciones de operación. Para ello, en cada condición se define un umbral que divide las combinaciones en dos grupos: candidatos y no candidatos. El umbral se define como un porcentaje de la máxima generación de calor de cada condición de operación, y es común a las cuatro condiciones. Para hallar el candidato ganador, se busca el umbral para el que existe una única combinación que es candidata en las cuatro condiciones de operación. El umbral para el que se encuentra la configuración ganadora es 91,5 %. Esto significa que la configuración hallada genera al menos 91,5 % del máximo calor útil de una condición de operación.

La Figura 4.3 muestra las combinaciones que superan el umbral en la condición nominal de operación (gris oscuro) y su desempeño en las demás condiciones operativas. En rojo, la combinación ganadora. En total, 1 952 combinaciones posibles fueron analizadas y representadas. Finalmente, la configuración óptima de la geometría del concentrador determinada según el criterio establecido, se resume en la Tabla 4.2. Los recursos empleados en el proceso de optimización están disponibles aquí.

Parámetro	Valor
Diámetro exterior del receptor	60,3 mm
Espesor del receptor	2,77 mm
Diámetro exterior del tubo de vidrio	90 mm
Espesor del tubo de vidrio	2,5 mm
Apertura del concentrador	1 850 mm
Rim-angle ( $\psi_r$ )	$71^\circ$
Factor de intercepción ( $\gamma$ )	0,94

**Tabla 4.2:** Características geométricas del PTC diseñado.



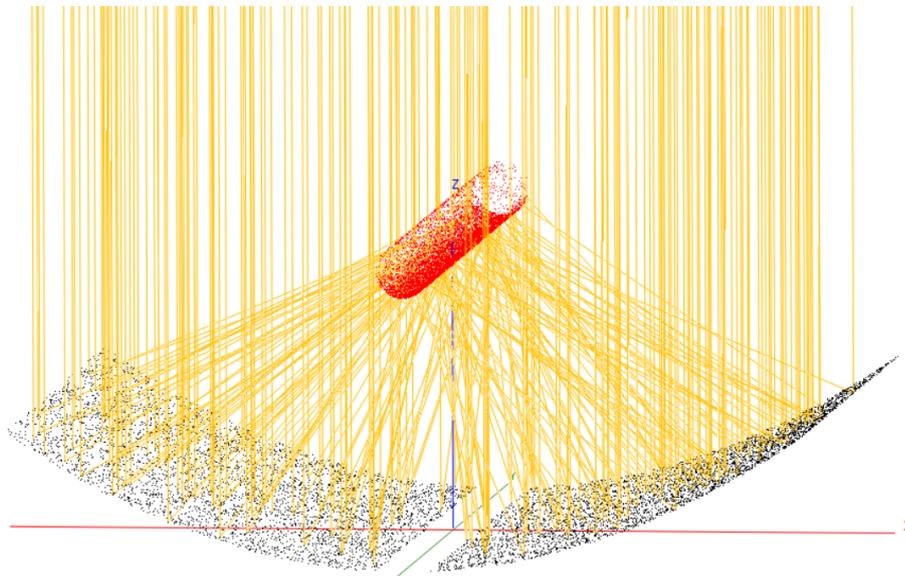
**Figura 4.3:** Nube de puntos de configuraciones geométricas. En rojo, la opción seleccionada en las diferentes condiciones ensayadas, en gris las combinaciones candidatas en condiciones nominales.

#### 4.1.2. Validación del factor de intercepción

Dada la relevancia del cálculo del factor de intercepción en el proceso de diseño, se decidió verificar el valor obtenido de este parámetro mediante método de trazado de rayos (*ray tracing*). El software SolTrace, desarrollado por el Laboratorio Nacional de Energías Renovables (del inglés: *National Renewable Energy Laboratory*) (NREL) permite simular el comportamiento óptico de sistemas solares de concentración mediante dicho método.

Se modeló el sistema completo, incluyendo la parábola generatriz del espejo, el tubo

recibidor dispuesto en el foco y el conjunto de rayos solares incidentes. Se empleó una distribución de rayos que replica la radiación solar directa normal, con una cantidad suficientemente elevada de rayos (del orden de  $10^4$ ) para obtener resultados estadísticamente representativos. Además, se impusieron los errores de desviación seleccionados de la Tabla 4.1, descritos en detalle en el Capítulo 3. El resultado arrojado por SolTrace se muestra en la Figura 4.4, donde puede apreciarse la trayectoria de los rayos reflejados por la superficie del espejo y su posterior concentración en el receptor. El factor de intercepción obtenido en estas condiciones es  $\gamma_{SolTrace} = 0,93$ , siendo el valor calculado a partir la Ecuación 3.17 propuesta por Guven (1986),  $\gamma = 0,94$ . Por lo tanto, el análisis analítico estima de buena forma el comportamiento óptico del sistema para la geometría seleccionada.



**Figura 4.4:** Resultado de la simulación óptica en *SolTrace* de la geometría seleccionada.

### 4.1.3. Tubo Colector

El diseño del tubo colector propuesto estará compuesto por tres elementos: el tubo receptor, el tubo de vidrio cobertor y las juntas que garantizan la correcta sujeción entre ellos. Debido al rango de temperatura en el que operará el concentrador y a las dificultades constructivas de un tubo evacuado, como fue mencionado en el Capítulo 2, se opta por uno no evacuado.

Se determinó en la Tabla 4.2 que el tubo receptor tendrá diámetro exterior  $\varnothing_{r,e} = 60,3$  mm, espesor  $e_r = 2,77$  mm. La combinación de resistencia a la corrosión, estabilidad a altas temperaturas y disponibilidad en el mercado local es el motivo por el cual se optó por una cañería de acero inoxidable AISI 304, por presentar una excelente resistencia

a la corrosión, clave al ser agua el fluido de trabajo. Además, no sufre de un deterioro en propiedades mecánicas hasta temperaturas de aprox. 500°C, muy por debajo de la máxima temperatura admisible. Aunque su conductividad térmica ( $16 \frac{W}{m \cdot K}$ ) es inferior a la de materiales como el cobre, su durabilidad y costo lo convierten en la opción indicada, especialmente para un producto proyectado para una amplia gama de potenciales aplicaciones industriales y variedad de calidades de agua. La elección de este material coincide con el uso generalizado de aceros inoxidable en tubos colectores comerciales, como puede apreciarse en la Tabla 2.1.

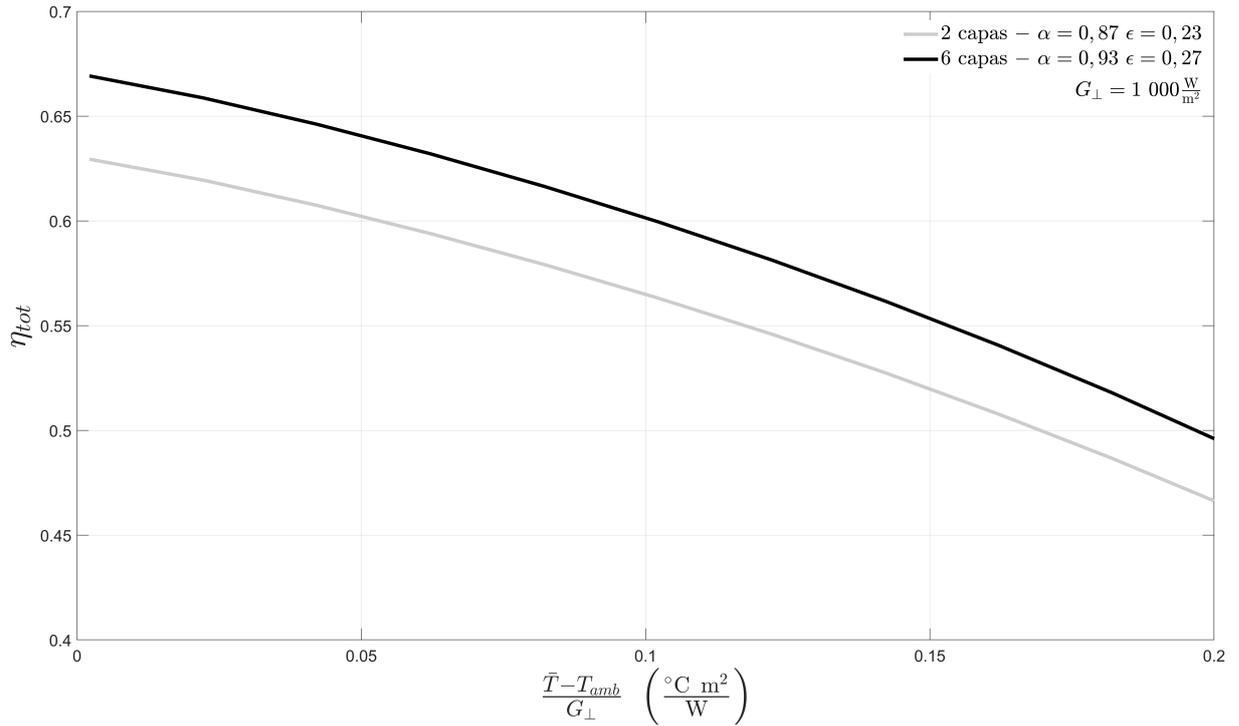
El tratamiento selectivo proyectado para el tubo receptor consiste en un acabado con la pintura **SOLKOTE HI/SORB-II**, recubrimiento especializado para aplicaciones de concentración solar. Su elección está dada por su bajo costo en comparación a otras alternativas en el mercado, sumado a su excelente fijación al acero inoxidable (Solkote Selective Solar, 2025). Las propiedades ópticas de esta pintura selectiva dependen tanto del sustrato como del número de capas aplicadas. A continuación, en la Tabla 4.3, se muestran las propiedades especificadas por el fabricante para la pintura aplicada sobre acero inoxidable AISI 304 en función de la cantidad de capas aplicadas (Solkote Selective Solar, 2025).

<b>Aplicaciones</b>	2	3	4	5	6
Emisividad ( $\epsilon$ )	0,23	0,24	0,24	0,25	0,27
Absortividad ( $\alpha$ )	0,87	0,90	0,91	0,92	0,93

**Tabla 4.3:** Emisividad y absortividad del acero AISI 304 con tratamiento selectivo a 400°C. Extraído de Solkote Selective Solar (2025).

Se destaca que las propiedades de la Tabla 4.3 son evaluadas a 400C, dado que se prevén temperaturas de operación menores a 250C, es esperable que el sistema pueda verse beneficiado con una baja de la emisividad. Sin embargo, a falta de datos, se utilizan los valores antes presentados.

La Figura 4.5 presenta los resultados de simular el rendimiento del sistema en función de la temperatura media reducida con  $G_{\perp} = 1000 \frac{W}{m^2}$  para dos concentradores de igual geometría que solamente difieren en el número de capas de pintura selectiva, lo que se traduce en distinta emisividad y absortividad del receptor. Para el análisis se consideran las propiedades que se consiguen al aplicar dos y seis capas de pintura selectiva respectivamente.



**Figura 4.5:** Rendimiento total en función de la temperatura reducida para tubos recidores con 2 y 6 capas de pintura selectiva.

Se observa que el desempeño al considerar seis capas de recubrimiento es consistentemente superior al obtenido con solo dos capas. Esto es coherente con lo señalado por Treadwell (1976), quien destaca que resulta más efectivo contar con una alta absorptividad que con una baja emisividad. En función de ello, las propiedades ópticas proyectadas para el tubo recidor son las asociadas a 6 aplicaciones:  $\epsilon_r = 0,27$  y  $\alpha_r = 0,93$ .

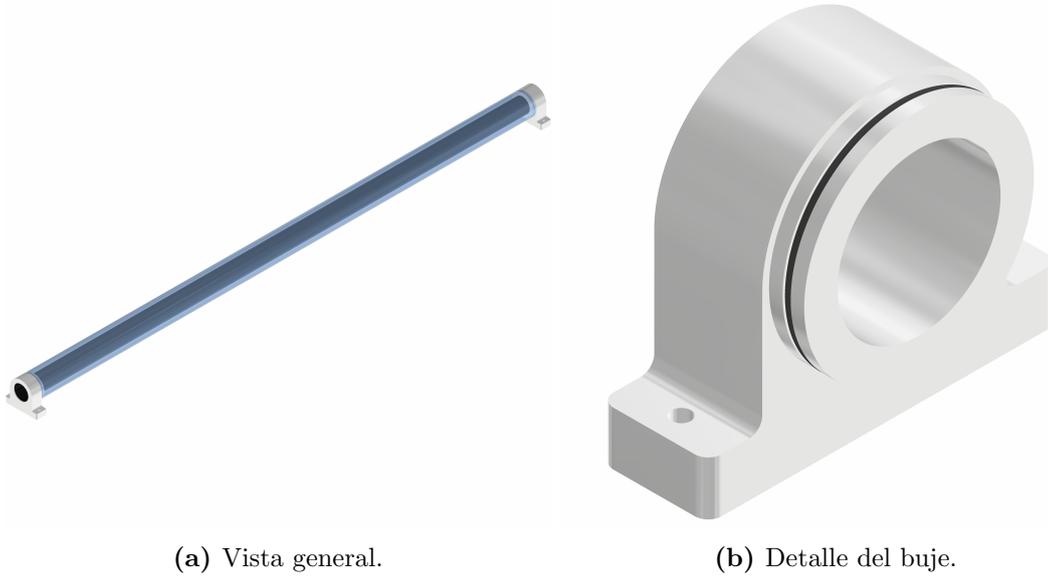
En la Tabla 4.4 se sintetizan las propiedades del tubo colector, mientras que la Figura 4.6a presenta una vista general del mismo.

Recibidor		Vidrio cobertor	
Diámetro ( $\varnothing_r$ )	60,3 mm	Diámetro ( $\varnothing_v$ )	90 mm
Espesor ( $e_r$ )	2,77 mm	Espesor ( $e_v$ )	2,5 mm
Conductividad ( $k_r$ )	$16 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$	Conductividad ( $k_v$ )	$3 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}$
Absortancia ( $\alpha_r$ )	0,93	Transmisividad ( $\tau_v$ )	0,90
Emisividad a 400°C ( $\epsilon_r$ )	0,27	Emisividad a 400°C ( $\epsilon_v$ )	0,89
Largo del tubo colector 2000 mm			

**Tabla 4.4:** Características del tubo colector.

Para montar el tubo colector, se propone un diseño de bujes de Teflón (PTFE) con juntas tóricas y anclaje al soporte mediante dos bulones M6. Con el material elegido se consigue una baja fricción con el tubo recidor que se desplaza dentro de la junta por

dilatación térmica. La sujeción del tubo colector mediante una junta tórica garantiza un buen agarre. En la Figura 4.6b se representa el diseño modelado en el software Autodesk Inventor. El plano del tubo colector, donde se detallan las dimensiones, las juntas tóricas y los bulones se encuentra disponible aquí.



(a) Vista general.

(b) Detalle del buje.

**Figura 4.6:** Modelo de tubo colector, donde se aprecian las juntas, el vidrio cobertor y el tubo receptor.

En cuanto a las solicitaciones mecánicas a las que estará expuesto el tubo colector, se toma como referencia la norma ASME B31.1, la cual establece el cálculo de la presión máxima admisible para tuberías sometidas a presión interna mediante la Ecuación 4.6:

$$P_{max} = \frac{2SE (e_r - A)}{\varnothing_{r,e} - 2y (e_r - A)}, \quad (4.6)$$

siendo  $S$  la máxima tensión permisible en el material debido a los efectos de la presión interna a la temperatura de diseño,  $E$  la corrección debido a la costura de la tubería (denominada como eficiencia de la junta), mientras que  $A$  e  $y$  son coeficientes geométricos detallados en la norma. La Tabla 4.5 resume los valores utilizados, considerando una temperatura de diseño de 240°C.

Por lo tanto, se establece que la presión máxima que admite el tubo receptor es  $P_{max} = 56$  bar. De ajustar la presión máxima admisible del sistema sobre 1,5, factor usual para este tipo de sistemas, se establece la presión máxima de operación en  $P_{operacion} = 37$  bar. Dado que la presión de saturación del agua temperatura de ( $T_{diseño} = 240^\circ\text{C}$ ) es de aproximadamente 34 bar, se establece la misma como la temperatura máxima del sistema. Queda establecido un margen de 3 bar para contemplar pérdidas de carga a lo largo de la cañería.

Parámetro	Valor
$S$	87,2 MPa
$E$	0,8
$y$	0,4
$A$	0,4 mm

**Tabla 4.5:** Parámetros establecidos según la norma ASME B31.1 para el cálculo de presión máxima admisible a temperatura  $T = 240^\circ\text{C}$ .

La misma norma establece espaciamientos máximos sugeridos para cañerías basados en criterios de fluencia y deflexión. Para una cañería de diámetro nominal DN50 (algo menor al diámetro  $\varnothing_{r,e}$ ) para servicio de agua, el espaciamiento máximo recomendado es de 3 m. Tramos de cañería menores a este largo entre soportes, tienen garantizado el criterio de resistencia a la fluencia y una deflexión no mayor a 2,5 mm. Cálculos propios considerando la cañería en apoyos simples coinciden con la norma, obteniendo para el tubo receptor escogido una deflexión máxima  $\delta_{max} = 0,32$  mm (véase el cálculo en el Apéndice C).

En sus extremos, el tubo colector deberá conectarse a una manguera flexible a modo de garantizar el suministro en cualquier orientación que pueda encontrarse el concentrador. Su elección queda por fuera del alcance del diseño, no obstante, sí se hará mención al tipo de conexión a ser adoptado. Las juntas giratorias son de uso masivo en aplicaciones de energía solar térmica con seguimiento, más específicamente en sistemas que cuenten con un rango de movimiento de  $360^\circ$ . Estos conectores permiten el giro relativo del tubo receptor y la manguera flexible, evitando esfuerzos mecánicos que lleven a una rotura o posibles estrangulamientos durante el movimiento del concentrador.

Sin embargo, a pesar de ser imprescindibles en algunas aplicaciones, su alto costo y poca comercialización en el país las vuelven soluciones que conviene evitar cuando sea posible. En el caso del PTC propuesto, el sistema de seguimiento abarcará un rango de  $130^\circ$  por lo que otras configuraciones merecen ser consideradas. Dos alternativas a ser consideradas en la puesta en práctica son: colocar una conexión simple a una manguera de manera que la máxima torsión a la que estaría sujeta sea  $\pm 65^\circ$  o colocar codos en los extremos del tubo colector y posteriormente una manguera sujeta a la estructura de manera tal que el tubo receptor pueda rotar deslizando en la junta. La Figura 4.7 presenta una junta giratoria y una de codo giratorio. En esta última, al rotar el concentrador, la manguera ejerce una fuerza al codo de manera que el tubo receptor rota deslizando en la junta.

Para el diseño propuesto se opta por incluir una junta giratoria por su uso comprobado en incontables proyectos semejantes. En este caso, se selecciona una junta de la marca



(a) Junta giratoria. Extraída de Mann Tek (2020).



(b) Codo deslizante.

**Figura 4.7:** Dos alternativas a la junta giratoria para la conexión al tubo colector.

MannTek, modelo **FKM DN 60** con conexión por rosca hembra al receptor y rosca macho a la manguera. No obstante, en el caso de ser construido un prototipo, se recomienda evaluar las alternativas propuestas por motivos de costo.

Además, en el tramo intermedio entre módulos del concentrador solar, en donde no hay espejo para concentrar radiación solar ni vidrio de cobertura, se contempla equipar el receptor con un aislamiento térmico de Clase A, conforme a la norma ASTM C547. Este aislamiento, elaborado a base de lana de roca, está diseñado para soportar temperaturas continuas de hasta 650 °C. Su propósito es minimizar las pérdidas térmicas y mantener la eficiencia del sistema durante la operación.

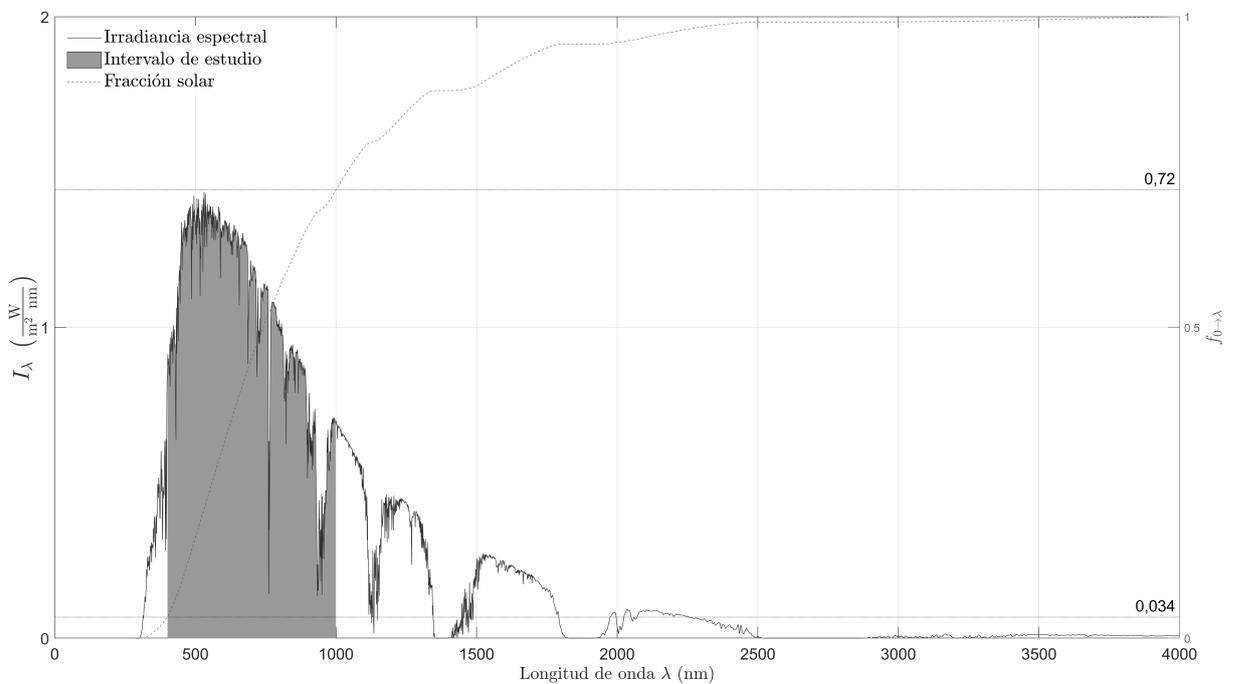
#### 4.1.4. Espejo

El espejo es sin dudas el componente más importante y sensible del sistema de concentración. El correcto diseño de este componente conlleva que la superficie cuente con una alta reflectividad especular, una buena durabilidad del acabado en ambientes corrosivos y una geometría fiel a la parábola proyectada minimizando los errores de forma local. A su vez, se trata del componente de mayor envergadura del sistema, que necesita ser rotado a diario. Por ello, un espejo sobredimensionado puede resultar en un concentrador por demás caro, pesado y de gran inercia rotacional.

Las opciones disponibles de superficies reflectivas para el espejo son limitadas en el mercado local. A diferencia de otras regiones donde superficies altamente especializadas para aplicaciones de concentración son logística y económicamente accesibles, Uruguay cuenta con un acotado abanico de opciones de las que se destacan las chapas metálicas de aluminio o acero inoxidable y *films* de fines decorativos con acabado espejado.

## Reflectividad

Con el objetivo de obtener valores experimentales de reflectividad, se realizaron mediciones en colaboración con el Instituto de Física (IF) de la Facultad de Ingeniería. Para estos ensayos, se seleccionaron muestras de tres tipos de acero inoxidable (304, 316 y 430), muestras de aluminio 1050-H14 y un *film* de uso doméstico con acabado espejo. Tras un proceso de pulido llevado a cabo en el Instituto de Ensayo de Materiales (IEM), se realizaron mediciones de reflectividad para cada material en el rango de longitudes de onda 338 a 1005 nm, que abarca un 69% de la radiación solar (ver Figura 4.8). A las muestras de materiales locales y pulido manual se suman espejos de aluminio anodizado utilizados en la industria solar de la marca ALMECO (Almeco, 2015). Esto tiene por objetivo contrastar los resultados de materiales locales y pulido manual con estándares de la industria.



**Figura 4.8:** Irradiancia solar, destacando la región comprendida por el intervalo de mediciones. En eje de ordenadas derecho, la fracción solar,  $f_0 \rightarrow 338 \text{ nm}$  y  $f_0 \rightarrow 1005 \text{ nm}$ . Datos extraídos de ASTM (2020).

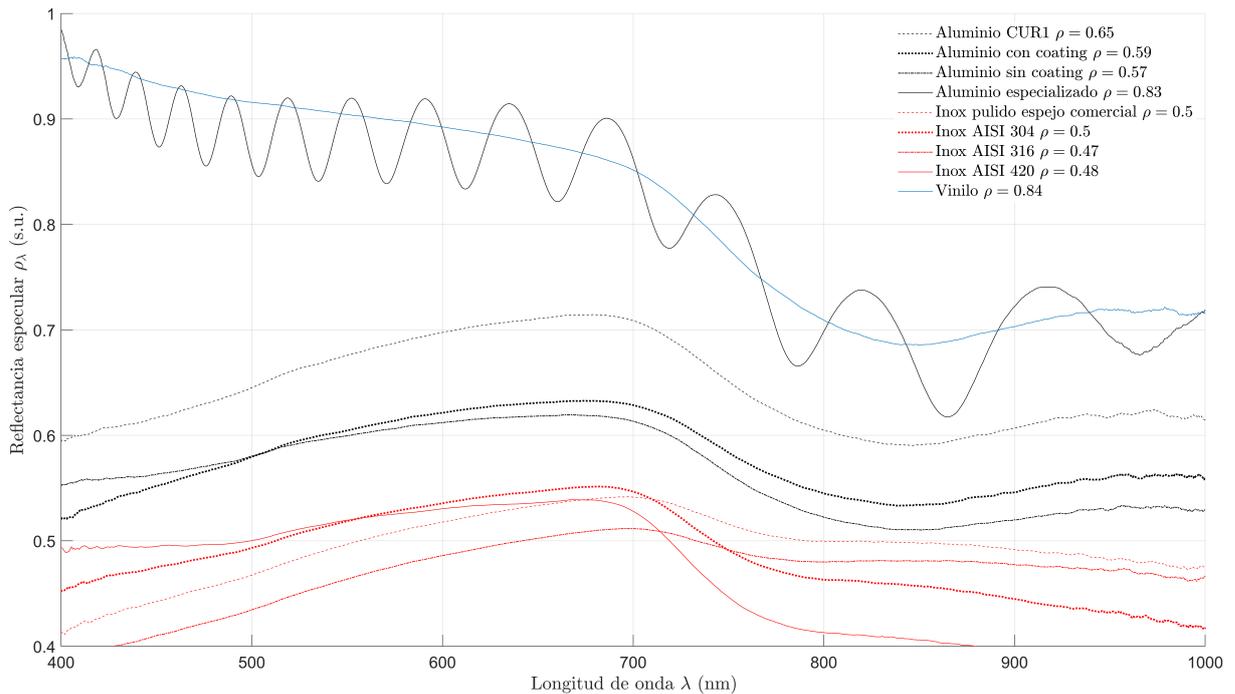
Adicionalmente, se realizaron tratamientos a probetas de aluminio con un recubrimiento superficial del tipo cerámico comúnmente aplicado en la industria automotriz. Con esto, se busca evaluar si es posible aplicar *coatings* para reducir el ritmo de degradación de la superficie y la frecuencia de limpiezas del espejo sin que haya impacto en la reflectividad del material.

Las mediciones se realizaron utilizando una esfera integradora **ISS-REF**, un instrumento óptico compacto diseñado para cuantificar la reflectancia de objetos sólidos en el

rango espectral ya mencionado. Para cada una de las muestras se registraron las componentes total y difusa de la reflectancia, permitiendo determinar la especular como la diferencia entre ambas. Imágenes tanto del ensayo como del proceso de pulido pueden encontrarse en el Apéndice B. Los datos crudos del ensayos para evaluar la reflectividad se encuentran disponibles aquí.

La Figura 4.9 presenta los resultados de reflectividad obtenidos para superficies de aluminio, acero inoxidable y *film* vinílico. Se observa que las reflectividades especulares para un aluminio de alta calidad empleado en la industria y las de un *film* reflectivo de uso doméstico son comparables y superaron al resto de los materiales evaluados. Por otro lado, los aluminios pulidos exhibieron valores intermedios (en promedio  $\rho = 0,55$ ), inferiores a los esperados ( $\rho > 0,90$  según Tagle-Salazar et al. (2020)). Cabe destacar que la aplicación del *coating* no causa una diferencia significativa en la reflectividad de una superficie de aluminio, por lo que su uso puede ser considerado. En lo que a aceros inoxidables se refiere, el comportamiento entre las distintas aleaciones es similar y, en promedio, reflejan un 37% menos radiación que las superficies de aluminio y vinilo. Se observa además que consistentemente pierden ante los aluminios ensayados

A partir de la Figura 4.9 se observa que el pulido manual realizado en el IEM sobre las muestras de acero inoxidable alcanzó un acabado comparable al de un pulido comercial, obteniéndose el mismo valor de reflectividad. En contraste, el aluminio utilizado en el prototipo CUR-1 presentó valores de reflectividad inferiores a los esperados, lo cual puede atribuirse a una mala preservación.



**Figura 4.9:** Resultados notables de las mediciones de reflectancia de materiales locales y de uso masivo.

Los resultados obtenidos en las mediciones de reflectividad se vieron condicionados por las limitaciones del proceso de pulido, el cual fue realizado de forma manual y sin el uso de herramientas profesionales que permitan alcanzar un acabado superficial óptimo. Evidencia de estas limitaciones puede apreciarse en la Figura 4.10, donde se observa en detalle la superficie de una muestra estudiada (SAE 304). En particular, se identifica la presencia de rayaduras en superficie y desviaciones angulares asociadas a curvaturas no deseadas. Estos defectos pueden afectar la calidad óptica del material, provocando una disminución en los valores de reflectividad registrados.

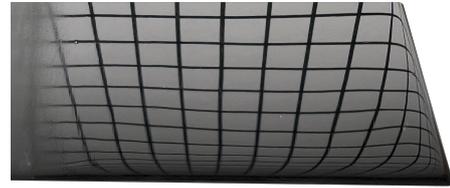
### Propiedades mecánicas del material reflectivo

El aluminio y el acero inoxidable presentan diferencias notables en propiedades clave que condicionan su selección. En cuanto a densidad, el aluminio es considerablemente más liviano, con una densidad cercana a  $2\,700 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  frente a los  $7\,900 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  del acero inoxidable. Con respecto a la resistencia mecánica, los aceros inoxidables ofrecen mayor módulo de Young, límite a la fluencia y tenacidad a la fractura que el aluminio promedio. Por ello, son más rígidos, resistentes y dúctiles, consideraciones de importancia en el caso que agentes externos golpeen la superficie (granizo, caída de alguna herramienta, etc.). Por último, el aluminio es propenso a formar fisuras, por lo que es más difícil conformarlo a su estado original una vez que se deforma.

En términos de resistencia a la corrosión, ambos materiales forman capas protectoras



(a) Presencia de rayado.



(b) Desviaciones angulares por curvatura.

**Figura 4.10:** Detalles del pulido manual de acero SAE 304 con destaque en errores superficiales.

pasivas (óxido de cromo en el acero y óxido de aluminio en el aluminio). Las propiedades anticorrosivas de cada material varían ampliamente dependiendo de las aleaciones y las atmósferas a las que se expone la superficie. En el caso de Uruguay, existe una acotada gama de aleaciones disponibles en plaza por lo que la elección de material ha de ser tomada con cautela y deberá ser específica al emplazamiento proyectado para el concentrador. Ejemplo de esto es la exposición en zonas costeras, donde la atmósfera es altamente agresiva por la presencia de sales y elevada humedad relativa. En estos entornos, la norma ISO 9223 clasifica la corrosividad como C4 o superior, representando un riesgo considerable para materiales como el aluminio, que pueden sufrir una degradación acelerada si no cuentan con recubrimientos o tratamientos adecuados. Por este motivo, su aplicación en regiones costeras no es recomendable sin medidas de protección adicionales.

En contraste, el acero inoxidable ofrece una mejor resistencia a este tipo de ambientes, siempre que se seleccione una aleación con la adecuada resistencia a la corrosión localizada o *pitting*. Para zonas altamente corrosivas, se recomienda utilizar aceros con un Número Equivalente de Resistencia a la Picadura (del inglés: *Pitting Resistance Equivalent Number*) (PREN) superior a 46. Este umbral deja fuera a los aceros inoxidables más comunes en Uruguay, como el AISI 304 o 316 por no cumplir con dicha exigencia. En consecuencia, es necesario contar con el emplazamiento del equipo para la definición del material reflectivo, o bien optar por aleaciones más resistentes (aunque de mayor costo e importadas) si se prevé su uso en ambientes severos.

Las chapas del material reflectivo se encontrarán apoyadas sobre una chapa de acero al carbono, material a ser empleado también en el resto de la estructura del PTC. Esta configuración presenta tres ventajas: el concentrador es capaz de adoptar el material reflectivo que se desee, permite emplear espesores más bajos del mismo (suele ser más costoso) y además, se asegura una rigidez estructural al contar con una base sólida capaz

de mantener la forma parabólica.

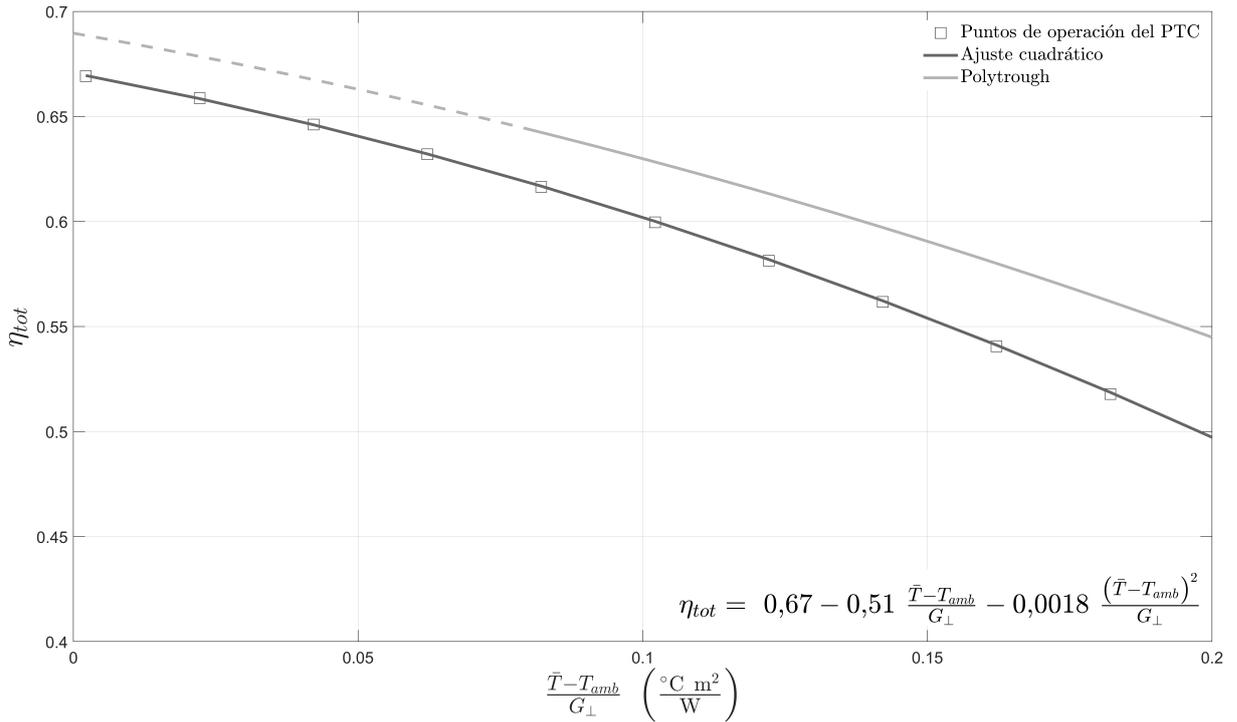
Sin embargo, esto presenta un desafío de diseño: al combinar dos metales diferentes en contacto directo (como el acero al carbono y el aluminio o acero inoxidable) se forma un par galvánico, que podría acelerar la corrosión del metal menos noble en ciertas atmósferas. Para evitar este fenómeno, es necesario aislar eléctricamente ambos materiales mediante barreras físicas, como pinturas aislantes o cintas dieléctricas, que impidan el contacto eléctrico directo entre las superficies metálicas. Para resolver este problema, se optó por el uso del adhesivo epóxico estructural **Sikadur-31 Hi-Mod Gel**, el cual permite unir firmemente las chapas de acero al carbono y el espejo sin necesidad de fijación mecánica directa. Este producto actúa como barrera dieléctrica, impidiendo el contacto eléctrico entre los metales y eliminando así el riesgo de corrosión galvánica antes mencionado (Sika Uruguay, 2021).

Del análisis de propiedades ópticas y mecánicas de los materiales considerados, se opta por utilizar una chapa de aluminio 1050 H14 con espesor de 0,5 mm, a ser pulida grado espejo y recubierta con un *coating* cerámico. La chapa de aluminio es elegida por su grado de adopción en la industria, sumado a su alta reflectividad y bajo peso. Dado que la reflectividad del sistema puede decidir si la tecnología es viable o no, y que el valor medido para el material seleccionado ( $\rho_{aluminio} = 0,57$ ) presenta disparidad con la referencia bibliográfica, se opta por considerar el valor medido para el aluminio especializado para aplicaciones solares. Si bien este material no se encuentra disponible en el mercado local, es posible obtenerlo a través de proveedores internacionales. La elección se justifica dado los posibles errores en el proceso de pulido constatados en la Figura 4.10. Se estima así la reflectividad para el espejo en  $\rho = 0,85$  de acuerdo al ensayo presentado en la Figura 4.9.

Si bien el vinilo de uso decorativo presenta una reflectividad comparable a la seleccionada ( $\rho_{vinilo} = 0,84$ ) no existen certezas sobre su durabilidad ni casos de aplicación conocidos. No obstante, estas alternativas con potencial dan la pauta que es necesario explorar en mayor detalle soluciones alternativas en futuras etapas del desarrollo.

Una vez definidos el espejo y la geometría del tubo colector, el comportamiento del concentrador queda determinado. La respuesta del PTC se resume en la curva del concentrador (Ecuación 3.12), obtenida al ajustar 10 puntos de operación en el rango de temperaturas de trabajo, con  $G_{\perp} = 1\,000 \frac{W}{m^2}$ , ángulo de incidencia  $\theta = 0$  y caudal  $\dot{V} = 10 \frac{l}{min}$ , este último calculado según la norma ISO 9806-2017. La Figura 4.11 presenta los rendimientos totales ( $\eta_{tot}$ ) del concentrador en los puntos de operación evaluados y su ajuste según la misma norma, para el que se detallan los coeficientes obtenidos.

De este ajuste, se obtiene que el máximo rendimiento teórico del concentrador es  $\eta_{tot,máx} = 0,67$  cuando  $\bar{T} - T_{amb} = 0$ .



**Figura 4.11:** Curvas de eficiencia del PTC diseñado y modelo Polythrough 1200.

A su vez, se realiza una comparación del rendimiento entre el PTC diseñado y el modelo comercial **Polythrough 1200**, desarrollado por la empresa NEP Solar (2006), con el objetivo de evaluar si la geometría optimizada al clima uruguayo es competitiva frente un sistema estandarizado. Los datos disponibles del modelo son resultados de ensayos y la línea punteada representa la prolongación de la curva brindada en el rango donde no se presentan datos. El modelo comercial presenta un rendimiento consistentemente superior, aunque para la mayor temperatura reducida la diferencia relativa no supera el 10%. La ventaja competitiva del **Polythrough 1200** puede deberse principalmente al espejo empleado, siendo la reflectividad del competidor  $\rho = 0,93$ , frente a la reflectividad considerada de  $\rho = 0,85$ . Adicionalmente, el modelo desarrollado se ve condicionado por las altas tolerancias asumidas en el proceso de diseño, en particular a los errores ópticos ( $\sigma$ ,  $\beta_{na}$  y  $d$ ), lo que repercute en la selección de un tubo receptor de mayor diámetro, relativo a la apertura, con respecto al modelo comercial. Para representar lo anterior, el modelo **Polythrough 1200** cuenta con un factor de concentración  $C = 14$  mientras que para el diseño propuesto es  $C = 10$ , esto indica que el primer modelo cuenta con menores desviaciones ópticas y por lo tanto mayor capacidad de concentración.

## 4.2. Diseño Estructural

La estructura del concentrador tiene la función de proporcionar rigidez y estabilidad al sistema, asegurando que la geometría parabólica se mantenga inalterada durante su operación y una resistencia en condiciones meteorológicas extremas. Para un diseño óptimo, se realizará un análisis detallado de las cargas a las que estará sometido el concentrador en ambas condiciones.

De entre las opciones descritas en la Sección 2.3, el diseño propuesto se basa en la utilización de un *torque tube* como elemento central. Este tubo actúa como soporte principal del conjunto giratorio, sobre el cual se fijan nervios estructurales fabricados por corte láser. Para garantizar la premisa de diseño modular, se instalan bridas en los extremos del tubo a modo de conexión rápida entre diferentes módulos, permitiendo una fácil expansión del sistema.

El cálculo de componentes se realiza por métodos analíticos como también mediante método de elementos finitos a través de la herramienta *Autodesk Inventor Nastran 2025*.

Las piezas diseñadas mediante métodos analíticos, cumplen el criterio de falla de energía de distorsión (von Mises), que para los casos estudiados de torso-flexión se utiliza la Ecuación 4.7:

$$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \frac{S_y}{FD}, \quad (4.7)$$

donde  $\sigma$  es el esfuerzo de tensión,  $\tau$  el esfuerzo cortante,  $S_y$  la tensión de fluencia y FD es el factor de diseño.

En cuanto a las piezas diseñadas en Inventor, el proceso de análisis del software contempla un mapeo del tensor de tensiones tridimensional en cada nodo de la malla<sup>1</sup>, derivado de un análisis estático basado en elementos finitos. A partir de estas componentes tensionales, se calcula el esfuerzo equivalente de von Mises en cada nodo, de manera de cuantificar el perfil de factores de diseño, en todo el volumen mallado.

Sigue en las próximas secciones el detalle del diseño componente a componente.

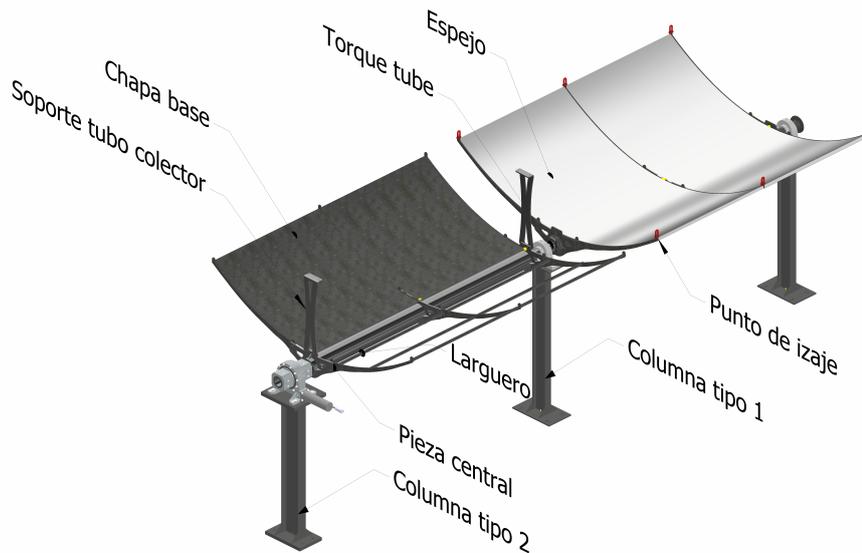
### Evaluación de cargas de viento

Como paso previo al diseño, deben evaluarse las cargas a las que estará sometido el concentrador. Las principales solicitaciones a las que está sujeto son las cargas aerodinámicas y su respectivo peso, cuyo efecto será discutido posteriormente.

A partir del estudio realizado por Adio et al. (2006), se obtuvieron coeficientes aerodinámicos para un PTC, los cuales se aplican siguiendo los lineamientos de la norma italiana CNR-DT 207/2008. Para la estimación de velocidades de viento, se recurrió a

---

<sup>1</sup>Una malla es la división de la geometría de una pieza en elementos más pequeños.



