



Universidad Autónoma del Estado de México

Facultad de Ingeniería

Ingeniería en Sistemas Energéticos Sustentables

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN CONCENTRADOR
SOLAR PARA NIXTAMALIZACIÓN DE MAÍZ
CACAHUAZINTLE (ZEA MAYS)**

Que para obtener el título de Ingeniero en Sistemas
Energéticos Sustentables presenta:

Jessica Abigail Fernández Valdespino

Director de Tesis: **Bernd Weber**

Toluca, Estado de México, marzo del 2018.

ÍNDICE

Resumen	4
Abstract	4
Introducción	5
Nomenclatura	6
1. Marco Teórico	10
1.1 Conceptos básicos	10
1.2 Concentradores solares.....	11
1.2.1 Clasificación de los concentradores solares.....	15
1.2.1.1 En función de la óptica utilizada	15
1.2.1.2 En función de la temperatura del fluido	15
1.2.1.3 En función de la razón de concentración	16
1.2.2 Concentradores de canal parabólico compuesto (CPC).....	17
1.2.3 Concentradores de canal parabólico (CCP).....	17
1.2.4 Aplicaciones.....	18
1.2.4.1 Cocción de alimentos	18
1.3 Recurso Solar.....	18
1.4 Constante solar	19
1.5 Radiación solar incidente	19
1.6 Estudio de la energía solar en México	20
1.6.1 Hornos solares Tolokatsin	22
1.7 Nixtamalización	23
1.7.1. Aumento del valor nutritivo	24
Desarrollo y metodología	26
2.1 Objetivo	26
2.1.1 Objetivos específicos.....	26
2.2 Planteamiento del problema	26
2.3 Hipótesis.....	27
2.4 Metodología de cálculo.....	27
2.4.1 Calor necesario para el proceso	27
2.4.2 Eficiencias.....	31

2.4.3 Razón de concentración geométrica.....	32
2.4.4 Dimensionamiento de un Concentrador Parabólico Compuesto (CPC).....	32
2.4.5 Dimensionamiento de un Concentrador de Canal Parabólico (CCP)	34
2.4.6 Radiación absorbida por unidad de área iluminada	34
2.4.7 Pérdida de energía en el receptor.....	36
2.4.8 Potencia del concentrador.....	38
2.4.9 Material a utilizar para olla cónica.....	40
2.4.10 Material a utilizar para olla cilíndrica.....	40
2.5 Metodología Experimental.....	41
2.5.1 Pruebas de pérdida de calor de los recipientes	41
2.5.2 Captador-concentrador casero	43
2.5.3 Horno solar Tolokatsin	44
2.5.4 Segmentos del concentrador en la Planta Solar de la UNAM.....	45
2.2.5 Resumen comparativo de concentradores probados.....	47
2.6 Metodología de análisis de datos	48
2.6.1 Dimensionamiento óptico de un CPC.	48
2.6.2 Dimensionamiento óptico de un CCP.	50
2.6.3 Diseño de recipiente (olla)	50
2.6.3.1 Forma cónica	50
2.6.3.2 Forma cilíndrica.....	51
2.6.3.3 Pérdida de calor en el recipiente (olla).	52
2.6.4 Potencia requerida para realizar la nixtamalización.....	52
2.6.5 Pérdida de calor en tubería exterior.....	53
2.6.6 Potencia útil del sistema	54
2. Resultados y análisis.....	55
3.1 Número de Concentradores Parabólicos Compuestos (CPC) necesarios para el proceso de nixtamalización.....	55
3.2 Número de Concentradores de Canal Parabólico (CCP) necesarios para el proceso de nixtamalización.....	59
3.3 Resumen comparativo de concentradores propuestos.....	63
3. Conclusiones	64
4. Referencias	66

5.1 Referencias bibliográficas	66
5.2 Referencias electrónicas	67
5. Anexos.....	68

Resumen

El maíz y la nixtamalización son de gran importancia alimentaria y económica en las regiones donde se practica, provocando que sea necesario realizar mejoras y proponer alternativas al proceso para generar mayor productividad a la región. Los pequeños negocios presentan múltiples problemas, entre los que está el elevado impacto de los energéticos en sus costos de producción y el desarrollo tecnológico ha permanecido estancado durante décadas. Este proceso se lleva a cabo en un recipiente de acero tipo olla o cacerola, con combustible de origen fósil como carbón o gas, y en la mayoría de las comunidades rurales se utiliza leña o hierba seca para la cocción. Los componentes necesarios para realizar la cocción de maíz normalmente se limitan a cuatro: la olla o cacerola en donde se cuece el maíz, agua, óxido de calcio (cal) y un recurso energético, tradicionalmente de origen fósil. Con un concentrador solar eficiente, que produce vapor, es posible prescindir de otra fuente de energía comúnmente empleado como son los combustibles fósiles. El concentrador solar en conjunto con el dispositivo de cocción (olla) específicamente diseñados para el proceso, reducirán el costo a largo plazo de la nixtamalización del maíz y las emisiones al ambiente generadas por dicho proceso, al sustituir el uso tradicional de combustibles fósiles o biomasa por el uso de un concentrador solar, el cual no tiene un impacto negativo en el ambiente, además de contribuir a mejorar la competitividad de los pequeños molinos de maíz y/o tortillerías de la región.

Abstract

Corn and nixtamalization are of great economic importance in the regions where it is practiced. Technical improvements and alternatives of the process are promising to generate greater productivity in the region. Small producers have multiple problems by the high impact of energy on their production costs. Reason is found in technological development, which has remained stagnant for decades. The nixtamalization process is carried out in a pan or pot-type steel container with the use of fossil fuel such as coal or gas and in most rural communities, wood or dry grass for cooking. Four components are necessary to realize the cooking of the corn: the pot or pan where corn, with water and calcium oxide (lime) is cooked, beside an energy resource, traditionally of fossil origin. With an efficient solar concentrator, it is possible to dispense with another source of energy than fossil fuels. The solar concentrator in conjunction with the cooking device (pot), will reduce the long-term cost of corn nixtamalization. Additionally emissions to the environment are reduced due to the avoidance of employment of traditional fossil fuels. With enlisted attributes of the new process design small corn mills and / or tortillerias can improve their competitiveness in the region.

Introducción

Los molinos de nixtamal se abastecen de agua caliente por medio de calderas, las cuales queman combustibles de origen fósil, como el carbón, gas licuado, natural o petróleo. En varias regiones de México se utiliza biomasa (leña), provocando contaminación y emisiones de gases de efecto invernadero, que son la causa principal del calentamiento global y el cambio climático. El uso de dichos combustibles y como consecuencia, sus efectos al ambiente, pueden evitarse recurriendo a las fuentes de energía renovable. México se encuentra en una zona geográfica privilegiada para el aprovechamiento de estas fuentes de energía, que incluyen energía solar, eólica y geotérmica (Romero, 2013).

En el capítulo 1 se aclaran conceptos básicos utilizados durante el trabajo de investigación, así como de la concentración solar, la clasificación y los tipos de concentradores solares que existen. También se mencionan los antecedentes más relevantes respecto al uso de la energía solar y concentración solar, primero a nivel internacional siguiendo con México y sus aplicaciones. Y por último, sobre el proceso de nixtamalización del maíz en México para la elaboración de alimentos.

En el capítulo 2 se enlistan el objetivo general, objetivos específicos, el planteamiento del problema y la hipótesis. Como parte de la metodología del cálculo, se plantean y explican de manera breve las ecuaciones que serán utilizadas para determinar los valores teóricos para el diseño de la olla y el concentrador solar. En la metodología experimental que forma parte del mismo capítulo se explica a detalle los pasos y ecuaciones que se siguieron para determinar los valores experimentales de transferencia de calor para las ollas y los concentradores solares probados. En el siguiente apartado y con los datos obtenidos se dimensiona con criterios ópticos un Concentrador Parabólico Compuesto (CPC) y un Concentrador de Canal Parabólico (CCP), así como dos propuestas de ollas y se calcula la potencia útil mínima que se requiere para realizar la nixtamalización del maíz.

En el siguiente capítulo de numeral 3 se analizan de manera más extensa las propuestas de concentradores solares y se determina el número de concentradores necesarios (CPC y CCP por separado) para llevar a cabo el proceso anteriormente mencionado. También se presenta un resumen en forma de tabla con los datos más importantes de cada concentrador, tanto los propuestos como los ya existentes a los cuales se les realizaron pruebas para la transferencia de energía.

El capítulo 4 se compone de las conclusiones y recomendaciones finales para futuros trabajos de investigación.

Por último, el capítulo 5 contiene las referencias de la información utilizada en este trabajo, seguido de los anexos que también contienen información de relevancia en el capítulo 6.

Nomenclatura

Parámetro	Variable	Unidades
Absortividad	α	-
Altura	h	m
Altura adimensional del CPC	H	-
Ángulo medio de apertura del concentrador	θ_0	-
Área de apertura/aceptación	A_a	m^2
Área de la cubierta del receptor/absorbedor	A_c	m^2
Área de la olla	A_{olla}	m^2
Área de recepción	A_r	m^2
Calor específico	C_p	$\frac{kJ}{kg K}$
Calor/potencia útil	Q_u	W
Coefficiente de conductividad térmica del aire (convección)	h_w	$\frac{W}{m^2 K}$
Coefficiente de flujo en el interior del tubo receptor.	h_f	$\frac{W}{m^2 K}$
Coefficiente de pérdida de calor en la tubería exterior	U_t	W
Coefficiente de radiación de la cobertura y el ambiente	$h_{r,ab}$	$\frac{W}{m^2 K}$
Coefficiente de transferencia de calor por radiación	h_r	$\frac{W}{m^2 K}$
Coefficiente de transferencia de calor promedio	h_{prom}	$\frac{W}{m^2 K}$

Parámetro	Variable	Unidades
Coefficiente global de pérdidas en el receptor	$U_{receptor}$	W
Conductividad térmica del material	k	$\frac{W}{m K}$
Constante de Stefan-Boltzmann	σ	$\frac{W}{m^2 K^4}$
Constante solar	G_{sc}	$\frac{W}{m^2}$
Densidad	ρ	$\frac{kg}{m^3}$
Diámetro del tubo	D	m
Diámetro exterior del tubo	D_e	m
Diámetro interior del tubo	D_{int}	m
Diferencia de temperaturas	ΔT	K
Eficiencia óptica del concentrador	η_o	-
Eficiencia térmica del concentrador	η_t	-
Eficiencia total del concentrador	η_c	-
Emisividad	ϵ	-
Energía entregada por el concentrador.	Q_c	W
Espesor del material aislante	$e_{aislante}$	m
Factor de eficiencia del concentrador	F'	-
Factor de intercepción del absorbedor	γ	-

Parámetro	Variable	Unidades
Flujo másico	\dot{m}	$\frac{kg}{s}$
Flujo volumétrico	\dot{v}	$\frac{m^3}{s}$
Generatriz	g	m
Imperfecciones de construcción máximas	ϑ	-
Longitud	L	m
Modificador del ángulo de incidencia	$k_{\alpha\gamma}$	-
Número adimensional de Nusselt	Nu	-
Número adimensional de Prandtl	Pr	-
Número adimensional de Reynolds	Re	-
Parámetro adimensional que determina las curvas del CPC	t	-
Pérdida de calor en la olla	U_{olla}	W
Pérdida de calor en tubería exterior	Q_t	W
Radiación absorbida por unidad de área	S	$\frac{W}{m^2}$
Radiación difusa	G_d	$\frac{W}{m^2}$
Radiación directa	G_b	$\frac{W}{m^2}$
Radiación global	G_t	$\frac{W}{m^2}$