**Figura 4.12:** Componentes de la estructura del PTC diseñado.

registros históricos proporcionados por INUMET (2023), obteniéndose un valor promedio de  $\bar{v} = 7,2 \frac{m}{s}$  y una velocidad máxima de la que se tiene registro de  $v_{m\acute{a}x} = 36 \frac{m}{s}$ .

Se definen dos condiciones de carga estudiadas para el análisis:

- Condición operativa: basada en velocidades medias de viento representativas del territorio nacional.
- Condición extrema: basada en la velocidad máxima registrada en los últimos 10 años.

Suponiendo que el PTC se encuentra libre de obstáculos a su alrededor y a nivel del mar, la distribución de viento será uniforme. A partir de los coeficientes aerodinámicos en función de la dirección del viento, se identifican dos orientaciones críticas:  $\beta = 60^\circ$ , donde se registra la máxima fuerza aerodinámica, y  $\beta = -30^\circ$ , asociada al momento máximo sobre la estructura; siendo  $\beta$  el ángulo entre la normal al área de apertura y la vertical (véase Fig. 4.13). Al tratarse de un estudio bidimensional, la fuerza de origen aerodinámico es presentada descompuesta en sus componentes X e Y en el plano del concentrador, que corresponden a la horizontal y vertical respectivamente. Además, el momento causado por la asimetría de la geometría respecto a la dirección del flujo se presenta únicamente en su componente Z (ver Figura 4.13). El artículo de Adio et al. (2006) permite identificar las solicitaciones más exigentes para el diseño estructural del sistema. La Tabla 4.6 resume los resultados más relevantes del análisis de cargas originadas por el viento. El desarrollo completo del análisis se encuentra detallado en el Apéndice C.

Condición	$\beta$ [°]	Magnitud	Componente	Valor
Operación	60	Fuerza	X	360 N
			Y	231 N
		Momento	Z	22 Nm
	-30	Fuerza	X	85 N
			Y	19 N
		Momento	Z	95 Nm
Extrema	60	Fuerza	X	3759 N
			Y	2407 N
		Momento	Z	231 Nm
	-30	Fuerza	X	890 N
			Y	198 N
		Momento	Z	989 Nm

**Tabla 4.6:** Componentes de carga de viento sobre la estructura para las condiciones analizadas y orientaciones críticas.

Para el dimensionamiento estructural de los componentes del concentrador, se adopta un criterio conservador basado en la combinación más exigente de solicitaciones aerodinámicas obtenidas del análisis. En particular, se seleccionan como condiciones de diseño los valores máximos registrados de fuerza y momento aplicados sobre el sistema, independientemente de si ocurren simultáneamente. Los valores considerados se presentan en la Tabla 4.7.

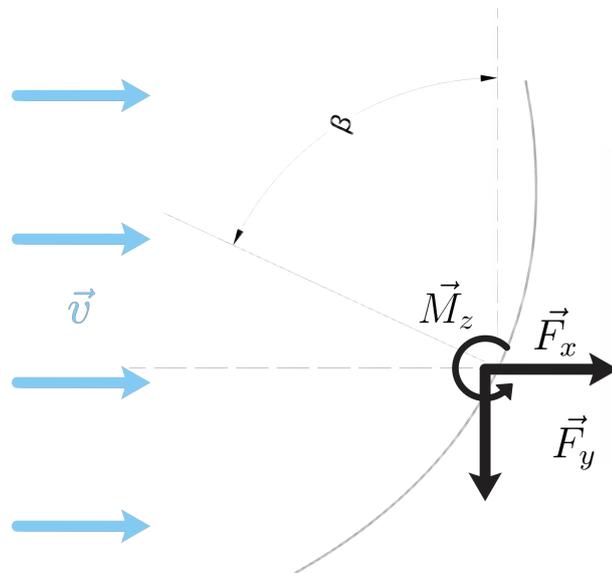
Magnitud	Componente	Valor
Fuerza ( $F_x$ )	X	3759 N
Fuerza ( $F_y$ )	Y	2407 N
Momento ( $M_z$ )	Z	989 Nm

**Tabla 4.7:** Solicitaciones máximas consideradas para el diseño estructural.

Los valores antes mencionados representan el efecto global del viento sobre la parábola. Sin embargo, para los casos en los que sea necesario considerar la distribución de presiones generadas por el viento en la superficie de la parábola se emplean los resultados relevados por Adio et al. (2006). Como resultado de análisis de CFD, se brindan coeficientes con los que obtener presiones en 20 puntos de la parábola. Los coeficientes ( $C_p(\alpha, x)$ ) extraídos de Adio et al. (2006) se presentan en la Tabla C.3, incluida en el Apéndice C.

## Chapa Base

Para mantener una estructura rígida y resistente sobre la cual montar el espejo, se incorpora una chapa base de acero al carbono. Esta decisión independiza el diseño estruc-



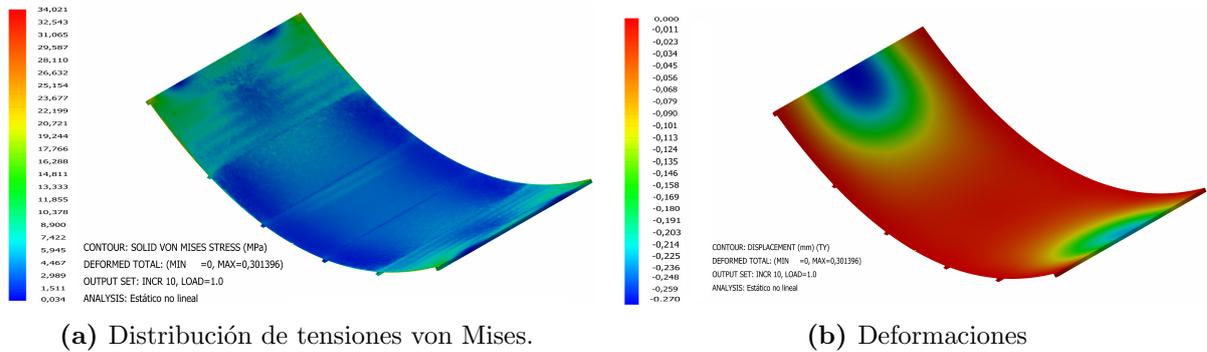
**Figura 4.13:** Cargas aerodinámicas sobre la parábola para una orientación  $\beta$ .

tural del material elegido para la construcción del espejo, cuyo espesor lo hace inadecuado como elemento estructural por sí mismo. La configuración de espejo bi-capa permite reducir el espesor del material reflectivo, de mayor costo, velando así por el desempeño mecánico, óptico y económico. Por tanto, se requiere un soporte rígido, de fácil manufactura y que idealmente minimice la masa del conjunto giratorio. El acero al carbono se presenta como una solución válida por su buena relación costo-rigidez, su disponibilidad local y su facilidad de manipulación. El aluminio fue descartado por su complejo proceso de soldadura, lo que tornaría su ensamblaje en un proceso especializado no apto para cualquier taller estándar del país.

Para determinar el espesor de la chapa base, se realizan simulaciones en Autodesk Inventor Nastran bajo condiciones de máxima carga, incluyendo las cargas aerodinámicas calculadas en la sección anterior y su propio peso. Se asume que la chapa base de un concentrador de largo  $l = 2$  m estará compuesta de dos chapas de  $2 \times 1$  m dispuestas transversalmente y apoyadas sobre largueros longitudinales. Estos largueros estarán soldados a los 6 nervios presentes en un módulo y serán perfiles tipo T de 20 mm en el centro de la chapa base y cuadrados de 20 mm en los extremos. La chapa analizada será de largo 1 m y estará restringida en sus extremos simulando el vínculo con los nervios. El componente se divide en cinco secciones en las que se aplican diferentes cargas distribuidas, emulando la distribución de presiones presentada por Adio et al. (2006) para la orientación  $\beta = 60^\circ$ .

La simulación realizada es del tipo estático no lineal, y se obtiene que un espesor de 0,9 mm de chapa SAE 1010 satisface el criterio de von Mises con factor de diseño  $FD = 4,1$ . Además, se añaden los largueros tipo T de 20 mm en las regiones más deformadas con el fin de dar rigidez al sistema de losa. Con estos elementos se obtiene la deformación

representada en la Figura 4.14b. La disposición final de los largueros tipo T de 20 mm puede observarse en la Figura 4.14a y serán soldados por puntos por el lado del alma del perfil a la chapa base con el fin de distorsionar en la menor medida posible la forma parabólica. Por otra parte, la chapa base se plegará en sus extremos y se unirá a los perfiles cuadrados mediante remaches. La Figura 4.14a muestra el resultado del análisis



**Figura 4.14:** Resultados de los análisis realizados a la chapa base.

de tensiones de von Mises para el diseño final. Las tensiones máximas se localizan en los extremos y arrojan un factor de diseño  $FD = 5,4$ . Así, la chapa base de espesor  $e = 0,9$  mm reforzada con largueros, garantiza el equilibrio adecuado entre rigidez, peso y costo. El plano con el detalle de las dimensiones de la chapa base, disposición de los largueros y la ubicación de los remaches se encuentra disponible aquí.

Dado que se trata de una chapa de acero al carbono y que está expuesta a la intemperie, es necesario aplicar un tratamiento superficial en la totalidad del componente con el objetivo de protegerlo frente a la corrosión. Siendo inviable galvanizarla por sus dimensiones y dificultosa manipulación, se seleccionará un esquema de pintura anticorrosiva que actúe como barrera frente a la humedad y a agentes atmosféricos.

De acuerdo con la norma ISO 12944, que clasifica los ambientes según su agresividad corrosiva y establece la protección requerida para estructuras metálicas, se identifican condiciones de exposición correspondientes a categorías C4 (alta) en zonas costeras de Uruguay y C3 (media) en el interior del país. Para estas condiciones, la norma recomienda esquemas de protección multicapa con sistemas epoxi-poliuretano o equivalentes, con un espesor total mínimo de  $200 \mu\text{m}$  para asegurar una durabilidad mayor a 15 años sin mantenimiento.

Se propone el uso del sistema **Sikagard-62**, un recubrimiento epoxi rígido de altas prestaciones desarrollado por Sika. Según su catálogo, con una sola mano se alcanza un espesor seco de  $200 \mu\text{m}$ , cumpliendo así con los requisitos establecidos por la norma. Además, declara una excelente resistencia a la intemperie. El catálogo del producto puede encontrarse en el Anexo 1.

## Nervios

La estructura de soporte del espejo consta de dos subestructuras abulonadas a una pieza central como se ve en la Figura 4.16. Cada una de ellas contará con tres nervios espaciados cada 1 m en los que se suelda la chapa base, conformándola y transmitiendo cargas al *torque tube*. Los nervios han de ser construidos a partir de placas de acero al carbono cortadas con láser para garantizar que la geometría resultante sea fiel a la proyectada. El diseño de este componente busca asegurar que el PTC sea fácilmente transportable y con un ensamblaje in situ libre de soldaduras.

Los nervios estarán sometidos principalmente a cargas aerodinámicas, producto de la acción del viento sobre la superficie expuesta. Se asume que las reacciones en los nervios a la carga de viento no son iguales: los dos nervios centrales se llevan  $\frac{1}{2}$  de la carga de viento en el módulo, mientras que los cuatro nervios laterales soportan equitativamente el  $\frac{1}{2}$  restante. Por este motivo, se diseñará el nervio para soportar la carga del nervio central, que es el más exigido.

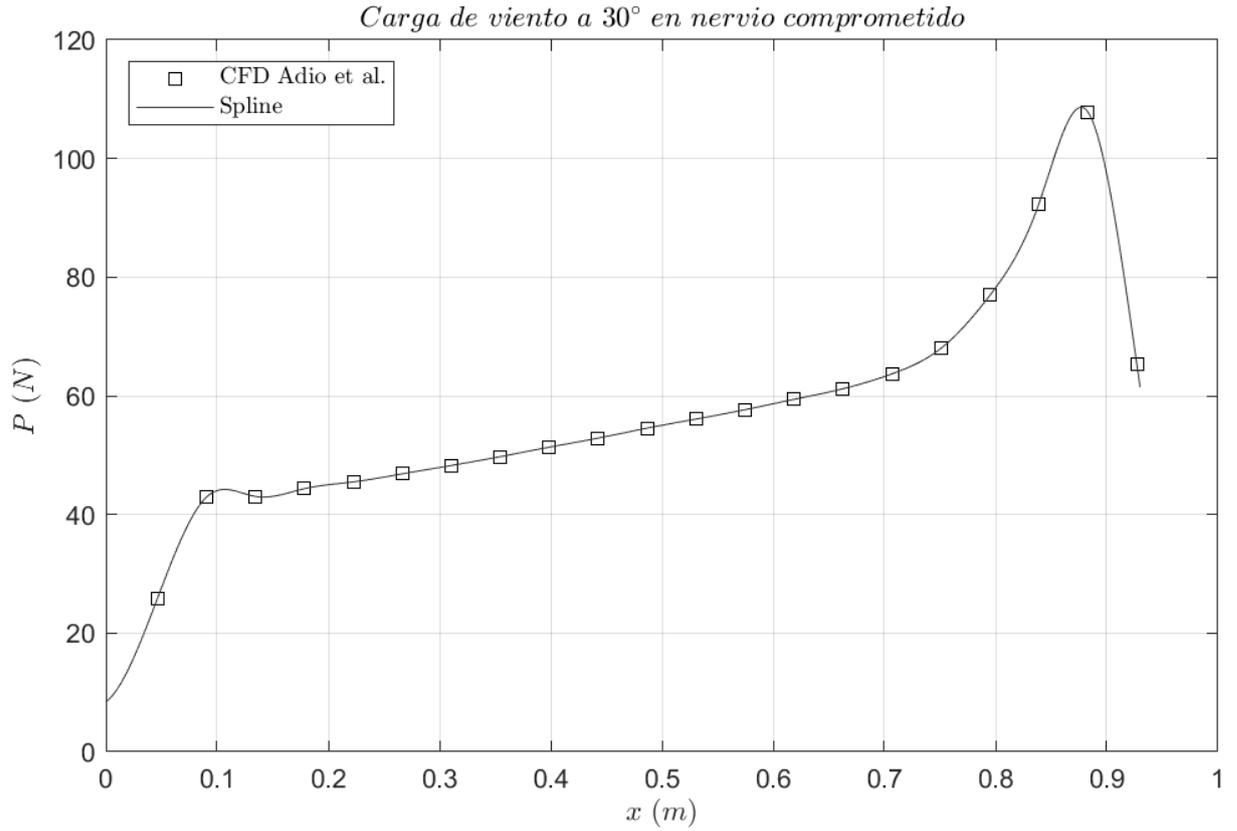
Para obtener la distribución de carga a lo largo del nervio, se utilizan coeficientes de presión adimensionales  $C_p(\alpha, x)$  para  $\beta = 30^\circ$ , presentados en la Tabla C.3. Se toma  $\beta = 30^\circ$ , por ser la orientación que genera el mayor momento flector en el nervio. La Figura 4.15 representa los valores discretos estimados según Adio et al. (2006) y función  $P(x)$ , aproximación la distribución de carga.

Esta distribución de carga sirve como parámetro de entrada para optimizar la geometría del nervio. La variable de optimización es la altura del nervio  $h$ , que dependerá de la distancia al eje de la parábola  $x$  (ver Figura 4.16). El objetivo de la optimización es darle la altura de sección rectangular adecuada a cada tramo del nervio, de manera que no haya una única sección más comprometida. Es decir, que los puntos críticos de cada sección se encuentren a la misma tensión a lo largo de todo el nervio. Así, cada sección a lo largo del nervio tendrá la cantidad justa de material.

Para estimar la tensión por flexión ( $\sigma$ ), se emplean ecuaciones válidas para elementos lineales sin curvatura. Esto es una aproximación ya que el nervio es una viga con geometría curva. Así y todo, esto servirá como punto de partida para un diseño posterior más exhaustivo.

La tensión por flexión en los puntos más alejados de la línea neutra está dado por la Ecuación 4.8,

$$\sigma = \frac{M(x) \cdot y(h)}{I(h)} \leq \frac{S_y}{FD} \quad (4.8)$$



**Figura 4.15:** Cargas puntuales en el nervio y función  $P(x)$ .

$$y(h) = \frac{h}{2} \qquad I(h) = \frac{e h^3}{12},$$

donde el momento de inercia  $I(h)$  y la distancia del punto más comprometido a la línea neutra  $y(h)$  son funciones de la altura del nervio  $h$ . Asumiendo que el nervio está empotrado en  $x = 0$ , el momento flector causado por la distribución de carga está dado por:

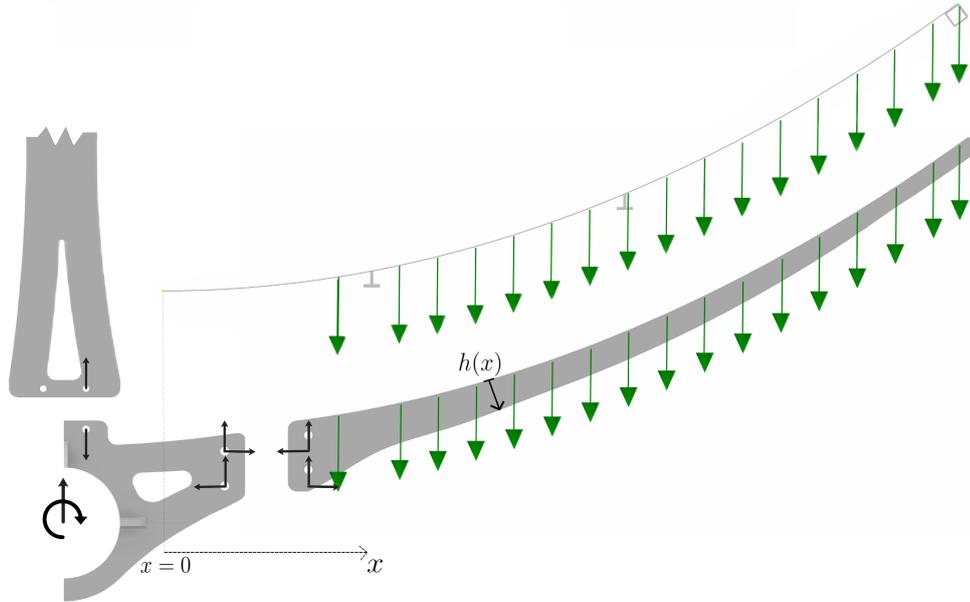
$$M(x) = \int_x^{\frac{a}{2}} P(x) dx.$$

Los demás parámetros del problema quedan fijos al ser seleccionada una placa de acero SAE 1010<sup>1</sup> de espesor  $e = 8$  mm. Despejando la altura de la sección  $h$  de la Ecuación 4.8:

$$h(x) \geq \sqrt{\frac{6 M(x) \text{ FD}}{S_y e}}. \tag{4.9}$$

---

<sup>1</sup>Tensión de fluencia  $S_y = 190$  MPa



**Figura 4.16:** Diagrama de cuerpo libre del nervio y la pieza central con distribución de las cargas.

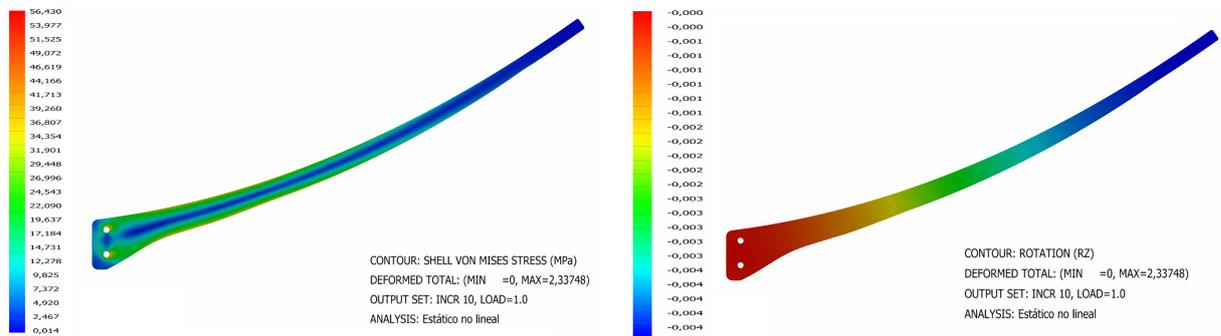
El extremo del nervio presenta tensiones nulas, por tender el momento flector a cero. Al ingresar en la Ecuación 4.9 valores de  $M(x) \rightarrow 0$ , la altura del nervio también tiende a cero. Para el modelo final del nervio, se impuso una altura mínima de 24 mm para asegurar la unión del extremo al larguero cuadrado de 20 mm de la chapa base. Dada esta altura mínima, se obtiene un factor de diseño  $FD = 8$ , que considera únicamente la falla por fluencia. El método analítico aproxima la geometría por una viga recta empotrada por un extremo, por lo que se adopta este factor de diseño conservativo.

Es clave destacar que este resultado no es más que el punto de partida para un análisis por elementos finitos más detallado. Con esta verificación, se evalúa la deflexión del nervio y el pandeo local. Además, es fruto de una aproximación de la geometría parabólica por una viga recta, por lo que debe verificarse que esta hipótesis sea válida. Los scripts utilizados en el nervio se encuentran disponibles aquí.

El análisis de tensiones de von Mises por elementos finitos al nervio optimizado arrojó resultados satisfactorios. La Figura 4.17a muestra que la tensión máxima registrada fue  $\sigma \approx 58\text{MPa}$ , localizada en la zona de los agujeros para los bulones de fijación. Esta concentración puntual es esperable y no compromete la integridad estructural de la pieza, ya que el valor se mantiene por debajo del límite de fluencia del acero utilizado. Como era de esperar, en el resto del nervio se observa una distribución de tensión aparentemente homogénea. Los puntos más comprometidos de las secciones se encuentran a una tensión del orden de 25MPa.

En lo que respecta a la deformación angular, la Figura 4.17b arroja que las mayores

deformaciones angulares se concentran en el extremo libre del nervio, alcanzando un valor máximo de  $0,22^\circ$ .



(a) Distribución de tensiones equivalentes de von Mises. (b) Deformación angular ( $^\circ$ ) del nervio más comprometido.

**Figura 4.17:** Resultados del análisis de tensión y deformación realizado al nervio

Finalmente, se realizó un análisis no lineal de pandeo. El resultado arrojó para el primer modo de pandeo representado en la Figura 4.18 un valor propio (*eigenvalue*<sup>1</sup>) de  $\lambda = 65,4$ , por lo existe un amplio margen de seguridad frente a fenómenos de inestabilidad elástica.



**Figura 4.18:** Resultado del análisis de pandeo realizado al nervio.

A los nervios deberá adosarse una serie de accesorios que se detallan a continuación:

- Trancas de posición de seguridad: se coloca un pasador en el nervio de manera tal que en las posiciones final de carrera el concentrador queda bloqueado por un mecanismo sujeto a la columna. Este mecanismo, representado en la Figura 4.19a,

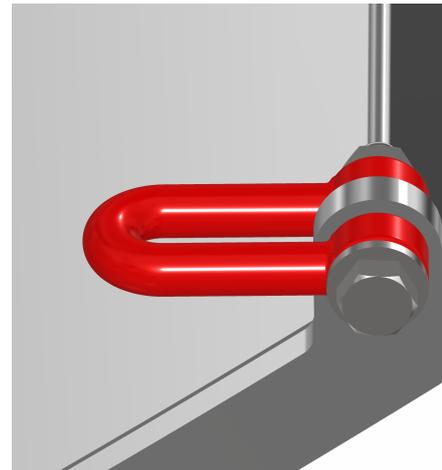
<sup>1</sup>El valor propio del ensayo ( $\lambda$ ) representa el factor por el que debe multiplicarse la carga aplicada para alcanzar una condición crítica de pandeo.

actúa automáticamente y requiere de la actuación manual de un operario para ser destrabado. Además, la tranca permite bloquear indefinidamente el PTC utilizando un candado.

- Puntos de izaje: en los extremos del nervio se colocan extensiones para conectar un cáncamo con dimensiones estándar M8 (ver Figura 4.19b).



(a) Tranca de posición de seguridad.



(b) Detalle del punto de izaje.

**Figura 4.19:** Detalles constructivos de la tranca de seguridad y del punto de izaje.

El plano del nervio donde se detallan las dimensiones, los puntos de izaje y los agujeros para bulones se encuentra disponible aquí.

## Pieza central

La pieza central cumple una función estructural clave del concentrador, ya que es la encargada de vincular los nervios con el *torque tube*. Además, debe ser capaz de transferir el momento generado por los espejos hacia el eje principal, manteniéndose rígido en todo momento para evitar el error por carga (ver Figura 2.7a).

Esta pieza se proyecta para ser construida con la misma placa utilizada para los nervios, de espesor  $e = 8$  mm, lo cual permite unificar procesos de fabricación y reducir la merma en el uso de materiales. La unión entre esta pieza y los nervios se realiza mediante dos bulones M8 grado SAE 5.5, cuyo cálculo se detalla en el Apéndice C<sup>1</sup>. Las cargas aplicadas en la pieza central son las reacciones de los bulones resultantes del análisis estático en los nervios (ver Figura 4.16). El análisis supone que las cargas en el nervio son transmitidas a la pieza central únicamente a través de los bulones. Esta condición es crítica ya que en

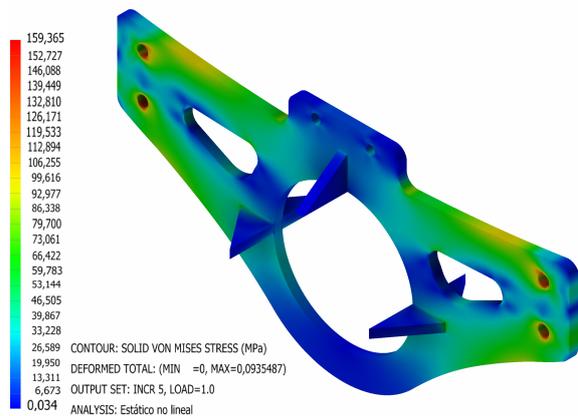
<sup>1</sup>Nota posterior a la defensa del proyecto: se cuestionó la utilización de únicamente dos bulones para sujetar el nervio a la pieza central. Se sugirió emplear al menos tres bulones no colineales a modo de brindar mayor rigidez en el sentido longitudinal del concentrador.

condiciones normales, se espera que la fricción entre superficies actúe como vínculo entre piezas.

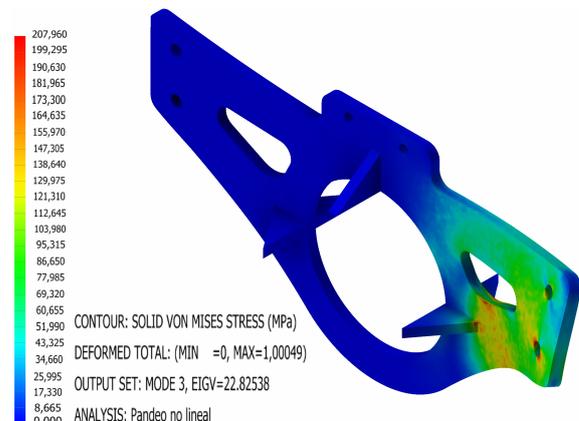
En la zona central, la pieza incorpora nervios triangulares para aumentar la resistencia mecánica en caso de cargas laterales a la pieza central y facilitar la unión mediante soldadura al *torque tube*, garantizando una correcta alineación. Asimismo, se elimina material en zonas que no aportan a la resistencia de la pieza, con el objetivo de reducir la masa total sin afectar el comportamiento estructural. El plano con el detalle de las dimensiones de la pieza central se encuentra disponible aquí.

En la Figura 4.20a se representa el resultado del análisis de tensiones según el criterio de von Mises. Se observa que los máximos esfuerzos alcanzan aproximadamente 159 MPa, concentrados principalmente alrededor de los agujeros de fijación. Este tipo de concentración es esperable debido a los efectos de contacto con los bulones. De todas formas, la pieza se encuentra dentro de un rango seguro de trabajo, lejos de la fluencia.

La pieza ensayada incorpora una pequeña “oreja” o pestaña en su parte superior diseñada para permitir el acople al soporte del tubo colector. La versión de esta pieza ubicada en la zona central del concentrador no presenta dicha pestaña, ya que el tubo se soporta cada 2 m.



(a) Resultados del análisis de tensión estático no lineal a la pieza central.



(b) Resultado del análisis de pandeo en la pieza central.

**Figura 4.20:** Análisis estructural de la pieza central: esfuerzos y pandeo.

Adicionalmente, se realizó un análisis de estabilidad elástica mediante un estudio de pandeo lineal como muestra la Figura 4.20b. El primer valor propio obtenido (*Eigenvalue* = 22,8) indica que la estructura posee un margen de seguridad elevado.

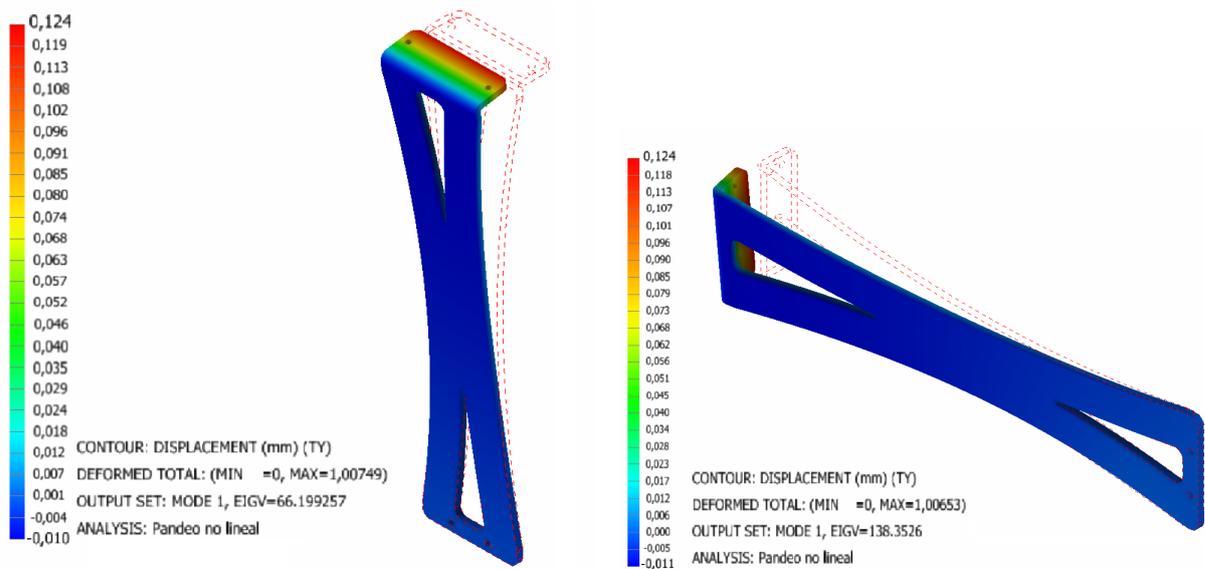
## Soporte del tubo colector

El soporte del tubo colector fue dimensionado para sostener tanto el tubo colector como el peso del agua en su interior, para un peso total a ser distribuido entre dos

soportes  $P = 150$  N. Entre las fuerzas aplicadas al soporte no se consideran los efectos de la dilatación térmica del tubo colector ya que el soporte permite la expansión cuasi-libre por su baja rigidez flexional. Dado que la orientación del soporte varía debido al sistema de orientación, se estudian dos casos de carga extremos:

- Disposición vertical del tubo, por lo que el peso se aplicará de forma axial.
- Disposición horizontal del tubo, por lo que el peso en el extremo generará un momento flector en el soporte.

Por tratarse de una pieza esbelta de largo  $l \approx 550$  mm y espesor  $e = 8$  mm, se opta por realizar análisis de pandeo no lineales. La Figura 4.21 muestra los resultados de este análisis, donde se observa el menor *Eigenvalue* de los primeros modos de pandeo es 66,2 cuando el concentrador tiene orientación  $\beta = 0^\circ$ . Este valor indica un amplio margen frente a la carga crítica de inestabilidad, lo que valida su comportamiento estructural bajo condiciones de operación.



(a) Análisis de pandeo en posición vertical.

(b) Análisis de pandeo a  $90^\circ$ .

**Figura 4.21:** Resultados de los análisis de pandeo al soporte del tubo colector.

El plano con el detalle de las dimensiones del soporte del tubo colector se encuentra disponible aquí.

## Torque Tube

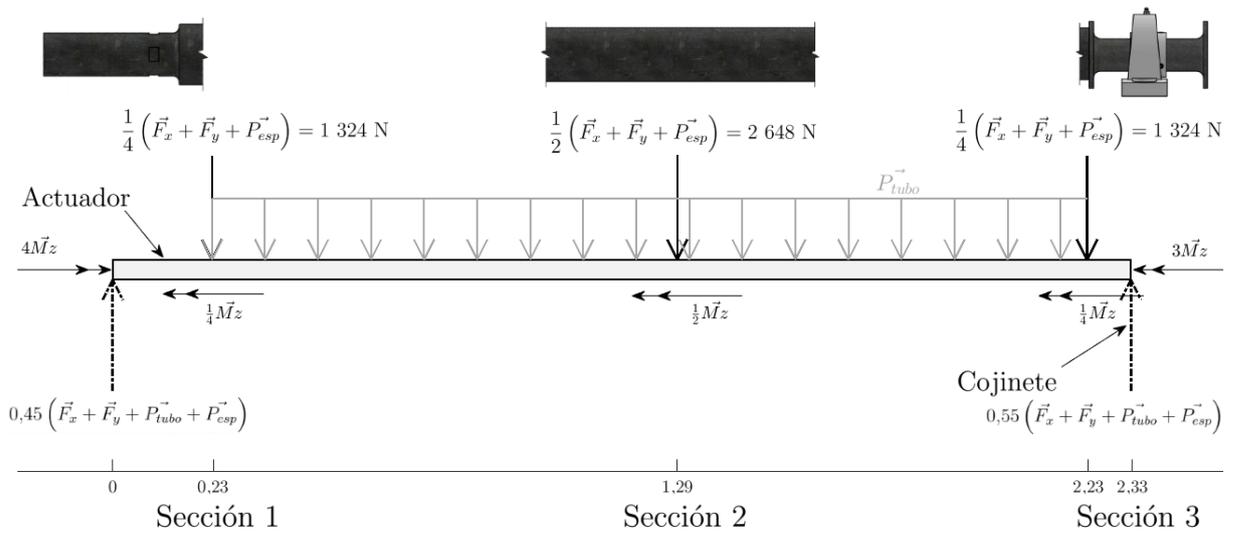
El torque tube cumple la función estructural de transmitir el momento del actuador a los demás elementos del conjunto giratorio, a los que se vincula mediante tres piezas centrales por módulo. Las piezas centrales son soldadas al *torque tube* y le transmiten las

cargas del viento ( $F_x$ ,  $F_y$  y  $M_z$ ) y el peso de la estructura de soporte del espejo ( $P_{esp}$ ). En un extremo se acopla el actuador que introduce el momento necesario para realizar el seguimiento solar en condiciones nominales y un momento de bloqueo en condiciones extremas. En el otro extremo, el tubo se apoya en un rodamiento, y es posible anexarle más módulos.

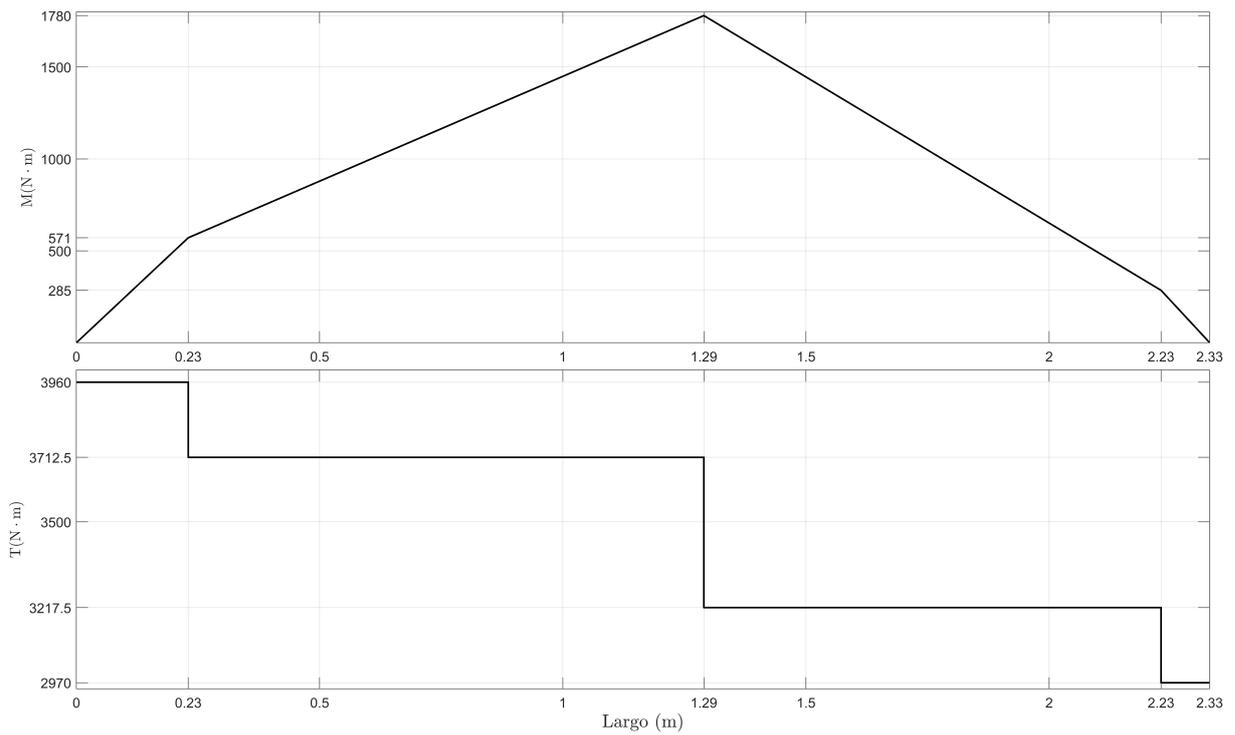
El *torque tube* estará sometido a la acción del viento, transmitida como cargas puntuales ubicadas en las uniones con la pieza central. Las cargas aplicadas sobre el *torque tube* son las reacciones de los nervios. Como fue mencionado anteriormente estas reacciones se distribuyen en partes iguales entre los dos nervios centrales y los cuatro de los extremos. Adicionalmente, se considera el peso propio del tubo, modelado como una carga distribuida uniforme a lo largo de su longitud. El sistema se dimensiona en base a un máximo de cuatro módulos concatenados y actuados por un extremo. De esta manera, el módulo conectado al actuador será el que estará sometido al mayor momento torsor. En la Figura 4.22 se representa el diagrama de cuerpo libre del *torque tube*.

Al analizar el *torque tube*, se identifican tres secciones a ser evaluadas, por estar sometidas a distintas solicitaciones mecánicas. Estas son:

1. Sección adyacente al actuador: es el tramo conectado al actuador, que debe tener un diámetro exterior  $\varnothing_e = 90$  mm dado por el encastramiento con el sistema motriz. En esta sección, el estado tensional está dominado por un momento torsor de  $T = 4 M_z = 3\,960$  Nm. Al conectarse a la sección 2, existe un cambio de diámetro, por lo que deben considerarse concentradores de tensiones. El material seleccionado es un tubo con  $\varnothing_e = 90$  mm, espesor  $e = 13,5$  mm de acero SAE 1010 ( $S_y = 190$  MPa).
2. Sección de mayor momento flector: se identifica una sección crítica donde el momento flector alcanza su valor máximo (ver Figura 4.23). Por encontrarse a torsión-flexión ( $T = 3,75 M_z = 3\,712$  Nm,  $M = 1\,780$  Nm), se opta por un tubo cilíndrico ( $\varnothing_e = 127$  mm,  $e = 2$  mm) de acero ASTM 500 ( $S_y = 230$  MPa).
3. Sección intermedia con rodamiento: corresponde al tramo ubicado entre dos módulos. En este punto, el momento flector es bajo comparado al torsor y existe una reducción de sección por lo que se emplean concentradores de tensión. Dada la restricción de diámetro máximo y por el bajo momento flector, se emplea un eje macizo. El material seleccionado es una barra maciza  $\varnothing_e = 60$  mm de acero SAE 1045 ( $S_y = 310$  MPa).



**Figura 4.22:** Diagrama de cuerpo libre del *torque tube*, indicando las tres diferentes secciones.



**Figura 4.23:** Diagramas de momento torsor y flector en el *torque tube*.

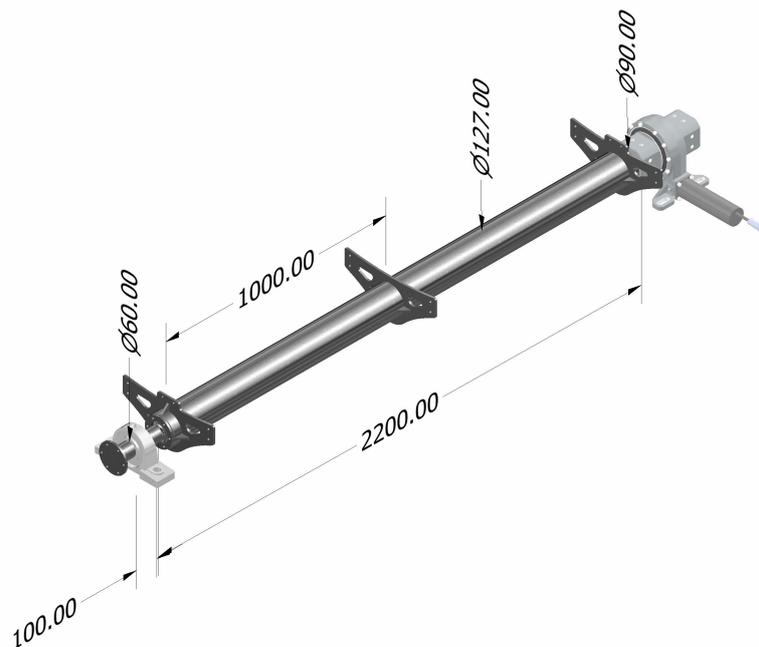
Se utiliza para el diseño la Ecuación 4.7, considerando el esfuerzo de flexión  $\sigma_f$  y el cortante por torsión  $\tau$  dados por las ecuaciones:

$$\sigma_f = \frac{M d}{I} \qquad \tau = \frac{T r}{J} ,$$

siendo, en el cálculo  $\sigma_f$ ,  $M$  el momento flector en la sección,  $d$  la distancia del eje neutro a la superficie del elemento e  $I$  el momento de inercia de área. En el cálculo de  $\tau$ ,  $T$  es el momento torsor en la sección,  $r$  la distancia del eje neutro a la superficie del elemento y  $J$  el momento polar de inercia de área. Se desprecian los efectos de fatiga sobre la estructura ya que en su vida útil, se espera que el conjunto giratorio tenga  $\sim 14\ 600$  ciclos de carga. Con todo, la sección más comprometida es la sección 2, con un factor de diseño  $FD = 1,51$ . Los recursos computacionales utilizados para la selección se encuentran disponibles aquí. Adicionalmente, se realiza una verificación de deformación en condiciones nominales, afín de cerciorar que la estructura no se deforma por sobre los admisibles, generando un error de carga (ver Figura 2.7a). La deflexión máxima se da en la sección 2 siendo  $\delta_{nom} = 0,2$  mm, mientras que la deformación por torsor máxima es  $\theta = 0,51^\circ$ , dada en el extremo más alejado del actuador concatenando 4 concentradores.

Para la unión entre las secciones 2 y 3, se prevé soldar una tapa de espesor  $e = 8$  mm al extremo del tubo. Esta tapa cuenta con seis orificios pasantes y en su cara interna cuenta tuercas previamente soldadas. De este modo, durante el montaje, la unión entre componentes se realiza roscando bulones que conectan una brida soldada al extremo del eje con la tapa.

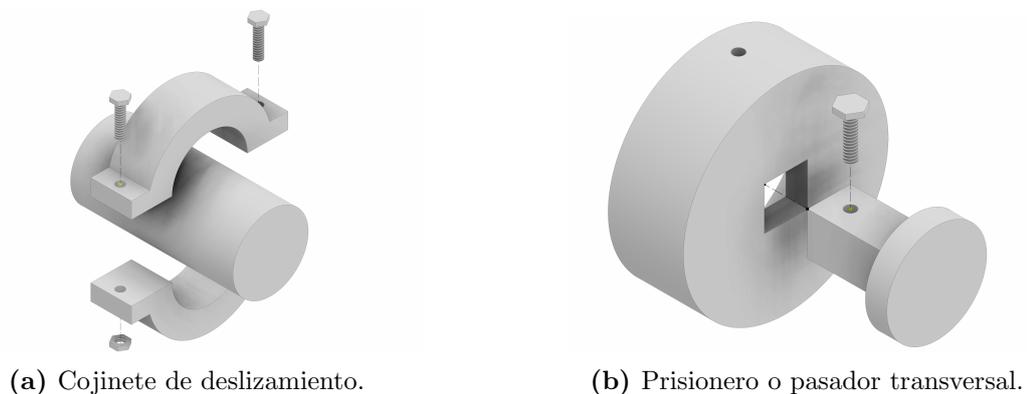
En la Figura 4.24 se presenta el diseño modelado en *Autodesk Inventor*, donde se incluye el rodamiento y un *slew drive*, actuador del sistema de seguimiento elegido en el Capítulo 5. El plano con el detalle del *torque tube* se encuentra disponible aquí.