Parámetro	Variable	Unidades
Radiación solar incidente	I_s	$\frac{W}{m^2}$
Radio de circunferencia del absorbedor	a	m
Radio exterior	R	m
Radio exterior de materiales	r_e	m
Radio interior	r	m
Radio interior de materiales	r_i	m
Razón de concentración	C	-
Razón de concentración geométrica	C_g	-
Reflectancia	ω	-
Resistencia térmica del material aislante	R_2	$\frac{K}{W}$
Resistencia térmica del material de la tubería	R_1	$\frac{K}{W}$
Temperatura ambiente	$T_{ambiente}$	K
Temperatura de estancamiento	T_s	K
Temperatura del fluido	T_{fluido}	K
Tiempo de radiación efectiva	t_G	s
Transmisividad	τ	-
Viscosidad dinámica	μ	$\frac{kg}{m \cdot s}$
Volumen	V	m^3
Volumen del fluido	V_f	m^3

1. Marco Teórico

En este capítulo se describen los antecedentes generales de los concentradores solares así como su funcionamiento y clasificación, también el proceso de nixtamalización y el uso de concentradores solares para producción o secado de alimentos.

1.1 Conceptos básicos

Emisividad [ϵ] Es una propiedad que posee todo cuerpo y se define como la relación entre la radiación térmica emitida por una superficie u objeto y su temperatura, cuando se considera la dirección en la que la energía es emitida se llama emisividad direccional. En la mayoría de los casos, una emisividad alta va acompañada de una absorptividad alta.

Reflectividad. [ρ] Es otra característica que tienen los cuerpos y es la reflexión de la radiación, es decir, el flujo radiante se reenvía o redirecciona sin que varíe la longitud de onda que en caso contrario se denomina fluorescencia. La radiación especular es la radiación que es reflejada en el mismo ángulo en que incidió.

Transmisividad. [τ] La transmisividad óptica se refiere a la cantidad de luz que atraviesa un cuerpo, en una determinada longitud de onda. Cuando un haz de luz incide sobre un cuerpo traslúcido, una parte de esa luz es absorbida por el mismo, otra se reflejará y otra fracción de ese haz de luz atravesará el cuerpo, según su transmisividad.

Absortividad. [α] Es la porción de la radiación que incide en un cuerpo que es absorbida por el mismo, es decir, lo opuesto de la emisividad. Para superficies con transmisividad igual a cero (cuerpos opacos), la suma de la absorptividad y la reflectividad es igual a 1. Mientras que para medios transparentes como vidrio, la suma de la absorptividad, reflectividad y transmisividad es igual a 1.

Refracción Es el cambio de dirección de un rayo o una onda que ocurre en la superficie de separación entre dos medios, que puede regresar al medio original. Dependiendo del medio y la composición de éste, la refracción ocurre a diferentes valores.

Reflexión Es el fenómeno que ocurre cuando un rayo de luz o una onda “rebota” al chocar contra una superficie, esta reflexión puede ocurrir en diferentes direcciones. La superficie debe de tener un recubrimiento especial o ser de algún material especular y la reflexión puede ocurrir al mismo tiempo que la refracción.

Calor. Es la energía en estado transitorio y se da cuando un cuerpo y/o sistema transfiere energía a otro. Esta transferencia se da sólo cuando existe una diferencia de temperaturas y la transferencia ocurre en dirección de mayor a menor. Si los sistemas o cuerpos están en equilibrio termodinámico no es posible que exista una transferencia de calor, en caso contrario, la energía puede ser adquirida por el cuerpo o sistema y ser parte de su energía interna.

Convección. Es una de las 3 formas que existen para la transferencia de calor y ocurre siempre que exista un fluido, ya sea en estado gaseoso o líquido. El calor se transfiere por el movimiento de uno o más fluidos, de manera natural o forzada y también puede ocurrir una transferencia de calor entre un sólido y el fluido.

Conducción. Es otro mecanismo de transferencia de energía térmica entre dos sistemas basado en el contacto directo de sus partículas, que tienden a igualar su temperatura o estado de excitación térmica.

Radiación. Esta forma de transferencia de calor existe en todo cuerpo o sistema que tenga una temperatura mayor al cero absoluto y puede transmitirse en un medio material o en el vacío. La energía es propagada en forma de ondas electromagnéticas y ocurre al mismo tiempo que la conducción y convección.

Irradiancia. Es la potencia efectiva proveniente del sol por unidad de superficie. Sus unidades son W/m^2 .

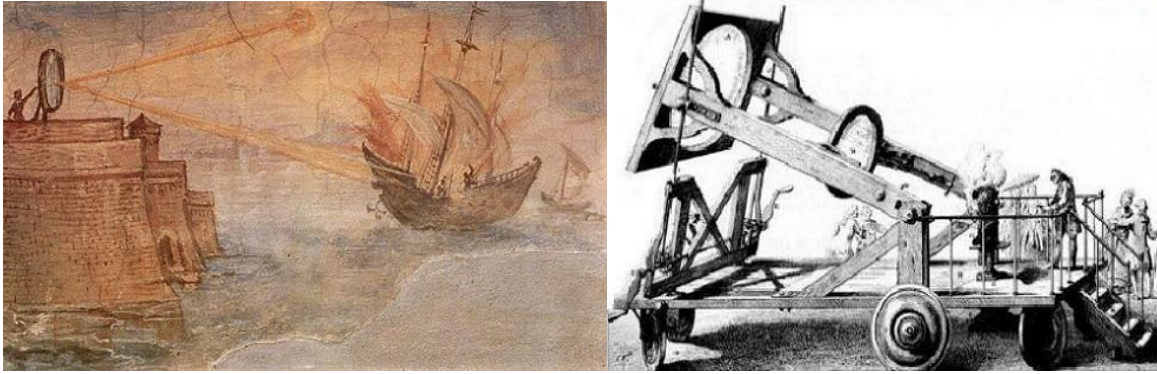
Irradiación. Es la magnitud que mide la energía por unidad de área de radiación solar incidente en una superficie colocada en un lugar y rango de tiempo bien especificados.