**Figura 4.24:** Modelo del *torque tube* con sus medidas correspondientes.

Una limitación de la solución adoptada para la unión de las secciones 2 y 3 es que el eje no puede desmontarse del cojinete sin ser cortado, ya que queda limitado por las bridas de los extremos. Por ello, se sugiere considerar otras alternativas, descritas a continuación:

- Utilizar un cojinete de deslizamiento. Esta solución prescinde de piezas móviles y se basa en el contacto directo entre superficies. El rozamiento entre el eje y el rodamiento, genera una resistencia al deslizamiento que debe ser superada por el actuador, por lo que debe evaluarse si es necesario un actuador de mayor torque. Como se aprecia en la Figura 4.25a, el cojinete permite ser desmontado. Una aplicación de esta solución puede encontrarse en la patente estadounidense Wadle y Stephens (2015).
- Utilizar una conexión cuadrada con prisionero. El eje de extremo cuadrado se inserta a través de la tapa quedando sujeto por un prisionero para evitar movimientos axiales. La conexión se realiza mediante un pasador transversal (o prisionero), mientras que el par se transfiere entre las caras planas del eje y la tapa. Una representación esquemática se presenta en la Figura 4.25b.



**Figura 4.25:** Alternativas para el acople entre eje y estructura.

## Rodamientos

De las opciones disponibles en el mercado, se opta por un rodamiento de piso o chumacera ya que permite vincular el conjunto giratorio con la columna de manera sencilla. El cojinete se selecciona en base a las dimensiones del eje diseñado ( $\varnothing_{eje} = 60$  mm), las cargas a las que estará sometido, el ambiente al que estará expuesto y a su costo comparado a otras opciones. En la Figura 4.26 se muestra el modelo **UCP212** seleccionado. El catálogo del fabricante puede encontrarse en el Anexo 1.

El análisis de cargas se realiza de acuerdo a la norma ISO 281:2007. La vida útil del

rodamiento se obtiene a partir de la Ecuación 4.10,

$$L_{10} = \left( \frac{C_r}{P_r} \right)^3, \quad (4.10)$$

siendo  $L_{10}$  la vida útil del rodamiento en millones de revoluciones,  $C_r$  el coeficiente básico de carga que soporta el rodamiento y  $P_r$  la carga dinámica equivalente aplicada. Se obtiene una vida útil  $L_{10} = 900 \times 10^6$  revoluciones, de considerar  $C_R = 52\,400$  N extraído del catálogo y  $P_R = 5\,432$  N, la carga sobre el rodamiento en condición extrema. Dada la aplicación, que no requiere más de dos revoluciones al día, se concluye que el rodamiento cumple con vida útil del proyecto, establecida en el Capítulo 6.



**Figura 4.26:** Rodamiento seleccionado. Extraído DYF Rulemanes (2017).

## Columnas de apoyo

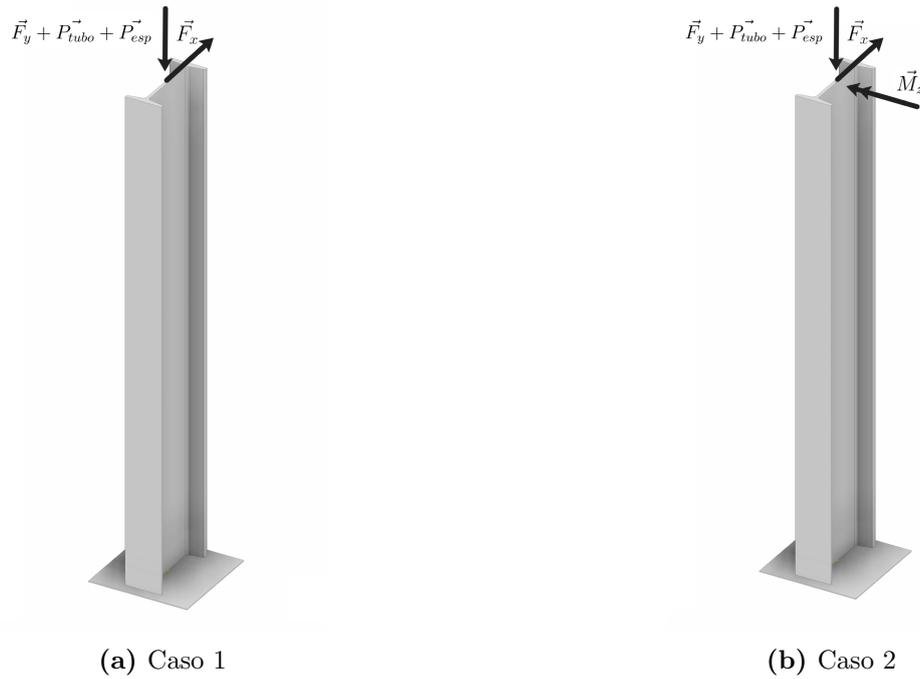
El modelo de columna considerado consiste en una solución simple basada en vigas IPN de acero con platinas soldadas en sus extremos. Las mismas están ubicadas en los extremos de cada módulo del concentrador y cuentan con una placa base en su extremo inferior para ser fijadas por bulones a una fundación de hormigón. Este tipo de vigas se comercializan en Uruguay en un amplio rango de medidas, desde 80 hasta 360 mm de ancho.

Para dimensionar las columnas se distinguen dos casos:

1. La columna es soporte de un rodamiento. En este caso las cargas que se transmiten a la columna son las fuerzas de la acción del viento y del peso de la estructura.
2. La columna es soporte del *slew drive*. En este caso, además de considerar las fuerzas del viento y el peso de la estructura, se debe considerar el momento que se transmite a la columna como reacción del sistema de accionamiento sobre el conjunto giratorio.

En la Figura 4.27 se presentan los diagramas de cuerpo libre para dichos casos.

El esfuerzo normal en la base de la columna se calcula según la Ecuación 4.11, evaluada



**Figura 4.27:** Diagramas de cuerpo libre de las columnas con perfil IPN.

en el empotramiento en el punto más alejado del eje neutro:

$$\sigma = \frac{M_b h}{I_x} + \frac{R_y}{A_p}, \quad (4.11)$$

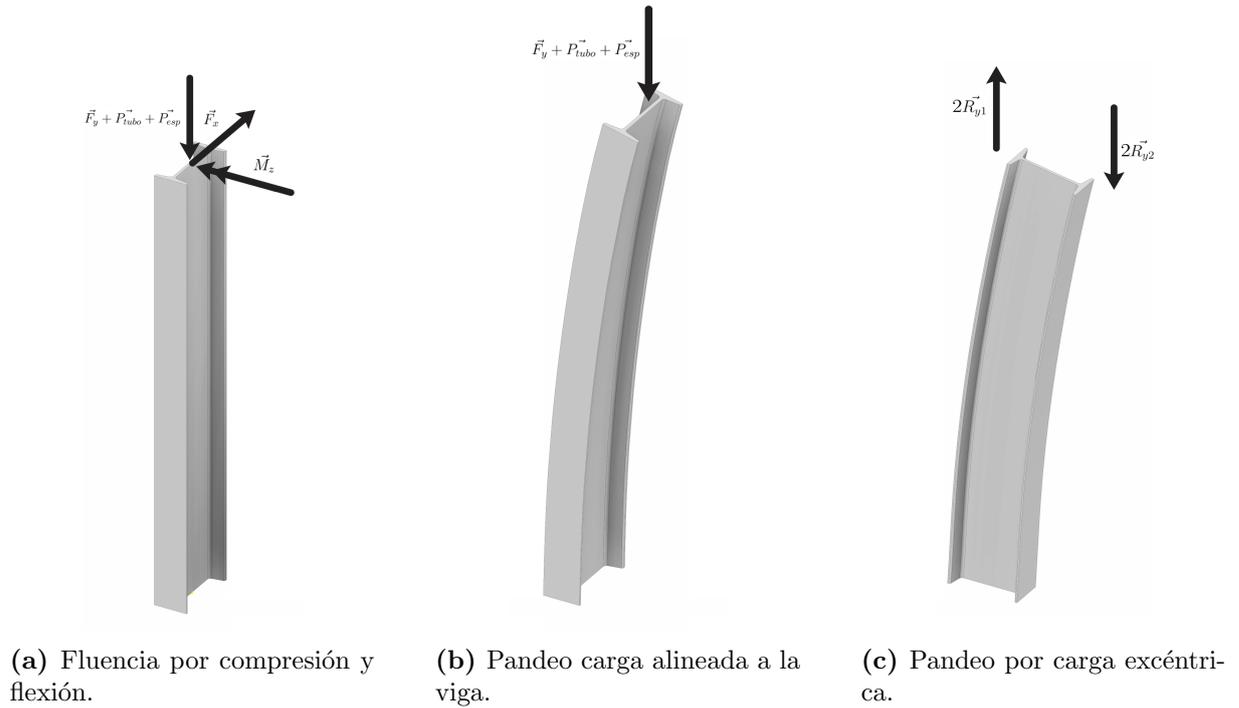
siendo  $R_y$  la fuerza de compresión sobre la columna,  $h$  la distancia al eje neutro,  $I_x$  el momento de inercia y  $A_p$  el área del perfil IPN. El momento en la base  $M_b$ , se calcula:

$$M_b = R_x L + M_0, \quad (4.12)$$

siendo  $L$  el largo de la columna,  $R_x$  la fuerza horizontal sobre el extremo superior y  $M_0$  el momento aplicado en dicha sección. Destacando que para el primer caso  $M_0 = 0$  Nm y en el segundo caso  $M_0 = 4 M_z = 3\,960$  Nm.

Se selecciona el tamaño del perfil en ambos casos siguiendo el criterio de von Mises (Ecuación 4.7) para que el factor de diseño a la flexo-compresión sea  $FD \geq 2$  (ver Figura 4.30a). Además, para dichos casos se considera que el largo de la columna es  $L = 1,1$  m y se toma como resistencia a la fluencia del material  $S_y = 190$  MPa, valor estándar para acero al carbono estructural.

Se tiene que el perfil que cumple con las condiciones de resistencia estructural para la situación de carga del primer caso es el IPN 120 y para el segundo caso el IPN 140.



**Figura 4.28:** Casos de falla estudiados para la columna.

Se verifica que los perfiles no fallen por pandeo, con el criterio de Euler:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI_y}{L_e}, \quad (4.13)$$

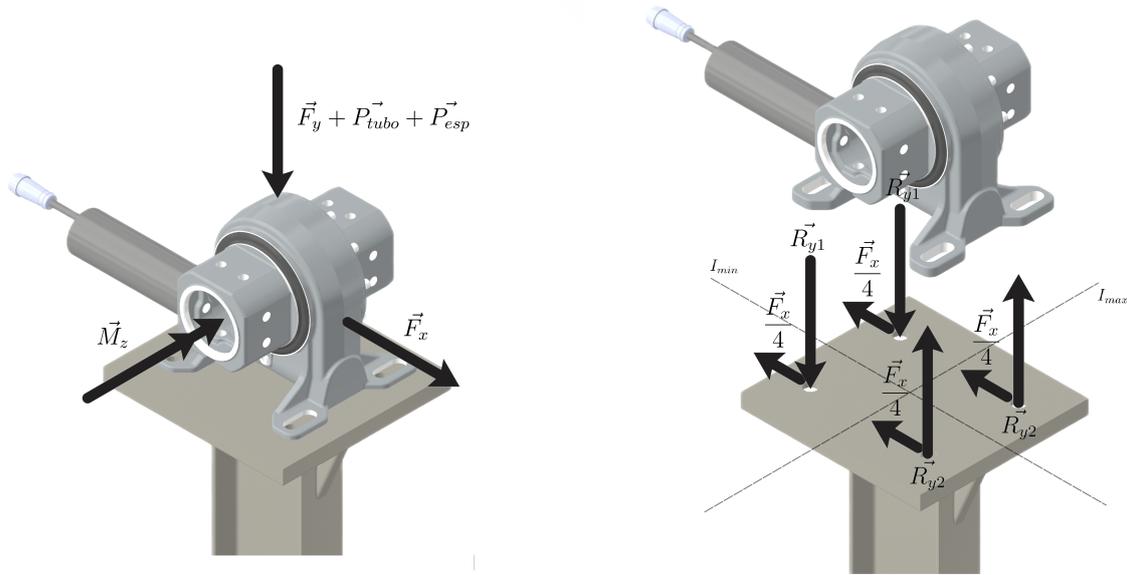
siendo  $I_y$  el menor momento de inercia de área del perfil y  $L_e$  el largo equivalente. Se modela la columna como empotrada en un extremo y libre en el otro por lo tanto  $L_e = 2L$ . Se destaca que el criterio de Euler es aplicable debido a que la esbeltez  $\lambda$  de ambos perfiles cumple  $\lambda \geq 90$  (ver Figura 4.30b).

	Perfil IPN	$P$ (N)	$P_{cr}$ (N)
Caso 1	120	4 693	79 500
Caso 2	140	4 693	130 500

**Tabla 4.8:** Verificación Pandeo.

Además, en el caso 2, el momento aplicado en el extremo superior surge de las reacciones del *slew drive* en sus puntos de anclaje. En la Figura 4.29 se presentan las cargas que aplica el conjunto giratorio sobre el *slew drive* y como este las transfiere a la columna a través de la platina. Como puede apreciarse en la Figura 4.29b, las reacciones se aplican excéntricas al eje de la columna, a una distancia de  $e = 105$  mm. En el sentido de menor momento de inercia del perfil, las cargas  $R_{y1} = 14\,100$  N y  $R_{y2} = 11\,800$  N son iguales

a ambos lados de la línea neutra. Esto es equivalente a la verificación por pandeo según criterio de Euler (ver Figura 4.30b). Sin embargo, en el sentido de mayor momento de inercia, las reacciones a lo lados de la línea neutra no son iguales. Las cargas compresivas  $R_{y2}$  se encuentran aplicadas excéntricamente del mismo lado, por lo que puede haber pandeo según el eje de mayor momento de inercia (ver Figura 4.30c).



(a) Cargas a las que está expuesto el *slew drive*. (b) Reacciones de los anclajes al *slew drive*.

**Figura 4.29:** Diagrama de cuerpo libre de las columnas diseñadas

Se realiza entonces una segunda verificación de pandeo por cargas excéntricas según el método de la secante (Ecuación 4.14).

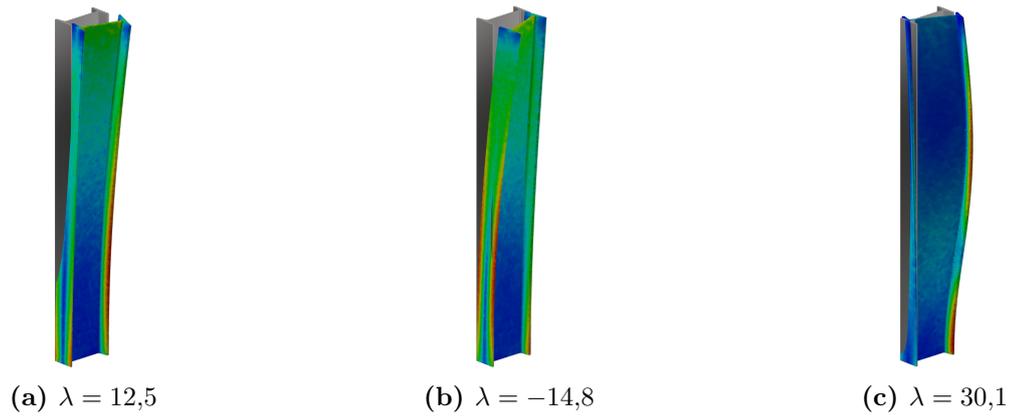
$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{R_y}{A_p} \left[ 1 + \frac{eh}{r^2} \sec \left( \sqrt{\frac{R_y L}{EI}} \frac{L}{2} \right) \right] \quad (4.14)$$

donde  $r$  es:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A_p}}. \quad (4.15)$$

Si la tensión por compresión en el perfil cumple con  $\sigma < \sigma_{max}$  entonces se verifica que no habrá pandeo por cargas excéntricas. A modo de verificación del método analítico de diseño, se realizan análisis no lineales de pandeo para las columnas Caso 1 y 2, destacando los primeros tres modos de pandeo con sus respectivos *eigenvalues* para la columna tipo 2 en la Figura 4.30.

Como placas base se utiliza una plancha  $t = 20$  mm y bulones M12 grado 5.5 para la columna del caso 1 y en el caso 2 se utiliza una plancha de espesor  $t = 25$  mm bulones



**Figura 4.30:** Primeros modos de pandeo para la columna tipo 2.

M14 grado 5.5 siguiendo con la norma Eurocode 3 (EN 1993) Sección 1. Su cálculo se detalla en el Apéndice C. El código empleado para la selección se encuentra disponible aquí y el plano aquí.

# Capítulo 5

## Sistema de seguimiento

En esta sección se detalla el diseño e implementación del sistema de seguimiento solar, encargado de ajustar dinámicamente la posición del concentrador para maximizar la captación de energía solar durante el día. Este sistema está compuesto por cuatro subsistemas principales: el sistema de accionamiento (motor y mecanismo de transmisión) presentado en la Sección 5.1, el sistema de control (sensores y controlador) abordado en la Sección 5.2, los distintos modos de operación y lógica de control (automático, manual, emergencia) expuestos en la Sección 5.3, y la alimentación eléctrica detallada en la Sección 5.4.

### 5.1. Sistema de accionamiento

En esta sección se presenta el sistema de accionamiento del PTC, encargado de permitir el movimiento físico del concentrador. En primer lugar, se describen generalidades del movimiento requerido y se analizan los posibles sistemas de transmisión a ser utilizados. Posteriormente, se selecciona un mecanismo de transmisión en base a los requerimientos. Finalmente, se selecciona el actuador y se verifica que sea capaz de cumplir con el par requerido.

#### 5.1.1. Generalidades

El sistema de accionamiento es el encargado de ejecutar las órdenes enviadas por un controlador, cuyo resultado debe ser un estable desplazamiento angular en el eje del concentrador. Dado que la posición aparente del sol varía continuamente por la rotación de la Tierra, el sistema debe permitir un movimiento lento y preciso.

Los motores eléctricos convencionales operan a velocidades en el orden de (1000–3000 rpm), por lo que es necesario incorporar una transmisión que reduzca su velocidad y aumente el par. En teoría, para alcanzar la velocidad de seguimiento del sol mediante una

operación en continuo del motor, la relación de reducción debe encontrarse en el entorno de  $2\ 500\ 000 : 1$ , por lo que su aplicación es poco factible. Sin embargo, se plantea una alternativa aplicada de manera generalizada en sistemas de seguimiento solar, que consiste en realizar pequeñas correcciones periódicas afín de mantener una orientación adecuada. En estas aplicaciones, bastan relaciones de transmisión de un orden entre  $10\ 000 : 1$  y  $40\ 000 : 1$ .

La estrategia a seguir implica concatenar sistemas de transmisión con reducciones de velocidad hasta alcanzar desplazamientos controlables. Estas velocidades alcanzadas, comúnmente son unas 100 veces mayor que la velocidad de seguimiento requerida, por lo que se emplea un seguimiento escalonado mediante pequeños movimientos. Esta capacidad es técnicamente viable y frecuentemente utilizada en sistemas de control por pasos (G. Prinsloo y Dobson, 2015).

### 5.1.2. Reductor

El primer paso del diseño consiste en la selección de un sistema de transmisión que asegure precisión en el posicionamiento, integración sencilla con el motor, que en condiciones climáticas adversas cuente con una estructura segura y componentes resistentes a ambientes agresivos. Con este fin, se analizaron diversas alternativas disponibles tanto en el mercado local como internacional. El objetivo fue identificar una solución mecánica que no solo cumpliera con los requerimientos funcionales, sino que también facilite su montaje e integración con la estructura del concentrador.

Las alternativas de accionamiento evaluadas provienen, en su mayoría, de las presentadas en el Capítulo 2. Se descartó el sistema piñón cremallera por su complejidad constructiva y el de transmisión por cadenas por requerir más frecuentes mantenimientos que otras alternativas. Por otro lado, la utilización de cilindros hidráulicos fue descartada debido a su complejidad operativa y su elevado costo.

La opción más prometedora es un mecanismo tipo tornillo sin fin y corona, más particularmente un *slew drive*. A continuación, se describen sus principales características.

#### Descripción del *slew drive*

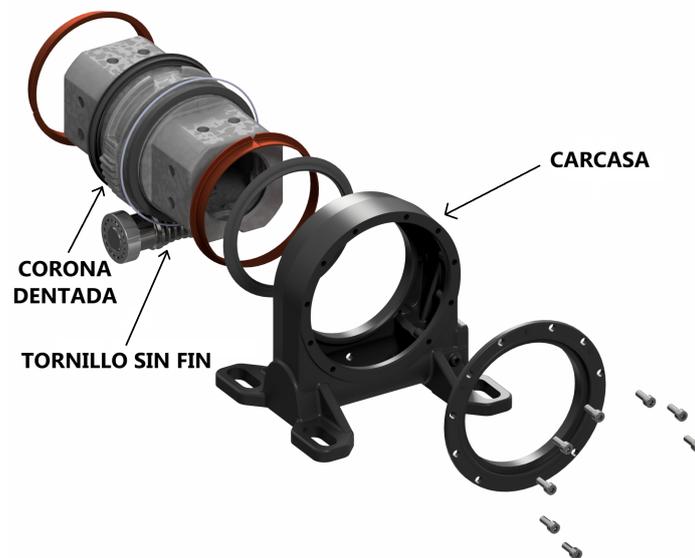
Un *slew drive* es un mecanismo de transmisión que integra una corona dentada y un sin fin en una carcasa sellada, como muestra la Figura 5.1. Existen modelos con reducción simple o doble, con capacidades de carga desde unos cientos hasta decenas de miles de Nm. Estos dispositivos pueden incorporar motores eléctricos AC/DC, motores hidráulicos o servomotores, y el bajo *pitch* del sin fin los hace autoblocantes, por lo que no se requieren frenos adicionales. Se fabrican típicamente en acero y cuentan con sellos para

operación en exteriores. Además, por su configuración, transmiten el movimiento entre ejes perpendiculares.

En aplicaciones solares, los *slew drives* se utilizan por su capacidad autoblocante para soportar estructuras de grandes dimensiones, operando a alta precisión angular, y requiriendo un bajo mantenimiento en condiciones climáticas exigentes. Un ejemplo de su aplicación se encuentra en el estudio desarrollado por G. J. Prinsloo (2014), donde se diseñó un sistema automático de posicionamiento y control para un disco parabólico. Otro caso de aplicación es el trabajo realizado por Rajeswaran (2016), quien emplea *slew drives* en un sistema de seguimiento de paneles solares en entornos con nieve.

Las principales ventajas del uso de un *slew drive* en esta aplicación son:

- Capacidad de transmitir altos momentos de torsión.
- Son autoblocantes por el diseño del sin fin-corona, por lo que no necesitan frenos adicionales.
- Generan un movimiento lento y preciso debido a sus altas relaciones de reducción (del orden de 45:1).
- Son fáciles de controlar, al ser compatibles con motores eléctricos y automatismos simples.
- Requieren de bajo mantenimiento, al ser unidades selladas y preparadas para exteriores.



**Figura 5.1:** Esquema de un *slew drive*. Puede observarse el tornillo sin fin engranado con la corona dentada.

Por las razones expuestas, se opta por este mecanismo para ser el encargado de transmitir el momento desde el actuador al concentrador.

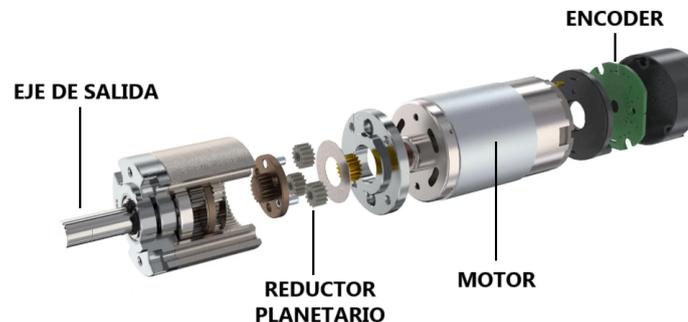
### 5.1.3. Motor

Al seleccionar el tipo de actuador más adecuado para el sistema de seguimiento solar, se evaluaron tres alternativas de motores integrables a un reductor tipo *slew drive*: motores de corriente continua (DC), servomotores y motores hidráulicos. La Tabla 5.1 resume las principales características de cada opción en función de criterios clave como costo, precisión, facilidad de control, requerimientos de instalación y mantenimiento, entre otros. Esta comparación fundamenta la elección final considerando tanto aspectos técnicos como operativos.

Criterio	Motor DC	Servomotor	Motor hidráulico
Costo inicial	Bajo	Más alto	Alto (requiere sistema adicional)
Precisión	Baja	Muy alta	Baja
¿Necesita sensor externo?	Sí	No (incluye encoder)	Sí (sensores de presión)
Control de velocidad	Sencillo (PWM)	Muy preciso (PID)	Limitado (válvulas)
Par a baja velocidad	Bueno	Más alto	Muy alto
Complejidad de instalación	Baja	Moderada (controlador)	Alta (bomba y válvulas)
Consumo energético	Moderado	Eficiente	Alto
Mantenimiento	Bajo	Moderado	Alto (riesgo de fugas)

**Tabla 5.1:** Comparación entre distintos tipos de motor para el sistema de seguimiento solar.

Se descarta un motor hidráulico ya que su instalación en el PTC conllevaría una mayor inversión inicial, haciendo a la solución menos atractiva en términos económicos, al mismo tiempo que su complejidad es una barrera de entrada. Puede argumentarse en la misma línea para excluir a los servomotores de la selección, ya que su alto costo relativo frente a los DC los hace una opción económicamente inviable. Del contraste entre las 3 alternativas, se



**Figura 5.2:** Esquema del conjunto motor-reductor planetario a utilizarse.

opta por un motor de corriente continua. La solución seleccionada para el sistema de giro es

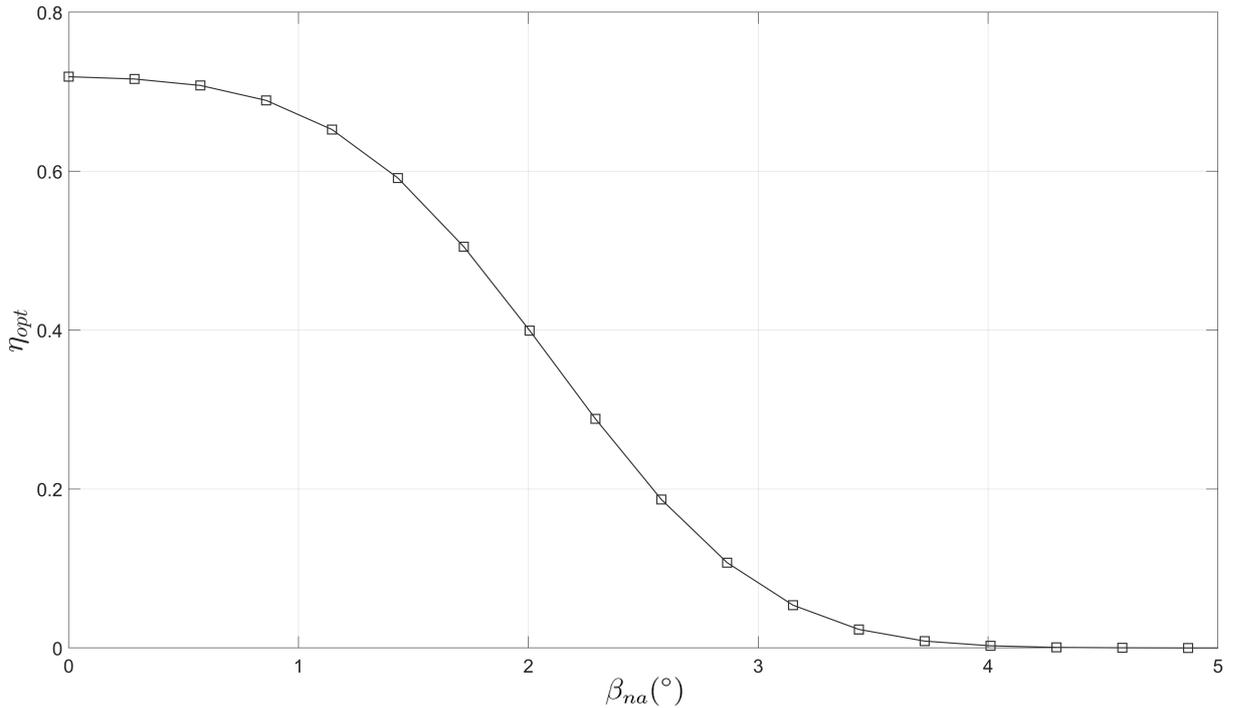
el conjunto motor DC-*slew drive* modelo **JV5SH-G57S-S122-24H.28.5.170-L0.3**, que integra un motor de corriente continua de 24 V con un sistema de reducción planetario y un *slew drive* simple. Este equipo es fabricado por JinHua JingWei Transmission Machinery Co., Ltd. (2023), y sus principales características técnicas se resumen en la Tabla 5.2.

Adicionalmente, el conjunto incorpora un *encoder* magnético de efecto Hall montado sobre el eje del motor, que proporciona dos señales cuadradas (canales A y B) con una resolución de 2 pulsos por revolución (ppr), compatibles con entradas estándar de PLC. La resolución angular asociada a cada pulso corresponde a aproximadamente  $4,3 \times 10^{-3}^\circ$  en la salida del *slew drive*, detalle que se analiza en la Sección 5.3.2.

Parámetro	Valor
Rango de seguimiento ( $\beta$ )	$\pm 65^\circ$
Torque nominal	3 600 Nm
Torque máximo	6 500 Nm
Torque instantáneo ( $M_{inst}$ )	7 500 Nm
Torque de bloqueo	20 kNm
Reducción en <i>slew drive</i> ( $R_{slew}$ )	57:1
Reducción en planetario ( $R_{plan}$ )	736:1
Velocidad en el eje de salida	0,05 rpm
Protección	IP66
Precisión de seguimiento	$< 0,3^\circ$
Eficiencia mecánica ( $\eta_{mec}$ )	0,4

**Tabla 5.2:** Especificaciones del sistema de accionamiento. Extraído de JinHua JingWei Transmission Machinery Co., Ltd. (2023).

El modelo elegido está restringida una rotación máxima de  $\beta \pm 65^\circ$ , por lo que no es capaz de realizar el seguimiento durante las primeras y últimas horas del día. La precisión de seguimiento del sistema elegido es  $< 0,3^\circ$ , por lo que cumple con el error máximo de desalineaciones de  $\beta_{na} = 1^\circ$ , valor que se tomó como tolerancia admisible (ver Sección 4.1). La Figura 5.3 muestra cómo se comporta la eficiencia óptica de la geometría elegida en función de la desviación. Se aprecia que para una desviación de  $1^\circ$  la eficiencia óptica se reduce en un 6 %, luego del cual desciende drásticamente.



**Figura 5.3:** Eficiencia óptica en función de la desviación para la geometría seleccionada.

Por lo tanto, el sistema de control no solo debe orientar correctamente el concentrador, sino que también debe garantizar que cualquier desviación se mantenga dentro de los márgenes previstos.

### Verificación del momento de accionamiento

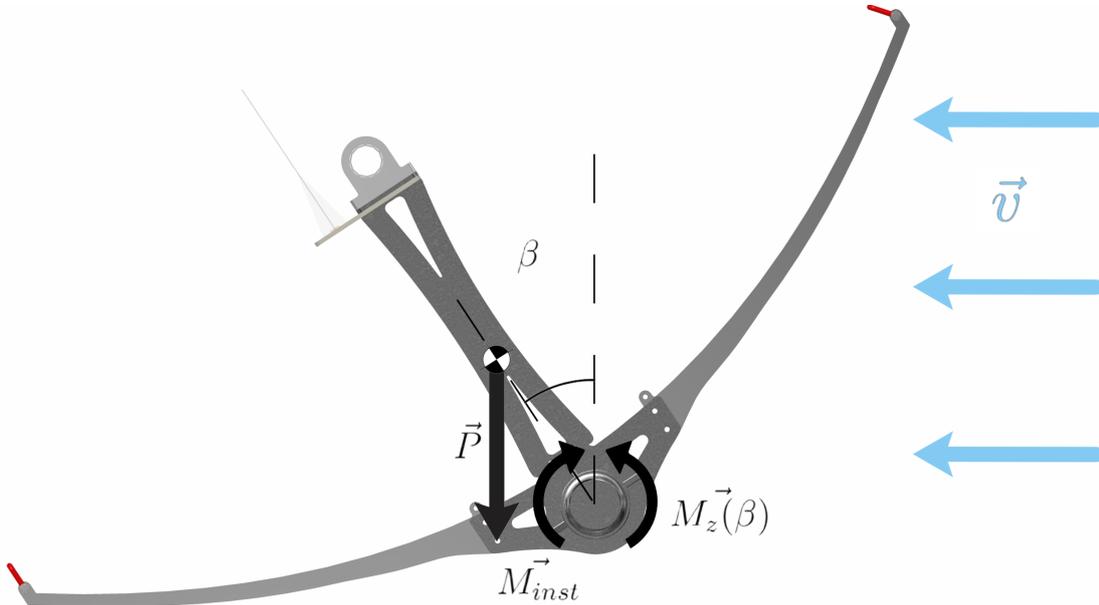
Como primer paso para verificar que el actuador es capaz de cumplir con el requerimiento, se extraen parámetros del conjunto giratorio elaborado en el Capítulo 4. Los datos relevantes para el análisis mecánico se detallan en la Tabla 5.3. Los parámetros presentados corresponden a un solo módulo del concentrador, pero el análisis de verificación del actuador contempla la concatenación de hasta cuatro módulos.

Parámetro	Valor
Masa de un módulo (m)	95 kg
Distancia del centro de masa al eje de giro (d)	0,146 m
Momento de inercia respecto al centro de masa ( $I_{cm}$ )	19,4 kg m <sup>2</sup>

**Tabla 5.3:** Propiedades físicas de un módulo del concentrador.

Para determinar el momento requerido por el actuador en condiciones de operación, se parte del análisis de las cargas que actúan sobre el conjunto giratorio, representadas en el diagrama de cuerpo libre de la Figura 5.4. En este análisis se consideran los principales

momentos que deben ser contrarrestados: el generado por el peso propio del conjunto aplicado en su centro de masa ( $M_{\text{peso}}$ ) y el inducido por la acción del viento sobre la superficie ( $M_{\text{viento}}$ ).



**Figura 5.4:** Diagrama de cuerpo libre del conjunto giratorio.

El momento generado por el peso varía con el ángulo de inclinación del concentrador. El mismo se calcula mediante la Ecuación 5.1,

$$M_{\text{peso}} = m g d \sin(\beta), \quad (5.1)$$

siendo  $\beta$  el ángulo que forma el peso con el eje perpendicular al plano de apertura y  $g$  la aceleración gravitatoria.

El momento ejercido por el viento en condición operativa se calcula para cada ángulo donde se tienen tabulados coeficientes aerodinámicos presentados por Adio et al. (2006), detallados en el Apéndice C.

Considerando el momento por peso propio y el momento por viento para cada  $\beta$ , se identifica la condición más desfavorable para el diseño: aquella en la que ambos momentos actúan en la misma dirección, oponiéndose al movimiento de seguimiento. Esta situación crítica ocurre a  $\beta = -45^\circ$ , donde el momento requerido alcanza su valor máximo:

$$M_{\text{módulo}} = M_{\text{peso}} + M_{\text{viento}} = 225 \text{ Nm}, \quad (\text{por módulo})$$

dado que cada actuador comanda cuatro módulos en serie, el torque total que debe vencer asciende a:

$$M_{op} = 4 \cdot 225 \text{ Nm} = 900 \text{ Nm} .$$

En arranque, el sistema de accionamiento imprime un torque instantáneo de  $M_{inst} = 7\,500 \text{ Nm}$ , según las especificaciones de la Tabla 5.2. Entonces, el momento instantáneo supera ampliamente el máximo requerimiento del sistema  $M_{op}$ , proporcionando un factor de diseño  $FD = 8,3$ . Esto confirma que el sistema de accionamiento cuenta con la capacidad suficiente para iniciar el movimiento.

Para verificar el valor de  $M_{inst}$  proporcionado por el fabricante, se utiliza como referencia la curva del conjunto motor-reductor planetario en régimen permanente (ver Figura 5.5). Dicha curva presenta una relación lineal decreciente entre el torque y la velocidad angular, comportamiento típico de motores de corriente continua. En el rango de bajas velocidades, se observa un momento de salida de  $M_{motor} = 325 \text{ Nm}$  a una velocidad de  $13,3 \text{ }^\circ/\text{s}$ .

Este valor, se traslada a la salida del *slew drive* mediante la relación de transmisión ( $R_{slew} = 57$ ) y su eficiencia mecánica  $\eta_{mec} = 0,4$ . El momento de salida se estima a partir de la Ecuación 5.1.3,

$$M_{salida} = M_{motor} \cdot R_{slew} \cdot \eta_{mec} = 325 \text{ Nm} \cdot 57 \cdot 0,4 = 7\,410 \text{ Nm} .$$

Este valor, obtenido a partir de la curva en régimen permanente, coincide con el momento instantáneo declarado por el fabricante ( $M_{inst}$ ), y supera ampliamente el momento requerido para vencer la inercia en la condición de diseño ( $M_{op} = 900 \text{ Nm}$ ).

Una vez verificado que el momento proporcionado por el sistema de accionamiento supera al momento resistente, se procede a estimar la aceleración angular que puede alcanzar el conjunto durante el arranque. Este análisis permite evaluar la respuesta dinámica del sistema y servirá como base para determinar los tiempos de activación requeridos en las estrategias de control.

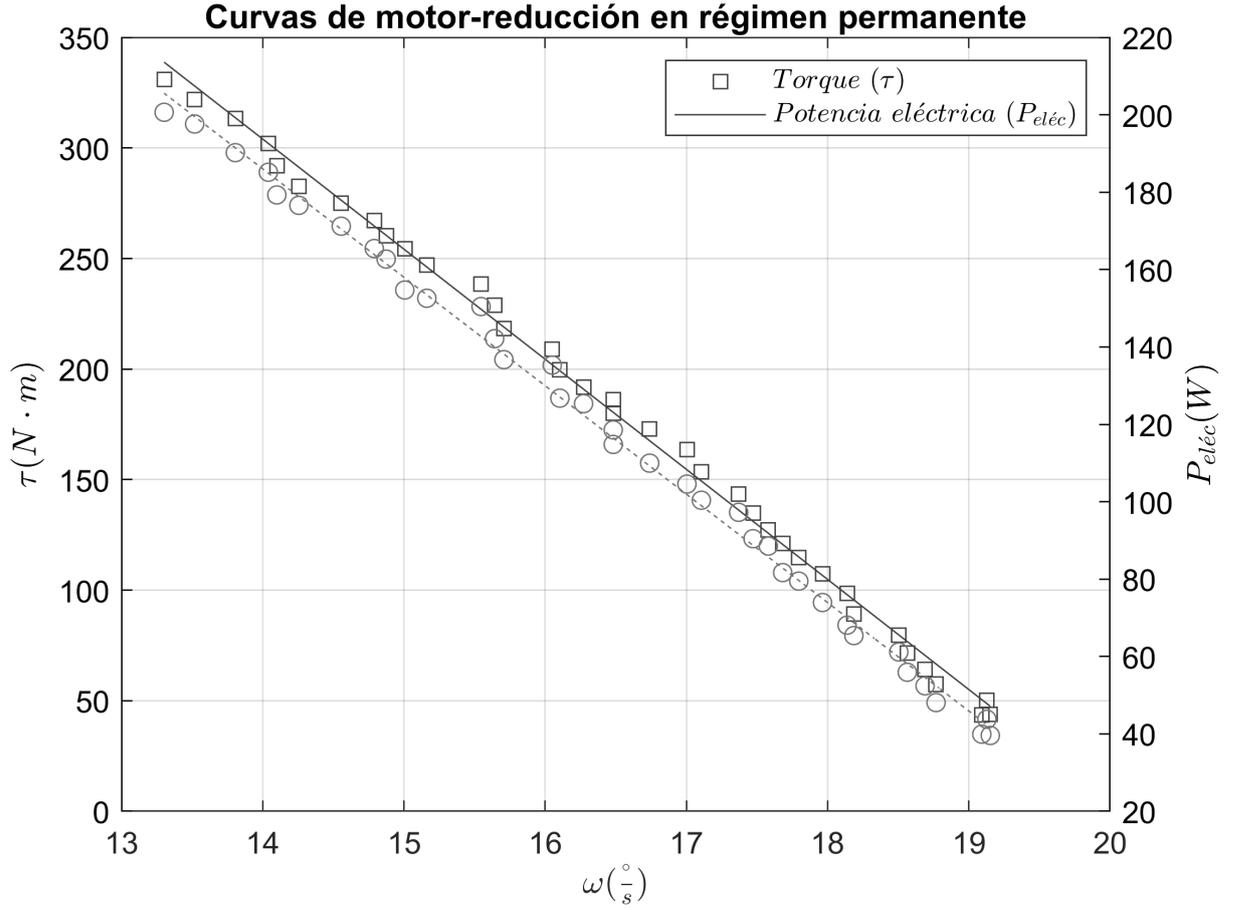
La aceleración angular se obtiene a partir de la Ecuación 5.2:

$$\sum \vec{M} = I_{eje} \cdot \vec{\alpha}, \quad (5.2)$$

donde  $I_{eje}$  es el momento de inercia total respecto al eje de rotación, y  $\alpha$  es la aceleración angular. Se desprecia el efecto del amortiguamiento.

El momento de inercia total del sistema se calcula considerando cuatro módulos de concentrador, trasladando el momento de inercia de cada uno desde su centro de masa hasta el eje de giro:

$$I_{eje} = 4 \cdot (I_{cm} + m \cdot d^2) = 85,6 \text{ kg m}^2. \quad (5.3)$$



**Figura 5.5:** Curvas del conjunto motor-reductor planetario en régimen permanente.

Sustituyendo en la Ecuación 5.2, se obtiene la aceleración angular disponible en el arranque:

$$\alpha = \frac{M_{inst} - M_{peso} - M_{viento}}{I_{eje}} = 77,1 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2},$$

este valor representa la aceleración teórica en el arranque del sistema, y será de importancia para estimar el tiempo de activación del motor en cada paso del ajuste.

Aunque no se prevé operación bajo condiciones de viento extremo, resulta prudente verificar también dicha situación. En el caso más desfavorable, con una inclinación de  $\beta = -45^\circ$ , el momento ejercido por el viento alcanza  $M_{viento, \max} = 924 \text{ Nm}$  por módulo, mientras que la contribución del peso es de  $M_{peso} = 96 \text{ Nm}$  por módulo. Por lo tanto, el momento total a vencer para un conjunto de cuatro módulos es:

$$M_{ext} = 4 \cdot (M_{viento, \max} + M_{peso}) = 4 \text{ 080 Nm} .$$

Incluso en este escenario extremo, el momento instantáneo en el arranque del sistema de accionamiento resulta suficiente para llevar el concentrador a una posición segura. Aún considerando el momento máximo declarado por el fabricante (ver Tabla 5.2) como

límite superior de la capacidad del sistema, se verifica que también es capaz de superar los requerimientos.

## 5.2. Sistema de control

El sistema de control está compuesto por los sensores y el controlador, que es el responsable de regular el movimiento mediante la lectura y procesamiento de las señales provenientes de los sensores. En esta sección, se describe en primer lugar el tipo de seguimiento seleccionado, junto con el lazo de control adoptado para su implementación, en base a lo detallado en la Sección 2.3.2. A continuación, se presentan los sensores que conforman el sistema, detallando sus principios de funcionamiento y niveles de precisión. Posteriormente, se selecciona el controlador en función de los requerimientos del sistema. Finalmente, se ilustra la interacción entre los sensores presentados y el controlador en un diagrama de control.

### 5.2.1. Generalidades

El control de seguimiento solar comprende las estrategias necesarias para orientar activamente el concentrador de modo que su apertura permanezca alineada con la posición del sol a lo largo del día. Este control es especialmente crítico en sistemas como el presente, donde pequeñas desviaciones provocan una caída significativa en la eficiencia (ver Figura 5.3).

De las tres alternativas de tipo de seguimiento descritas en la Sección 2.3.2, se adopta una solución híbrida que combina seguimiento por coordenadas calculadas y seguimiento por sensores. El primero se basa en un algoritmo astronómico provisto por Reda y Andreas (2004), capaz de estimar la posición solar (altura y acimut) con una precisión del orden de  $\pm 0,0003^\circ$ , a partir de la fecha, hora y coordenadas geográficas del sitio de instalación. El segundo, basado en sensores, permite refinar el posicionamiento del concentrador mediante correcciones dinámicas en función de la irradiación detectada.

La combinación de ambos métodos justifica la adopción de una estrategia de control en lazo cerrado, dado que el sistema incorpora sensores de retroalimentación (como *encoders* o sensores ópticos) que permiten detectar y corregir errores en tiempo real. Este tipo de sistema permite compensar desalineaciones mecánicas, holguras en los elementos de transmisión y errores de calibración.

## 5.2.2. Instrumentos de medida

El primero de los sensores a utilizar es un arreglo de dos fotodiodos, que permiten verificar la correcta orientación del sistema de seguimiento gracias a su sensibilidad a las variaciones de intensidad lumínica. Los fotodiodos se montan sobre una estructura con un separador con forma de pared entre ellos, de modo que al estar perfectamente orientados hacia el sol ambos sensores reciben la misma irradiación. Cuando el concentrador se desvía de esta orientación, uno de los fotodiodos queda parcialmente sombreado, generando una diferencia de señal que se utiliza como criterio para corregir la posición.

Se seleccionaron fotodiodos del modelo **BPW21R** para la detección de radiación debido a su elevada sensibilidad y linealidad entre la irradiancia y la señal generada, lo que los hace especialmente adecuados para aplicaciones de seguimiento solar. Una imagen de ellos se adjunta en la Figura 5.6a. Cada sensor se monta sobre una base rígida, con un separador vertical cuya función es proyectar una sombra a uno de sus lados de darse una desalineación con el sol. Su altura será calculada con el fin de lograr una apreciación de  $\theta_S = 0,5^\circ$ .

Partiendo del área efectiva del fotodiodo, especificada por el fabricante como  $A_{ef} = 7,5 \text{ mm}^2$ , al asumir una geometría cuadrada del sensor (como se muestra en la Figura 5.6a), se obtiene una longitud efectiva  $l_{ef} = 2,74 \text{ mm}$ . No obstante, el encapsulado del sensor presenta una geometría cilíndrica con un diámetro externo de  $\varnothing_e = 8,13 \text{ mm}$ .

Para determinar la altura  $h$  necesaria entre el separador y la superficie del fotodiodo (ver Figura 5.6), se asume que para provocar una respuesta medible del sensor basta con que la mínima sombra se pose sobre el área efectiva. Aplicando trigonometría, se determina la altura  $h$  requerida para que la sombra proyectada con error angular de seguimiento  $\theta_S = 0,5^\circ$  comience a cubrir el área efectiva:

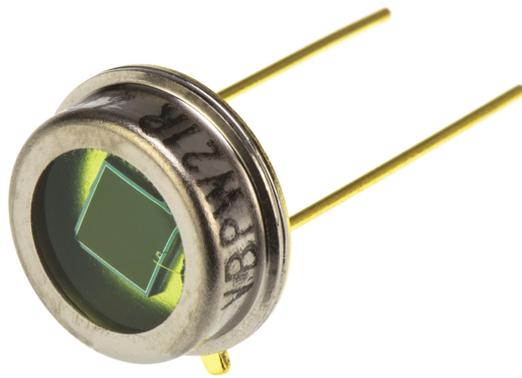
$$h = \frac{\varnothing_e - l_{ef}}{2 \tan(\theta_L)} = 305 \text{ mm} . \quad (5.4)$$

El separador utilizado para proyectar la sombra será una chapa metálica pintada con recubrimiento **SOLKOTE HI/SORB-II**, el mismo utilizado en el tubo receptor. Esta elección busca minimizar reflexiones espurias, de modo que no interfieran con la medición de la señal en los fotodiodos. El plano donde se presentan el sensor se encuentra disponible aquí.

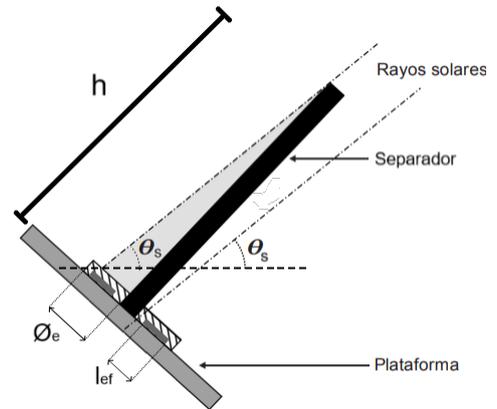
La señal eléctrica de cada fotodiodo es convertida en una señal de voltaje mediante un amplificador de transimpedancia, el cual irá montado físicamente en el mismo soporte del sensor. Para este diseño, se seleccionó el modelo **OPA857** de *Texas Instruments*<sup>1</sup>. Las salidas de ambos canales, denominadas  $V_1$  y  $V_2$ , se comparan entre sí para calcular

---

<sup>1</sup>Ver detalles del modelo en Anexo 1.



(a) Modelo de fotodiodo seleccionado. Extraído de Vishay (2025). En el centro se aprecia el área efectiva ( $A_{ef}$ ), recubierta por la cápsula cilíndrica.



(b) Arreglo de fotodiodos para sensor solar. Se destacan los principales parámetros utilizados en el análisis geométrico.

**Figura 5.6:** Fotodiodo y esquema del sensor solar.

un error diferencial. A partir de este valor, se establece si es necesario o no corregir la orientación.

El control retroalimentado por este sensor tiene limitaciones importantes, ya que se ve afectado por condiciones ambientales cambiantes, como nubes, neblina o reflejos, lo que disminuye su confiabilidad como único sistema de referencia de retroalimentación.

El segundo sensor a ser empleado es uno de rotación, montado sobre el eje del motor, con el que se determinarán los valores de la variable controlada ( $\beta$ ).

El *encoder* a utilizar es provisto por el fabricante y se encuentra adosado al eje del motor en la cápsula que también contiene al reductor planetario. Cada vez que el eje del motor rota, el *encoder* emite señales digitales que permiten contar cuántos pulsos se han producido. De esta forma, el sistema puede calcular la posición angular del eje acumulando los pulsos registrados desde una posición de referencia conocida, la cual debe calibrarse al inicio de la primera operación o después de un reinicio. Además, el *encoder* utiliza dos señales digitales desfasadas (canales A y B), lo que permite detectar la dirección de giro y, en consecuencia, contar pulsos en ambos sentidos de rotación.

El sensor de efecto Hall cuenta con una precisión de 2 Pulsos por revolución (ppr), lo que indica que genera dos pulsos por cada vuelta completa del eje del motor. Sin embargo, lo que se desea conocer es el número de pulsos por vuelta del conjunto giratorio. Para ello, se evalúa si los 2 ppr que ofrece el sensor son suficientes para cumplir con una precisión angular deseada en el eje del concentrador, impuesta en  $0,25^\circ$ . A partir de las relaciones de transmisión representadas por  $R_{slew}$  y  $R_{plan}$ , se calcula la precisión del sensor como:

$$\frac{360^\circ}{R_{slew} \cdot R_{plan} \cdot 2 \text{ ppr}} \approx 0,0043^\circ .$$

Este resultado indica que el sensor de efecto Hall seleccionado de 2 ppr, cumple ampliamente con el requerimiento de precisión angular del sistema.

El *encoder* se conecta mediante un cable de 7 pines, de los cuales 4 están dedicados al sensor: uno para la alimentación, uno para tierra, y dos para las señales digitales A y B. El esquema detallado de conexiones puede consultarse en el Anexo 1. La precisión angular que es capaz de brindar este sensor se presenta en la Tabla 5.4.

El sistema también integra sensores enfocados en la seguridad. Se incorporan un anemómetro y un sensor de dirección del viento, encargados de medir la rapidez y orientación del viento respectivamente. Ambos dispositivos están conectados directamente al controlador mediante señales analógicas de 4–20 mA, permitiendo una evaluación en tiempo real de las condiciones atmosféricas. La Figura 5.7 presenta ambos sensores: el anemómetro y el sensor de dirección del viento.



**Figura 5.7:** Sensores utilizados para la medición de la velocidad y dirección del viento. Extraídos de FullControl (2025).

Otro sensor destinado a funciones de control y seguridad es la termorresistencia de platino tipo RTD PT100 encargada de la medición de temperatura del fluido a la salida. Se selecciona el modelo **EF1632-A** de la marca *Secoin*, construida según normas IEC 751. Está fabricada completamente en acero inoxidable 316, con vástago de 30 mm de largo y 6 mm de diámetro, y fijación por rosca macho  $\frac{1}{2}$  in DN15. Su diseño permite incorporarlo al tubo de acero inoxidable del receptor mediante el uso de un olet roscado DN60 a DN15, en la salida del tubo.

La elección de la termorresistencia sobre otras opciones (como termopares) esta dada por su estabilidad térmica y comportamiento cuasi-lineal en el rango de temperaturas que se pretende operar. Además, no requiere compensación de unión fría.

El sensor se conecta a un transmisor de temperatura modelo **3101** de *PR Electronics*, configurado para entregar una señal analógica de 4–20 mA. Este transmisor se monta sobre un riel DIN dentro del gabinete de control, junto al PLC, lo que facilita su mantenimiento, protege su electrónica del calor del campo solar y simplifica el cableado de señales en la instalación.

La Tabla 5.4 resume la exactitud y precisión que presentan todos los sensores utilizados en el control y seguridad del sistema de seguimiento.

Sensor	Precisión	Exactitud
Sensor anemómetro	$\pm 0,15$ m/s	0,1 m/s
Sensor dirección viento	$\pm 2,5^\circ$	$1^\circ$
Sensor de temperatura	$\pm 1^\circ\text{C}$	$0,1^\circ\text{C}$
Encoder con efecto Hall	0,0043°	-
Sensor solar	$\pm 0,5^\circ$	$\pm 0,1^\circ$

**Tabla 5.4:** Exactitud y precisión de los sensores del sistema

### 5.2.3. Controlador

Para el control del sistema de seguimiento solar, se opta por una unidad lógica programable (PLC) como controlador central. Esta elección se fundamenta en las ventajas que ofrece el PLC en cuanto a robustez, modularidad, disponibilidad de múltiples entradas y salidas de tipo digital y analógicas, así como su capacidad para ejecutar cálculos complejos de forma continua. En particular, el PLC será responsable de calcular la posición solar teórica a partir de las ecuaciones de Reda y Andreas (2004).

La selección del PLC se enfocará principalmente en hallar un modelo con un número suficiente de entradas para no sólo cubrir la totalidad de los sensores del sistema, sino también dejar un margen de canales adicionales para posibles ampliaciones. Se considerará también que tenga la capacidad de generar pulsos de corta duración para el control preciso del actuador. Finalmente, se describirán las funciones adicionales requeridas como también los módulos extra a ser acoplados.

En la Tabla 5.5 se detallan los sensores considerados en el sistema junto con el tipo de señal de salida que cada uno genera. En total, el sistema cuenta con cinco sensores, de los cuales cuatro entregan señales analógicas y uno digital.

En función de los requerimientos del sistema, se seleccionó el controlador programable **PM5032-T-ETH**, de la empresa ABB. Este modelo fue elegido por ofrecer un número

Componente	Señal de salida
Sensor anemómetro	Analógica (4–20 mA)
Sensor de dirección del viento	Analógica (4–20 mA)
Sensor de temperatura	Analógica (4–20 mA)
Encoder de efecto Hall	Digital
Sensor solar	Analógica (0–10 V)

**Tabla 5.5:** Tipos de señal de salida de sensores conectados al PLC.

adecuado de entradas y salidas digitales, así como la posibilidad de expansión mediante módulos adicionales. Asimismo, cuenta con un reloj en tiempo real (RTC), necesario para realizar los cálculos de posición solar a hora actual. Adicionalmente, dispone del protocolo NTP (*Network Time Protocol*), lo que permite sincronizar su reloj interno con una fuente horaria externa a través de la red. La Figura 5.8a presenta el dispositivo, mientras que la Tabla 5.6 sus características técnicas.

Característica	Descripción
Entradas digitales	12 entradas de 24 VDC, incluyendo entradas rápidas para encoders
Salidas digitales	8 salidas tipo transistor de 24 VDC, 4 de ellas de alta velocidad para pulsos
Interfaz de comunicación	Ethernet para programación y acceso remoto
Expansión	2 ranuras disponibles para módulos adicionales
Memoria interna	2 MB
Alimentación	24 VDC
Rango de operación	−20 °C a +60 °C
Grado de protección	IP20

**Tabla 5.6:** Especificaciones del PLC utilizado en el sistema de seguimiento solar. Extraído de ABB Automation (2023).

Dado que el sistema de seguimiento proyectado requiere al menos cinco señales analógicas, y el controlador no cuenta con este tipo de entradas, se complementará con un módulo de entradas analógicas compatible, instalado en una de las ranuras disponibles.

Por ser comercializados los módulos compatibles en presentaciones de 4 y 8 entradas y contar con 5 señales analógicas a ser procesadas, se busca una alternativa que permita emplear un módulo más económico de 4 entradas, sintetizando dos de las señales en una. Haciendo un uso más eficiente las de entradas analógicas del PLC, la señal proveniente del sensor solar (basada en dos fotodiodos) será preprocesada por un circuito de transimpedancia diferencial, que entregará una única señal analógica proporcional al desbalance de irradiancia entre ambos sensores. Esto permite determinar el error de orientación del concentrador solar haciendo uso de una sola entrada analógica, sin comprometer la precisión

ni ocupar múltiples canales del PLC. Así, es seleccionado el módulo de expansión **AI561** (ver Figura 5.8b). Este módulo provee cuatro entradas analógicas compatibles con señales estándar (4-20 mA, 0-10 V), adquiriendo todas las señales provenientes de los sensores de campo.



(a) PLC ABB PM5032-T-ETH utilizado para el control del seguimiento solar.

(b) Módulo de entradas analógicas AI561.

**Figura 5.8:** Componentes del sistema de control empleados en el seguimiento solar. Extraídas de ABB Group (2025).

Dado que los PLC no pueden alimentar directamente a un motor DC (ni por potencia ni por tipo de señal), se torna necesario intercalar un dispositivo denominado *driver* o controlador de motor. El *driver* es un equipo electrónico que recibe señales de control desde el PLC (por ejemplo, pulsos digitales) y las convierte en señales de potencia adecuadas para accionar el motor. En otras palabras, el *driver* actúa como un puente entre el PLC y el motor: toma una señal de bajo nivel y la amplifica para suministrar la tensión y corriente requeridas por el motor. De esta forma, el PLC puede comandar con la posición del eje sin necesidad de entregar potencia directamente.

Se emplea un *driver* que acepte entradas de pulsos, donde cada pulso recibido representa un pequeño avance angular del motor. Esta técnica permite controlar tanto el desplazamiento angular por conteo de pulsos, como la velocidad de movimiento mediante el ajuste de la frecuencia de estos.

El modelo seleccionado es el **Cytron MD30C**, un controlador de motor DC apto para tensiones entre 5 y 30 V y corrientes continuas de hasta 30 A. Opera mediante señales digitales y pulsos para controlar tanto la velocidad como el sentido de giro, lo que lo hace compatible con las salidas del PLC.

Para alojar el sistema de control, se dispone una caja estanca montada sobre una de

las columnas del concentrador. Está diseñada para operar a la intemperie, con un grado de protección IP65. En su interior cuenta con un riel DIN para facilitar el montaje seguro y ordenado de los componentes eléctricos.

#### 5.2.4. Descripción del lazo cerrado y señales involucradas

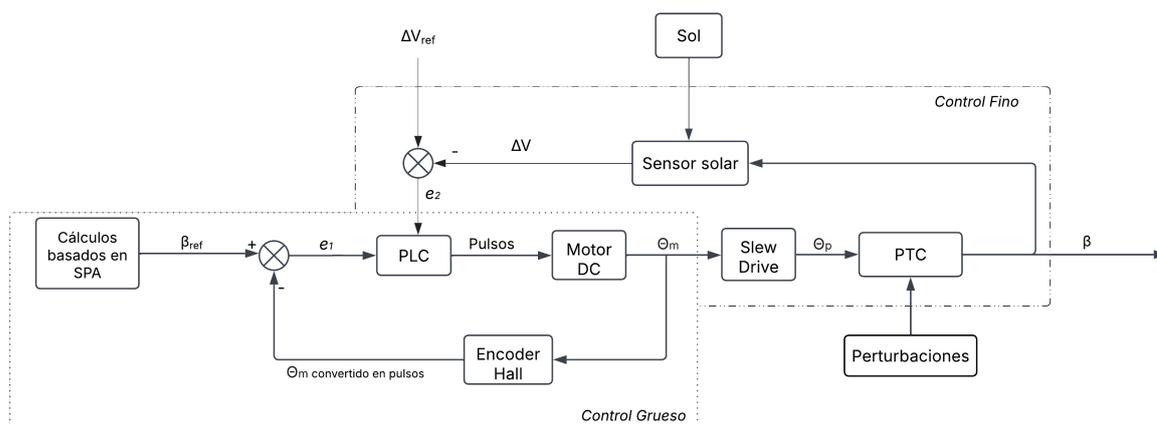
A continuación, se describe la interacción entre los sensores previamente presentados y el controlador, detallando las señales involucradas. En la Figura 5.9 se muestra el diagrama de bloques que describe el funcionamiento general del control, compuesto por dos lazos: uno de ajuste “grueso”, que estima la posición solar a partir de un algoritmo astronómico, y otro de ajuste “fino”, que emplea sensores de irradiancia para maximizar la captación. Ambos ajustes se desarrollan en detalle en la Sección 5.3.

Las principales señales involucradas en el control son:

- Señal de referencia ( $\beta_{ref}$ ): Ángulo objetivo del concentrador, calculado por Algoritmo de Posición Solar (PSA) desarrollado por Reda y Andreas (2004).
- Variable controlada ( $\beta$ ): Inclinación real del concentrador.
- Error de posición angular ( $e_1$ ): Diferencia entre  $\beta_{ref}$  y  $\beta$ , convertida a pulsos.
- Ángulo de giro del motor ( $\Theta_m$ ): Se calcula a partir de los pulsos enviados por el *encoder*.
- Ángulo de salida del *slew drive* ( $\Theta_\beta$ ): Representa el ángulo de giro del concentrador.
- Diferencia de voltaje entre fotodiodos ( $\Delta V$ ): Señal proporcional al desbalance de irradiancia entre ellos.
- Umbral de voltaje ( $\Delta V_{ref}$ ): valor de referencia que define la zona de alineación óptima al sol.
- Error de irradiancia ( $e_2$ ): Diferencia entre  $\Delta V$  y el umbral  $\Delta V_{ref}$ .
- Variable manipulada (Pulsos de motor): Señales digitales que controlan el giro incremental del motor.

### 5.3. Modos de operación y lógica de control

El sistema de seguimiento solar del concentrador está preparado para operar en distintos modos según las condiciones de funcionamiento y seguridad. Para ello, se definen lógicas de control específicas para cada modo y se integran mecanismos de protección que permiten actuar ante eventos anómalos. En esta sección se describen, en primer lugar, los diferentes modos operativos y su implementación en el controlador. A continuación, se presentan los mecanismos de seguridad incorporados y los umbrales definidos para su



**Figura 5.9:** Diagrama de control propuesto donde se integran sensores y señales.

activación. Finalmente, se detalla la lógica general de control del sistema y las estrategias utilizadas para realizar el seguimiento solar.

### 5.3.1. Modos operativos

En el sistema de seguimiento planteado, se implementa una lógica de control en el PLC que permite al operario seleccionar entre tres modos de funcionamiento: modo automático, modo parada para mantenimiento, y modo emergencia. La selección entre estos modos se realiza mediante botones físicos conectados a entradas digitales del PLC y se reflejan a través de luces indicadoras (LEDs). A su vez, el sistema responde automáticamente ante condiciones de riesgo detectadas por sensores, activando el modo emergencia cuando corresponda. Para la gestión de los modos de operación, se utilizan tres memorias internas en el PLC que representan:

- %M100.1 el modo automático activo
- %M100.2 el modo parada de mantenimiento
- %M100.0 el modo emergencia

Estas memorias se controlan en función del estado de las entradas y la lógica de interbloqueo establecida.

El modo automático se activa mediante la pulsación de un botón conectado a la entrada digital I0.0, siempre que no haya una condición de emergencia activa (%M100.0 = FALSE). Al activarse, se habilita la memoria %M100.1, y simultáneamente se desactiva %M100.2, garantizando que no se mantengan ambos modos habilitados a la vez. El encendido del LED verde (Q0.0) indica que el sistema se encuentra operando en modo automático, y el motor (Q0.3) se habilita en forma periódica para ajustar la posición del eje.

El modo parada de mantenimiento es seleccionado manualmente mediante un botón conectado a la entrada I0.1, también condicionado a que no haya una emergencia activa previamente. Al presionarse, se activa la memoria %M100.2 y se desactiva %M100.1, entrando el sistema en una condición de mantenimiento donde se va a una posición definida en  $\beta = 0^\circ$ . Esta condición se indica con el encendido del LED amarillo (Q0.1). Dentro de este modo, se prevé la incorporación de dos pulsadores adicionales que permitan realizar el giro manual del concentrador en ambos sentidos, con el objetivo de facilitar tareas de inspección, calibración o ajuste. Estos pulsadores estarán habilitados únicamente mientras el sistema se mantenga en modo mantenimiento.

El modo emergencia se activa automáticamente al detectarse una condición de riesgo mediante cualquiera de los sensores conectados a las entradas analógicas. Si cualquiera de estos sensores supera el umbral de seguridad definido, se activa la memoria %M100.0, la cual tiene prioridad sobre los demás modos. En caso de que esta condición se presente mientras el sistema se encuentra en modo mantenimiento, se activa una señal acústica mediante una bocina de advertencia, la cual permanecerá encendida durante 30 segundos, alertando al operador de la situación de riesgo. Una vez activado este modo, se apagan los indicadores verde y amarillo, se deshabilita el motor, y se enciende el LED rojo (Q0.2) que alerta sobre la condición crítica y se lleva a una posición de seguridad. El sistema permanecerá en este estado hasta que se presione un botón de *reset* de emergencia (I0.2) el cual desactiva %M100.0 siempre y cuando la condición de riesgo haya desaparecido.

De este modo, se garantiza una lógica de control segura, con jerarquía entre modos (emergencia > parada > automático), visualización clara del estado del sistema, y capacidad de intervención manual por parte del operario sin riesgo de activación involuntaria del motor durante tareas de mantenimiento.

<b>Tipo</b>	<b>Denominación</b>	<b>Descripción</b>
Entrada digital	I0.0	Botón de activación de modo automático
Entrada digital	I0.1	Botón de activación de modo mantenimiento
Entrada digital	I0.2	Pulsador de reset de emergencia
Salida digital	Q0.0	LED indicador de modo automático (verde)
Salida digital	Q0.1	LED indicador de modo mantenimiento (amarillo)
Salida digital	Q0.2	LED indicador de modo emergencia (rojo)
Salida digital	Q0.3	Comando para habilitar el motor de seguimiento
Memoria interna	%M100.0	Bandera de modo emergencia activo
Memoria interna	%M100.1	Bandera de modo automático activo
Memoria interna	%M100.2	Bandera de modo mantenimiento/parada activo

**Tabla 5.7:** Resumen de las principales direcciones utilizadas en el PLC.

## Mecanismos de seguridad

Como fueron presentados en la Sección 5.2.2, el sistema de control cuenta con ciertos sensores destinados a la seguridad del concentrador y sus alrededores.

Uno de ellos es el anemómetro, el cual permite detectar velocidades del viento que exceden el umbral de seguridad, establecido en  $v_{max} = 25 \frac{m}{s}$ <sup>1</sup>. Superado este valor, el PLC ejecuta una rutina de emergencia, llevando automáticamente el concentrador a una posición segura. Esta posición se define en función de la dirección predominante del viento, determinada mediante el sensor de la Figura 5.7b, con el objetivo de minimizar la superficie frontal expuesta y, por ende, las solicitaciones estructurales sobre el sistema. Dicha orientación corresponde a una de las dos posiciones extremas del *slew drive* ( $\beta = \pm 65^\circ$ ), es decir, con el colector completamente alineado en dirección paralela al flujo de viento incidente.

Además del riesgo estructural, esta estrategia busca evitar el desgaste prematuro del sistema de seguimiento, que está dimensionado para operar en condiciones cercanas a su régimen nominal y no bajo esfuerzos excesivos generados por ráfagas intensas.

Cabe destacar que, debido a las limitaciones mecánicas del sistema de seguimiento (el cual permite un rango de giro restringido a  $\beta \pm 65^\circ$  respecto de la vertical), no es posible adoptar una posición completamente invertida (orientada hacia el suelo  $\beta = 180^\circ$ ) como medida de resguardo ante vientos extremos. Por ello, la incorporación del sensor de dirección del viento resulta fundamental para identificar, dentro del rango de movimiento disponible, una orientación menos expuesta al viento y así minimizar las cargas aerodinámicas en situaciones críticas.

Otro sensor empleado es una termorresistencia, capaz de medir la temperatura del fluido a la salida del tubo receptor, con el fin de evaluar el desempeño térmico del sistema y garantizar condiciones seguras de operación. Además, el monitoreo de la temperatura de salida cumple un rol adicional de seguridad: ante la eventual ausencia de caudal, el fluido estancado puede sobrecalentarse, alcanzando temperaturas por sobre las admisibles. De detectarse una temperatura por encima del máximo establecido en  $250^\circ\text{C}$ , el sistema de control envía una señal para mover el concentrador a una posición de seguridad.

### 5.3.2. Lógica de control del modo seguimiento automático

La lógica de control define cómo debe actuar el sistema ante distintas condiciones de operación, estableciendo el comportamiento del actuador en función de los modos operativos definidos previamente. Su propósito principal es asegurar que el movimiento

---

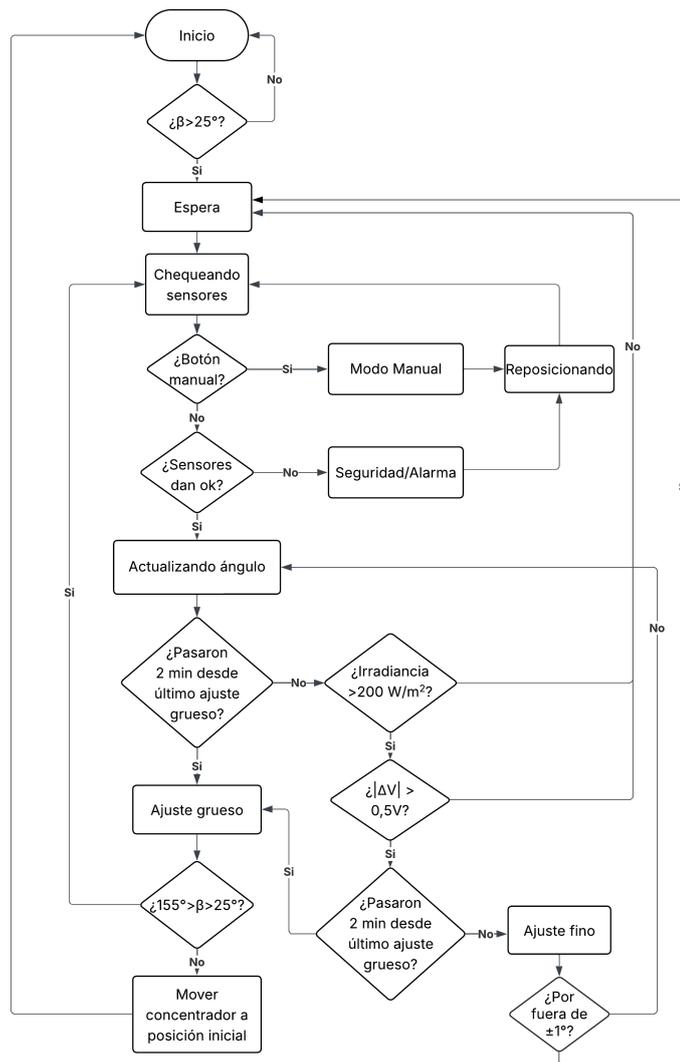
<sup>1</sup>Durante un período de 5 años, se registraron velocidades superiores a  $v_{max} = 25 \frac{m}{s}$  en únicamente 37 días (INUMET, 2023).

del concentrador se realice de forma eficiente y segura. Para ello, se evalúan en tiempo real la señal de los sensores y en función de estos parámetros, la lógica determina las acciones a ejecutar sobre el motor.

En particular, en el modo de seguimiento automático, se contemplan dos mecanismos de accionamiento del motor:

1. Control periódico o “grueso”: a partir del algoritmo desarrollado por Reda y Andreas (2004), es posible calcular la inclinación requerida ( $\beta_{ref}$ ) dadas fecha, hora y coordenadas. Cada 2 minutos se actualiza la pendiente del concentrador ( $\beta$ ) a una  $\beta_{ref}$  más 1 minuto. Por ejemplo: si la última vez que fue accionado el motor fue a las 12:00 y actualmente son las 12:02 entonces se acciona el motor hasta alcanzar la posición objetivo calculada para las 12:03. De esta manera, el concentrador se encuentra la mitad del tiempo adelantado y la otra mitad atrasado de la posición objetivo, pero siempre como máximo a  $\pm 0,41^\circ$  de ella. Esto puede verse esquematizado en la Figura 5.12.
2. Control por gradiente o “fino”: una vez culminado el control periódico, se consulta al sensor solar. Este sensor cuenta con dos fotodiodos, y la diferencia de voltaje entre ellos ( $\Delta V$ ) indica si el concentrador está correctamente alineado con el sol. Se define un valor de referencia ( $\Delta V_{ref}$ ) por debajo del cual se considera que la alineación es aceptable. Si  $\Delta V$  supera este umbral, se interpreta que el concentrador está desalineado. El signo de  $\Delta V$  permite determinar hacia qué lado debe girar el sistema para acercarse a la posición de máxima irradiancia. El movimiento se realiza mediante pequeños pulsos del motor, de  $0,1^\circ$ , hasta que  $\Delta V < \Delta V_{ref}$  o se alcanza el límite de búsqueda establecido en  $0,5^\circ$  respecto de la posición impuesta por el ajuste grueso. Esta restricción evita movimientos excesivos causados por señales inestables, como las que pueden generarse en días parcialmente nublados o cuando existan desperfectos en el sensor solar. Cada vez que el control fino llega al límite de búsqueda, se detiene y registra el incidente para un posterior análisis por parte del equipo de mantenimiento.

Con el objetivo de mantener una representación clara y legible, algunos bloques de la Figura 5.10 se presentan como “cajas negras”. Estas se corresponden con los ajustes grueso y fino descritos anteriormente. Debido a su complejidad serán detallados en diagramas individuales.



**Figura 5.10:** Diagrama de flujo donde se detalla la lógica general de control.

A continuación, se describen los principales estados y procesos que integran la lógica general:

- Inicio: estado inicial o nocturno. El concentrador se mantiene en una posición de descanso de  $\beta = -65^\circ$ , hasta que la altura solar supera los  $25^\circ$ , condición que indica el comienzo de la jornada útil.
- Espera: estado pasivo al que se llega posterior al ajuste fino en el que el sistema aguarda hasta transcurridos dos minutos desde el último ajuste de posición gruesa. Durante este tiempo no se produce ningún movimiento.
- Chequeando sensores: estado en el que se realiza la lectura de las señales provenientes de sensores dedicados a seguridad.
- Seguridad: se activa cuando se detecta una condición peligrosa, como viento excesivo

o temperatura por sobre la admisible. El concentrador se orienta a una posición segura y el sistema se detiene. Solo puede reanudarse mediante una intervención manual.

- Modo manual: permite operar el sistema de forma directa deshabilitando temporalmente la lógica automática de seguimiento.
- Reposicionando: al finalizar del modo manual o al subsanar una falla de seguridad, se comanda al motor desplazarse continuamente hasta la posición correspondiente a la hora actual y a velocidad de reposicionamiento.
- Actualizando ángulo: estado de transición en el que se calcula una nueva consigna de inclinación ( $\beta_{ref}$ ) según el instante actual, la cual será utilizada por los bloques de control grueso o fino.
- Mover a posición inicial: estado final del día. El concentrador gira en dirección contraria hasta alcanzar la posición de inicio  $\beta = -65^\circ$ , donde permanecerá en reposo aguardando el siguiente inicio de jornada.

En la Figura 5.11 se presentan en detalle los diagramas de los bloques de ajuste grueso y ajuste fino en los cuales se describe su lógica interna y los criterios que definen sus decisiones de control.

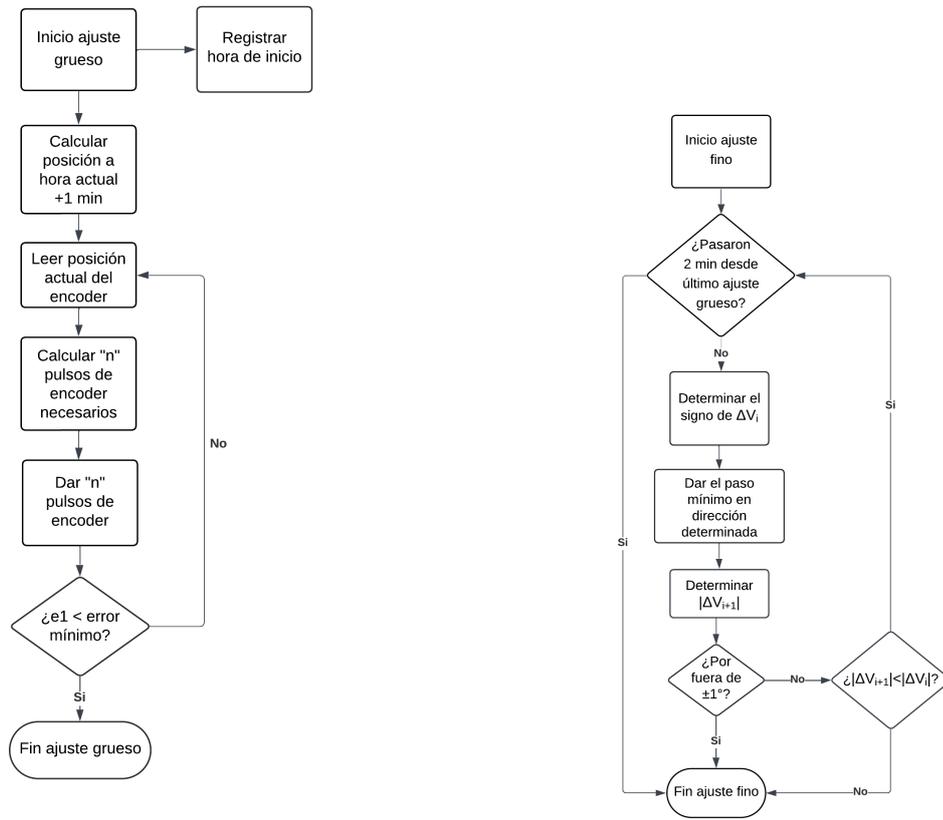
## Estrategia de seguimiento solar

Si bien el movimiento del concentrador debe ser lento para realizar el seguimiento solar, existen situaciones donde se requiere que el PTC se desplace a mayor velocidad, por ejemplo, al final del día para retornar a la posición inicial o tras una interrupción del modo automático (a causa una falla o intervención manual) que exige reposicionar el concentrador según la trayectoria solar actual. Según datos del fabricante, la velocidad nominal de salida del *slew drive* es de 0,05 rpm. Esta velocidad se reserva para la operación de reposicionamiento rápido del PTC. A dicha velocidad, el tiempo necesario para realizar el máximo desplazamiento angular del *slew drive* ( $130^\circ$ ) es:

$$t_{repo} = \frac{0,361 \text{ revoluciones}}{0,05 \text{ rpm}} \approx 7,22 \text{ min.}$$

En modo seguimiento, por criterio de diseño se define que el motor se active cada 2 minutos. Para estimar cuales seran el mayor y el menor cambio en la pendiente del concentrador ( $\frac{d\beta}{dt}$ ), se utiliza la Ecuación 5.5 para la pendiente en un seguimiento paralelo N-S:

$$\tan \beta = \tan \theta_z \cdot \cos (\gamma - \gamma_s), \quad (5.5)$$



(a) Diagrama de flujo del ajuste grueso.

(b) Diagrama de flujo del ajuste fino.

**Figura 5.11:** Lógica de control para el ajuste grueso y fino del sistema de seguimiento.

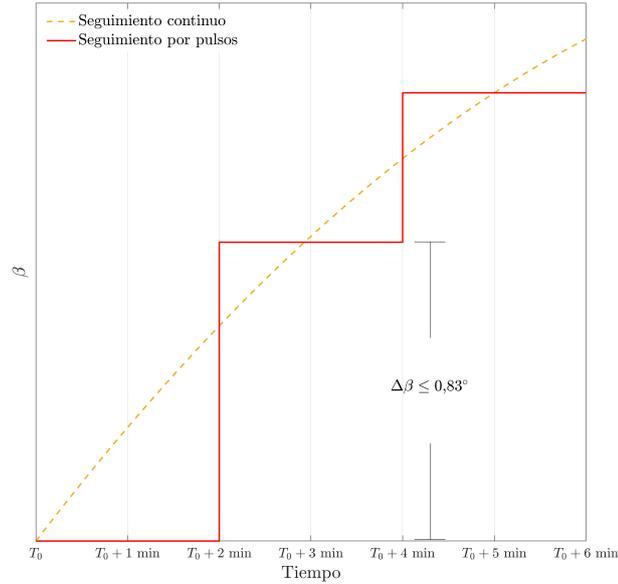
donde  $\theta_z$  es el ángulo cenital solar,  $\gamma$  es el acimut del colector y  $\gamma_s$  es el azimut solar. Esto significa que el concentrador se orienta solamente en función de las coordenadas del sol.

Simulando la pendiente ( $\beta$ ) que debe tener el PTC para cada dato del AMTU, se busca la mayor y menor variación en todo el año. La mayor tasa de cambio de pendiente se alcanza en el día 179 (cercano al solsticio de junio), con una velocidad máxima de seguimiento  $\frac{d\beta}{dt}_{m\acute{a}x} = 24,9 \frac{\circ}{h}$ .

A partir de este valor, se calcula el paso angular máximo  $\theta_{paso,m\acute{a}x}$  que el sistema debe realizar cada 2 minutos:

$$\theta_{paso,m\acute{a}x} = \frac{24,9 \frac{\circ}{h}}{60 \frac{\text{min}}{h}} \cdot 2 \text{ min} = 0,83^\circ.$$

De forma análoga, se determina que la menor velocidad de seguimiento es  $\frac{d\beta}{dt}_{m\acute{i}n} = 11,2 \frac{\circ}{h}$ , obteniendo un paso angular mínimo de  $\theta_{paso,m\acute{i}n} = 0,38^\circ$ . En la Figura 5.12 se presenta el seguimiento escalonado para la máxima velocidad del seguimiento.



**Figura 5.12:** Movimientos efectuados por el seguimiento por pulsos en relación al seguimiento continuo del sol.

### Determinación del ciclo de trabajo en pulsos de encoder

Como se planteó en la estrategia de seguimiento, se adopta un accionamiento por pulsos, donde el sistema se activa cada 2 minutos para compensar el desplazamiento del sol. Se definió que, en cada intervalo, el colector debe girar un determinado ángulo en función de la velocidad aparente del sol. Para lograr este movimiento angular en la salida, es necesario determinar cuántas vueltas debe realizar el motor, considerando la reducción total del sistema de transmisión.

Como se mencionó anteriormente, la reducción total entre el motor y el eje de salida es el producto de la reducción planetaria y del *slew drive*:

$$R = R_{plan} \cdot R_{slew} = 736 \cdot 57 = 41\,952.$$

Por tanto, el motor debe dar 41 952 vueltas para que el concentrador de una. El *encoder* montado sobre el eje del motor entrega 2 pulsos por revolución. Una vuelta del motor equivale a  $\frac{360^\circ}{41\,952} \approx 0,008578^\circ$  en el eje de salida. Por tanto, cada pulso representa  $\frac{0,008578^\circ}{2} \approx 0,004289^\circ$  en el PTC.

Por lo tanto, si se tiene la máxima velocidad aparente del sol y se quiere calcular la cantidad de pulsos que debe entregar el *encoder*, se utiliza la Ecuación 5.6,

$$\frac{0,83^\circ}{0,004289^\circ} \approx 193 \text{ pulsos de encoder} . \quad (5.6)$$

Al finalizar la jornada, el colector debe regresar a su posición inicial preparando el

sistema para el seguimiento del día siguiente. A diferencia del control por pulsos utilizado durante el seguimiento solar, el retorno se ejecuta mediante un comando continuo de giro en sentido inverso. El PLC ordena al *driver* que accione el motor en reversa a la velocidad de reposicionamiento. Dado que el *encoder* es de tipo incremental, no permite conocer la posición absoluta del eje. De todas formas, el sistema puede contar la cantidad de pulsos generados por el *encoder* a lo largo de la jornada y al final de esta, realizar el mismo número en sentido contrario. Cabe mencionar que al comenzar la operación por primera vez o cada vez que el PLC se reinicia, es necesario realizar un procedimiento de calibración que permita establecer el número real de pulsos del *encoder* dentro del rango de movimiento.

### Estrategia de control del motor

El sistema implementa distintas estrategias de control del motor según el tipo de movimiento requerido: reposicionamiento, ajuste grueso o ajuste fino. En todos los casos, el actuador se controla mediante una salida digital del PLC, pero varía la forma en que se determina la duración de la activación.

Durante el reposicionamiento, se busca alcanzar rápidamente una nueva posición angular. Para ello, el controlador calcula la diferencia entre la posición actual (almacenada en memoria  $\beta$ ) y la posición objetivo (calculada por algoritmo  $\beta_{ref}$ ), y la convierte en una cantidad equivalente de pulsos del *encoder*. Luego, activa el motor en forma continua mediante una salida digital y comienza a contar los pulsos generados durante el movimiento. Una vez alcanzado el número de pulsos correspondiente, desactiva la salida, deteniendo así el motor. Debido a la inercia del sistema, es recomendable interrumpir el movimiento ligeramente antes del objetivo final. Este desfase debe ajustarse empíricamente, ya que no puede estimarse con precisión mediante un modelo analítico. El tiempo de movimiento depende únicamente del ángulo a recorrer y de la velocidad nominal del actuador (0,05 rpm).

El ajuste grueso utiliza una estrategia que también se retroalimenta del *encoder*. El motor se enciende de manera continua, y la señal de salida del PLC se mantiene activa hasta alcanzar el desplazamiento deseado en el eje del motor  $\Theta_m$ .

En cambio, para el ajuste fino, el paso angular impuesto será de  $\Theta_\beta = 0,1^\circ$ , ya que se desea buscar pequeñas variaciones de irradiancia. Este valor permite realizar correcciones suficientemente pequeñas como para mantener al concentrador con una desviación menor a  $\pm 0,5^\circ$  del valor de referencia del ajuste grueso. Este movimiento se logra activando el motor durante un intervalo de tiempo  $t_{fino}$  dado por la Ecuación 5.7,

$$\theta = \frac{1}{2} \alpha t^2 \Rightarrow t_{fino} = \sqrt{\frac{2\theta}{\alpha}} = 0.001 \text{ s}, \quad (5.7)$$

donde  $\alpha$  es la aceleración angular en el arranque, determinada en la Sección 5.1.3. Es importante destacar que estos resultados representan una estimación ideal en condiciones instantáneas y no consideran la inercia del sistema. En consecuencia, estos resultados deben ser corroborados una vez instalado y calibrado el sistema.

## 5.4. Alimentación eléctrica

Para definir el sistema de alimentación, es necesario estimar los consumos eléctricos de los principales componentes que integran el sistema de seguimiento solar. En la Tabla 5.8 se presenta un resumen de los dispositivos involucrados, junto con sus tensiones de operación y consumos típicos.