Ley de Stefan-Boltzmann. Es una ley que establece el límite de energía que puede transmitir un cuerpo real y un cuerpo negro, dependiendo de la temperatura a la que se encuentren. La potencia emisiva de una superficie o cuerpo real siempre será menor que la de un cuerpo o superficie negra a la misma temperatura.

1.2 Concentradores solares

Desde la época prehistórica, el hombre ha utilizado la energía solar para satisfacer diversas necesidades, con aplicaciones y tecnologías que abarcan desde la deshidratación de alimentos para conservación hasta concentración de dicha energía para descomponer materiales o refrigerar espacios. En los últimos años, las tecnologías que utilizan a la energía solar han ido evolucionando gracias a los esfuerzos internacionales para impulsar el uso de fuentes de energía renovables y no contaminantes. México también ha avanzado mucho en este aspecto (Romero, 2013).

El primer antecedente registrado sobre la utilización de energía solar habla de Arquímedes, que en el año 212 a.C., cuenta la leyenda, que utilizó un espejo grande con forma cóncava para quemar las naves que sitiaban la ciudad de Siracusa (figura 1). Años después, Antonio Lavoisier hizo un dispositivo que con ayuda de una lente de un metro de diámetro concentraba la energía solar y alcanzaba temperaturas cercanas a los $1700^{\circ}C$ (ver figura 2) se presumía que con este concentrador se podía fundir platino (Meinel, 1982). Fue hasta 1875 que Augustine Mouchot diseñó y construyó el primer prototipo con forma de cono truncado y que tenía un foco puntual con el cual era posible iluminar al receptor en cualquier dirección, con este dispositivo fue posible mover un motor de medio caballo de fuerza a 80 revoluciones por minuto (Kalogirou, 2004).



Figuras 1 y 2. Representación de la leyenda de Arquímedes en Siracusa y horno solar de Lavoisier respectivamente. Gutiérrez (2013)

Más tarde, Aubrey Eneas desarrolló un reflector con forma cónica parecido al de Augustine Mouchot en California, lo utilizaba como bomba que trabajaba con 1400 galones por minuto. En 1969 se construyó uno de los mayores hornos solares del mundo, el horno de Odeillo (ver figura 3), que tiene una potencia de 1 MW (Kalogirou, 2004). Este horno concentra la energía solar incidente utilizando espejos orientables en una primera serie que reflejan los rayos solares a una segunda serie de espejos que integran la parábola que es la estructura principal. Al final, los rayos convergen en la parte superior de la estructura principal que después los dirige hacia un cuerpo circular de 40 metros de diámetro y con una distancia focal de 18 metros, en este cuerpo o foco se llega a los 3400°C (Romero,2013).



Figura 3. Fotografía del Horno de Odeillo en los Pirineos Orientales, Francia. Recuperado de <http://www.unabrevehistoria.com/2008/01/el-horno-solar-de-odeillo.html> (2008)

John Ericsson creó una máquina que funcionaba con aire caliente que salía de un concentrador parabólico durante 1870, contaba con un espejo bastante grande, una caldera y una máquina de vapor como se muestra en la figura 4. Dos años más tarde Ericsson intentó calentar el aire con un reflector parabólico y un cilindro que era el foco de esta parábola, los resultados fueron sorprendentes.

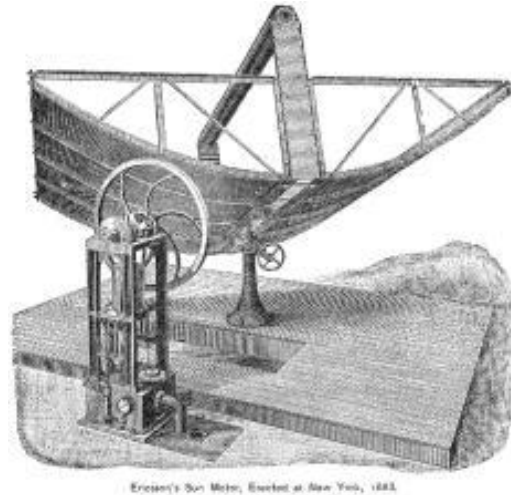


Figura 4. Representación del método de Ericsson para calentar aire. Recuperado de: <http://landartgenerator.org/blagi/archives/2004>. (2004)

En 1885, un ingeniero francés llamado Charles Tellier desarrolló uno de los primeros concentradores solares de baja temperatura que funcionaba para impulsar máquinas. La diferencia del motor que hizo Tellier con aquellos convencionales radicaba en que él utilizó vapor presurizado de líquidos que tienen una temperatura de ebullición menor a la del agua, en sus primeros diseños, utilizó un captador solar parecido a los actuales y lo llenó con amoníaco. Como resultado, Tellier obtuvo 300 galones por hora durante las horas de sol.