Componente	Tensión	Consumo estimado
Motor	24V DC	130 W (5,5 A nominal/10 A pico)
PLC	24V DC	10–20W
Sensor anemómetro	9-30V DC	1W
Sensor de dirección de viento	9-30V DC	1W
Sensor de temperatura	24 DC	< 1W
Sensor solar	5–24V DC	< 1W

**Tabla 5.8:** Componentes eléctricos y consumos aproximados del sistema.

Para la alimentación del sistema se plantea una conexión directa a la red eléctrica utilizando una fuente conmutada de 230V AC a 24V DC. Esta solución es de fácil implementación y de bajo costo. Se selecciona una fuente con una capacidad mínima de 10 A, valor determinado a partir de la corriente requerida por el motor durante los arranques, así como por el consumo del PLC y los sensores asociados. En el proceso de selección se considera que el modelo sea compatible con montaje sobre riel DIN, lo que permite su instalación conjunta con el PLC dentro de la caja de control exterior.

Una limitación de esta configuración es su dependencia del suministro eléctrico. Ante un corte de energía, el sistema de seguimiento queda fuera de servicio, interrumpiendo la operación del concentrador bloqueándose el *slew drive*. Una alternativa independiente del suministro de red a ser evaluada es incorporar un panel fotovoltaico de manera que el seguimiento sea alimentado por el propio recurso solar. Por razones de alcance y costos, esta solución no se incluyó en el diseño base y queda sujeta a decisión del usuario final.

# Capítulo 6

## Análisis termoeconómico

El presente capítulo tiene como fin describir el desempeño térmico del concentrador en diversas condiciones de operación frente a la meteorología típica del país. De estos últimos resultados se desprende un análisis en clave económica para evaluar la factibilidad del diseño presentado. Este estudio se ciñe a exponer en forma genérica los aspectos clave para una potencial aplicación y no a presentar un caso de uso específico. De esta manera, de presentarse la necesidad de evaluar un proyecto en particular, estén aquí dadas las herramientas para la toma de decisión.

### 6.1. Desempeño energético

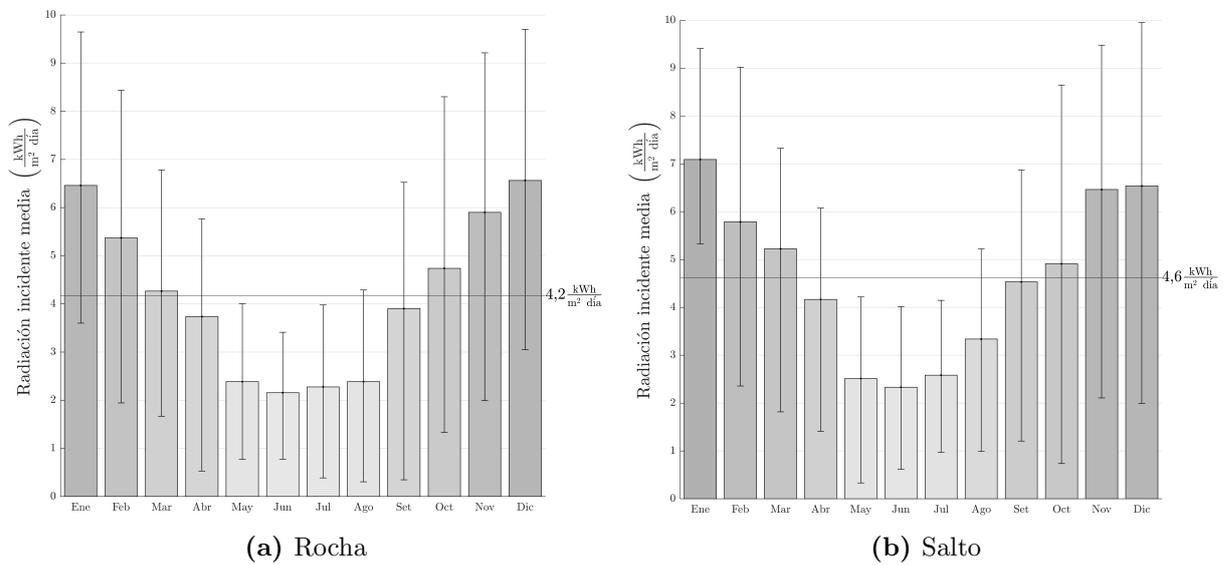
Del uso conjunto del AMTU y la herramienta de simulación descrita en el Capítulo 3 se modela la respuesta del PTC a las condiciones de operación y ubicación. En primera instancia, se examina la influencia de la ubicación geográfica en el rendimiento anual del sistema, con el fin de identificar las regiones más propicias para su implementación. Posteriormente, se estima la capacidad de generación anual de calor útil, considerando su dependencia con el caudal y temperatura de entrada del fluido.

#### 6.1.1. Recurso solar en las cinco localidades del AMTU

La Figura 6.1 presenta, para Rocha y Salto, las medias mensuales de la irradiancia normal al plano del concentrador  $\bar{G}_{\perp}$  (considerando las 24 horas del día). Ambos gráficos son realizados para el sistema de seguimiento horizontal N-S y se selecciona Salto por tener la mayor DNI media del AMTU y Rocha por ser la menos propicia para la explotación del recurso solar (tiene una DNI 10% menor a la de Salto). En las medias mensuales se representan los percentiles 20 y 80 de los datos, delimitando el rango en el que se encuentra el 60% central de los valores, excluyendo el 20% extremo más bajo y más alto

de la distribución. Aún quitando estos datos extremos se aprecia que en el mismo mes puede haber días que generan 2,5 veces lo que otros. La irradiancia media anual en Salto es  $4,6 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \cdot \text{día}}$ , mientras que en Rocha es  $4,2 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \cdot \text{día}}$ .

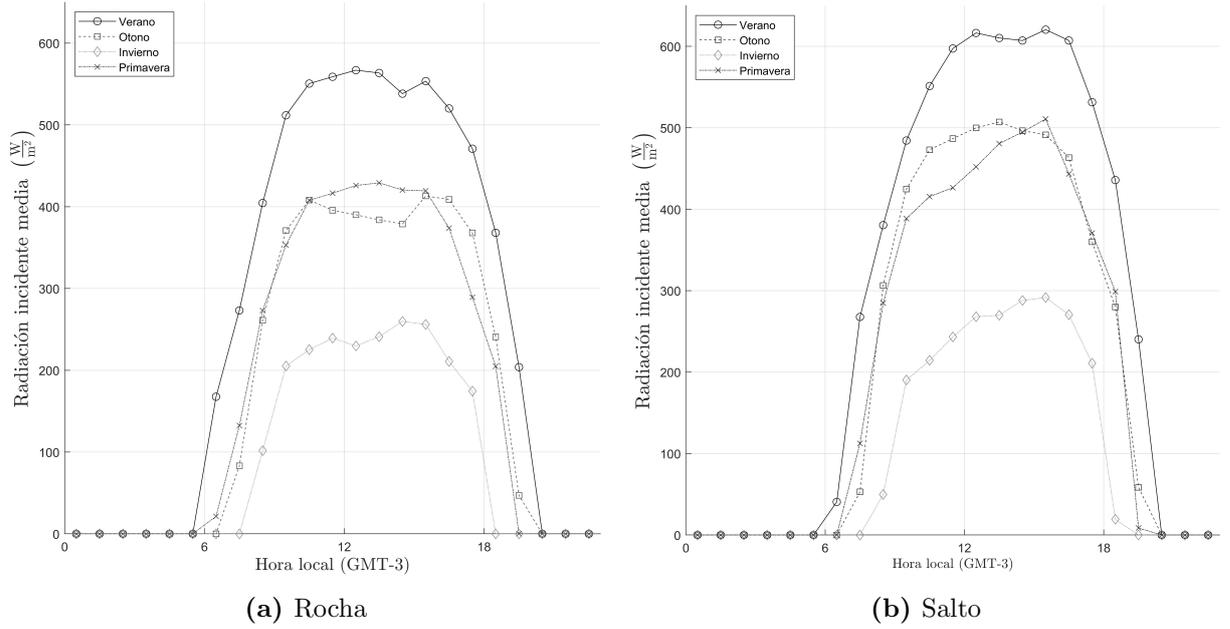
Para los gráficos de potencial de generación a lo largo del día, se promedia hora a hora la irradiancia en el plano del concentrador de cada estación astronómica (ver Figura 6.2). De estas curvas destaca que mientras el otoño y la primavera son comparables, la generación esperada para el verano ( $6,95 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \cdot \text{día}}$  en Salto) es el triple de la del invierno ( $2,15 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \cdot \text{día}}$ ). Esto se explica porque los ángulos de incidencia son menores en promedio en verano y porque además la duración del día puede ser hasta 4 horas mayor que en invierno. Los recursos para la elaboración de las curvas se encuentran disponibles aquí.



**Figura 6.1:** Radiación media mensual incidente para un sistema con seguimiento solar sobre eje horizontal N-S. La línea horizontal indica el promedio anual.

### 6.1.2. Simulación anual de calor útil generado

Para la geometría hallada en el Capítulo 4, se integra la herramienta computacional detallada en el Capítulo 3 a los datos proporcionados por el AMTU (Alonso-Suárez et al. 2016) para determinar la generación neta anual. Las simulaciones se realizaron variando las condiciones de operación del sistema, específicamente el caudal ( $Q$ ) y la temperatura de entrada del fluido ( $T_{ent}$ ). Para cada combinación de estos parámetros se evaluaron las  $\sim 3\,000$  horas del año meteorológico en las que es posible seguir el sol, manteniendo constante el caudal y la temperatura de entrada durante toda la simulación. De este modo, cada resultado representa el comportamiento anual del sistema bajo un conjunto fijo de condiciones operativas.



**Figura 6.2:** Curvas diarias promedio para cada estación del año.

La Figura 6.3 presenta la energía neta, similar a la potencia neta (Ecuación 4.5), definida como la diferencia entre el calor útil generado y el consumo para mantener el sistema operativo. A los consumo por pérdidas electro-mecánicas de la bomba de la Ecuación 4.5, se le suman las demandas eléctricas por el sistema de motorización y control ( $P_{seg}$ ) como cargas adicionales, tal como muestra la Ecuación 6.1,

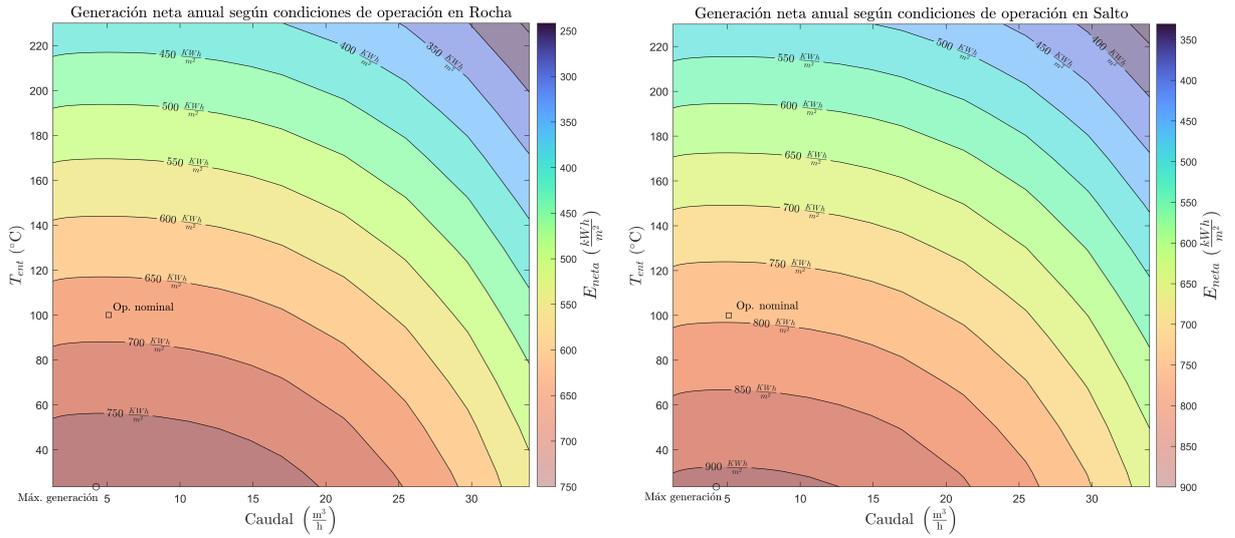
$$E_{neta} = Q_{útil} - P_{bom} - P_{seg} . \quad (6.1)$$

Para la Figura 6.3 se considera un único módulo del PTC. La misma permite identificar zonas de operación óptima en función del caudal y la temperatura de entrada del fluido, destacando el punto de operación nominal y el de máxima generación.

Con el aumento de la temperatura se tiene menos capacidad de generación neta, debido al aumento de las pérdidas térmicas. A su vez, el aumento de caudal tiene el mismo efecto, ya que se incrementan las pérdidas de la bomba. Para la temperatura de operación nominal definida en Capítulo 4 ( $T_{ent} = 100^{\circ}\text{C}$ ), se observa en la Figura 6.3 que la generación neta máxima en Salto es  $E_{neta} = 793 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \text{ año}}$ , dada a caudal  $\dot{V} \approx 5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$  donde el calor útil generado es  $Q = 856 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2 \text{ año}}$  (ver Figura 6.4).

La Figura 6.4 representa el rendimiento total del sistema, evaluando la capacidad del PTC de transformar la irradiación normal al plano de apertura ( $G_{\perp}$ ) en calor útil ( $Q$ ) en función del punto de operación a lo largo de todo el año. Se espera que este tipo de gráficos sean un insumo para el diseño de sistemas de generación mediante PTCs.

Se destaca que este análisis corresponde a simular un único módulo de concentrador,



**Figura 6.3:** Generación neta anual de energía térmica por metro cuadrado de apertura para distintas condiciones de operación en dos ubicaciones: Salto y Rocha.

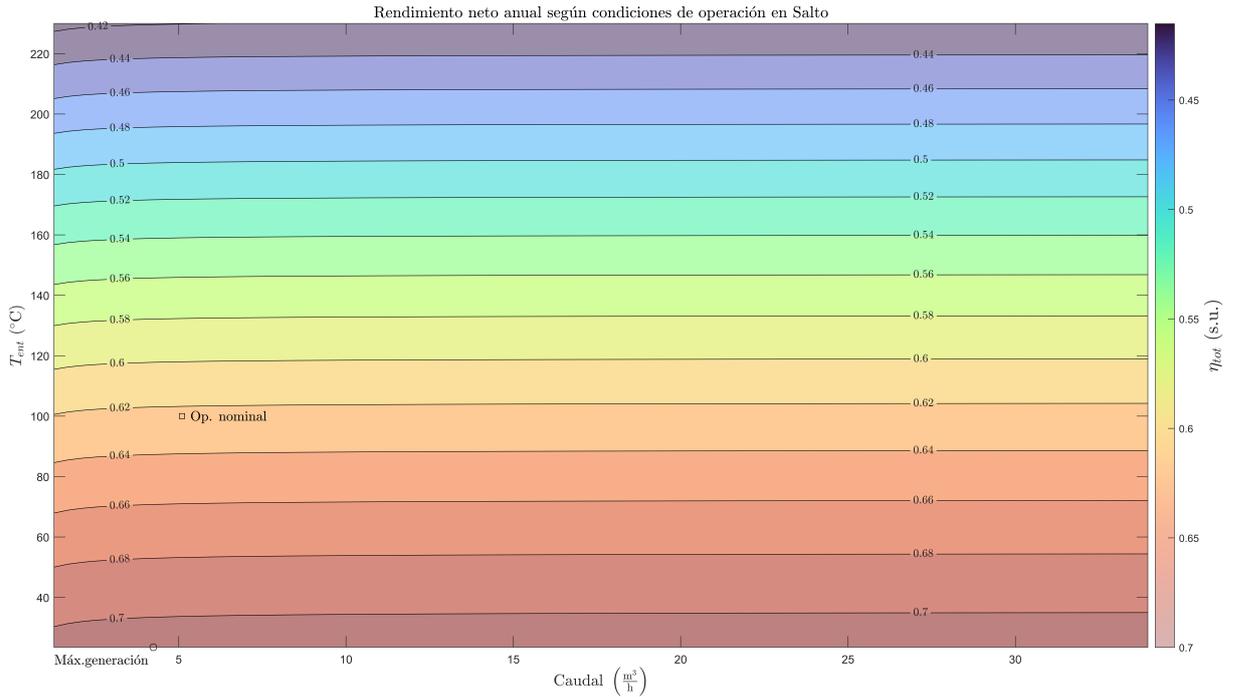
por lo que pueden esperarse variaciones en el caso de concatenar concentradores en serie.

## 6.2. Estudio de viabilidad

La viabilidad económica de la tecnología de concentración solar ha sido objeto de estudio en Uruguay en los últimos años, principalmente a través de iniciativas orientadas a evaluar su potencial en aplicaciones térmicas industriales. Entre los antecedentes más relevantes se encuentran los trabajos desarrollados por Galione et al. (2015), así como el estudio llevado a cabo por Ghazarian (2021), en el que se analizan aspectos de operación y costos asociados a este tipo de colectores.

Esta sección presenta una evaluación económica del proyecto, que incluye una estimación detallada de los costos asociados a la fabricación e instalación (junto a beneficios fiscales para los que el proyecto es elegible), así como los costos operativos y de mantenimiento esperados a lo largo de su vida útil. Con base en estos valores, se determinan parámetros que permiten calcular el costo nivelado del calor, indicador utilizado para comparar tecnologías alternativas.

Por otra parte, se aborda el impacto ambiental mediante la estimación de las emisiones de dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) por el uso del concentrador solar, en comparación con las emisiones asociadas a otras tecnologías.



**Figura 6.4:** Curva de rendimiento total en función del rango de operación en Salto ( $G_{\perp}$ , año =  $1\ 370 \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2}$ ).

### 6.2.1. Costos

Con el objetivo de estimar la inversión inicial requerida, se elabora una planilla de costos asociada a la fabricación e instalación del PTC diseñado. Dicha estimación contempla la totalidad de los materiales necesarios, así como la mano de obra asociada al ensamblaje y los consumibles requeridos para la construcción. El cálculo se hace en base a ocho módulos de concentrador, equivalente a un área de apertura de  $29,6 \text{ m}^2$ . Dicha cantidad se selecciona con el propósito de amortizar costos fijos no directamente dependientes del área bruta, con el fin de obtener un valor representativo para instalaciones de pequeña escala.

En la Tabla 6.1 se presentan los costos de fabricación e instalación por metro cuadrado de área bruta. Los costos se agrupan en cuatro categorías: tubo colector, estructura, sistema de seguimiento y costo de instalación. El desglose del costo de cada categoría puede encontrarse en la planilla de costos en el Apéndice D.

El costo total por área de apertura es de  $478 \frac{\text{USD}}{\text{m}^2}$ , sin incluir el Impuesto al Valor Agregado (IVA). A los costos estimados se adiciona un margen adicional del 10 % destinado a contingencias.

Para la estimación de los costos de operación y mantenimiento, se opta por evaluarlos por separado. Por un lado, los costos de operación corresponden al consumo eléctrico requerido por el sistema de seguimiento solar y los componentes auxiliares del concentrador.

<b>Categoría</b>	<b>Costo (<math>\frac{\text{USD}}{\text{m}^2}</math>)</b>
Tubo colector	109
Estructura	163
Sistema de seguimiento	81
Instalación	81
Contingencias (10 %)	43
<b>Total</b>	<b>478</b>

**Tabla 6.1:** Costos de fabricación e instalación por metro cuadrado de área bruta de apertura en base a ocho módulos.

Se estimó un consumo total de  $232 \frac{\text{kWh}}{\text{año}}$ <sup>1</sup>, atribuido principalmente al consumo continuo del PLC junto con los accionamientos del motor del sistema de seguimiento y potencia utilizada por la bomba. Se adoptó una tarifa eléctrica de  $0,15 \frac{\text{USD}}{\text{kWh}}$ , por lo que estos consumos representan un costo anual de  $35 \frac{\text{USD}}{\text{año}}$ . Por otro lado, se considera un costo anual de mantenimiento de  $50 \frac{\text{USD}}{\text{año}}$  por módulo, destinado a cubrir tareas de limpieza de los reflectores, lubricación, ajustes mecánicos, sustitución de componentes menores y controles operativos periódicos. En conjunto, los costos de operación y mantenimiento ascienden a  $435 \frac{\text{USD}}{\text{año}}$  en base ocho módulos. Este valor obtenido es próximo a la estimación empleada por Galione et al. (2015) en la que el costo de operación y mantenimiento anual es 4% de la inversión inicial, que se traduce a  $565 \frac{\text{USD}}{\text{año}}$ .

En cuanto a la vida útil del sistema, en condiciones adecuadas, los concentradores cilindro-parabólicos pueden alcanzar un estimado de entre 10 y 25 años. Para este estudio, se adopta una vida útil de 20 años, en concordancia con lo reportado Ghazarian (2021). Además, en la Tabla 2.1 se detalla que los tubos colectores tienen una vida útil de 25 años. El valor empleado es una estimación basada en la revisión bibliográfica de la tecnología PTC. Para una estimación más precisa de este parámetro, se deben realizar ensayos de un prototipo.

### Exoneraciones fiscales e incentivos

En Uruguay, los proyectos industriales que incorporan tecnologías limpias, como el caso de PTCs, pueden acceder a beneficios fiscales en el marco del régimen de promoción de inversiones establecido por la Ley N° 16.906 y sus decretos reglamentarios N° 143/018 y N° 268/020. El reintegro emplea un sistema de puntuación que evalúa el proyecto en criterios de importancia estratégica. La valoración está a cargo de la Comisión de Aplicación de la Ley de Inversiones (COMAP), quien determina el monto de Impuesto a las Rentas de las Actividades Económicas (IRAE) deducible en base a la inversión inicial, así

<sup>1</sup>Considerando un campo solar de  $30 \text{ m}^2$ , representa menos del 1% de la energía generada anualmente

como a la duración del beneficio. Se estima que la exoneración a la que se puede acceder es de hasta 72,8 % de la inversión inicial, deducible en un plazo de hasta 11 años. El detalle de la puntuación estimada se encuentra en el Apéndice D.

Además de esta exoneración, iniciativas de este tipo pueden ser beneficiarias de otras exenciones. Entre ellas, se incluyen las deducciones de Impuesto Aduanero, Tasas de Movilización de Bultos, consulares y tributos aplicables a la importación, en el marco del Art. 20 del Decreto N° 451/011 (IMPO, 2011), para materiales no competitivos con la industria local. Adicionalmente, el Decreto N° 143/018 (IMPO, 2018) permite exonerar el Impuesto al Patrimonio de bienes inmuebles en un total de hasta 10 años. Todas estas exoneraciones son desconsideradas para el análisis ya que están estrechamente relacionadas al caso de aplicación.

Entre los incentivos estatales a la adopción de tecnologías orientadas a la eficiencia energética, se encuentran los CEE. Estos son un instrumento económico implementado por el MIEM que premia las medidas de eficiencia energética que logran una reducción verificable en el consumo de energía. Las convocatorias a los CEE se realizan de forma periódica, y están dirigidas a todos los usuarios finales de energía que hayan implementado proyectos de eficiencia energética. Por tanto, este instrumento representa una oportunidad concreta de retorno económico complementario (MIEM, 2023b). Estos incentivos no son considerados y se describen como líneas cuya adopción puede resultar en descuentos adicionales.

En resumen, la instalación de un PTC en un predio industrial podría acceder a una exoneración del IRAE de hasta 72,8 % de la inversión inicial. Este impuesto puede deducirse en un plazo de hasta 11 ejercicios fiscales. Además, el IVA de fabricación e instalación del concentrador no se computa en los costos, ya que es un impuesto que grava el consumo final.

### **6.2.2. LCOH y análisis de sensibilidad**

El Costo nivelado del calor (del inglés: *Levelized Cost of Heat*) (LCOH) es una métrica clave del sector energético. Para su obtención, se consideran los costos de fabricación, operación y mantenimiento de la instalación, así como la tasa de descuento para los inversores, en relación al calor útil total generado durante la duración del proyecto. Este indicador establece el precio mínimo de venta del calor para el que el proyecto resulta rentable, permitiendo comparar distintas tecnologías de generación térmica en un marco común. El costo nivelado del calor se calcula mediante la Ecuación 6.2,

$$\text{LCOH} = \frac{I_0 - S_0 + \sum_{t=1}^N \frac{O_t - S_t + F_t}{(1+r)^t}}{\sum_{t=1}^N \frac{Q_t}{(1+r)^t}}, \quad (6.2)$$

donde:

- $I_0$  es el costo de fabricación e instalación del PTC.
- $S_0$  son los subsidios e incentivos al inicio del proyecto.
- $S_t$  son los subsidios e incentivos al año  $t$ .
- $O_t$  representa los costos operativos y de mantenimiento en el año  $t$ .
- $Q_t$  es el calor generado en el año  $t$ .
- $r$  es la tasa de descuento utilizada para reflejar el valor temporal del dinero.
- $N$  es la vida útil del sistema de generación.
- $F_t$  es el valor del combustible en el año  $t$ , en caso que aplique.

La tasa de descuento  $r$ , es la tasa por la cual se ajustan los costos para obtener el valor actual del flujo de fondos futuro. En otras palabras, refleja la idea de que un dólar percibido hoy vale más que un dólar recibido en el futuro, debido a la capacidad de invertir ese dinero y generar retornos.

Para el cálculo del LCOH del PTC se realiza un análisis para un caso tipo:

- Condición de operación nominal del concentrador ( $\dot{V} = 5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ ,  $T_{ent} = 100^\circ\text{C}$ ).
- Emplazamiento en Salto.
- Repago de Ley N° 16.906 en un único ejercicio fiscal.
- Tasa de descuento  $r = 8\%$ .
- Costo en base a ocho módulos con un adicional estimado de  $60 \frac{\text{USD}}{\text{m}^2}$  asociado al costo del terreno *greenfield*.

Para el caso tipo, el costo nivelado obtenido es  $\text{LCOH} = 0,038 \frac{\text{USD}}{\text{kWh}}$ . Variando los supuestos del caso tipo, se busca evaluar la sensibilidad del LCOH a diversos factores. Entre ellos se incluye el tiempo de repago de IRAE, la ubicación geográfica del sistema, la vida útil del concentrador y la temperatura de entrada del fluido de trabajo. Estos elementos serán evaluados con el objetivo de identificar su impacto relativo en la viabilidad económica del sistema propuesto. El código utilizado en el análisis se encuentran disponibles aquí.

### Sensibilidad fiscal/financiera del LCOH

Se consideran tres escenarios diferenciados según el régimen de exoneración del IRAE. Las opciones analizadas son las siguientes:

- Escenario 1 – Amortización fiscal inmediata: la exoneración total del 72,8 % de  $I_0$  en IRAE se reintegra íntegramente en el primer ejercicio fiscal posterior a la inversión. Esta opción maximiza el beneficio impositivo, debido a que la rápida devolución disponibiliza fondos para ser reinvertidos al cabo de un año.
- Escenario 2 – Amortización fiscal distribuida: se considera la aplicación del beneficio fiscal en el plazo máximo permitido por la normativa vigente, distribuyendo la exoneración a lo largo de 11 ejercicios fiscales. Este escenario es esperable en empresas de baja facturación (el repago está limitado por las rentas generadas) o en aquellas que ya cuentan con deducciones de IRAE por otros conceptos.
- Escenario 3 – Sin exoneración de IRAE: se computa el LCOH sin considerar ningún beneficio fiscal asociado a la exoneración del IRAE. Este escenario simula la factibilidad del proyecto de derogarse la Ley N° 16.906.

Adicionalmente, en cada escenario se considera el impacto de la tasa de descuento con dos valores empleados. En primer lugar se tomó una tasa típica de  $r = 8\%$ , cercano a tasas de financiación pública que favorecen a proyectos de energía renovable, con inversiones iniciales elevadas y bajos costos operativos. En segundo lugar, se utilizó  $r = 12\%$  cercano a tasas de bancos privados de inversión, con las que se ven beneficiados proyectos de bajo costo inicial. La elección de una tasa de descuento es un factor controvertido para el cálculo del LCOH, porque se basa en estimaciones como el riesgo del proyecto y predicciones como la tasa de inflación o la de interés de la deuda asociada al costo del capital, en períodos característicos de más de diez años. Al estar la tasa de descuento sustentada en pronósticos económicos a largo plazo, es de esperar que las incertidumbres intrínsecas de este tipo de análisis resulten en diferencias entre lo calculado al inicio del proyecto y luego de que esté en marcha.

En la Tabla 6.2 se presenta el LCOH obtenido bajo distintas combinaciones de escenarios y tasas de descuentos, para la ciudad de Salto a una temperatura de entrada  $T_{ent} = 100^\circ\text{C}$ .

Tasa de descuento	Escenario 1	Escenario 2	Escenario 3
8 %	0,038	0,051	0,081
12 %	0,047	0,068	0,101

**Tabla 6.2:** Costo nivelado del calor en Salto (en  $\frac{\text{USD}}{\text{kWh}}$ ), bajo distintos escenarios fiscales y tasas de descuento.

Los resultados obtenidos evidencian una marcada influencia del régimen fiscal sobre el costo nivelado del calor. A misma tasa de descuento, la amortización fiscal inmediata genera el menor LCOH, lo que indica un fuerte impacto positivo en la rentabilidad del

sistema cuando los reembolsos se concentran en el corto plazo. A medida que se distribuye la exoneración en varios ejercicios fiscales, el valor del LCOH aumenta por la influencia de la tasa de descuento. De darse en simultáneo el escenario 3 y la tasa de descuento  $r = 12\%$ , el LCOH del proyecto supera los de las alternativas descritas en la Sección 6.2.3, por lo que en términos económicos no sería rentable sin subsidios y con alta tasa de descuento.

En conjunto, estos resultados destacan la importancia de los incentivos fiscales para mejorar la competitividad económica del sistema, y muestran la sensibilidad del análisis económico ante variaciones en el esquema de amortización y en las condiciones financieras del proyecto.

### Sensibilidad a la vida útil

Se pretende evaluar la sensibilidad del LCOH en función de la vida útil del sistema. Los proyectos de energía solar típicamente requieren de altas inversiones que se repagan gracias a su bajo costo de operación y mantenimiento (ver Apéndice D). Cuanto mayor sea la duración del proyecto, más calor se generará para repagar la inversión inicial, por lo que se espera que el LCOH dependa fuertemente de la vida útil. La Tabla 6.3 presenta los valores obtenidos para distintos escenarios de vida útil, considerando una tasa de descuento del 8% anual, un único ejercicio fiscal y radiación solar correspondiente a la ciudad de Salto.

Vida útil (años)	LCOH ( $\frac{\text{USD}}{\text{kWh}}$ )
20	0,038
15	0,041
10	0,048

**Tabla 6.3:** Sensibilidad del LCOH según la vida útil del sistema.

Los resultados presentados en la Tabla 6.3 permiten observar la correlación negativa entre la vida útil del sistema y el LCOH. A medida que disminuye la cantidad de años en operación, el costo nivelado de generación térmica se incrementa de forma notable. De esta manera, reduciendo la vida útil de 20 a 10 años, el LCOH aumenta  $0,01 \frac{\text{USD}}{\text{kWh}}$ , lo que representa un incremento del 26%. Para garantizar la competitividad económica del sistema, es fundamental poder asegurar una vida útil prolongada que permita maximizar la generación a lo largo de los años sin que esto redunde en altos costos de mantenimiento.

## Sensibilidad a la ubicación

Se evaluó la sensibilidad del costo nivelado del calor en función de la localidad de instalación. La estimación se realizó bajo condiciones de operación nominales, asumiendo una vida útil de 20 años, una tasa de descuento del  $r = 8\%$  anual y un único período fiscal para el repago del IRAE. La Tabla 6.4 presenta los resultados correspondientes a tres ubicaciones representativas del país.

Localidad	LCOH ( $\frac{\text{USD}}{\text{kWh}}$ )
Salto	0,038
Montevideo	0,042
Rocha	0,042

**Tabla 6.4:** Sensibilidad del LCOH según la localidad de instalación.

Los resultados se explican tanto por la variabilidad territorial del recurso solar disponible, como por el puntaje otorgado en el criterio “Descentralización” para el reintegro de IRAE. En particular, Salto destaca por tener la mayor radiación solar promedio anual del país, al mismo tiempo que aplica para la máxima puntuación de Descentralización (10 puntos). En el caso Rocha, a pesar de su bajo potencial de generación (ver Tabla 2.2), el incentivo por estar en el interior del país (8 puntos) hace que el LCOH en esta región sea equiparable al de la capital.

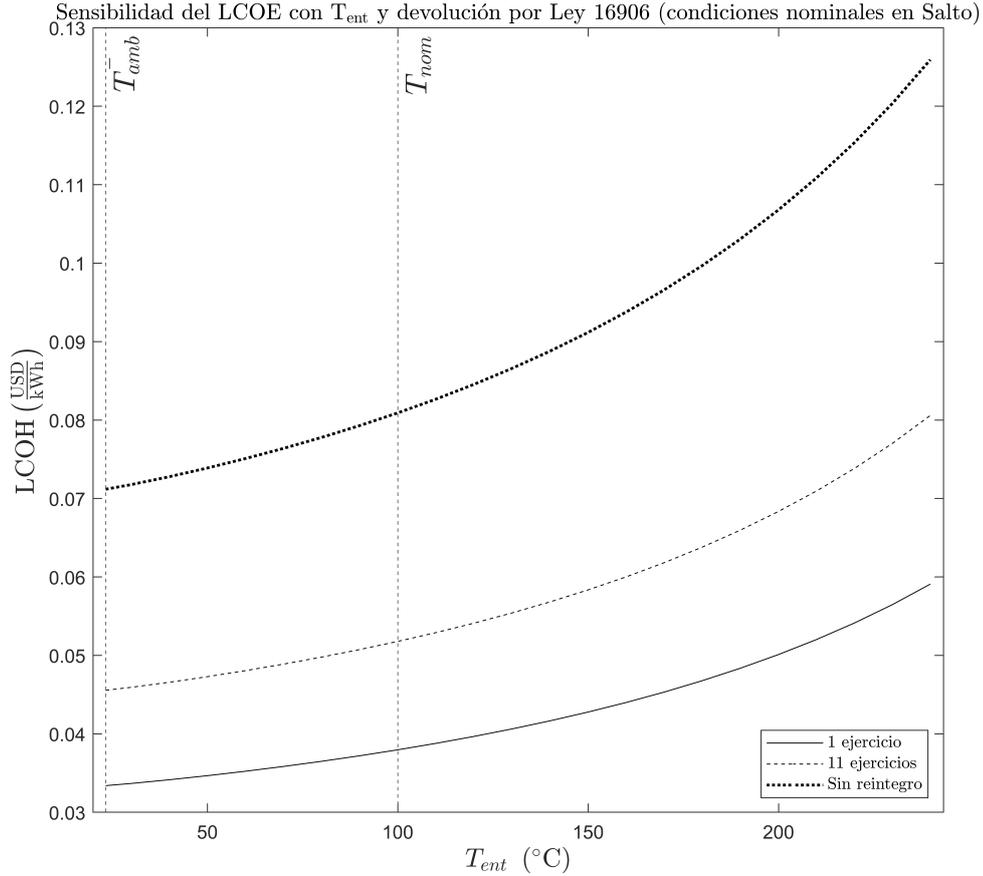
## Sensibilidad a la temperatura

La temperatura de trabajo del concentrador está directamente relacionada con el potencial de generación. La Figura 7.1 refleja la sensibilidad del LCOH con la temperatura de entrada del concentrador ( $T_{ent}$ ). Además, se incluyen los tres escenarios antes descritos, para los que se considera una tasa de descuento  $r = 8\%$  y emplazamiento en Salto.

Como se observa en la Figura 7.1, el valor del LCOH aumenta a medida que asciende la temperatura de entrada, debido al incremento de las pérdidas térmicas en el receptor, disminuyendo la generación de calor. Para el rango de temperaturas hasta  $T_{ent} = 200\text{ }^{\circ}\text{C}$  el LCOH varía hasta casi duplicarse, aunque sin superar la barrera de  $0,07\frac{\text{USD}}{\text{kWh}}$  para ningún caso en el que el reintegro por Ley N° 16.906 sea total.

## Comparación con estudios previos

Para evaluar la competitividad económica del sistema solar térmico diseñado, resulta imprescindible comparar su LCOH con valores obtenidos en estudios similares. Para ello, se toma como referencia el informe elaborado por Galione et al. (2015), donde se analiza el potencial de generación térmica de PTCs en Uruguay en instalaciones de diversas



**Figura 6.5:** Curvas de LCOH en función de  $T_{ent}$  en distintos escenarios fiscales planteados.

escalas. Dicho estudio considera escenarios específicos para las ciudades de Salto y Rocha, permitiendo una comparación directa con los sitios analizados anteriormente. Si bien los fluidos de trabajo no son los mismos, a iguales  $T_{ent}$  los valores de referencia ajustados a precio actual<sup>1</sup> y los obtenidos se presentan en la Tabla 6.5.

Al comparar los valores del LCOH obtenidos con los reportados por Galione et al. (2015) para la ciudad de Salto (a misma tasa de descuento, vida útil y precios actualizados), se observa que los resultados obtenidos son inferiores en dos de los tres escenarios

<sup>1</sup>Se ajusta a precio actual empleando el histórico de inflación del dólar estadounidense (U.S. Labor Department's Bureau of Labor Statistics, 2025).

Ubicación	Valores PTC diseñado ( $\frac{\text{USD}}{\text{kWh}}$ )			Valores ajustados actuales ( $\frac{\text{USD}}{\text{kWh}}$ )		
	Escenario 1	Escenario 2	Escenario 3	Escenario 1	Escenario 2	Escenario 3
Salto	0,042	0,056	0,089	0,042	0,061	0,101
Rocha	0,049	0,065	0,102	0,051	0,070	0,116

**Tabla 6.5:** Comparación de valores de LCOH en Salto y Rocha para una  $T_{ent} = 140$  °C: datos del PTC diseñado y valores ajustados al precio actual del dólar extraídos de Galione et al. (2015).

analizados (ver Tabla 6.5).

Si bien los resultados no coinciden exactamente con la fuente, se encuentran próximos, con una diferencia máxima de  $\sim 14\%$ . Los LCOH del PTC diseñado son consistentemente menores a los calculados por Galione et al. (2015). Este margen es prometedor ya que la solución diseñada es teóricamente más rentable que estimaciones previas. Sin embargo, puede también deberse a las diferencias en las fuentes de datos y en la metodología para la estimación de costos, especialmente en la inversión inicial y los costos de operación y mantenimiento, que en nuestro caso están ajustados específicamente para el concentrador diseñado, mientras que el estudio de referencia utiliza valores genéricos. En ambos trabajos se confirma el notorio impacto positivo que tienen las exoneraciones fiscales para mejorar la viabilidad económica de esta tecnología.

### 6.2.3. Comparación con fuentes alternativas

A fin de explorar la viabilidad de la tecnología PTC en el contexto local, se pretende evaluar el potencial de generación frente a alternativas de generación convencionales. Cabe señalar que este análisis se limita exclusivamente al aspecto económico, sin considerar las posibles restricciones técnicas, operativas o logísticas que podrían condicionar la viabilidad de alguna de las alternativas en contextos específicos.

Al igual que para el PTC, se estima el LCOH para distintas fuentes de calentamiento de agua industrial, como gas natural, electricidad, biomasa y *fuel oil*. A partir de los datos proporcionados por IRENA (2020) se extrajeron los parámetros resumidos en la Tabla 6.6.

Parámetro	Gas natural	Electricidad	Biomasa	Fuel Oil
Potencia instalada (kW)	20	5	20	20
Costos O&M ( $\frac{\text{USD}}{\text{kW año}}$ )	5,3	3,8	15	6,1
Vida útil (años)	15	15	20	15
Inversión inicial ( $\frac{\text{USD}}{\text{kW}}$ )	150	150	600	175
Factor de capacidad	0,30	0,30	0,30	0,50
Eficiencia de conversión	0,95	0,85	0,60	0,85

**Tabla 6.6:** Parámetros de referencia extraídos de IRENA (2020) para tecnologías de calentamiento de agua.

Adicionalmente, se realiza una estimación del costo del combustible requerido por cada tecnología para generar 1 kWh de calor, como se resume en la Tabla 6.7. Para este cálculo se toma el precio actual de mercado de cada fuente energética.

Energético	Precio (USD)	Poder Calorífico (MJ)	Base	Costo ( $\frac{\text{USD}}{\text{kWh}}$ )
Gas Natural	0,74 <sup>1</sup>	40	m <sup>3</sup>	0,070
Electricidad	0,15 <sup>2</sup>	-	kWh	0,15
Biomasa (leña)	0,19 <sup>3</sup>	11,3	kg	0,1
Fuel oil	0,73 <sup>4</sup>	43	L	0,077

**Tabla 6.7:** Comparación del costo de distintos combustibles.

Tecnología	LCOH ( $\frac{\text{USD}}{\text{kWh}}$ )
PTC@100°C	0,038
PTC@150°C	0,046
PTC@200°C	0,050
Gas natural	0,073
Electricidad	0,156
Biomasa (leña)	0,080
Fuel oil	0,071

**Tabla 6.8:** Resultados estimados de LCOH para  $T_{ent} = 100^\circ\text{C}$ ,  $T_{ent} = 150^\circ\text{C}$  y  $T_{ent} = 200^\circ\text{C}$ , para diferentes tecnologías de calentamiento de agua.

Como puede apreciarse en la Tabla 6.8, el costo nivelado del PTC instalado en Salto es menor a cualquier alternativa. En la composición del costo total de la instalación propuesta, destaca que los PTCs presentan costos fijos comparables a los de las alternativas, siempre y cuando sean tomadas en cuenta las exoneraciones fiscales, se aproveche la totalidad del calor generado (no exista desfase entre oferta y demanda) y no sea necesario un sistema de almacenamiento. Caso contrario, deben analizarse tanto la merma en el calor utilizado como el incremento en los costos que representa el almacenamiento.

Asimismo, sobresalen por su bajo costo variable frente a alternativas dependientes de energéticos. Los costos variables de un concentrador están asociados principalmente a la alimentación eléctrica del sistema de seguimiento y al bombeo del fluido. Es esperable que posibles errores en la estimación de los costos operativos, no impacten significativamente en el LCOH. Una descripción detallada de los costos se encuentra en el Apéndice D.

<sup>1</sup>Fuente: datos publicados por URSEA (2025).

<sup>2</sup>Fuente: Pliego tarifario UTE (2025).

<sup>3</sup>Fuente: valores informados por Leñera Capurro (2025).

<sup>4</sup>Fuente: precio vigente emitido por el Decreto N° 21/025 (IMPO, 2025).

## 6.2.4. Impacto ambiental

### Huella de carbono

Además del análisis económico, se realiza una estimación comparativa de la huella de carbono asociada a distintas tecnologías, considerando la generación de 8 módulos a lo largo de 20 años de operación, equivalente a un calor útil ( $Q = 460$  MWh). Las emisiones se expresan en toneladas equivalentes de CO<sub>2</sub> emitidas durante la operación del sistema, no considerando las emisiones asociadas a la fabricación de cada tecnología. Para las fuentes alternativas se utilizan los factores de emisión reportados en el Balance Energético Nacional 2020 (2021), mientras que para el sistema solar propuesto, la única fuente de emisiones considerada son aquellas asociadas a los consumos eléctricos. Se utiliza el factor de emisión promedio del Sistema Interconectado Nacional (SIN) (Ministerio de Industria, 2024) para estimar cuántas toneladas de CO<sub>2</sub> son emitidas para generar un *kWh* de electricidad. Cabe señalar que, tanto para el PTC propuesto como para las alternativas, esta metodología subestima las emisiones totales, al no contemplar las asociadas a la fabricación, el transporte ni la instalación de los distintos equipos. La Tabla 6.9 resume los resultados obtenidos para cada alternativa.

Tecnología	Factor de emisión ( $\frac{t \text{ CO}_2}{TJ}$ )	Emisiones (t CO <sub>2</sub> )
Sistema solar propuesto	15,6	0,26
Gas natural	56,1	93
Electricidad	15,6	26
Fuel oil	77,4	128

**Tabla 6.9:** CO<sub>2</sub> emitido para generar  $Q = 460$  MWh en diferentes alternativas. Para el sistema propuesto se considera el consumo eléctrico de 4,64 MWh.

Los resultados de la Tabla 6.9 evidencian que el sistema solar propuesto se posiciona como la solución con menores emisiones, con una emisión de 13 kg CO<sub>2</sub> emitidos a lo largo de un año.