Casi diez años después, en Alemania apareció la primera patente de un concentrador de canal parabólico (CCP), desarrollado por Wilhelm Maier que lo patentó en la provincia de Aalen y al mismo tiempo Adolf Remshardt lo patentaba en Stuttgart. Sin pasar mucho tiempo, iniciando el siglo XX Frank Shumann que era un ingeniero estadounidense estudió las pérdidas por convección y conducción debidas a las altas temperaturas en los sistemas de concentración solar y mencionaba ya que los sistemas que utilizaban espejos revestidos de plata eran demasiado costosos. Esta fue la principal razón por la que Shumann volvió a estudiar las llamadas “cajas calientes” de Saussure y Langley, las cuales elevaban la temperatura del agua hasta su punto de ebullición (Kaligirou, 2004). Tiempo después el mismo Shumann forma Sun Power Company que tenía como objetivo a largo plazo la construcción de una planta solar en Egipto. Él construyó una planta solar piloto en un terreno de 2700 m² cerca de su casa en Tacony Pennsylvania en esta planta además de los captadores había una serie de espejos y un mecanismo de ajuste de ángulo para los captadores. Con ayuda de una bomba, trabajaba con 12 000 litros de agua y obtuvo una potencia máxima de 32 caballos de fuerza (Romero, 2013).

Las fuentes de energía renovables se han reivindicado y tomado gran importancia debido a los efectos adversos del cambio climático y el rápido agotamiento de los recursos naturales. El sol, el viento y la energía cinética de los mares pueden ser aprovechadas para generar energía eléctrica o vapor para cubrir las necesidades energéticas de las ciudades y poblados.

Las principales ventajas de utilizar estas fuentes renovables son la baja o nula emisión de gases de efecto invernadero (contaminantes), bajo impacto negativo al ambiente, recurso ilimitado, y en el caso específico de la energía solar, ésta es accesible para cualquier lugar en la tierra. Para poder aprovechar las fuentes de energías renovables es necesario diseñar sistemas de captación, transformación y aprovechamiento que sean eficientes y que junto a un sistema de almacenamiento confiable puedan garantizar el suministro de energía considerando la intermitencia de estas fuentes y su gran dependencia de las condiciones climáticas del lugar. (Gutiérrez, 2010).

Una tecnología bastante madura para aprovechar la energía solar son los concentradores solares, que gracias a las diferentes configuraciones geométricas que tienen pueden recolectar la energía incidente en cierta área de superficie reflejante para después redirigirla a un absorbedor que transfiere la energía a un fluido de trabajo o a un material. Dichos concentradores son dispositivos que permiten disponer de una gran cantidad de energía utilizando una superficie reducida (Tapia y Del Río, 2009).

Los concentradores solares funcionan como un intercambiador de energía, en donde la radiación solar que logra concentrarse se transfiere por medio del fenómeno térmico de la conducción, por lo general, a un fluido de trabajo que posteriormente la transportará a un generador para producir vapor o electricidad. Las superficies reflectantes que se utilizan en los concentradores deben tener pocas imperfecciones ópticas para que la recolección de los rayos incidentes sea más eficiente.

De acuerdo con Kalogirou (2004), las ventajas y desventajas de los concentradores se enlistan en la siguiente tabla:

Tabla 1. Listado de ventajas y desventajas de los sistemas de concentración solar respecto a otros sistemas de calor de proceso, Kalogirou (2004).

Ventajas	Desventajas
Se obtienen mayores temperaturas para la misma superficie de colección. Esto significa una mejor eficiencia termodinámica.	Los sistemas de concentración prácticamente no colectan la radiación difusa y sólo aprovechan la radiación solar directa. Por lo tanto, no pueden funcionar en días nublados.
La eficiencia térmica es mayor debido a que el área de pérdida de calor es pequeña comparada con el área de recepción.	Se requiere de un sistema de seguimiento del movimiento aparente del sol, de forma que se intercepte la radiación directa y mejore su eficiencia.
Tienen un impacto ambiental mínimo, cero emisiones contaminantes y cero ruido durante su operación.	Las superficies reflectivas pueden perder su reflectancia con el tiempo, además requieren limpieza y mantenimiento periódicos.

1.2.1 Clasificación de los concentradores solares.

1.2.1.1 En función de la óptica utilizada

De acuerdo con los principios ópticos utilizados, los concentradores se dividen en dos categorías; los de imagen y los de no-imagen (ver figura 5).

En la primera categoría, los concentradores forman una imagen definida del sol en el absorbedor, a diferencia de los de no-imagen, en los cuales no se forma imagen alguna. Dependiendo de la aplicación y del tipo de concentrador, en ciertas ocasiones es necesario implementar un sistema de seguimiento al sol, para poder interceptar la mayor cantidad posible de rayos. En sistemas de baja concentración, este seguimiento puede ser intermitente o en intervalos mayores, de semanas o meses (Rodríguez *et al*, 2012).

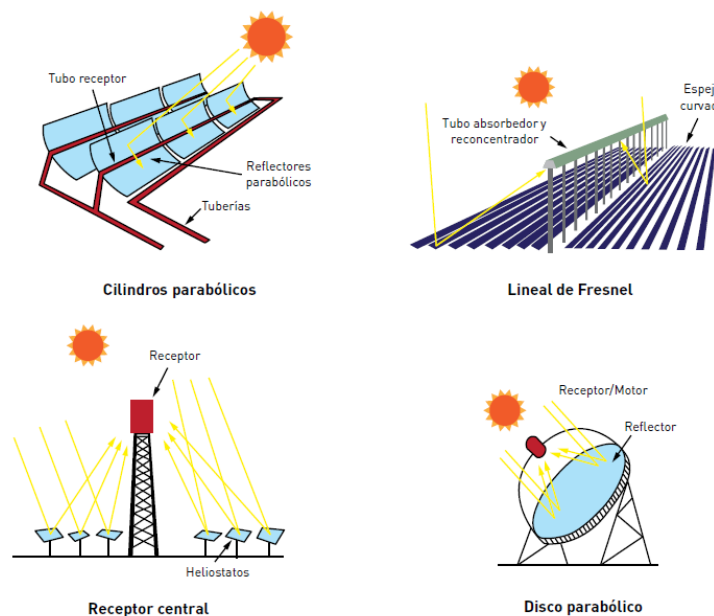


Figura 5. Tipos de concentradores con madurez tecnológica. Recuperado de: <http://abapeisa.com/metodologia-para-el-calculo-de-la-energia-electrica-imputable-la-utilizacion-de-combustibles-en-las-instalaciones-solares-termoelectricas/> (2014).