En contraposición, las tecnologías basadas en combustibles fósiles presentan emisiones muy superiores a las del PTC. Este resultado evidencia el significativo aporte de las fuentes fósiles a las emisiones de gases de efecto invernadero, incluso sin considerar impactos indirectos. Para obtener la misma cantidad de calor útil, las emisiones del *fuel oil* y el gas natural son 49 230 % y 35 769 % superiores a las el PTC respectivamente.

# Capítulo 7

## Conclusiones y trabajos futuros

Este capítulo presenta los resultados fruto del diseño y evaluación termo-económica de un concentrador solar cilindro-parabólico para aplicaciones industriales. Adicionalmente, se proponen líneas de trabajo futuro orientadas a continuar el desarrollo y la mejora de la tecnología PTC en el contexto local.

### 7.1. Conclusiones

Se diseñó un modelo de concentrador solar cilindro parabólico para aplicaciones industriales con agua como fluido de trabajo.

Su geometría fue determinada para desempeñarse de manera aceptable en un amplio rango de puntos de operación (0 a 240°C) y fue optimizada con base en datos del AMTU. La metodología de optimización evaluó 1 952 configuraciones geométricas ante cuatro condiciones operativas. El resultado fue un diseño de una geometría optimizada específicamente para las condiciones climáticas locales.

El diseño del concentrador se centró en la fabricación nacional, priorizando materiales y procesos disponibles localmente. La estructura, validada mediante Análisis de Elementos Finitos (FEA), garantiza robustez y seguridad, mientras que su configuración modular y desmontable facilita el transporte, la instalación y la escalabilidad futura del sistema. Complementariamente, se diseñó un sistema de seguimiento solar en lazo cerrado que combina algoritmos astronómicos para el cálculo de la posición del sol con sensores encargados de proporcionar retroalimentación al sistema, garantizando así un posicionamiento preciso y confiable en distintos escenarios de operación.

Para el modelo propuesto, el PTC presenta un rendimiento pico de  $\eta_0 = 67\%$  y del entorno del 50% operando temperaturas mayores a 200°C.

A partir de un modelo computacional desarrollado, se estimó el potencial de generación del modelo propuesto y con ello, se calculó el Costo Nivelado del Calor (LCOH), resultando

en  $0,038 \frac{USD}{kWh}$  en condiciones de diseño. Este valor refleja la viabilidad de la tecnología en ciertos rangos de operación, posicionando al PTC como una alternativa a las fuentes de energía convencionales. Adicionalmente, se estudió la sensibilidad del LCOH a diversos factores, de donde se destaca que la viabilidad de la tecnología depende fuertemente de los incentivos fiscales actuales y en menor medida de la locación de instalación.



**Figura 7.1:** Representación del modelo propuesto.

## 7.2. Trabajos futuros

Este trabajo establece una base inicial para el modelado y optimización de un PTC, proponiendo una dirección para continuar el desarrollo de estudios vinculados a su diseño, análisis y aplicación. En este marco, se identifican a continuación algunas líneas de trabajo futuro relevantes.

En relación al diseño del concentrador, sería pertinente explorar modificaciones que optimicen tanto el rendimiento como la viabilidad constructiva del sistema. Entre ellas, se sugiere evaluar soluciones alternativas para ciertos componentes mecánicos, como la sustitución de la junta giratoria debido al rango limitado de movimiento angular del *slew drive*, así como la posible utilización de un cojinete de deslizamiento en reemplazo del rodamiento propuesto. También se plantea estudiar con más profundidad la utilización de materiales alternativos para los espejos, estimando su durabilidad y pensando estrategias para mejorar su reflectividad. Por otro lado, sería deseable implementar una metodología de optimización que contemple la variabilidad de la irradiancia directa normal en el plano del concentrador ( $G_{\perp}$ ), en lugar de basarse únicamente en un valor medio anual.

Desde el punto de vista operativo, resulta esencial avanzar hacia la construcción de un prototipo del PTC diseñado. La fabricación y ensayo experimental del sistema posibilitaría validar los resultados del modelo teórico y cuantificar las desviaciones reales del concentrador. Con ellas, sería posible realizar una optimización ajustada a la capacidad de manufactura nacional, en vez de asumirse los valores de la Tabla 4.1. Además, la construcción de un prototipo permitiría estudiar en detalle el desempeño del sistema de seguimiento solar, evaluando su precisión y capacidad de respuesta frente a diversas condiciones ambientales. Los ensayos también brindarían información valiosa sobre la durabilidad de los espejos, en particular en lo que respecta a la corrosión y al envejecimiento de los materiales. Estos datos permitirán realizar estimaciones más precisas de la vida útil del sistema.

En cuanto al aspecto económico, es indispensable investigar las necesidades de calor de la industria nacional con el fin de implementar esta tecnología a una aplicación térmica concreta. Esto permitiría optimizar el diseño a dicho caso y obtener valores más precisos del costo nivelado del calor (LCOH), mejorando la comparativa frente a las alternativas analizadas. Además, es de interés evaluar la variabilidad interanual del recurso solar, de modo que se puedan estimar rangos de incertidumbre en la producción energética año a año.

Finalmente, con respecto al impacto ambiental, se considera relevante incorporar en futuras etapas una estimación de las emisiones del ciclo de vida de los materiales y componentes empleados en el sistema.

”

# Bibliografía

- Abal, G., Alonso-Suárez, R., y Laguarda, A. (2020). *Radiación solar - Notas del Curso Fundamentos del Recurso Solar*. [http://les.edu.uy/FRS/notas/FRS\\_notas.v4-0\\_R2\\_2020.pdf](http://les.edu.uy/FRS/notas/FRS_notas.v4-0_R2_2020.pdf)
- ABB Automation. (2023). *AC500-eCo Programmable Logic Controller* [Catálogo técnico del modelo PM5032]. ABB Group. <https://library.abb.com/>
- ABB Group. (2025). *ABB Global Website* [Consultado el 22 de mayo de 2025]. <https://global.abb/group/en>
- Abengoa. (2013). *Solana Solar Plant*. [https://www.abengoa.com/export/sites/abengoa-corp/resources/pdf/noticias\\_y\\_publicaciones/20131211\\_factsheet\\_solana\\_es.pdf](https://www.abengoa.com/export/sites/abengoa-corp/resources/pdf/noticias_y_publicaciones/20131211_factsheet_solana_es.pdf)
- Adio, M., Giuseppe Mauro, G., y Nicolini, D. (2006). *Linee guida per la progettazione strutturale di un concentratore solare*. ENEA.
- Almeco. (2015). *Highly Reflecting Specular Surfaces - Vega Energy Reflectors* [Product catalogue, version S302-ENG-01/2015]. Bernburg, Germany. <https://www.almecogroup.com/en/solar>
- Alonso-Suárez, R., Bidegain, M., Abal, G., y Modernell, P. (2016). *Año Meteorológico Típico para Aplicaciones de Energía Solar (AMTUs): series horarias típicas para 5 sitios del Uruguay* (Memoria Técnica). Laboratorio de Energía Solar (LES), Universidad de la República (UdelaR).
- ANII. (2009). Desarrollo de tecnologías para la utilización de la Energía Solar Térmica - FSE\_2009\_10 [Proyecto Fondo Sectorial de Energía, ANII].
- ASTM. (2020). Standard Tables for Reference Solar Spectral Irradiances: Direct Normal and Hemispherical on 37° Tilted Surface. En *ASTM G173-03*. American Society for Testing; Materials.
- Balance Energético Nacional 2020. (2021). <https://ben.miem.gub.uy/descargas/1balance/1-1-Book-BEN2020.pdf>
- Barrero F, A. (2024). *Calores solares para procesos industriales* [Consultado el 2 de febrero de 2025]. <https://www.energias-renovables.com/termosolar/calores-solares-para-procesos-industriales-20240726>

- BloombergNEF. (2023). *Renewable Energy Investment Hits Record-Breaking \$358 Billion in 1H 2023* [Consultado el 2 de febrero de 2025]. BloombergNEF. <https://about.bnef.com/blog/renewable-energy-investment-hits-record-breaking-358-billion-in-1h-2023/>
- Bove Vanzulli, I., Abal, G., Lesino, G., Mimbacas, A., y Teixeira, I. (2013). Eficiencia de sistemas de conversión solar-térmica (Proyecto FSE\_1.2013.1.10649) [Proyecto Fondo Sectorial de Energía, ANII].
- Duffie, J. A., y Beckman, W. A. (2013). *Concentrating Collectors*. John Wiley Sons, Ltd. <https://doi.org/https://doi.org/10.1002/9781118671603.ch7>
- DYF Rulemanes. (2017). *FYH - Soportes de Rodamientos* [Consultado el 22 de mayo de 2025]. <http://www.dyfrulemanes.com/wp-content/uploads/2017/10/FYH-soportes-de-rodamientos.pdf>
- Evans, L. R., y Matthews, C. W. (1996). Test Results, Industrial Solar Technology. *Sandia National Laboratories*.
- Fernández-García, Á., Rábago, J. P., Yebra, D., Alvarez, H. R., y Heller, P. (2020). Advanced mirror concepts for concentrating solar thermal systems. *Energy*, 195, 117021. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100516-3.00002-2>
- FullControl. (2025). *FullControl - Catálogos* [Consultado el 15 de mayo de 2025]. <https://fullcontrol.com.uy/catalogo/>
- Galione, P., León, D. D., Ghazarian, A., y Curto, P. (2015). Informe final sobre sistemas de concentración solar de potencia para aplicaciones térmicas. [http://les.edu.uy/report/InformeCSP\\_finalCalor.pdf](http://les.edu.uy/report/InformeCSP_finalCalor.pdf)
- Gharat, P. V., Bhalekar, S. S., Dalvi, V. H., Panse, S. V., Deshmukh, S. P., y Joshi, J. B. (2021). Chronological development of innovations in reflector systems of parabolic trough solar collector (PTC) - A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 145, 111002. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.rser.2021.111002>
- Ghazarian, A. (2021). *Evaluation of Concentrating Solar Power technologies for their application in Uruguay* [Tesis de maestría]. Universidad de la República (Uruguay), Facultad de Ingeniería.
- Giannuzzi, G., Majorana, C., Adio, M., Salomoni, V., y Nicolini, D. (2007). Structural Design Criteria for Steel Components of Parabolic-Trough Solar Concentrators. *Journal of Solar Energy Engineering*, 129. <https://doi.org/10.1115/1.2769699>
- Global Solare. (2017). *Historia de la energía solar* [Consultado el 2 de febrero de 2025]. <https://globalsolare.com/blog/historia-energia-solar/>
- Guen, B. (1986). Derivation of Universal Error Parameters for Comprehensive Optical Analysis of Parabolic Troughs. *MATEC Web of Conferences*, 77, 06006. <https://doi.org/https://doi.org/10.1115/1.3268106>

- HelioTrough. (2018). <https://www.heliotrough.com/english/history/history.html> (Consultado el 8 de diciembre de 2024).
- IEA. (2021). *Energy Efficiency 2021* [Consultado el 2 de febrero de 2025]. <https://www.iea.org/reports/energy-efficiency-2021>
- IMPO. (2009). *Ley N° 18.585*. <https://www.impo.com.uy/bases/leyes/18585-2009> (Consultado el 19 de enero de 2025).
- IMPO. (2011). Decreto N° 451/011 - Reglamentación de los beneficios fiscales de la Ley N° 18.597. <https://www.impo.com.uy/bases/decretos/451-2011>
- IMPO. (2018). Decreto N° 143/018 - Reglamentación de los artículos 15 a 17-ter de la Ley N° 16.906. Consultado el 26 de mayo de 2025, desde <https://www.impo.com.uy/bases/decretos/143-2018>
- IMPO. (2020). Decreto N° 268/020 - Reglamentación de los artículos 11 a 19 de la Ley N° 16.906. Consultado el 26 de mayo de 2025, desde <https://www.impo.com.uy/bases/decretos/268-2020>
- IMPO. (2025). Decreto N° 21/025 - Reglamentación del artículo 284 de la Ley N° 19.924. <https://www.impo.com.uy/bases/decretos/21-2025/2>
- Incropera, F. (2006). *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley Sons.
- INUMET. (2023). Observaciones meteorológicas - Dirección e intensidad del viento en el Uruguay [Consultado el 12 de diciembre de 2024]. <https://catalogodatos.gub.uy/dataset/inumet-observaciones-meteorologicas-direccion-e-intensidad-del-viento-en-el-uruguay>
- IRENA. (2020). REmap 2030 - Technology Cost Data [Disponible en: [https://www.irena.org/-/media/Irena/Files/REmap/IRENA\\_REmap\\_2030\\_technology\\_cost.xlsx](https://www.irena.org/-/media/Irena/Files/REmap/IRENA_REmap_2030_technology_cost.xlsx)].
- JinHua JingWei Transmission Machinery Co., Ltd. (2023). *Slewing Drive Catalogue for Solar*. JinHua JingWei Transmission Machinery Co., Ltd. <https://www.jwjw.cn/>
- Juvinall, R., y Marshek, K. (2006). *Fundamentals of Machine Component Design*. Wiley.
- Kalogirou, S. A. (1996). Design and construction of a one-axis sun-tracking system. *Solar Energy*, 57(6), 465-469. [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(96\)00135-1](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0038-092X(96)00135-1)
- Kalogirou, S. A. (2012). A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver [6th Dubrovnik Conference on Sustainable Development of Energy Water and Environmental Systems, SDEWES 2011]. *Energy*, 48(1), 298-306. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.06.023>
- Kasaeian, A., Daviran, S., y Daneshazarian, R. (2016). Optical and Thermal Investigation of Selective Coatings for Solar Absorber Tube. *International Journal of Renewable Energy Research*, 6, 15-20.

- Kennedy, C., Terwilliger, K., y Milbourne, M. (2005). Development and Testing of Solar Reflectors. *Proceedings of the 2004 DOE Solar Energy Technologies Program Review Meeting*. <https://www.nrel.gov/docs/fy05osti/36582.pdf>
- Kolb, G. J. (2000). Assessment of Parabolic Trough and Power Tower Solar Technology Cost and Performance Forecasts. *National Renewable Energy Laboratory (NREL), NREL/SL-2000-23671*. <https://www.nrel.gov/docs/fy00osti/23671.pdf>
- Ktistis, P. K., Agathokleous, R. A., y Kalogirou, S. A. (2021). Experimental performance of a parabolic trough collector system for an industrial process heat application. *Energy*, 215. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119288>
- Leñera Capurro. (2025). Leñera Capurro – Venta de Leña a Domicilio en Montevideo. <https://www.xn--leeracapurro-bhb.com.uy/>
- Mann Tek. (2020). *Hoja de datos técnicos - Rotulas giratorias*. Ver. 01.01. Barcelona, España. <https://www.marlia-ing.com/>
- Mapa solar del Uruguay*. (2017). <http://les.edu.uy/online/msuv2/> (Consultado el 4 de diciembre de 2024).
- McKay, D. I. A., Staal, A., Abrams, J. F., Winkelmann, R., Sakschewski, B., Loriani, S., Fetzer, I., Cornell, S. E., Rockström, J., y Lenton, T. M. (2022). Exceeding 1.5°C global warming could trigger multiple climate tipping points. *Science*, 377(6611), eabn7950. <https://doi.org/10.1126/science.abn7950>
- MIEM. (2023a). *Balance energético nacional*. <https://ben.miem.gub.uy/balance.php> (Consultado el 4 de diciembre de 2024).
- MIEM. (2023b). *Certificados de Eficiencia Energética*. <https://www.eficienciaenergetica.gub.uy/certificados-de-eficienciaenergetica-cee-> (Consultado el 4 de diciembre de 2024).
- MIEM. (2023c). *Uruguay logra más de 90 % de energías renovables en la matriz eléctrica en un contexto de más de tres años de sequía* [Consultado el 2 de febrero de 2025]. <https://www.gub.uy/ministerio-industria-energia-mineria/comunicacion/noticias/uruguay-logra-90-energias-renovables-matriz-electrica-contexto-tres-anos>
- Ministerio de Industria, E. y M. (2024). BEN - Factor de emisión de CO del SIN. <https://catalogodatos.gub.uy/dataset/miem-ben-factor-de-emision-de-co2-del-sin>
- Monetta, A. (2022). Red de medida continua de irradiancia solar (RMCIS). [http://les.edu.uy/jles2/charlas/CHARLAS\\_SERVICIOS\\_LES/02\\_AndresMonetta\\_LES\\_Uruguay.pdf](http://les.edu.uy/jles2/charlas/CHARLAS_SERVICIOS_LES/02_AndresMonetta_LES_Uruguay.pdf)
- Muñoz, M. (2016). *Recubrimientos multicapas de tipo orgánico/metal/cerámica para espejos solares de base polimérica flexible* [Tesis doctoral, École Centrale de Lyon].
- Naciones Unidas. (2015). Acuerdo de París. [https://unfccc.int/sites/default/files/spanish\\_paris\\_agreement.pdf](https://unfccc.int/sites/default/files/spanish_paris_agreement.pdf)
- NEP Solar. (2006). PolyTrough 1200B – Technical Specifications, version 1.0.

- Pliego tarifario UTE. (2025). Pliego Tarifario. <https://www.ute.com.uy/sites/default/files/docs/Pliego%20Tarifario%20Enero%202025.pdf>
- Pourasl, H. H., Barenji, R. V., y Khojastehnezhad, V. M. (2023). Solar energy status in the world: A comprehensive review. *Energy Reports*, 10, 3474-3493. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.egy.2023.10.022>
- Prinsloo, G. J. (2014). *Automatic positioner and control system for a motorized parabolic solar reflector* [Tesis de maestría]. Stellenbosch University. <https://doi.org/10.13140/RG.2.1.1130.3522>
- Prinsloo, G., y Dobson, R. (2015). *Solar Tracking: High precision solar position algorithms, programs, software and source-code for computing the solar vector, solar coordinates sun angles in Microprocessor, PLC, Arduino, PIC and PC-based sun tracking devices or dynamic sun following hardware*. SolarBooks. <https://doi.org/10.13140/RG.2.1.4265.6329/1>
- Protermosolar. (2025). *Asociación Española para la Promoción de la Industria Termosolar* [Consultado el 2 de febrero de 2025]. <https://www.protermosolar.com/>
- Rajeswaran, B. (2016). *Solar panel tracking control: Tracking the variations caused due to reflection from snow and other factors* [Tesis de maestría]. UiT The Arctic University of Norway. <https://munin.uit.no/bitstream/handle/10037/9984/thesis.pdf>
- Rani, P., Singh, O., y Pandey, S. (2018). An Analysis on Arduino based Single Axis Solar Tracker. <https://doi.org/10.1109/UPCON.2018.8596874>
- Reda, I., y Andreas, A. (2004). Solar position algorithm for solar radiation applications. *Solar Energy*, 76(5), 577-589. <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.solener.2003.12.003>
- Research, C. P. (2021). *SolarAnywhere Support Center*. <https://www.solaranywhere.com/support/data-fields/definitions/>
- Schweiger, H., Mendes, J., Carvalho, M. J., Hennecke, K., y Krüger, D. (2000). POSHIP - The potential of solar heat for industrial processes. *Advances in Solar Energy*, 17, 216-260.
- Sevilla, U. (2023). Diseño de un colector cilindro parabólico para la producción de energía térmica. <https://biblus.us.es/bibing/proyectos/abreproy/70237/fichero/4.%2BCAPITULO%2B2.%2BINTRODUCCI%C3%93N.pdf>
- Shipman, L. H. (1928). Solar heating apparatus [US Patent 1,683,266].
- Sika Uruguay. (2021). *Hoja Técnica - Sikadur-31 Hi-Mod Gel*. Ver. 01.01. Montevideo, Uruguay. <https://www.sika.com.uy>
- Solar resource maps of Spain*. (2021). <https://solargis.com/resources/free-maps-and-gis-data?locality=spain> (Consultado el 4 de diciembre de 2024).

- Solkote Selective Solar. (2025). SOLEC-Solar Energy Corp. Consultado el 21 de mayo de 2025, desde <https://solec.org/solkote/solkote-technical-specifications/>
- Suryanto, A., Hudallah, N., Andrasto, T., Adhiningtyas, C. F., y Khusniasari, S. A. (2021). Dual-axis solar tracking system based on Raspberry Pi imaging. *700*. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/700/1/012016>
- Tagle-Salazar, P. D., Nigam, K. D., y Rivera-Solorio, C. I. (2020). *Green Processing and Synthesis*, 9(1), 595-649. <https://doi.org/doi:10.1515/gps-2020-0059>
- The Engineering Toolbox. (2003). *Surface Roughness Coefficients* [Accedido el 28 de junio de 2025]. [https://www.engineeringtoolbox.com/surface-roughness-ventilation-ducts-d\\_209.html](https://www.engineeringtoolbox.com/surface-roughness-ventilation-ducts-d_209.html)
- Touloukian, Y. S., y Dewitt, D. P. (1972). *Thermophysical Properties of Matter - The TPRC Data Series. Volume 8. Thermal Radiative Properties - Nonmetallic Solids*. <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:135208742>
- Treadwell, G. W. Design considerations for parabolic-cylindrical solar collectors. En: Sandia Labs., Albuquerque, N.Mex. (USA). 1976. <https://www.osti.gov/biblio/7267963>
- UNEP. (2023). Emissions Gap Report 2023: Broken Record – Temperatures hit new highs, yet world fails to cut emissions. <https://wedocs.unep.org/20.500.11822/43922>
- UNFCCC. (1997). *¿Qué es el Protocolo de Kyoto?* [https://unfccc.int/es/kyoto\\_protocol](https://unfccc.int/es/kyoto_protocol) (Consultado el 19 de enero de 2025).
- URSEA. (2025). *Informe de ajuste de cuadro tarifario para la Distribuidora de Gas de Montevideo - Mayo 2025* (inf. téc.). <https://www.gub.uy/unidad-reguladora-servicios-energia-agua/sites/unidad-reguladora-servicios-energia-agua/files/documentos/publicaciones/17453295462412.0.pdf>
- U.S. Labor Department's Bureau of Labor Statistics. (2025). Consumer Price Index.
- Venegas Reyes, E. (2013). *Diseño, construcción y evaluación de un arreglo de concentradores de canal parabólico para calor de proceso* [Tesis de maestría]. Universidad Nacional Autónoma de México, México.
- Vishay. (2025). *Fotodiodo de silicio Vishay, sensibilidad máx. 565nm, encapsulado TO-5 de 2 pines*. <https://es.rs-online.com/web/p/fotodiodos/7082813> (Consultado el 19 de enero de 2025).
- Wadle, D. W., y Stephens, S. D. (2015). Solar Tracking Bearing and Solar [Issued March 10, 2015. Assigned to SunPower Corporation].
- Wang, J., Zhang, J., Cui, Y., y Bi, X. (2016). Design and Implementation of PLC-Based Automatic Sun tracking System for Parabolic Trough Solar Concentrator. *MATEC Web of Conferences*, 77. <https://doi.org/10.1051/mateconf/20167706006>

# APÉNDICES

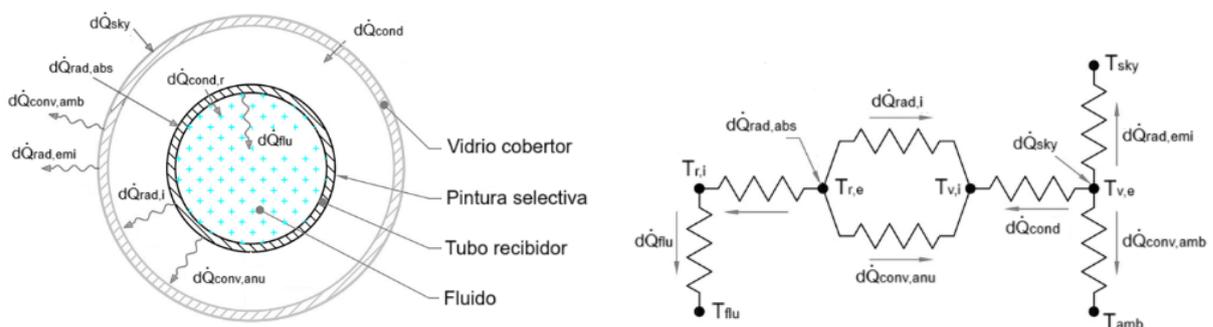
# Apéndice A

## Modelo computacional

En esta sección se presenta el desarrollo teórico del modelo térmico que sirvió de base para la construcción de la herramienta computacional del PTC, cual fue introducido en el Capítulo 3 .

### A.1. Balances energéticos

En la Figura A.1b se representa un modelo de resistencias térmicas en estado estacionario, indicando las temperaturas de los elementos junto a los flujos de calor involucrados.



(a) Esquema tubo colector donde se indican los calores intercambiados

(b) Modelo de resistencias

**Figura A.1:** Esquema del tubo colector y modelo de resistencias. Adaptado de Tagle-Salazar et al. (2020).

Este modelo considera los modos de transferencia de calor:

- Conducción: radial a través del tubo receptor y de la pared del vidrio cobertor.
- Convección: natural restringida en la región anular y forzada entre el receptor y el fluido al igual que entre el ambiente y la cubierta de vidrio.
- Radiación: entre el tubo receptor y el vidrio cobertor y de este hacia el cielo.

Con fin de estudiar el cambio de temperatura del fluido de trabajo en una porción de largo  $dx$  del tubo colector, se pretende expresar el calor neto intercambiado entre dos nodos contiguos en el esquema de resistencias, sin importar el mecanismo de transferencia, como el producto de un coeficiente  $h_x$ , la diferencia de temperaturas de los elementos y el área de un elemento de largo  $dx$ , Ecuación A.1,

$$d\dot{Q}_{ij} = h_x (T_i - T_j) dA_x. \quad (\text{A.1})$$

Esto se realiza con el fin de linealizar el problema de intercambio de calor del tubo colector con el ambiente y el fluido. En el caso de la convección, las ecuaciones típicas ya poseen la forma de la Ecuación A.1. En la conducción, se hace el cambio de variable  $h_{cond} = \frac{2k}{\ln\left(\frac{\varnothing_2}{\varnothing_1}\right)\varnothing_1}$ . En el caso de las transferencias radiativas, se tiene que el coeficiente  $h_x$  es proporcional a una función de las temperaturas de los cuerpos ( $h_{rad} \propto (T_i + T_j)(T_i^2 + T_j^2)$ ). Esta elección tiene como objetivo agilizar la resolución computacional ya que el calor por radiación, el cual depende de la cuarta potencia de la temperatura, se calcula como una constante por la diferencia de temperatura entre superficies.

Se consideran las siguientes hipótesis para simplificar el modelo:

- El PTC opera en régimen estacionario y no realiza trabajo.
- Se desprecia la conducción longitudinal en el recibidor<sup>1</sup>. En términos de la potencia que se pretende absorber, la componente longitudinal de la conducción es insignificante, por lo que se asumirán adiabáticos los extremos del diferencial recibidor y vidrio cobertor.
- Se desprecia la absorción del vidrio cobertor frente a la radiación solar, dando por asumido que el material tiene bajo contenido en hierro. Touloukian y Dewitt (1972) brindan curvas de transmitancia y reflectancia típicas para estos vidrios. En el rango de longitudes de onda entre  $0,4 \mu m$  y  $2 \mu m$ , la absorción calculada como  $\alpha = 1 - \tau - \rho$  no supera 0,03.
- Se cumplen las hipótesis que permiten modelar el intercambio radiativo entre la cara externa del recibidor y la interna del vidrio de cobertura. Esto es: las superficies son grises-difusas en el espectro infrarrojo (Incropera, 2006).

A continuación se realizan los balances de energía a las superficies exteriores e interiores del vidrio cobertor y tubo recibidor, como también al fluido circulante para la porción de

---

<sup>1</sup>Considerando el caso de un tubo cilíndrico de acero inoxidable, de diámetro  $\varnothing = 60,3$  mm, espesor de pared  $e = 2,77$  mm y largo  $l = 2$  m, sometido a una diferencia de temperatura entre extremos de  $\Delta T = 100^\circ C$ , el flujo de calor es menor a 0,5 W.

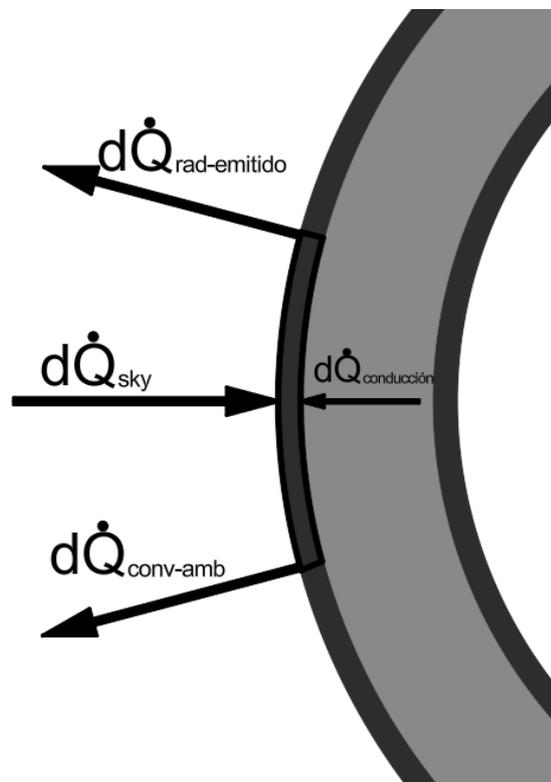
largo  $dx$  de tubo colector. Se describe cómo se aprovecha la radiación incidente en el lado exterior del tubo recibidor para calentar el fluido. Asimismo, se detallan las pérdidas de calor al ambiente a través de la región anular y el vidrio cobertor para ser disipadas tanto al aire como al cielo. Se evalúan las superficies desde el exterior hacia el interior, llegando por último al calor transferido al fluido.

### A.1.1. Balances superficial vidrio exterior

Se realiza el balance de energía a la superficie exterior del vidrio cobertor, la Ecuación A.2 presenta su balance de energía. En la Figura A.2 se esquematiza el balance con los calores involucrados.

$$\overbrace{d\dot{Q}_{sky} + d\dot{Q}_{cond}}^{\text{Calor entrante}} = \overbrace{d\dot{Q}_{rad,emi} + d\dot{Q}_{conv,amb}}^{\text{Calor saliente}}, \quad (\text{A.2})$$

siendo  $d\dot{Q}_{sky}$  el calor radiativo que incide desde el cielo,  $d\dot{Q}_{cond}$  el calor por conducción que proviene de la superficie interior del vidrio cobertor,  $d\dot{Q}_{rad,emi}$  el calor emitido por radiación al exterior y  $d\dot{Q}_{conv,amb}$  el calor disipado por convección al ambiente.



**Figura A.2:** Esquema de flujos de calor en superficie exterior del vidrio cobertor.

Si se agrupan los calores de naturaleza radiativa, cada uno de los términos de la

Ecuación A.2 puede escribirse según la Ecuación A.1,

$$d\dot{Q}_{cond,vidrio} = h_{cond,v,e}(T_{v,i} - T_{v,e})dA_{v,e} \quad (A.3)$$

$$d\dot{Q}_{conv,amb} = h_{amb} (T_{v,e} - T_{amb}) dA_{v,e} \quad (A.4)$$

$$(d\dot{Q}_{rad,emi} - d\dot{Q}_{sky}) = h_{sky} (T_{v,e} - T_{sky}) dA_{v,e} , \quad (A.5)$$

siendo  $T_{v,e}$  y  $T_{v,i}$  las temperaturas en las superficies exterior e interior del vidrio respectivamente,  $T_{sky}$  la temperatura radiativa del cielo y  $T_{amb}$  la temperatura ambiente. Además, se asocian los coeficientes  $h_x$  a los respectivos calores, siendo  $h_{cond,v,e}$  aquel correspondiente al calor de conducción en dirección radial dentro del vidrio ( $d\dot{Q}_{cond,vidrio}$ ), calculado en base a la superficie exterior del mismo ( $dA_{v,e}$ ). El término  $h_{amb}$  representa el intercambio convectivo del tubo de vidrio con respecto al ambiente y  $h_{sky}$  contempla el intercambio radiativo entre el tubo de vidrio y el cielo.

Desarrollando las Ecuaciones A.3, A.4, A.5 dentro de la Ecuación A.2 se obtiene la Ecuación A.6,

$$h_{cond,v,e} (T_{v,i} - T_{v,e}) dA_{v,e} = h_{sky} (T_{v,e} - T_{sky}) dA_{v,e} + h_{amb} (T_{v,e} - T_{amb}) dA_{v,e}, \quad (A.6)$$

y organizando los términos incógnitas a la izquierda:

$$-(h_{cond,v,e} + h_{sky} + h_{amb}) T_{v,e} + (h_{cond,v,e}) T_{v,i} = -(h_{sky} T_{sky} + h_{amb} T_{amb}). \quad (A.7)$$

A continuación se presenta el cálculo de los coeficientes  $h_x$  de la Ecuación A.7.

### Coefficiente de conducción del vidrio cobertor ( $h_{cond,v,e}$ )

El calor por conducción que se transmite a través del vidrio cobertor en dirección radial se calcula a partir de la Ley de Fourier como<sup>1</sup>:

$$d\dot{Q}_{cond,vidrio} = \frac{2\pi k_v}{\ln\left(\frac{\varnothing_{v,e}}{\varnothing_{v,i}}\right)} (T_{v,i} - T_{v,e}) dx,$$

siendo  $k_v$  la conductividad térmica del vidrio de cobertura,  $\varnothing_{v,e}$  el diámetro exterior del tubo de vidrio y  $\varnothing_{v,i}$  el interior.

Igualando calores a partir de la Ecuación A.3,

$$h_{cond,v,e} (T_{v,i} - T_{v,e}) dA_{v,e} = \frac{2\pi k_v}{\ln\left(\frac{\varnothing_{v,e}}{\varnothing_{v,i}}\right)} (T_{v,i} - T_{v,e}) dx ,$$

---

<sup>1</sup>En el análisis se considera que la superficie a mayor temperatura es la interior

de calcular  $dA_{v,e} = \pi \varnothing_{v,e} dx$  se obtiene el coeficiente  $h_{cond,v,e}$  a partir de la Ecuación A.8.

$$h_{cond,v,e} = \frac{2k_v}{\ln\left(\frac{\varnothing_{v,e}}{\varnothing_{v,i}}\right)\varnothing_{v,e}} \quad (\text{A.8})$$

### **Coeficiente convectivo entre vidrio cobertor y ambiente ( $h_{amb}$ )**

Para el cálculo del coeficiente de convección entre el vidrio cobertor y el ambiente ( $h_{amb}$ ), se considera la convección forzada en un cilindro largo horizontal en un ambiente exterior. Las ecuaciones utilizadas se extraen de Duffie y Beckman (2013).

Se calcula el número de Reynolds ( $Re$ ) para evaluar a que régimen corresponde el caso que se considera.

$$Re = \frac{v_{viento}\varnothing_{v,e}}{\nu_{aire}},$$

siendo  $v_{viento}$  la velocidad del viento exterior y  $\nu_{aire}$  la viscosidad cinemática del aire ambiente. Se identifican los siguientes casos para el cálculo del número de Nusselt ( $Nu$ ) a partir del  $Re$ :

Si  $0.1 < Re < 1000$

$$Nu = 0.40 + 0.54Re^{0.52}$$

Si  $1000 < Re < 50000$

$$Nu = 0.30Re^{0.6}.$$

Se calcula el coeficiente convectivo  $h_{amb}$  a través de la Ecuación A.9,

$$h_{amb} = \frac{Nu \cdot k_{aire}}{\varnothing_{v,e}}, \quad (\text{A.9})$$

siendo  $k_{aire}$  la conductividad térmica del aire.

### **Coeficiente radiativo ( $h_{sky}$ )**

El coeficiente de intercambio radiativo con el exterior ( $h_{sky}$ ) se calcula agrupando los calores de naturaleza radiativa de la Ecuación A.2 y aplicando la Ecuación A.10,

$$(d\dot{Q}_{rad,emi} - d\dot{Q}_{sky}) = \sigma \epsilon_v (T_{v,e}^4 - T_{sky}^4) dA_{v,e}, \quad (\text{A.10})$$

siendo  $\sigma$  la constante de Stefan-Boltzmann y  $\epsilon_v$  la emisividad de onda larga del vidrio cobertor.

$$h_{sky} (T_{v,e} - T_{sky}) dA_{v,e} = \sigma \epsilon_v (T_{v,e}^4 - T_{sky}^4) dA_{v,e},$$

desarrollando el término de la diferencia de temperaturas a la cuarta potencia se tiene:

$$h_{sky} (T_{v,e} - T_{sky}) dA_{v,e} = \sigma \epsilon_v (T_{v,e}^2 + T_{sky}^2) (T_{v,e} + T_{sky}) (T_{v,e} - T_{sky}) dA_{v,e}$$

se calcula el coeficiente  $h_{sky}$  según :

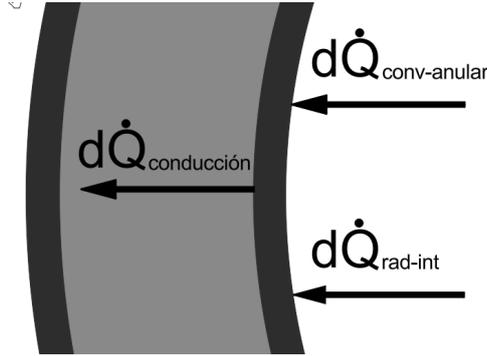
$$h_{sky} = \sigma \epsilon_v (T_{v,e}^2 + T_{sky}^2) (T_{v,e} + T_{sky}) \quad (\text{A.11})$$

### A.1.2. Balance superficial vidrio interior

La Ecuación A.12 presenta el balance de energía a la superficie interior del vidrio de cobertura.

$$\overbrace{d\dot{Q}_{conv,anu} + d\dot{Q}_{rad,i}}^{\text{Calor entrante}} = \overbrace{d\dot{Q}_{cond}}^{\text{Calor saliente}} \quad (\text{A.12})$$

donde  $d\dot{Q}_{conv,anu}$  es el calor que incide por convección en la región anular,  $d\dot{Q}_{rad,i}$  el calor radiativo neto de intercambio entre las superficies exterior del receptor e interior del vidrio.



**Figura A.3:** Esquema de los flujos de calor en la superficie interior del vidrio cobertor

El término  $d\dot{Q}_{rad,i}$  representa el intercambio de calor por radiación entre las superficies internas del vidrio cobertor y el receptor dentro de la región anular, mientras que  $d\dot{Q}_{conv,anu}$  corresponde a la transferencia de calor por convección entre esos mismos elementos. Cada uno de los flujos de calor se calcula de acuerdo a la Ecuación A.1:

$$d\dot{Q}_{conv,anu} = h_{conv,anu,v} (T_{r,e} - T_{v,i}) dA_{v,i} \quad (\text{A.13})$$

$$d\dot{Q}_{rad,int} = h_{rad,v} (T_{r,e} - T_{v,i}) dA_{v,i} \quad (\text{A.14})$$

$$d\dot{Q}_{cond,v} = h_{cond,v,i} (T_{v,i} - T_{v,e}) dA_{v,i}, \quad (\text{A.15})$$

siendo  $T_{r,e}$  la temperatura de la superficie exterior del receptor.

Para simplificar el análisis, se define un coeficiente global de transferencia de calor, denotado como  $h_{eq,v}$ , que representa el efecto combinado de la transferencia convectiva y radiativa entre las superficies exterior del receptor e interior del vidrio cobertor. De esta forma, la transferencia de calor en la región anular puede expresarse como:

$$d\dot{Q}_{rad,iny} + d\dot{Q}_{conv,anu} = h_{eq,v} (T_{r,e} - T_{v,i}) dA_{v,i}$$

donde  $h_{eq,v}$  es:

$$h_{eq,v} = h_{conv,anu,v} + h_{rad,v} .$$

Sustituyendo términos en el balance de energía de la Ecuación A.12 se llega a la Ecuación A.16:

$$h_{eq,v} (T_{r,e} - T_{v,i}) dA_{v,i} = h_{cond,v,i} (T_{v,i} - T_{v,e}) dA_{v,i} . \quad (A.16)$$

Desarrollando se obtiene:

$$(h_{cond,v,i}) T_{v,e} - (h_{eq,v} + h_{cond,v,i}) T_{v,i} + (h_{eq,v}) T_{r,e} = 0 . \quad (A.17)$$

A continuación se presenta el cálculo de los coeficientes  $h_x$  que intervienen en la Ecuación A.17.

### **Coficiente conductivo ( $h_{cond,v,i}$ )**

Se calcula el coeficiente  $h_{cond,v,i}$  de forma análoga a  $h_{cond,v,e}$ , pero referido al área interior del vidrio  $dA_{v,i} = \pi \varnothing_{v,i} dx$ , esto es:

$$h_{cond,v,i} = \frac{2k_v}{\ln\left(\frac{\varnothing_{v,e}}{\varnothing_{v,i}}\right) \varnothing_{v,i}} . \quad (A.18)$$

### **Coficiente convectivo en región anular entre vidrio y receptor ( $h_{conv,anu,v}$ )**

Para el cálculo de  $h_{conv,anu,v}$  se considera el caso de convección natural en un espacio confinado de cilindros horizontales concéntricos (región anular entre el colector y el vidrio). Las propiedades del fluido (aire) se evalúan a la temperatura del film  $T_{film}$  (Incropera, 2006).

$$T_{film} = \frac{T_{v,i} + T_{r,e}}{2} .$$

La potencia calorífica transferida por unidad de longitud del cilindro es:

$$\dot{q} = \frac{2\pi k_{ef}}{\ln\left(\frac{\varnothing_{v,i}}{\varnothing_{r,e}}\right)} (T_{r,e} - T_{v,i}) ,$$

Siendo  $k_{ef}$  la conductividad térmica que tendría un fluido en reposo que transfiere la misma cantidad de calor.

$$h_{conv,anu,v} (T_{r,e} - T_{v,i}) \pi \varnothing_{v,i} dx = \frac{2\pi k_{ef}}{\ln\left(\frac{\varnothing_{v,i}}{\varnothing_{r,e}}\right)} (T_{r,e} - T_{v,i}) dx$$

$$h_{conv,anu,v} = \frac{2k_{ef}}{\ln\left(\frac{\varnothing_{v,i}}{\varnothing_{r,e}}\right) \varnothing_{v,i}} .$$

Para el cálculo de  $k_{ef}$ , se procede a calcular la siguiente corrección para el número de Rayleigh:

$$Ra^* = \frac{\ln\left(\frac{\varnothing_{v,i}}{\varnothing_{r,e}}\right)^4}{(\varnothing_{v,i} - \varnothing_{r,e})^3 (\varnothing_{v,i}^{-\frac{3}{5}} + \varnothing_{r,e}^{-\frac{3}{5}})^5} Ra .$$

El número de Rayleigh se calcula como:

$$Ra = \frac{g\beta_{aire}(T_{r,e} - T_{v,i})(\varnothing_{v,i} - \varnothing_{r,e})^3}{\nu_{aire}^2} Pr_{aire} ,$$

siendo  $\nu_{aire}$  la viscosidad cinemática del aire y  $Pr_{aire}$  el número de Prandtl del aire evaluados a  $T_{film}$ . El coeficiente de expansión térmica del aire  $\beta_{aire}$  se calcula mediante:

$$\beta_{aire} = \frac{1}{T_{film}} .$$

Se calcula la conductividad efectiva según si:

$$Ra^* < 100$$

$$k_{ef} = k_{aire}$$

$$100 < Ra^* < 10^7$$

$$k_{ef} = k_{aire} 0.386 \left(\frac{Pr_{aire}}{0.861 + Pr_{aire}}\right)^{0.25} (Ra^*)^{0.25} .$$

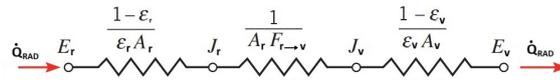
### Coefficiente radiativo de intercambio de superficies ( $h_{rad,r}$ )

Para el cálculo del coeficiente  $h_{rad,r}$  se considera que se cumplen las hipótesis que permiten modelar el intercambio radiativo entre la cara externa del receptor y la interna

del vidrio de cobertura. Esto es: las superficies son grises-difusas en el espectro infrarrojo (Incropera, 2006). A partir de dicha simplificación se desarrolla un modelo de resistencias para el intercambio, el cual se representa en la Figura A.4. Por lo tanto la potencia calorífica de radiación neta  $d\dot{Q}_{rad,int}$  se calcula según:

$$d\dot{Q}_{rad,int} = \frac{\sigma}{R_{rad}} (T_{r,e}^4 - T_{v,i}^4),$$

siendo  $R_{rad}$  la resistencia equivalente en el modelo de resistencias.



**Figura A.4:** Modelo de resistencias. Adaptado de Incropera (2006)

Por tanto, se calcula el  $R_{rad}$  como:

$$R_{rad} = \frac{1 - \epsilon_r}{\epsilon_r dA_{r,e}} + \frac{1}{F_{r,v} dA_{r,e}} + \frac{1 - \epsilon_v}{\epsilon_v dA_{v,i}}$$

siendo  $F_{r,v} = 1$  el factor de vista del receptor hacia el vidrio de cobertura,  $\epsilon_v$  y  $\epsilon_r$  las emisividades en el espectro infrarrojo del vidrio de cobertura y el receptor respectivamente.

Considerando la siguiente relación entre las áreas de los elementos:

$$dA_{v,i} = \frac{\varphi_{v,i}}{\varphi_{r,e}} dA_{r,e} ,$$

se tiene que la resistencia equivalente se expresa según:

$$R_{rad} = \frac{1}{dA_{r,e}} \left( \frac{1 - \epsilon_r}{\epsilon_r} + 1 + \frac{1 - \epsilon_v}{\epsilon_v} \frac{\varphi_{r,e}}{\varphi_{v,i}} \right).$$

Se define el coeficiente  $k_{rad}$  como:

$$k_{rad} = \left( \frac{1 - \epsilon_v}{\epsilon_v} \frac{\varphi_{r,e}}{\varphi_{v,i}} + 1 + \frac{1 - \epsilon_r}{\epsilon_r} \right).$$

Por lo tanto se calcula el calor según:

$$d\dot{Q}_{rad,int} = \frac{\sigma}{k_{rad}} (T_{r,e}^4 - T_{v,i}^4) dA_{r,e}$$

Se linealiza el flujo radiativo como se muestra a continuación:

$$h_{rad,r} (T_r - T_v) dA_{r,e} = \frac{\sigma}{k_{rad}} (T_r^4 - T_v^4) dA_{r,e}$$

$$h_{rad,r} = \frac{\sigma (T_r^4 - T_v^4)}{k_{rad} (T_r - T_v)}$$

$$h_{rad,r} = \frac{\sigma}{k_{rad}} (T_r^2 + T_v^2)(T_r + T_v)$$

Se destaca que  $h_{rad,r}$  se calcula referido al área de la superficie exterior de receptor ( $dA_{r,e}$ ). Para calcular  $h_{rad,v}$  se debe multiplicar por el cociente de las áreas:

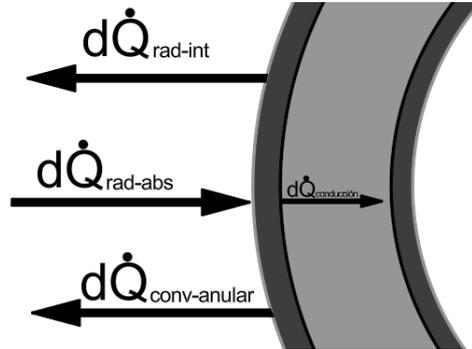
$$h_{rad,v} = h_{rad,r} \frac{dA_{r,e}}{dA_{v,i}} = h_{rad,r} \frac{\varnothing_{r,e}}{\varnothing_{v,i}}.$$

### A.1.3. Balances superficial receptor exterior

En la Ecuación A.19 se presenta el balance de energía a la superficie exterior del tubo receptor.

$$\underbrace{d\dot{Q}_{rad,abs}}_{\text{Calor entrante}} = \underbrace{d\dot{Q}_{rad,i} + d\dot{Q}_{conv,anu}}_{\text{Pérdidas térmicas}} + \underbrace{d\dot{Q}_{cond,r}}_{\text{Calor hacia pared interior}} \quad (\text{A.19})$$

siendo  $d\dot{Q}_{rad,abs}$  el calor de radiación solar que efectivamente absorbe el receptor y  $d\dot{Q}_{cond,r}$  el calor por conducción que cede la superficie hacia el interior del receptor. La Figura A.5 muestra de manera esquemática los flujos de calor que ingresan y salen de dicha superficie.



**Figura A.5:** Esquema de los flujos de calor en la superficie exterior del receptor.

El término correspondiente a la radiación absorbida puede escribirse como:

$$d\dot{Q}_{rad,abs} = \eta_{opt} C G dA_{r,e} = G_{abs} dA_{r,e} .$$

Por su parte, el término  $d\dot{Q}_{cond,r}$  es el calor que cede la superficie exterior del receptor mediante conducción hacia la superficie interior del mismo. Este se puede escribir como:

$$d\dot{Q}_{cond,r} = h_{cond,r,e}(T_{r,e} - T_{r,i})dA_{r,e} .$$

Al igual que en el balance del vidrio interior se agrupan los calores  $d\dot{Q}_{rad,i}$  y  $d\dot{Q}_{conv,anu}$

$$d\dot{Q}_{rad,i} + d\dot{Q}_{conv,anu} = h_{eq,r}(T_{r,e} - T_{v,i}) dA_{r,e}$$

y dado que se trata del mismo calor que absorbe la superficie interior del vidrio, el coeficiente  $h_{eq,r}$  se calcula como:

$$h_{eq,r} = h_{eq,v} \frac{dA_{v,i}}{dA_{r,e}} = h_{rad,r} \frac{\varnothing_{v,i}}{\varnothing_{r,e}}$$

Intercambiando términos en la Ecuación A.19 se tiene:

$$G_{abs} dA_{r,e} = h_{eq,r}(T_{r,e} - T_{v,i}) dA_{r,e} + h_{cond,r,e}(T_{r,e} - T_{r,i}) dA_{r,e} \quad (\text{A.20})$$

siendo  $T_{r,i}$  la temperatura en la superficie interior del receptor,  $h_{eq,r}$  análogo a  $h_{eq,v}$  sólo que referido al área exterior del receptor y  $h_{cond,r,e}$  el coeficiente asociado a la conducción en el receptor.

$$\eta_{opt} C G dA_{r,e} = h_{eq,r}(T_{r,e} - T_{v,i}) dA_{r,e} + h_{cond,r,e}(T_{r,e} - T_{r,i}) dA_{r,e}.$$

Reorganizando se obtiene:

$$-(h_{eq,r}) T_{v,i} + (h_{cond,r,e} + h_{eq,r}) T_{r,e} - (h_{cond,r,e}) T_{r,i} = G_{abs} .$$

#### Coefficiente conductivo ( $h_{cond,r,e}$ )

Se calcula el coeficiente  $h_{cond,r,e}$  mediante la Ecuación A.24,

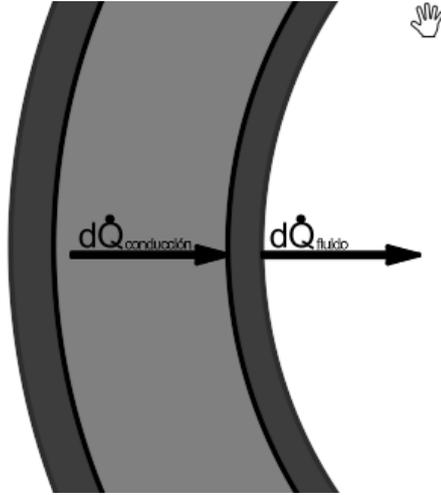
$$h_{cond,r,e} = \frac{2k_r}{\ln\left(\frac{\varnothing_{r,e}}{\varnothing_{r,i}}\right)\varnothing_{r,e}} . \quad (\text{A.21})$$

#### A.1.4. Balances superficial receptor interior

Planteando el balance a la superficie interior del receptor, se obtiene la Ecuación A.22,

$$\underbrace{d\dot{Q}_{cond,r}}_{\text{Calor desde pared exterior}} = \underbrace{d\dot{Q}_{flu}}_{\text{Calor al fluido}} , \quad (\text{A.22})$$

siendo  $d\dot{Q}_{flu}$  el calor que cede el receptor por convección al fluido.



**Figura A.6:** Esquema de los flujos de calor en la superficie interior del receptor.

Igualando los términos:

$$d\dot{Q}_{cond,r} = d\dot{Q}_{flu}$$

Agrupando coeficientes de manera análoga a lo realizado en el balance de energía del vidrio cobertor, se obtiene:

$$d\dot{Q}_{flu} = h_{flu} (T_{r,i} - T_{flu}) dA_{r,i} .$$

Reorganizando,

$$(h_{cond,r,i}) T_{r,e} - (h_{cond,r,i} + h_{flu}) T_{r,i} + h_{flu} T_{flu} = 0 .$$

(A.23)

### Coefficiente conductivo ( $h_{cond,r,i}$ )

Se calcula el coeficiente  $h_{cond,r,i}$  como:

$$h_{cond,r,i} = \frac{2k_r}{\ln\left(\frac{\varnothing_{r,e}}{\varnothing_{r,i}}\right)\varnothing_{r,i}} \quad (\text{A.24})$$

$$h_{cond,r,i}(T_{r,e} - T_{r,i}) dA_{r,i} = h_{flu}(T_{r,i} - T_{flu,n}) dA_{r,i} , \quad (\text{A.25})$$

siendo  $h_{flu}$  el coeficiente de convección interna del fluido en el receptor y  $T_{flu-n}$  la temperatura media del fluido en el diferencial, que se calcula según la Ecuación A.26.

$$T_{flu-n} = \frac{T_{ent-n} + T_{sal-n}}{2} . \quad (\text{A.26})$$

### A.1.5. Balances fluido

Por último se plantea el balance de energía al fluido, presentado en la Ecuación A.27,

$$\overbrace{d\dot{Q}_{flu,n}}^{\text{Calor cedido}} = \overbrace{\dot{m} c_p (T_{sal,n} - T_{ent,n})}^{\text{Calor sensible}} , \quad (\text{A.27})$$

siendo  $\dot{m}$  el flujo másico de fluido,  $c_p$  el calor específico del mismo,  $T_{sal}$  y  $T_{ent}$  las temperaturas de salida y entrada al diferencial de receptor de largo  $dx$ .

Reorganizando los términos y operando:

$$2 \dot{m} c_p (T_{flu,n} - T_{ent,n}) = h_{flu} (T_{r,i} - T_{flu}) dA_{r,i}$$

$$(h_{flu} dA_r)T_{r,i} - (h_{flu} dA_{r,i} + 2 \dot{m} c_p)T_{flu} = -2 \dot{m} C_p T_{ent} . \quad (\text{A.28})$$

### Coefficiente convectivo entre fluido de trabajo y receptor $h_{flu}$

Para el cálculo del coeficiente de convección en el interior del flujo, se consideran las propiedades calculadas a la temperatura media del fluido ( $T_{flu}$ ). Las temperaturas con el subíndice  $s$  refieren a la temperatura de pared (en este caso, la temperatura del receptor en su interior  $T_{r,i}$ )

Se calcula la velocidad media del fluido en la sección:

$$v_{flu} = \frac{4\dot{m}}{\rho_{flu}\pi\phi_{r,i}^2}$$

El número de Reynolds y el número de Prandtl según:

$$Re = \frac{v_{flu}\phi_{r,i}}{\nu_{flu}}$$

$$Pr = \frac{\nu_{flu}}{\alpha_{flu}} ,$$

Siendo  $\rho_{flu}$  la densidad del fluido,  $\nu_{flu}$  su viscosidad cinemática y  $\alpha_{flu}$  su difusividad térmica.

Según el régimen se calcula el número de Nusselt:

**Régimen Laminar** ( $Re < 2000$ )

$$Nu_{flu} = 0.17Re^{0.33}Pr^{0.43}Gr^{0.1} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}$$

Calculando el número de Grashof:

$$Gr = \frac{g\beta_{flu}(T_{r,i} - T_{flu})\varnothing_{r,i}^3}{\nu_{flu}^2},$$

Siendo  $g$  la aceleración gravitatoria y  $\beta_{flu}$  la expansividad térmica del fluido.

**Régimen de Transición** ( $2000 < Re < 10000$ )

$$Nu_{flu} = K_0Pr^{0.43} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}$$

**Régimen Turbulento** ( $2000 < Re < 10000$ )

$$Nu_{flu} = 0.021Re^{0.8}Pr^{0.43} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}$$

Se obtiene así el coeficiente convectivo:

$$h_{flu} = \frac{Nu_{flu}k_{flu}}{\varnothing_r}, \quad (\text{A.29})$$

Siendo  $k_{flu}$  la conductividad térmica del fluido.

Las Ecuaciones A.7, A.17, A.1.3, A.1.4 y A.28, representan un sistema de cinco ecuaciones lineales con cinco incógnitas. Dichas incógnitas son las temperaturas de los elementos  $(T_{v,e}, T_{v,i}, T_{r,e}, T_{r,i}, T_{flu})$  que se consideran constantes en la porción de largo  $dx$  considerada. Para facilitar la resolución de dichas ecuaciones se agrupan de forma matricial y se puede ver que, de suponer que los elementos de la matriz son conocidos, el sistema es determinado.

## A.2. Validación

En esta sección se presentan los datos utilizados para la validación del modelo computacional desarrollado. Aunque no forman parte del cuerpo principal de la tesis, se incluyen aquí debido a su relevancia en la comprobación de la consistencia y precisión del modelo. Las tablas que se muestran a continuación contienen los valores de referencia que se emplearán para comparar con los resultados obtenidos mediante el la herramienta computacional.

La Tabla A.1 muestra las condiciones de operación establecidas para el ensayo y me-

didadas realizadas por los autores.

Fluido	$G$ (W/m <sup>2</sup> )	$Q$ (L/min)	$T_{amb}$ (°C)	$V$ (m/s)	$T_{ent}$ (°C)	$T_{sal}$ (°C)
Agua	936,0	24,6	29,6	2,1	29,2	34,3
Agua	987,1	24,6	25,4	0,1	27,9	33,2
Agua	991,2	24,6	25,4	0,3	27,9	33,3
ST800	995,1	48,2	11,8	2,9	100,2	107,4
ST800	1005,7	50,4	14,1	3,9	151,4	158,1
ST800	875,5	50,9	16,1	1,8	200,7	206,2
ST800	927,2	51,9	10,2	3,7	251,3	256,7
ST800	994,9	52,5	14,0	4,1	297,8	303,1
ST800	977,1	53,0	16,0	4,4	338,2	342,9
ST800	920,3	45,5	11,4	1,2	63,3	70,4
ST800	927,9	45,9	7,8	3,1	62,8	69,9
ST800	969,6	48,4	8,8	2,4	99,5	106,3
ST800	972,7	50,3	10,2	2,5	152,4	158,7
ST800	933,0	51,7	11,4	3,1	202,1	207,7
ST800	1001,3	52,3	15,5	1,5	298,6	303,9

**Tabla A.1:** Datos experimentales extraídos del informe *Test Result*.

$\bar{T} - T_{amb}$ (°C)	Eficiencia	Error ( $\pm$ )
2,1	0,70	0,03
5,2	0,70	0,03
5,2	0,70	0,03
92,0	0,67	0,03
140,6	0,64	0,03
187,3	0,60	0,03
243,8	0,55	0,03
286,4	0,50	0,02
324,5	0,43	0,02
55,4	0,67	0,03
58,5	0,68	0,03
96,1	0,65	0,02
145,4	0,62	0,02
193,5	0,58	0,03
285,8	0,49	0,02

**Tabla A.2:** Datos de  $\bar{T} - T_{amb}$ , eficiencia y error calculados en el ensayo experimental.

La Tabla A.3 muestra los resultados de utilizar la herramienta computacional para los parámetros de operación de la Tabla A.1:

$\bar{T}_{sa}$ (°C)	Eficiencia
2,3	0,70
5,3	0,70
5,4	0,70
92,2	0,67
140,9	0,64
187,5	0,60
244,0	0,55
286,7	0,52
324,8	0,47
55,7	0,68
58,8	0,68
94,4	0,66
145,7	0,64
193,8	0,60
286,1	0,53

**Tabla A.3:** Valores de  $\bar{T}_{sa}$  y eficiencia calculados a partir del modelo térmico.

# Apéndice B

## Procesamiento de datos

### Reflectividad

En esta sección se detallan los pasos seguidos para el procesamiento de los datos de reflectividad obtenidos en los ensayos realizados. Se describen las correcciones aplicadas, los criterios adoptados para el análisis espectral y la metodología empleada para calcular la reflectividad solar ponderada. Además, se presentan imágenes del proceso de pulido realizado en las instalaciones del IEM y el ensayo de reflectividad.

Durante el procesamiento de los datos se identificaron distintas fuentes de error que fueron tratadas según lo recomendado por el docente encargado del laboratorio:

1. Corrección por píxel muerto (574–583 nm): En esta región del espectro se observó un “píxel muerto” que generaba valores anómalos. Se corrigió mediante interpolación lineal.
2. Reducción de ruido aleatorio: La señal original presentaba ruido estadístico, atenuado mediante una media móvil de 50 puntos. Este suavizado permitió mejorar la claridad de las curvas espectrales sin comprometer excesivamente la precisión.
3. Recorte del espectro útil (400–1000 nm): En los extremos del espectro medido, particularmente por debajo de 400 nm, se detectaron valores físicamente inconsistentes (reflectividades menores a 0 o mayores a 1). Este fenómeno se atribuye a la baja intensidad de luz incidente y a la mayor atenuación de la fibra óptica en esos rangos, por lo que se optó por limitar el análisis al intervalo 400-1000 nm, coincidente además con el rango efectivo de la irradiancia solar.
4. Reflectividad especular nula: Si bien se midieron componentes total y difusa, la reflectividad especular (calculada como la diferencia entre ambas) resultó prácticamente nula. Esto se debe probablemente a una desalineación de la muestra o descalibración del equipo. Se resolvió reportar únicamente la reflectividad total.

Para el análisis de reflectividad solar efectiva se empleó el espectro estándar ASTM G173 como referencia de irradiancia. Se asumió que el 100 % de la irradiancia está contenida entre 400 nm y 1000 nm, y se definió una fracción solar modificada como:

$$f(x) = \frac{\int_{400}^x E(\lambda) d\lambda}{\int_{400}^{1000} E(\lambda) d\lambda}$$

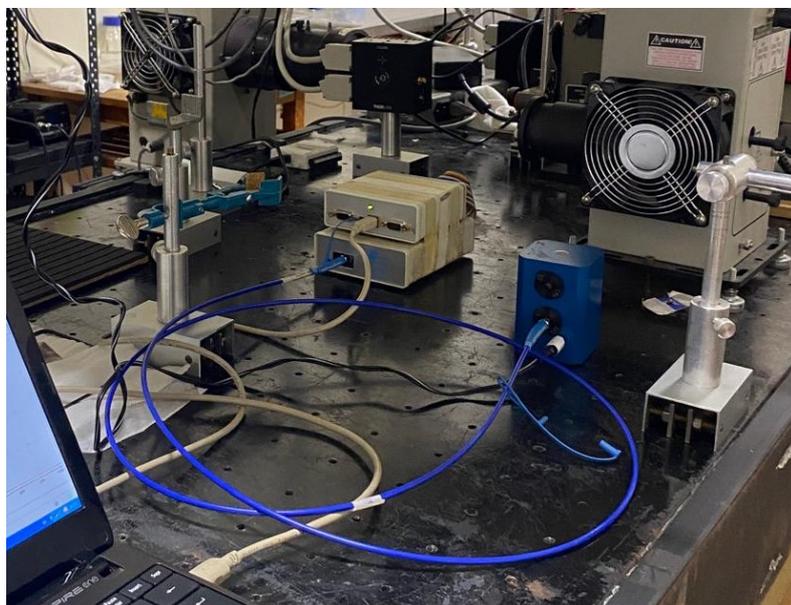
Esta fracción permitió ponderar la reflectividad medida en función del aporte energético de cada longitud de onda, obteniendo así una reflectividad más representativa del comportamiento frente a la radiación solar real.

Por otro lado, se corrigió la reflectividad utilizando como referencia la reflectancia nominal del Spectralon (aproximadamente 0.98), dividiendo las reflectividades medidas por este valor.

Imágenes del proceso de pulido y del posterior ensayo se muestran en las Figuras B.1 y B.2 respectivamente.



**Figura B.1:** Imagen del proceso de pulido en IEM



**Figura B.2:** Banco de ensayo para realizar medidas experimentales de reflectividad.

# Apéndice C

## Diseño

### C.1. Cargas estructurales

Para analizar las cargas que actuarán sobre el concentrador, se pueden diferenciar dos tipos principales: las cargas permanentes y las cargas variables.

Las cargas permanentes corresponden al peso propio del concentrador, el cual se evalúa a partir de la densidad de los materiales empleados en su construcción. Las cargas variables incluyen las cargas inducidas por el viento y las cargas térmicas. La principal carga que afecta al concentrador solar es la generada por el viento, la cual se aplica como una presión distribuida sobre su superficie. Para su análisis, se adopta la norma italiana CNR-DT 207/2008, que regula las estructuras de concreto reforzado, concreto pretensado y materiales metálicos.

Para evaluar la acción del viento, se consideran dos condiciones:

- Condición de operación: Se consideran las velocidades medias del viento en todo el territorio nacional.
- Condición extrema: Se considera la máxima velocidad de viento registrada.

La norma define la velocidad media del viento en función de la altura sobre el suelo,  $V_m(z)$ , mediante la expresión:

$$V_m(z) = C_r(z) C_t(z) V_{ref},$$

donde:

- $V_{ref}$  es la velocidad de referencia del viento, definida como la velocidad media durante 10 minutos a 10 m de altura.
- $C_r(z)$  es el coeficiente de rugosidad del terreno.
- $C_t(z)$  es el coeficiente topográfico.

Para la velocidad de referencia, se consultaron registros históricos del Instituto Uruguayo de Meteorología (INUMET), obteniendo un promedio de  $\bar{v} = 7,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  y un máximo registrado de  $v_{max} = 36 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ .

Para el diseño estructural en condición de operación, se toma la velocidad de referencia en  $7,2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ , ya que representa el comportamiento típico del viento en la zona durante el año. Por otra parte, para la condición extrema se toma el valor de  $36 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ . Además, se considera una altura  $z = 2 \text{ m}$  medida desde el suelo, acorde a la posición del concentrador y su interacción con el flujo de aire.

El coeficiente de rugosidad  $C_r(z)$  considera la variabilidad de la velocidad media del viento y las características del sitio, y se define mediante el perfil logarítmico:

$$C_r(z) = k_r \ln \left( \frac{z}{z_0} \right),$$

donde:

- $k_r$  es el factor del suelo.
- $z_0$  es la longitud de rugosidad.

Para un terreno abierto, se consideran los valores  $k_r = 0,19$  y  $z_0 = 0,05 \text{ m}$ . El coeficiente topográfico  $C_t(z)$  toma en cuenta el aumento de la velocidad media del viento en escarpes y colinas aisladas, y en este estudio se adopta  $C_t = 1$ .

De esta forma, la velocidad media del viento queda:

$$V_m(2) = 0,19 \ln(2/0,05) 7,2 = 5,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}.$$

Otro factor clave que define la norma italiana es la velocidad de pico del viento como la superposición de la velocidad media más su variación por las turbulencia del sitio:

$$V_{peak}(z) = G(z) V_m(z),$$

donde  $G(z)$  es el “factor de pico” que representa el aumento de la velocidad del viento debido a la turbulencia y variaciones instantáneas en el flujo de aire, con valores típicos entre 1,5 y 1,6. Para el análisis estructural, se debe utilizar la velocidad de pico, ya que esta representa una sobrecarga temporal capaz de llevar al material a su límite de resistencia, incluso si su duración es breve.

De esta manera, la velocidad pico en la condición de operación queda:

$$V_{peak}(2) = 1,55 \cdot 5,1 = 7,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}.$$

La presión dinámica del viento se calcula mediante:

$$q_p = \frac{1}{2} \rho v_r^2 = \frac{1}{2} 1,225 \cdot 7,8^2 = 37,3 \frac{\text{N}}{\text{m}^2},$$

donde  $\rho$  es la densidad del aire ( $1,225 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$  a nivel del mar) y la  $v_r$  es la velocidad de referencia del viento.

De forma análoga se calculan los valores para la condición extrema. Los resultados se resumen en la Tabla C.2.

Para evaluar los efectos del viento sobre el concentrador, se emplean coeficientes aerodinámicos que caracterizan la interacción del viento con la estructura:

- Coeficiente de arrastre ( $C_{fx}$ ): representa la resistencia en la dirección del flujo del viento, generando la fuerza de arrastre  $F_x$ .
- Coeficiente de sustentación ( $C_{fy}$ ): cuantifica la fuerza perpendicular al flujo del viento, generando un efecto de levantamiento o empuje  $F_y$ .
- Coeficiente de torsión ( $C_{mz}$ ): describe el momento torsional inducido por el viento sobre la estructura  $M_z$ .

Estos coeficientes pueden obtenerse mediante simulaciones de dinámica de fluidos computacional (CFD) o ensayos en túnel de viento. En particular, el estudio realizado por Adio et al. (2006) obtuvo para un PTC valores de  $C_{fx}$ ,  $C_{fy}$  y  $C_{mz}$  para diferentes ángulos de ataque del viento. Estos parámetros se presentan en la Tabla C.1.

Con el objetivo de identificar la dirección que genera la mayor sollicitación sobre la estructura, se calcula la norma de los coeficientes de fuerza, resultando un valor máximo para un ángulo de incidencia de  $60^\circ$ . Asimismo, se determina la dirección más crítica en términos de momento, la cual corresponde a un ángulo de  $-30^\circ$ . De este análisis se obtienen los coeficientes aerodinámicos:  $C_{fx} = 2,28$ ,  $C_{fy} = -1,46$  y  $C_{mz} = 0,07$ . El signo negativo en  $C_{fy}$  indica que la componente de la fuerza actúa en sentido opuesto al definido como positivo en el sistema de referencia adoptado, el cual se presenta en la Figura C.1.

Conociendo los coeficientes, las fuerzas aerodinámicas sobre el concentrador se cuantifican como:

$$F_x = q(V_r) C_e(z) C_{fx} A \quad (\text{C.1})$$

$$F_y = q(V_r) C_e(z) C_{fy} A \quad (\text{C.2})$$

$$M_z = q(V_r) C_e(z) C_{mz} A a, \quad (\text{C.3})$$

donde  $A$  es el área del concentrador,  $a$  su apertura y  $C_e(z)$  es el coeficiente de exposición definido como  $C_e(z) = G(z)^2 C_r(z)^2$ .

Una vez planteadas todas las ecuaciones que establece en la norma, se procede a calcular la carga del viento en condición de operación y extremas para un concentrador

Ángulo (°)	CFX	CFY	CMZ	CPM
180	0,12	0,41	0,09	0,38
165	0,17	0,98	-0,07	0,98
150	0,49	1,19	-0,15	1,29
135	1,21	1,26	-0,05	1,75
120	1,79	1,06	-0,04	2,07
105	2,27	0,60	-0,02	2,34
90	2,55	-0,04	0,00	2,54
75	2,58	-0,77	0,03	2,68
60	2,28	-1,46	0,07	2,69
45	1,65	-1,91	0,12	2,50
30	0,89	-2,14	0,21	2,30
15	0,36	-1,99	0,10	1,99
0	0,15	-0,54	-0,12	0,50
-15	0,23	-0,28	-0,22	0,17
-30	0,54	0,12	-0,30	-0,39
-45	1,13	0,58	-0,28	-1,19
-60	1,75	0,70	-0,18	-1,83
-75	2,11	0,46	-0,04	-2,12
-90	2,03	0,06	0,08	-2,00
-105	1,67	-0,26	0,15	-1,65
-120	1,13	-0,36	0,20	-1,13
-135	0,65	-0,23	0,22	-0,61
-150	0,31	0,05	0,22	-0,13
-165	0,16	0,22	0,16	0,14

**Tabla C.1:** Coeficientes aerodinámicos en función del ángulo de ataque del viento. Extraídos de Adio et al. (2006).

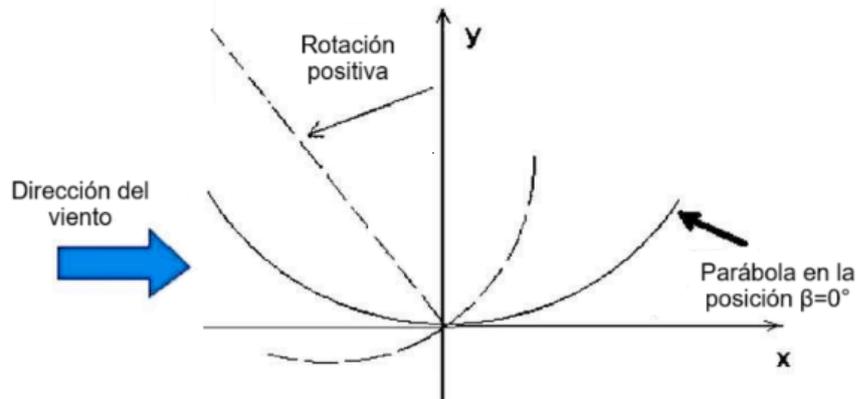
solar expuesto a una corriente de viento. Los resultados obtenidos se ordenan en la Tabla C.2.

Además de los coeficientes aerodinámicos, el estudio realizado por Adio et al. (2006) proporciona coeficientes de presión tabulados en función del ángulo de ataque y la distancia al centro de la parábola. Estos parámetros se resumen en la Tabla C.3.

A fin de determinar el perfil de presiones utilizado para el dimensionamiento del nervio, se identificó la orientación que genera la mayor sollicitación sobre la estructura.

## C.2. Deflexión tubo receptor

Se modela la flexión del tubo receptor, de diámetro  $\varnothing_{r,e} = 60,3\text{mm}$ , espesor  $e = 2,77\text{mm}$  y largo  $L = 2\text{m}$ , como una viga apoyada simplemente en sus extremos sujeta a



**Figura C.1:** Sistema de referencia para los ángulos de ataque del viento.

una carga distribuida, siendo la deflexión máxima calcula según la Ecuación C.4

$$\delta_{max} = \frac{5qL^4}{384EI}, \quad (C.4)$$

en donde  $E = 200\text{GPa}$ ,  $I = 2,1 \times 10^{-7}\text{m}^4$  y  $q$  la carga distribuida del peso del receptor y del fluido dentro de él

$$q = \frac{(m_r + m_f)g}{L} = \frac{(m_r + m_f)g}{L}, \quad (C.5)$$

siendo la masa del tubo  $m_r = 8,3 \text{ kg}$  y la masa del fluido dentro del tubo  $m_f = 4,7 \text{ kg}$ . Se calcula la carga distribuida  $q = 63,8 \frac{\text{N}}{\text{m}}$ . A partir de la Ecuación C.4 se obtiene que la deflexión máxima es  $\delta_{max} = 0,32\text{mm}$ .

### C.3. Selección de bulones

Para la selección de bulones, se asume que la fuerza de fricción no contribuye a soportar la carga cortante, es decir, toda la carga externa aplicada se transmite directamente a los bulones. Este criterio elimina cualquier incertidumbre relativa al coeficiente de fricción o al nivel de precarga, garantizando un margen de seguridad más amplio esto con el fin de ser conservador con el dimensionamiento. Según Juvinal y Marshek (2006), el esfuerzo debe verificar la Ecuación C.6:

$$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq S_p \quad (C.6)$$

$$\sigma = K \cdot 0,9 S_p + \frac{F_d}{A_{ef}} \quad \tau = \frac{F_t}{A_{ef}}, \quad (C.7)$$

Condición	$\beta$ [°]	Magnitud	Componente	Valor
<i>Parámetros generales: <math>V_r = 7,8 \frac{m}{s}</math>, <math>q_p = 37,3 \frac{N}{m^2}</math></i>				
Operación	60	Fuerza	X	360 N
			Y	-231 N
		Momento	Z	22 Nm
	-30	Fuerza	X	85 N
			Y	19 N
		Momento	Z	95 Nm
<i>Parámetros generales: <math>V_r = 25,2 \frac{m}{s}</math>, <math>q_p = 390 \frac{N}{m^2}</math></i>				
Extrema	60	Fuerza	X	3759 N
			Y	-2407 N
		Momento	Z	231 Nm
	-30	Fuerza	X	890 N
			Y	198 N
		Momento	Z	989 Nm

**Tabla C.2:** Componentes de carga de viento sobre la estructura para las condiciones analizadas, incluyendo parámetros generales y orientaciones críticas.

el primer término contempla la precarga del elemento, la cual se realiza al 90 % de  $S_p$ , siendo el factor de relajación posterior  $K = 0,61$ . Por otra parte,  $F_d$  es la reacción directa sobre el bulón (positiva a tracción) y  $F_t$  la reacción transversal. Se considera que el bulón es de clase SAE 5.8 con  $S_p = 380\text{MPa}$ , por lo tanto el área efectiva a tensión  $A_e$  debe verificar la Ecuación C.8.

$$\left(0,55 \cdot S_p + \frac{F_d}{A_e}\right)^2 + \left(\frac{F_t}{A_e}\right)^2 \leq (S_p)^2. \quad (\text{C.8})$$

En la tabla a continuación se detallan los casos de aplicación, la cargas sometidas y el tamaño de bulón seleccionado que cumple el criterio dispuesto en la Ecuación C.8. Se destaca que las cargas a las que estarán sometidos los elementos se obtienen mediante análisis en *Inventor*.

Elemento a unir	$A_e$ (mm <sup>2</sup> )	Bulón	Cantidad
Brida Torque-Tube	36,6	M8 5.5	6
Nervio-Pieza Central	36,6	M8 5.5	2
Soporte-Pieza Central	36,6	M8 5.5	2
Rodamiento-Columna	84,3	M12 5.5	2
Slew drive-Columna	115,0	M14 5.5	4
Buje teflón-Soporte	20,1	M6 5.5	2

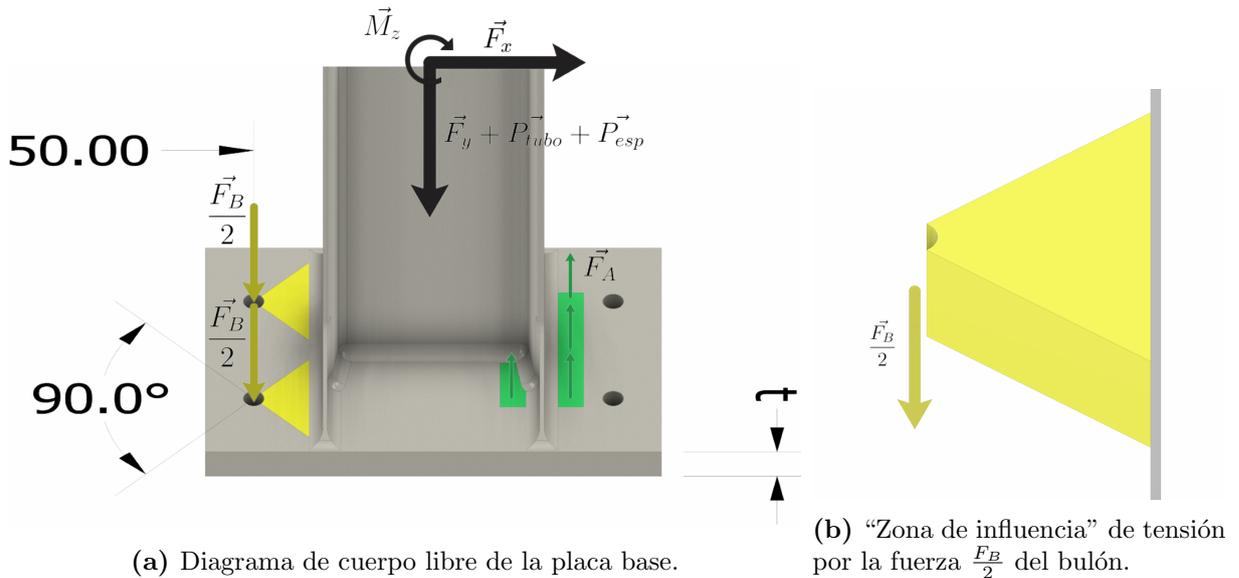
**Tabla C.4:** Detalles de la cantidad de bulones utilizados.

## C.4. Diseño de placa base y bulones de anclaje

El diseño de la placa base y los bulones de anclaje tiene como fin garantizar el vínculo tipo empotramiento asumido en la elección de columnas, asegurando la correcta transmisión de esfuerzos a la cimentación. La determinación de ambos componentes está entrelazada por trabajar en conjunto: los bulones se anclan a la fundación y la placa base a la columna. Es la interacción de los componentes que ancla el perfil estructural al hormigón. Los cálculos desarrollados siguen la norma Eurocode 3 (EN 1993) Sección 1. En este apéndice se detalla el cálculo de la placa base de una columna tipo 2 IPN 140 puesto que representa de manera general los cálculos realizados para otras placas.

En primer lugar, la norma indica calcular la excentricidad de la carga, que es análogo a calcular la distancia de aplicación en la que debe actuar la carga axial para generar el momento reactivo en el empotramiento.

$$\varepsilon = \frac{M_z}{F_y + P_{tubo} + P_{esp}} = 2,26 \text{ m}$$



**Figura C.2:** Esquemas de la placa base para la columna tipo 2 IPN 140.

Por ser la excentricidad  $\varepsilon > 70$  mm, se entiende que el conjunto placa-columna tiende a rotar entorno a la región A (verde). En este punto la cimentación imprime una fuerza reactiva  $\vec{F}_A$  con dirección  $\hat{j}$ . Para contrarrestar el momento generado por el viento, en el extremo opuesto los bulones a ser elegidos ejercen una fuerza  $\vec{F}_B$  con dirección  $-\hat{j}$ . La ubicación de los bulones a una distancia  $d = 50$  mm del borde del ala es un criterio comúnmente empleado para garantizar la facilidad de manipulación en instalación.

Planteando las ecuaciones de equilibrio se obtiene:

$$\sum F_j = 0$$

$$F_A - F_B - F_y - P_{tubo} - P_{esp} = 0$$

$$\sum M_h = 0$$

$$F_y \cdot 0,07 \text{ m} + F_B \cdot (0,19 \text{ m}) - M_z - F_x \cdot h_{col} = 0$$

De donde se desprenden las reacciones del hormigón y bulones de anclajes respectivamente:

$$F_A = 45\ 115 \text{ N}$$

$$F_B = 41\ 515 \text{ N}$$

A la carga axial  $F_B$  a la que se somete el bulón se suma el cortante  $F_x$ , asumiendo que la fricción entre placa base y hormigón es despreciable, de manera que la reacción horizontal recae completamente sobre los anclajes. Siguiendo el criterio de la norma, equiparable al descrito en la Ecuación C.8 pero con  $FD = 1,5$ , se selecciona un total de 4 bulones M14 clase SAE 5.8 a ser instalados en un patrón rectangular de  $240 \text{ mm} \times 100 \text{ mm}$ .

Seguidamente, se calcula un espesor de placa base que sea capaz de preservar su integridad y la del concreto tanto en el punto A como en el B. En el extremo B, la placa base es sujeta por el 2 bulones que le imprimen una fuerza  $\frac{F_B}{2}$  cada uno. Se busca hallar un espesor de chapa base de manera tal que sea capaz de soportar la carga flectora del bulón a una distancia  $d = 50 \text{ mm}$  del perfil. Para modelar esto, se asume que existe una “zona de influencia” en la que se transmiten esfuerzos, dada por un triángulo en dirección al ala con ángulo  $90^\circ$  en el vértice ubicado en el centro del orificio. Esto es equivalente a plantear el problema del triángulo en voladizo con carga puntual  $F_B$  para el cual se determina un espesor mínimo afín de no fluir ante el máximo momento flector. Este valor se da en el empotramiento, donde la sección es rectangular  $t \times 50 \text{ mm}$ , por lo que:

$$\sigma = \frac{My}{I} < \frac{S_y}{FD}$$

$$\frac{\left(\frac{F_B}{2} \cdot d\right) \frac{t}{2}}{\frac{1}{6} dt^3} < \frac{250 \text{ MPa}}{2}$$

$$t > \sqrt{\frac{3 F_B FD}{2 S_y}} = 22 \text{ mm}$$

Como la “zona de influencia” se extiende más allá del largo de ala del perfil, debe colocarse un nervio que rigidiza la placa extendiendo el ala para garantizar el empotramiento asumido. Al mismo tiempo, la placa base debe ser suficientemente rígida para que el área efectiva en la que se aplica la carga  $F_A$  (área en verde) sea lo suficientemente amplia para que la presión aplicada sea menor al límite a la compresión del hormigón de la fundación. El área efectiva se determina como un *offset* del ala del perfil en una cantidad  $c$ :

$$c = t \sqrt{\frac{1}{3} \frac{S_y}{FD} \frac{FD_{hor}}{S_u}} = 26,3 \text{ mm}$$

Donde  $FD_{hor}$  es el factor de diseño para la fundación de hormigón y  $S_u = 25 \text{ MPa}$  tu resistencia a la compresión. Verificando si el valor obtenido para el espesor de la placa  $t = 22 \text{ mm}$  cumple con el requerimiento de compresión del hormigón, se obtiene con  $c$  un área efectiva  $A_{ef} = 7,27 \times 10^{-3} \text{ m}^2$  con la que se calcula la presión sobre el concreto:

$$\frac{F_A}{A_{ef}} = 6,2 \text{ MPa} < S_u$$

Por ser la presión aplicada menor a la resistencia a la compresión del concreto, se verifica que el espesor hallado  $t = 22 \text{ mm}$  cumple con ambos requerimientos. Aproximando al espesor comercial disponible más próximo se opta por una placa de ASTM A36 de 25 mm.

Una metodología semejante fue aplicada para calcular las placas base de las columnas caso 1 (con cojinete) para las que se obtiene una combinación de 4 bulones M12 con una placa de espesor  $t = 20 \text{ mm}$ . Para el cálculo de la platina de sujeción del *slew-drive*, se toma la norma Eurocode 3 (EN 1993) como puntapié para un diseño por método de elementos finitos que rigidiza el soporte y asegura una correcta transmisión de la carga a la columna.

x/a	Ángulos											
	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
-0,500	0,816	3,073	2,633	2,027	1,689	1,352	1,439	1,113	0,549	0,134	0,054	0,043
-0,478	2,287	5,070	3,450	3,014	2,776	2,660	2,335	1,894	1,485	0,773	0,497	0,291
-0,457	2,241	4,340	3,170	3,002	2,778	2,551	2,312	1,940	1,503	0,842	0,575	0,328
-0,435	2,074	3,616	3,033	3,001	2,800	2,330	2,284	1,971	1,597	0,890	0,640	0,357
-0,413	2,008	3,196	2,963	2,990	2,805	2,543	2,295	1,990	1,619	0,920	0,692	0,373
-0,390	2,068	2,994	2,908	2,979	2,805	2,551	2,302	2,000	1,628	0,942	0,732	0,383
-0,367	2,159	2,876	2,864	2,966	2,798	2,556	2,306	2,006	1,635	0,961	0,767	0,392
-0,343	2,271	2,792	2,827	2,950	2,783	2,558	2,307	2,009	1,641	0,978	0,793	0,405
-0,319	2,353	2,710	2,794	2,928	2,767	2,359	2,309	2,011	1,648	0,995	0,816	0,425
-0,295	2,442	2,636	2,764	2,897	2,753	2,359	2,308	2,012	1,652	1,000	0,833	0,453
-0,270	2,317	2,564	2,736	2,860	2,748	2,561	2,308	2,012	1,657	1,022	0,846	0,490
-0,245	2,344	2,485	2,707	2,826	2,756	2,565	2,309	2,014	1,662	1,035	0,860	0,337
-0,220	2,585	2,413	2,673	2,805	2,772	2,372	2,310	2,015	1,668	1,044	0,871	0,593
-0,194	2,583	2,338	2,634	2,804	2,791	2,582	2,314	2,018	1,677	1,052	0,883	0,657
-0,169	2,568	2,268	2,592	2,817	2,812	2,595	2,319	2,021	1,687	1,058	0,893	0,728
-0,142	2,533	2,202	2,562	2,838	2,833	2,610	2,328	2,027	1,697	1,063	0,902	0,806
-0,116	2,422	2,138	2,552	2,859	2,850	2,628	2,342	2,037	1,713	1,075	0,924	0,915
-0,089	2,292	2,084	2,565	2,878	2,864	2,647	2,361	2,056	1,727	1,102	0,987	1,049
-0,062	2,111	2,023	2,569	2,875	2,870	2,657	2,372	2,070	1,731	1,145	1,109	1,183
-0,035	1,856	2,017	2,626	2,928	2,953	2,682	2,404	2,111	1,739	1,203	1,201	1,230
-0,009	1,264	1,214	1,745	2,072	2,149	2,391	1,778	1,554	1,756	0,962	0,597	0,687
0,009	1,708	1,976	2,187	2,313	2,184	2,332	1,860	1,781	1,767	0,686	0,370	0,417
0,035	2,655	2,398	2,607	2,762	2,729	2,607	2,437	2,212	1,772	1,061	0,820	0,738
0,062	2,523	2,237	2,569	2,752	2,717	2,592	2,442	2,184	1,775	1,066	0,946	0,792
0,089	2,283	2,148	2,540	2,752	2,722	2,596	2,462	2,193	1,780	1,096	1,071	0,790
0,116	2,082	2,107	2,511	2,735	2,714	2,590	2,466	2,196	1,784	1,123	1,171	0,757
0,142	1,975	2,089	2,494	2,722	2,709	2,589	2,468	2,197	1,787	1,156	1,262	0,722
0,169	1,930	2,080	2,482	2,710	2,708	2,591	2,463	2,193	1,792	1,191	1,309	0,647
0,194	1,898	2,067	2,467	2,699	2,708	2,596	2,457	2,187	1,798	1,232	1,340	0,565
0,220	1,867	2,051	2,448	2,687	2,709	2,604	2,450	2,180	1,804	1,279	1,357	0,478
0,245	1,837	2,032	2,428	2,676	2,712	2,613	2,445	2,174	1,812	1,328	1,347	0,374
0,270	1,802	2,005	2,401	2,662	2,715	2,622	2,443	2,170	1,821	1,386	1,344	0,283
0,295	1,769	1,978	2,375	2,649	2,718	2,632	2,444	2,169	1,833	1,446	1,312	0,174
0,319	1,729	1,943	2,344	2,633	2,719	2,640	2,447	2,176	1,848	1,510	1,270	0,061
0,343	1,679	1,897	2,305	2,612	2,716	2,646	2,455	2,192	1,867	1,381	1,234	-0,044
0,367	1,620	1,844	2,260	2,588	2,710	2,650	2,466	2,217	1,892	1,655	1,181	-0,157
0,390	1,547	1,775	2,201	2,550	2,694	2,647	2,478	2,245	1,920	1,754	1,143	-0,266
0,413	1,455	1,695	2,128	2,501	2,667	2,637	2,490	2,272	1,959	1,933	1,124	-0,391
0,435	1,333	1,590	2,023	2,422	2,618	2,613	2,499	2,301	2,024	2,316	1,168	-0,540
0,457	1,172	1,442	1,865	2,292	2,519	2,550	2,483	2,319	2,114	2,960	1,224	-0,719
0,478	0,981	1,254	1,664	2,111	2,416	2,500	2,492	2,384	2,312	3,512	1,131	-0,940
0,500	0,100	0,155	0,232	0,447	0,580	0,608	0,876	1,212	1,446	2,204	0,483	-0,667

**Tabla C.3:** Coeficientes puntuales de presión en función de la dirección del viento y de la posición a lo largo de la apertura del PTC.