1.2.1.2 En función de la temperatura del fluido

La aplicación final que tenga el concentrador determinará la temperatura a la que el fluido será entregado, es por esta razón que diferentes fluidos son utilizados para diferentes rangos de temperaturas, lo que al final también influye en la potencia que puede obtenerse (Paredes, 2010). Para fluidos con una temperatura entre 30°C y 100°C (temperatura baja) comúnmente se utilizan captadores solares planos para calentar agua de albercas y/o regaderas, calefacción a nivel residencial o de construcciones públicas, desalinización, destilación y deshidratación de alimentos. Estos captadores no necesitan sistemas de emergencia o apoyo, ya que la demanda de energía no suele ser continua y puede ser interrumpida (ver tabla 2).

La temperatura media que oscila entre 100°C y 400°C requiere de concentradores lineales o esféricos para que la energía concentrada sea suficiente. Estos concentradores se utilizan en la industria láctea para refrigeración, en la industria química y de alimentos como intercambiadores de calor y en grandes procesos de desalinización, destilación y deshidratación. Para fluidos de alta temperatura (400°C-3000°C) los concentradores puntuales se vuelven la mejor opción. Estos sistemas en realidad son un conjunto de concentradores solares en serie que reflejan toda la irradiancia en un punto situado lejos de sí mismos, como los campos de heliostatos y las centrales de torre. Estos grandes campos son en realidad centrales fototérmicas en donde tienen lugar una gran generación de energía eléctrica por medio de calderas y procesos de reducción, o fundición de materiales como el acero.

1.2.1.3 En función de la razón de concentración

En esta última categoría, se considera el diseño del concentrador, es decir, la forma y extensión del absorbedor y el área total de recepción o abertura del mismo concentrador. La variable C se define como la razón de concentración geométrica y “es el cociente del área de apertura del concentrador entre el área de absorción del receptor” (Paredes, 2010).







		Nombre	Esquema	Razón de concentración C	Rango de temperaturas [°C]
Estacionario	Absorbedor plano	<i>Captador plano</i>		$C \leq 1$	$30 < T < 250$
		<i>Tubos al vacío</i>		$C \leq 1$	$50 < T < 200$
Seguidores	Seguimiento a un eje	<i>Concentrador Parabólico Compuesto CPC</i>		$1 < C < 15$	$70 < T < 300$
		<i>Concentrador de Canal Parabólico CCP</i>		$15 < C < 40$	$70 < T < 350$
	Seguimiento a dos ejes	<i>Disco Parabólico</i>		$100 < C < 1000$	$70 < T < 1500$
		<i>Torre Central/Heliostato</i>		$100 < C < 1500$	$150 < T < 1500$

Tabla 2. Resumen técnico de los tipos de concentradores solares, adaptado de Paredes (2010).

1.2.2 Concentradores de canal parabólico compuesto (CPC).

En 1974 H. Hinterberg y Roland Winston desarrollaron en Estados Unidos el concentrador parabólico compuesto y también por V.K Boronov y G. Melnikov en la Unión Soviética. Winston mostró las ventajas de este tipo de concentradores que no forman imagen y que tiene la mayor concentración posible. Dos años más tarde Ar Rabl trabajó en describir las propiedades ópticas y térmicas de un CPC y en 1975 utilizó un absorbedor circular recto dentro del CPC (ver figura 6). Este tipo de concentradores son capaces de captar radiación directa y difusa gracias a su geometría no necesitan de un sistema de seguimiento al sol y son los concentradores que pueden tener una razón de concentración geométrica muy alta. A partir de estos avances el estudio de los CPC se ha incrementado para lograr un diseño óptimo con menores pérdidas de energía y de esta manera mejorar el rendimiento global del concentrador incluso en días nublados (Anil, 2012).

1.2.3 Concentradores de canal parabólico (CCP)

En 1976 Michael W. Edenburn propuso como absorbedor para un canal parabólico, un tubo aislado que tenía una cubierta transparente con el fin de reducir las pérdidas de energía (ver figura 7). Además hizo un análisis de transferencia de energía desde el concentrador hacia el fluido de trabajo y las pérdidas por convección y conducción, utilizando diferentes orientaciones para el captador. También Norton Pierce realizó una propuesta sobre la construcción de un concentrador solar eficiente y barato, todo esto fue en el mismo año.

Pierce dijo que la calidad de los materiales reflectantes, la precisión óptica y el mecanismo de seguimiento al sol son los principales causantes de que el CCP tuviera un alto costo. Por eso propuso un mecanismo de seguimiento más barato que con un error aproximado de 6° podrá utilizar un motor que gire sólo una revolución por año y lo demostró al colocar una elipse con el tamaño suficiente para captar los rayos provenientes del reflector con un ángulo de aceptación que variaba desde un tubo absorbedor a otro en $10\text{-}17^\circ$.

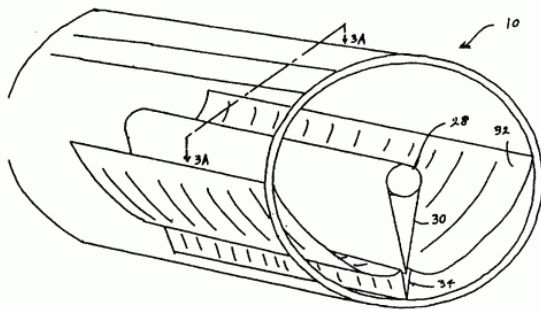


Figura 6. Imagen que muestra las aperturas posibles de un CCP. Recuperado de: https://www.researchgate.net/profile/Manuel_Cervantes2 (2016)

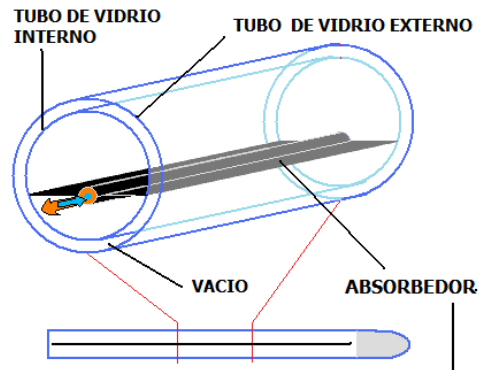


Figura 7. Imagen de un tubo absorbedor al vacío. Recuperado de: <https://www.solarweb.net/forosolar/solar-termica/33535-diferencia-upipe-heat-pipe.html>. (2013)

1.2.4 Aplicaciones

Los concentradores solares han sido utilizados para un amplio campo de procesos, tales como el compostaje, estabilización de suelos, fundición de metales, degradación de materiales, desalinización de agua, pasteurización, generación de vapor para calderas y tratamientos térmicos en diferentes industrias (García y Vargas, 2007).

1.2.4.1 Cocción de alimentos

Dentro del procesamiento de alimentos, el uso de la energía solar ha sido estudiado desde 1960 y esto ha ocasionado que hoy en día se pueda garantizar la cocción o deshidratación de casi cualquier alimento. El fluido de trabajo que usan estos concentradores puede ser aire o agua dependiendo de la temperatura que quiera lograrse y de las características del proceso, en general, la cocción de alimentos no necesita alcanzar una temperatura alta (Kalogirou, 2004).

1.3 Recurso Solar

La estrella que proporciona la energía que permite el desarrollo de la vida en la Tierra funciona como un reactor de fusión que con cada reacción libera una potencia calorífica aproximada de $3.86 \cdot 10^{23}$ Wh. El Sol tiene procesos muy complejos en su interior y para efectos de investigación y aplicaciones de la energía que emite, se utiliza un modelo simplificado que considera al Sol como un cuerpo negro, el cual emite energía a una temperatura de 7780 K (Duffie y Beckman, 2013) y tiene una distribución espectral como se muestra en la siguiente figura 8:

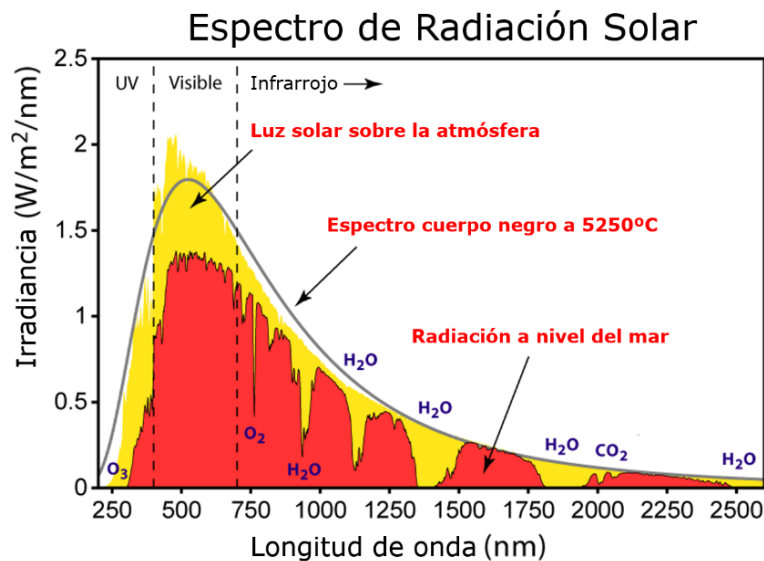


Figura 8. Distribución del espectro correspondiente a la radiación solar. Recuperado de: <https://edu.phineal.com/lessons/la-radiacion-solar/> (2017)

1.4 Constante solar

Es cierta cantidad de energía proveniente del Sol que incide sobre una superficie de manera perpendicular a la propia superficie o dirección de propagación del espacio, con una distancia de una unidad astronómica (distancia promedio entre el Sol y la Tierra). Por convención, esta cantidad de energía se considera como una cantidad uniforme la cual recibe el nombre de “constante solar” y en general, los autores le otorgan un valor de $G_{sc} = 1367 \text{ W/m}^2$ (Goswani et al, 2000).

La energía que llega a la Tierra puede variar de acuerdo con la época del año de acuerdo con la posición de la Tierra respecto al Sol. La órbita terrestre es elíptica. Lo que ocasiona que la distancia entre la Tierra y el Sol cambie en un 1.7% respecto a la media durante todo el año y la constante solar varía proporcionalmente a este valor. La excentricidad e de la órbita terrestre tiene un valor de 0.01673 por lo que se considera casi circular (Contreras, García y Rincón Mejía, 1996). El período en el que la Tierra completa una revolución al Sol es de aproximadamente 365.25 días y un período de 23.94 horas para completar una vuelta sobre su propio eje. Este eje terrestre tiene una inclinación de 23.45° respecto al plano de la elipse que a su vez contiene el plano de la órbita terrestre (Kalogirou, 2004).

Aunque la posición de la Tierra respecto al Sol varía durante todo el año (o cualquier período), es posible determinar con cierto grado de exactitud dicha posición, ya que este movimiento es predecible aunque no es simple.

1.5 Radiación solar incidente

La energía proveniente del Sol, al llegar a la Tierra puede ser absorbida, reflejada y dispersada por las moléculas que componen nuestra atmósfera, como las de agua (en fase gaseosa), el CO_2 o el O_3 , gran parte de esta energía irradiada llega a la superficie terrestre de manera directa o difusa, esta energía se conoce como radiación directa y radiación difusa respectivamente, la radiación global o total es la suma de las anteriores.