# Apéndice D

## Consideraciones económicas

### D.1. Exoneraciones fiscales

En esta sección se detallan los puntajes obtenidos en cada categoría según el decreto IMPO (2020). En función de estos puntos se determina la fracción a descontar del IRAE y la cantidad de ejercicios fiscales.

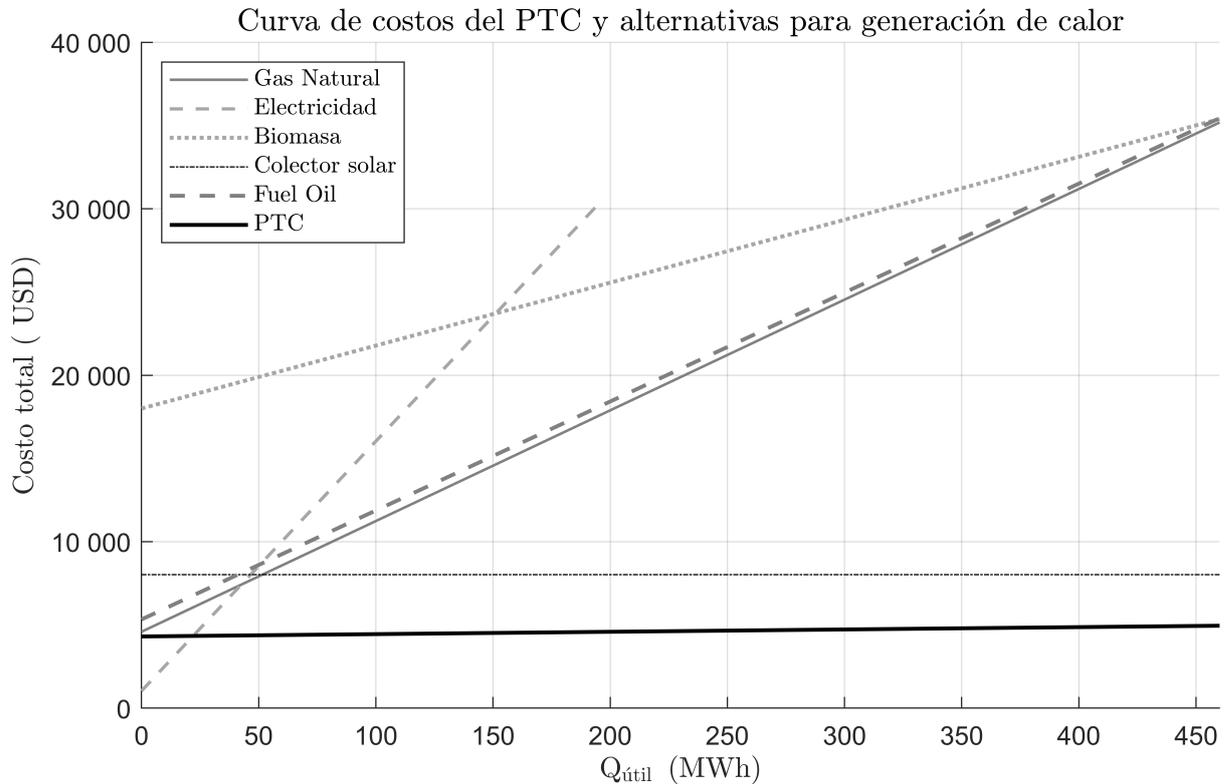
Se estiman las puntuaciones esperadas del proyecto, asumiendo la puntuación máxima en los criterios vinculados a tecnologías limpias, I+D+i y pertenencia al sector de energías renovables. No se asigna puntaje en los ítems correspondientes a generación de empleo ni exportaciones. Por otro lado, el grado de descentralización depende de la localización del proyecto dentro del país, por lo que el caso estándar se ubica en Salto y el puntaje es asignado a este criterio. La Tabla D.1, presenta los puntajes ponderados obtenidos y en base a esta evaluación.

<b>Objetivos</b>	<b>Puntaje</b>	<b>Ponderación</b>	<b>Puntaje</b>
Generación de empleo	0,00	50 %	0,00
Aumento de exportaciones	0,00	20 %	0,00
Descentralización	10,00	15 %	1,50
Tecnologías limpias	10,00	20 %	2,00
Investigación, desarrollo e innovación	10,00	20 %	2,00
Indicador Sectorial	4,00	25 %	1,00
	<b>PUNTAJE FINAL</b>		<b>6,50</b>

**Tabla D.1:** Tabla de puntaje por objetivos obtenidos de IMPO (2020).

## D.2. Curva de costos

A modo de comparar la composición del costo de cada alternativa considerada, se presentan las curvas de costos (Figura D.1). Estos gráficos permiten identificar para una demanda esperada, cuál es la opción más conveniente desde el punto de vista económico. Las curvas están limitadas al calor útil generado, por ocho módulos de concentración solar durante sus 20 años de vida útil. Es importante aclarar que las demás tecnologías analizadas tienen capacidad de generar mayores calores útiles, incluso en menores periodos de tiempo.



**Figura D.1:** Curva de costos totales para distintas tecnologías de generación de calor. Los costos fijos están representados por la ordenada en el origen de las curvas, mientras que los variables (dependientes de la producción) definen la pendiente.

Del análisis de la curva de costos, destaca que los PTCs presentan costos fijos comparables a los de las alternativas, siempre y cuando sean tomadas en cuenta las exoneraciones fiscales. Estos costos fijos incluyen la manufactura de los módulos, su instalación y el costo del terreno necesario para su operación. Asimismo, sobresalen por su bajo costo variable frente a alternativas dependientes de energéticos. Los costos variables de un concentrador están asociados principalmente a la alimentación eléctrica del sistema de seguimiento y el bombeo del fluido. Debido a que estos valores son bajos, incluso si se incurriera en errores de estimación sobre los costos operativos, no se espera que el LCOH resultante se vea

afectado de manera significativa.

Por otra parte, tecnologías como el gas natural y el *fuel oil* presentan costos fijos intermedios, pero sus costos variables aumentan rápidamente a medida que se incrementa la demanda de energía útil, debido fundamentalmente a la necesidad de consumir combustible en el proceso de generación térmica.

En contraste, la electricidad presenta una inversión inicial baja, pero sus costos variables se incrementan considerablemente con el aumento del calor útil producido, debido al elevado precio del suministro eléctrico. Esta característica la convierte en una opción más conveniente para aplicaciones de pequeña escala o demandas puntuales, donde los costos variables no tengan un papel preponderante. No obstante, puede desempeñar un rol complementario al concentrador, operando en tándem durante momentos de baja irradiancia o en horas sin disponibilidad de radiación solar.

En cuanto a la biomasa, si bien presenta costos variables que no se incrementan tan rápidamente con el calor útil generado, requiere una inversión inicial elevada debido a la complejidad de su sistema de combustión. Este elevado costo inicial, sumado a una pendiente de costos acumulados menos favorable en comparación al PTC, la posiciona como una alternativa menos competitiva desde el punto de vista económico frente a los colectores cilindro-parabólicos.

### D.3. Planillas de costos

<b>RESUMEN DE PLANILLA DE COSTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DE 8 MÓDULOS DE CONCENTRADOR (A=29,6 m<sup>2</sup>)</b>		
Sistema	Costo de fabricación de 8 módulos (US\$)	Costo por metro cuadrado (US\$/m <sup>2</sup> )
Tubo colector	3238	109
Estructura metálica	4827	163
Sistema de seguimiento	2393	81
Costos de instalación	2400	81
Subtotal	<b>12858</b>	<b>434</b>
Costos por contingencias (10%)	1286	43
Total	<b>14143</b>	<b>478</b>

**Figura D.2:** Resumen de planillas de costos

COSTOS TUBO COLECTOR Para 8 módulos (16 metros lineales)						
	Sub-sistema	Componentes	Costo unitario (US\$)	Cantidad	Sub-total (US\$)	Sub-total (Pesos)
MATERIALES	Receptor metálico	Caño inoxidable AISI 304	17,96	31,76	570,4096	23044,54784
		Pintura selectiva soldote	35,74356	0,48	17,1569288	693,1381155
	Tubo cobertor	Tubo pyrex (2m, espesor=2,5mm)	256,2	8	2049,6	82803,84
		Buje de Teflón	47,25	10	472,5	19089
	Junta de acoplamiento	O-rings	6,435643564	48	308,9108911	12480
Vinculación con manguera	Junta giratoria (Swivel Joint)	206	2	412	16644,8	
MANO DE OBRA			15	8	120	4848
					Costo Total + IVA	159603,327
					Costo Total	130822,3991
					Costo por metro lineal	9975,207935
					Costo por metro cuadrado	5392,004285

COSTOS Estructura para 8 módulos (16 metros lineales)						
	Sub-sistema	Componentes	Costo unitario (US\$)	Cantidad	Sub-total (US\$)	Sub-total (Pesos)
MATERIALES	Estructura parabólica	Placa acero al carbono 8mm	1,9	323,2	614,08	25545,728
		Chapa base	24,85576923	16	397,6923077	16544
		Tees	1,9	51,12	97,128	4040,5248
		Tubo cuadrado 20mm	1,626602564	32	52,05128205	2165,333333
		Pintura anticorrosiva	20	2	40	1664
		Adhesivo epoxi	87,28365385	4	349,1346154	14524
		Chapa aluminio 2m*1m*1,5mm (para pulir espejo)	75	16	1216	50585,5
	Torque Tube	Tubo estructural 2,2 m de 5 in x 2 mm	7,54	17,6	132,704	5520,4864
		Barra hueca 90mm x 13,5mm	1,9	24,6	47,12	1960,192
		Chamuceras	100	7	700	29120
	Estructura Fija	Eje 60mm	1,9	15,624	29,6856	1234,92096
		Viga IPN 120	23,79807692	10,8	257,0192308	10692
		Tornillería	0,4	240	96	3993,6
MANO DE OBRA	Pulido chapa espejos	8 horas por chapa	9,285714286	128	1188,571429	49444,57143
	Corte laser	0,5 US\$ por minuto	0,5	80	40	1664
	Ensamblar y Soldar estructura	8 horas por módulo	9,285714286	64	594,2857143	24722,28571
	Pintura	30m por módulo	9,285714286	4	37,14285714	1545,142857
					Costo Total + IVA	244966,3855
					Costo Total	200792,1193
					Costo por metro lineal	12549,50745
					Costo por metro cuadrado	6783,517542

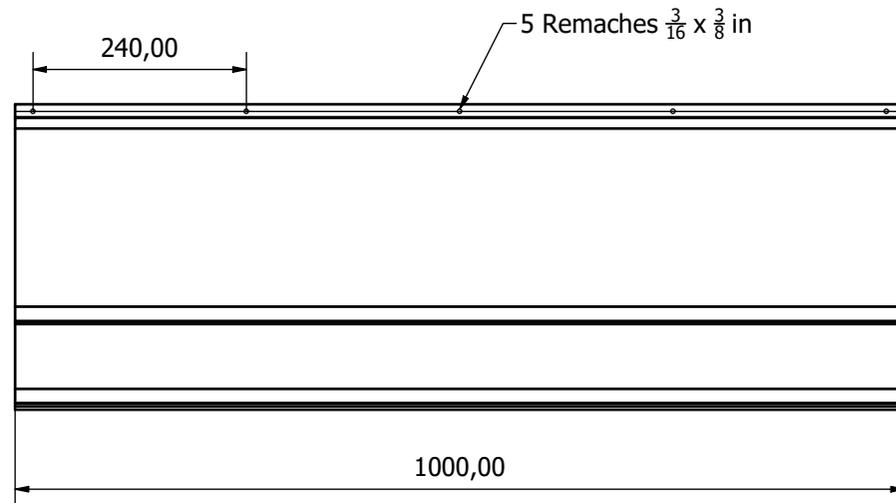
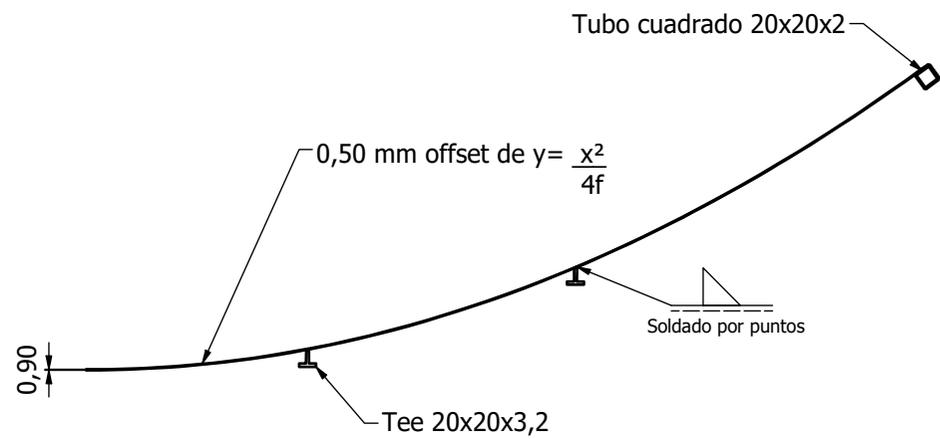
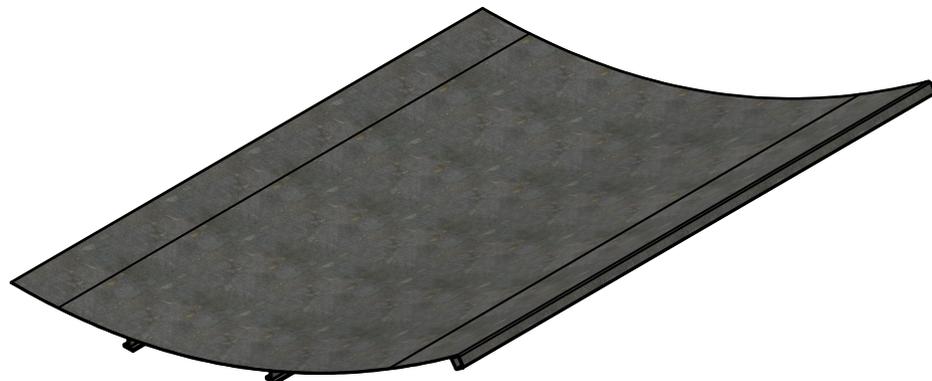
  

COSTOS Sistema de seguimiento para 8 módulos (16 metros lineales)						
	Sub-sistema	Componentes	Costo unitario (US\$)	Cantidad	Sub-total (US\$)	Sub-total (Pesos)
MATERIALES	ACTUADOR	Slew Drive + Motor	453,75	2	907,5	38115
		PLC + componentes	1700	1	1700	71400
	CONTROLADOR	Sensor hall	0	1	0	0
		Fotodiodos	36,6	1	36,6	1537,2
		Termorresistencia+transmisor	180	1	180	7560
		TIA	10	1	10	420
		Drive	35	1	35	1470
		Fuente alimentación	50	1	50	2100
					Costo Total + IVA	122602,2
					Costo Total	2392,704918
					Costo por metro lineal	149,5440574
					Costo por metro cuadrado	80,83462561

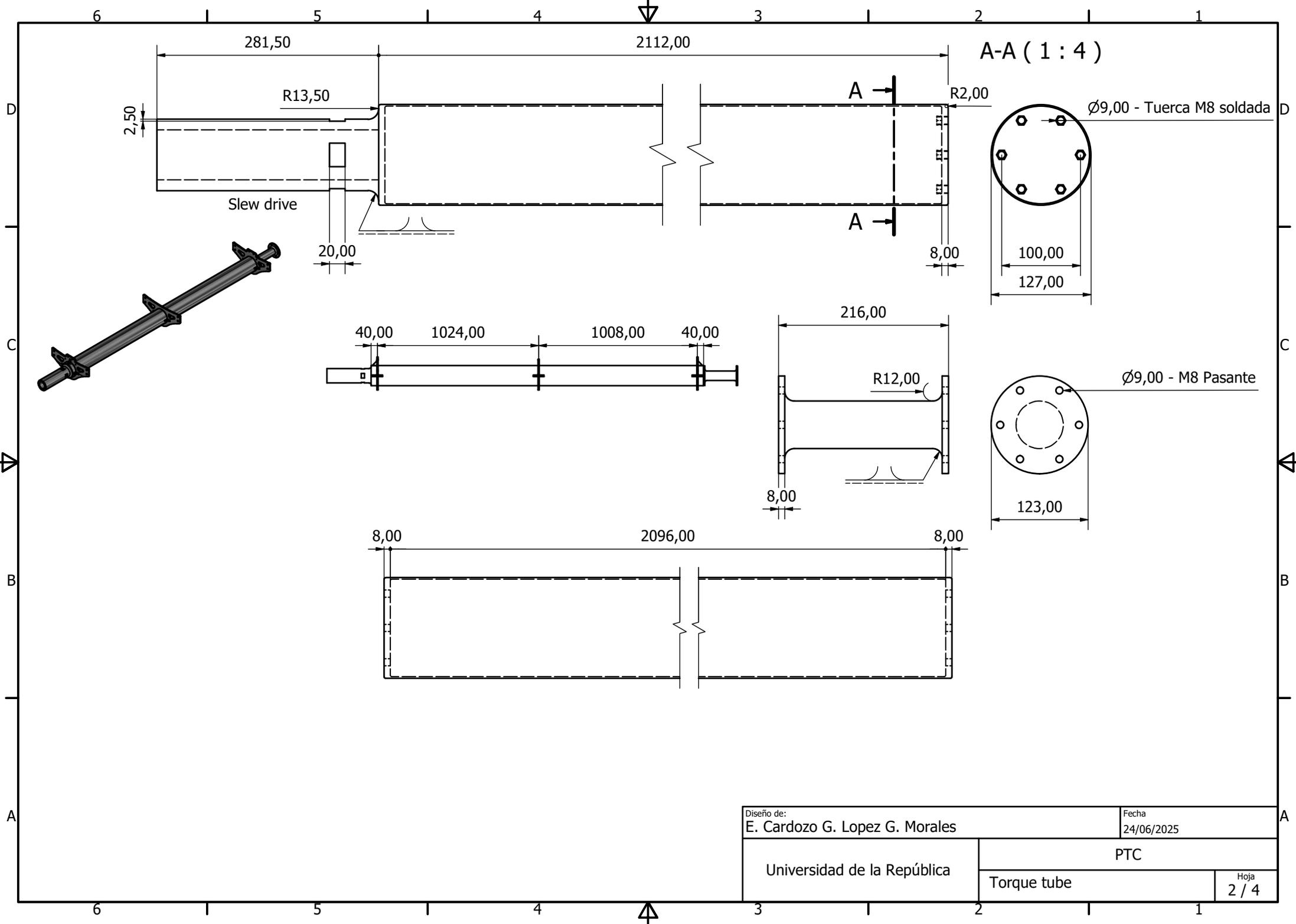
Figura D.3: Planillas de costos

# Apéndice E

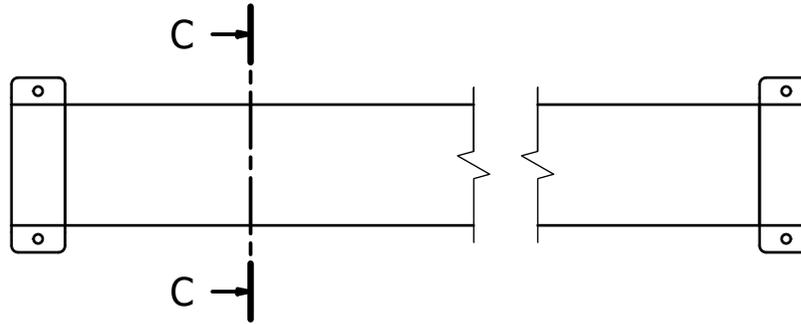
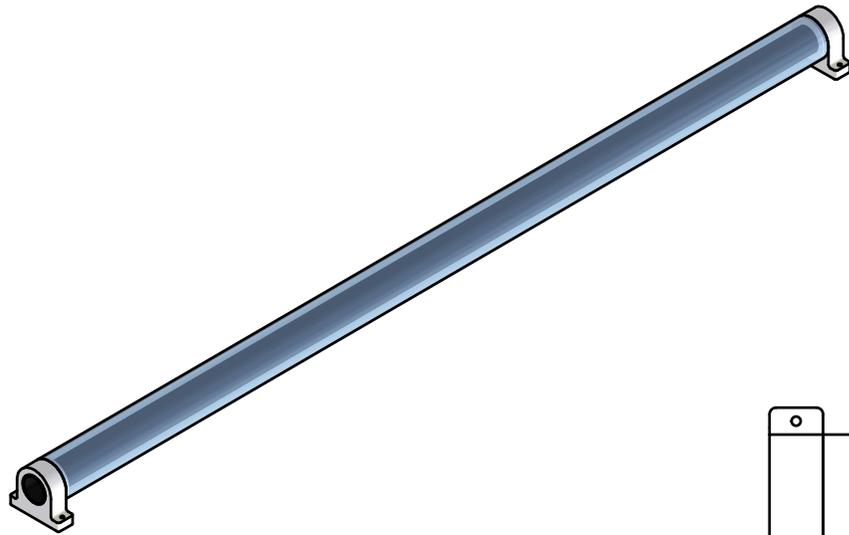
## Planos



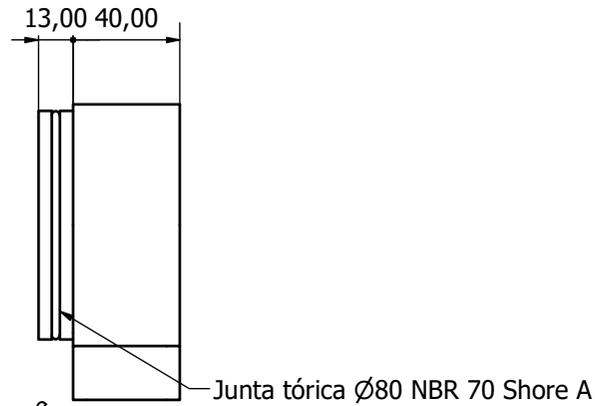
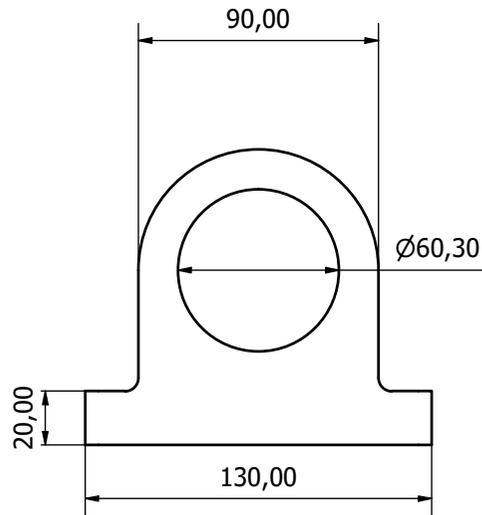
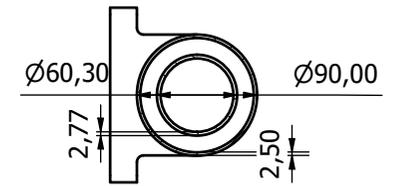
Diseño de: E. Cardozo G. Lopez G. Morales		Fecha 24/06/2025	
Universidad de la República		PTC	
		Chapa base	Hoja 5 / 5



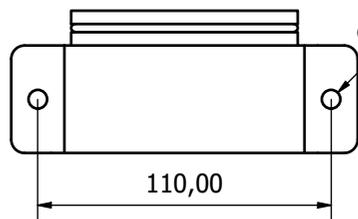
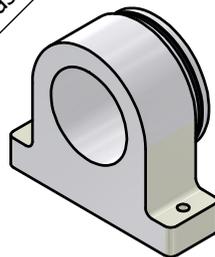
Diseño de: E. Cardozo G. Lopez G. Morales		Fecha 24/06/2025	
Universidad de la República		PTC	
		Torque tube	
		Hoja 2 / 4	



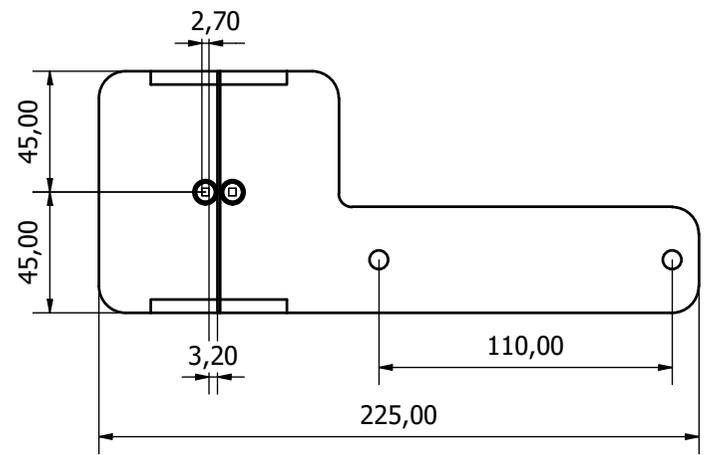
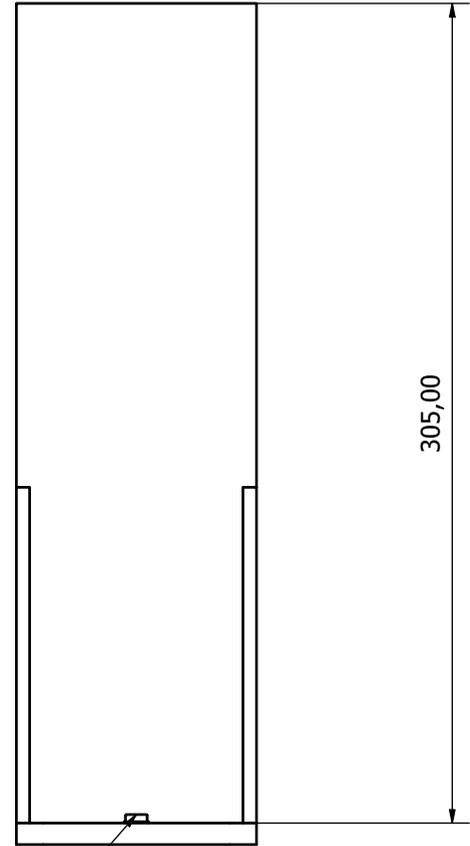
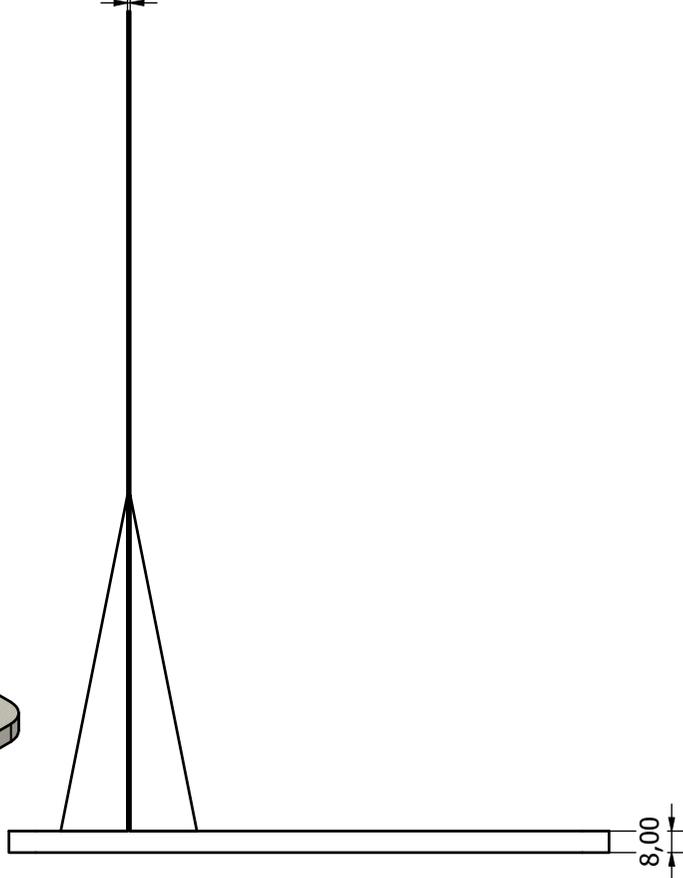
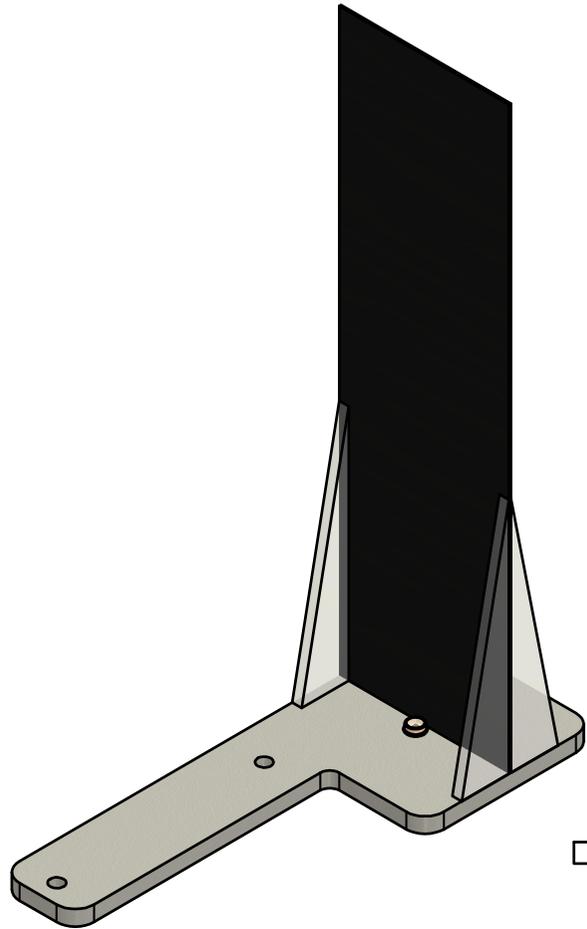
C-C (1 : 4)



Ø7,00 M6 Pasante



Diseño de: E. Cardozo G. Lopez G. Morales		Fecha 24/06/2025	
Universidad de la República		PTC	
		Tubo colector	
		Hoja 4 / 4	



Diseño de: E. Cardozo G. Lopez G. Morales		Fecha 24/06/2025	
Universidad de la República		PTC	
		Sensor solar	
		Hoja 3 / 4	

# ANEXOS

# Anexo 1

## Catálogos

En esta sección se listan los catálogos utilizados para la selección de componentes comerciales durante el desarrollo del presente proyecto. Para facilitar su acceso y evitar sobrecargar el documento, se incluyen enlaces a una carpeta compartida en línea donde se encuentran disponibles los documentos originales. A continuación, se detallan los componentes y sus respectivos enlaces:

### Actuador

- Slew Drive

### Sensores y electrónica

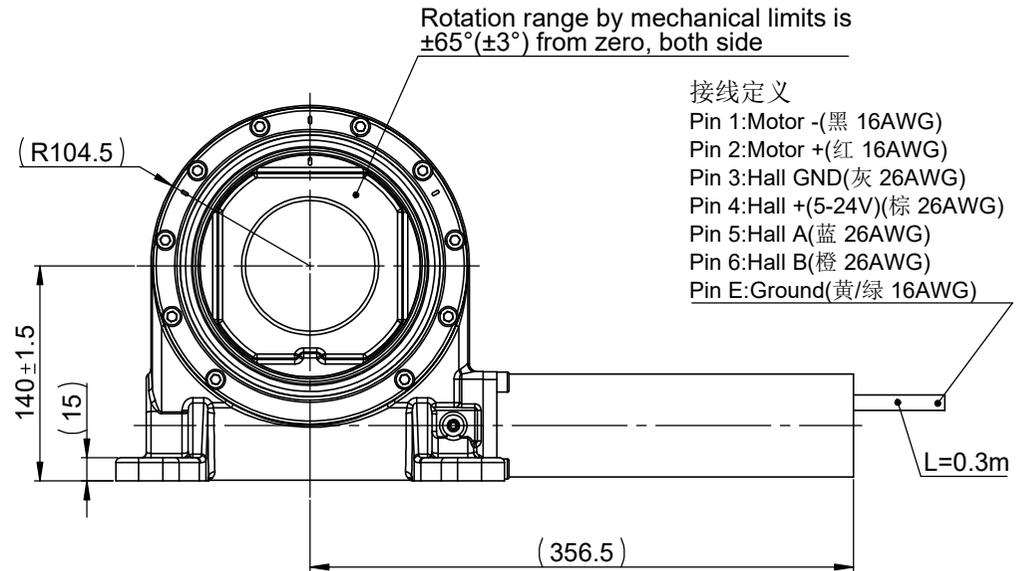
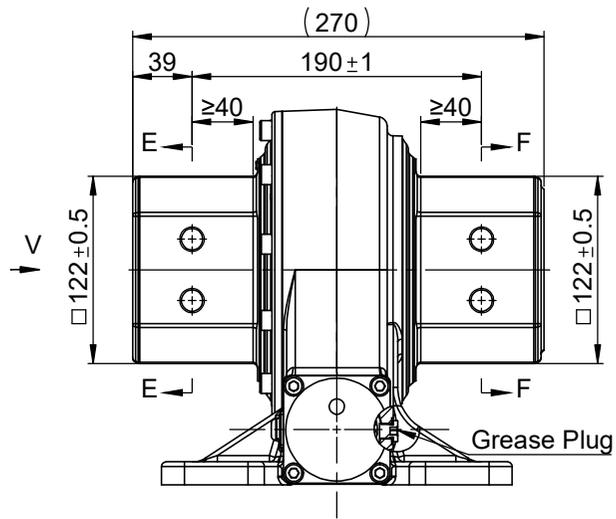
- PLC
- Módulo analógico AB561
- Fotodiodos
- Sensor de dirección de viento
- Sensor de velocidad de viento

### Elementos mecánicos

- Rodamientos
- Caños estructurales
- Recubrimiento espejos (*coating*)
- Juntas tóricas

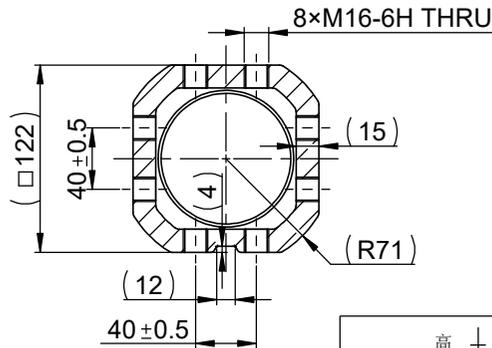
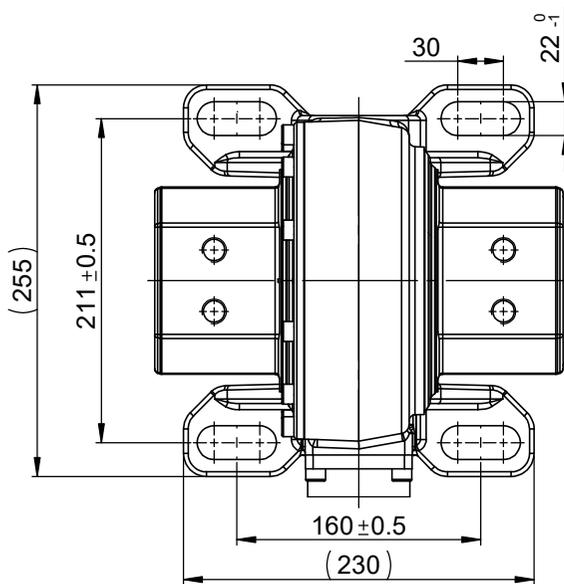
## Otros

- Pintura Selectiva
- Pintura anticorrosiva



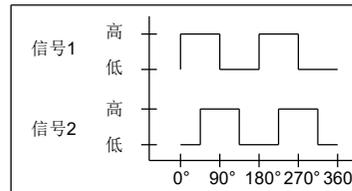
- 接线定义
- Pin 1: Motor -(黑 16AWG)
  - Pin 2: Motor +(红 16AWG)
  - Pin 3: Hall GND(灰 26AWG)
  - Pin 4: Hall +(5-24V)(棕 26AWG)
  - Pin 5: Hall A(蓝 26AWG)
  - Pin 6: Hall B(橙 26AWG)
  - Pin E: Ground(黄/绿 16AWG)

SECTION E-E/F-F



磁脉冲发生器参数

输出类型		电压输出
上拉电阻	-	是
输出信号	-	2个方波信号
相位角	-	90°
每转脉冲数	ppr	2, channels A and B
工作电压	VDC	UN=12(5~24)
工作电流	mA	max. 12 (U=12V)
脉冲宽度误差		max. 15°
相移误差		max. 15°
输出电压 (low level)	VDC	max. 0.4 (20mA)
信号上升时间	ns	85
信号下降时间	ns	60
温度	°C	-40 ~ +80



DESIGNED BY	G Z	2025/05/12
CHECKED BY	WDL	2025/05/12
APPROVED BY	T J	2025/05/12

**MA** 马鞍山经纬新能源传动设备有限公司  
MA AN SHAN JING WEI NEW ENERGY DRIVE EQUIPMENT CO.,LTD.

All information on the drawing shall not be altered without permission, nor shall it be provided to others. Manufacturing, assembly and inspection shall be carried out in strict accordance with the drawing.	WEIGHT	SCALE
	24.37 Kg	1:3.5
SYMBOL ISO	SIZE A3	SHEET 1/2
THE TOLERANCE NOT MENTIONED IS REFERRED TO ISO2768-M L CASTING TOLERANCE ISO 8062-CT10		

**SLEWING DRIVE**

JV5SH-G57S-S122-24H.28.5.170-L0.3

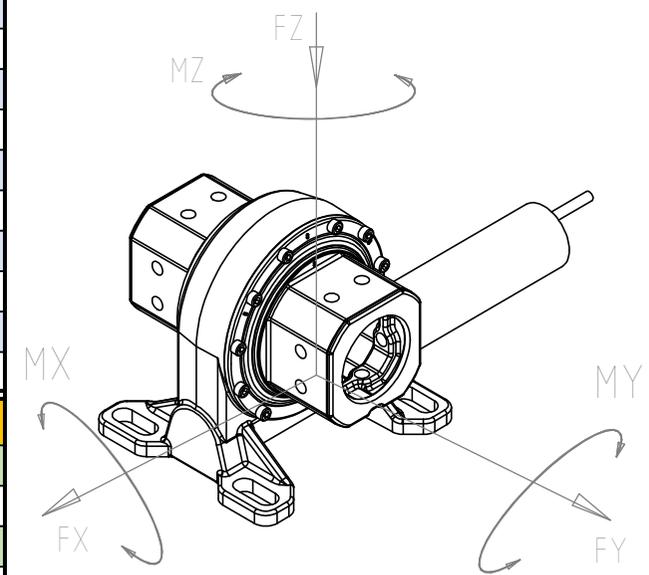
REV A

## SLEWING DRIVE PERFORMANCE PARAMETERS

### Slewing Drive Capability/回转装置主体性能

Slewing Drive Ratio/减速比	57	Efficiency/效率	40%
Working Temperature Range/工作温度	- 40℃ ~ +80℃	Ingress Protection/IP 防护等级	IP66
Tracking Precision/跟踪精度	≤ 0.3°	Corrosion Category/防腐类别	C4H-PT 2194C
Holding Torque-MY/保持力矩-MY	20kN·m	Broken Torque-MY/破坏力矩-MY	26kN·m
Tilting Moment Torque-MX、MZ/倾覆力矩-MX、MZ		15.00	kN.m
Tilting Moment Breaking Torque-MX、MZ/倾覆破坏力矩-MX、MZ		24.00	kN.m
Static Axial Rating-FY/静态轴向力-FY		25.00	kN
Dynamic Axial Rating-FY/动态轴向力-FY		15.00	kN
Static Radial Rating-FX、FZ/静态径向力-FX、FZ		55.00	kN
Dynamic Radial Rating-FX、FZ/动态径向力-FX、FZ		25.00	kN

### 3D View



### Reducer Motor Parameters/电机参数

Type Code/代号	24.28.5.170-L1.2-F70-60		
Ratio/减速比	736.37: 1		
Rated Speed/额定速度	2.85±10%	rpm	
Dc motor input power/直流电机输入功率	132	W	
Dc motor output power/直流电机输出功率	81	W	
Rated Torque/额定扭矩	170	N.m	
Peak Torque/峰值扭矩	240	N.m	
Pulsating Torque/脉动扭矩	330	N.m	
Rated Voltage/电压	24	VDC	
Rated Current/额定电流	≤ 5.5	A	
Working Temperature Range/工作温度	- 40℃ ~ +80℃	Ingress Protection/IP 防护等级	IP66

### Motorized Drive Output Parameters/回转装置带电机工作性能

Nominal Torque (Continuous operation, Most operating conditions)/额定输出扭矩	3600	N.m	Current/电流	≤ 5.5	A	Output speed/输出转速	≈ 0.050	rpm
Max. Torque (Continuous operation for 10 mins, It should not exceed 5% of the total life)/最大输出扭矩	6500	N.m	Current/电流	≤ 8	A	Output speed/输出转速	≈ 0.040	rpm
Pulsating Torque (continuous operation for 30s, it should not exceed 1% of total life, Test method refer to the specification /脉动扭矩)	7500	N.m	Current/电流	≤ 10	A	Output speed/输出转速	≈ 0.038	rpm

DESIGNED BY	G Z	2025/05/12
CHECKED BY	WDL	2025/05/12
APPROVED BY	T J	2025/05/12

**马鞍山经纬新能源传动设备有限公司**  
 MA AN SHAN JING WEI NEW ENERGY DRIVE EQUIPMENT CO.,LTD.

All information on the drawing shall not be altered without permission, nor shall it be provided to others. Manufacturing, assembly and inspection shall be carried out in strict accordance with the drawing.		WEIGHT	SCALE
		24.37 Kg	1:5
SYMBOL ISO	SIZE	A3	SHEET
			2/2

SLEWING DRIVE

JV5SH-G57S-S122-24H.28.5.170-L0.3

REV  
A

A	2025/05/12	MODEL	G Z	WDL	RELEASED FOR REVIEW.
REV.	DATA	PAGE	REVISER	CHECKED BY	DESCRIPTION