La radiación directa es aquella que no ha sido afectada por la atmósfera terrestre y llega en dirección del ángulo cenital (perpendicular a la superficie). La radiación difusa es la que fue afectada por las partículas suspendidas en la atmósfera e incide en todas las direcciones. Por lo general, la radiación difusa tiene valores más altos que la directa.

Por otro lado, la radiación terrestre se refiere a toda la energía que es emitida por un cuerpo en la superficie de la Tierra, esta energía que se emite de manera radiativa tiene una longitud de onda igual a la del cuerpo que la emite (Bergman *et al*, 2011).

En resumen, la radiación directa (G_b) es la radiación que es recibida sobre la superficie de la Tierra sin que haya sufrido dispersión o reflexión al atravesar la atmósfera, la radiación difusa (G_d) es aquella que es recibida después de que su dirección ha cambiado por efecto de la dispersión ocasionada por los componentes atmosféricos y la radiación terrestre (G_t) es la radiación que proviene de cualquier cuerpo que se encuentre en la Tierra.

Así, la radiación solar total que puede tener la superficie terrestre es por tanto la suma de las contribuciones directa, difusa y terrestre: $G = G_b + G_d + G_t$ (ver figura 9).

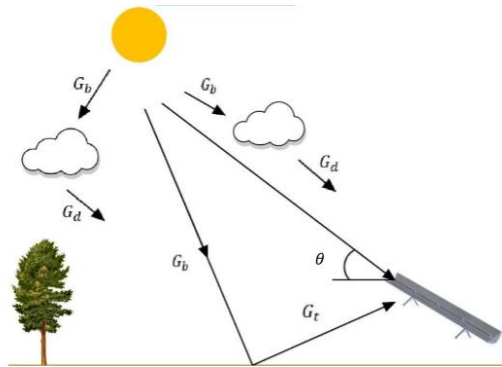


Figura 9. Tipos de radiación; ejemplificación de cómo se distribuye la radiación proveniente del Sol, recuperado de: <https://passivegreen.wordpress.com/2011/09/23/passive-design-elements-in-action-for-better-or-for-worse/> (2011)

1.6 Estudio de la energía solar en México

El Instituto de Ingeniería de la Universidad Nacional Autónoma de México empezó en 1975 un programa para estudiar el comportamiento de los concentradores solares y por eso construyó un prototipo de CCP. Después de 5 años en 1980 se inauguró la Planta Solar del mismo Instituto dentro de Ciudad Universitaria que tenía una superficie total de concentración de 550 m² utilizando 1400 m² y aceite como fluido de trabajo como se muestra en la figura 10. Esta superficie de concentración estaba dividida en 16 módulos de concentradores de canal parabólico orientados al este. La planta solar también contaba con una torre de almacenamiento de aceite y un equipo auxiliar.



Figura 10. Fotografía de la Planta solar del IIUNAM. Recuperado de <http://www.iingen.unam.mx/es-mx/Publicaciones/GacetaElectronica/GacetaOctubre2013/Paginas/PlantasolardelIIUNAM.aspx> (1975)

A partir de 1994 todas las investigaciones que se hicieron estaban enfocadas a la generación de vapor, entonces se tuvieron que cambiar algunos componentes originales de la planta para poder dejar de utilizar aceite como fluido de trabajo.

Hoy en día sólo hay líneas de CCP con un área total de aceptación de 275 m² y 700 m² de espejos que trabajan con un motor de vapor de doble pistón, un generador eléctrico y sistema de control, la fuente auxiliar de energía es una caldera de 9 kW (ver figura 11).

La planta solar también cuenta con una estación meteorológica que es capaz de registrar la temperatura ambiente, humedad, radiación solar incidente, velocidad del viento y un sistema de adquisición de datos que registra las variables del proceso como temperatura, flujo y presión. En la actualidad se siguen desarrollando prototipos e investigación en energía solar concentrada y transferencia de energía que son promovidos principalmente por la Secretaría de Energía, CFE, CONACyT y DGAPA-UNAM.



Figura 11. Fotografía de una línea de CCPs en la planta solar del IIUNAM. Jessica Fernández (2017)

Otra dependencia de la UNAM que está enfocada al estudio de las energías renovables es el Instituto de Energías Renovables, localizado en Temixco, Morelos. El objetivo de este centro es impulsar la investigación y el desarrollo de dispositivos para generar energía eléctrica, transmitirla, así como estudios de almacenamiento de energía e impactos de la misma.

Entre sus actividades también destacan las académicas; estudios, asesorías y capacitaciones en materia energética. Uno de sus dispositivos mayormente difundidos fue el de un concentrador solar parabólico con un ángulo de apertura de 90° llamado COSPAA-90 que significa “Concentrador Solar de Plato Parabólico con Ángulo de Abertura de 90°”, que gracias a una reconversión tecnológica, se reutilizó una antena parabólica de telecomunicaciones (Jiménez, 1997).

Algunos proyectos importantes que se han hecho en México son el desarrollado por el Instituto Nacional de Electricidad y Energías Limpias en conjunto con el Laboratorio de Energía Solar de la UNAM y el desarrollado por el CINVESTAV del Instituto Politécnico Nacional. El primero consta de 30 captadores planos elaborados para proveer aire acondicionado en la localidad de Mexicali en Baja California. El segundo trata de una cocina solar hecha por José Antonio Urbano Castelán en 2010, la cual tiene 1000 espejos con los que calienta aceite (Romero, 2013).

1. 6.1 Hornos solares Tolokatsin

Eduardo Rincón Mejía junto con un equipo de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Autónoma del Estado de México crearon el primer horno solar Tolokatsin (figura 12) en 1995. Este horno tiene 8 espejos y puede llegar a un rango de temperaturas entre 120°C y 140°C, aunque con 120°C es suficiente para cocer cualquier alimento, manteniendo sus nutrientes y buen sabor (Rincón, 2008).

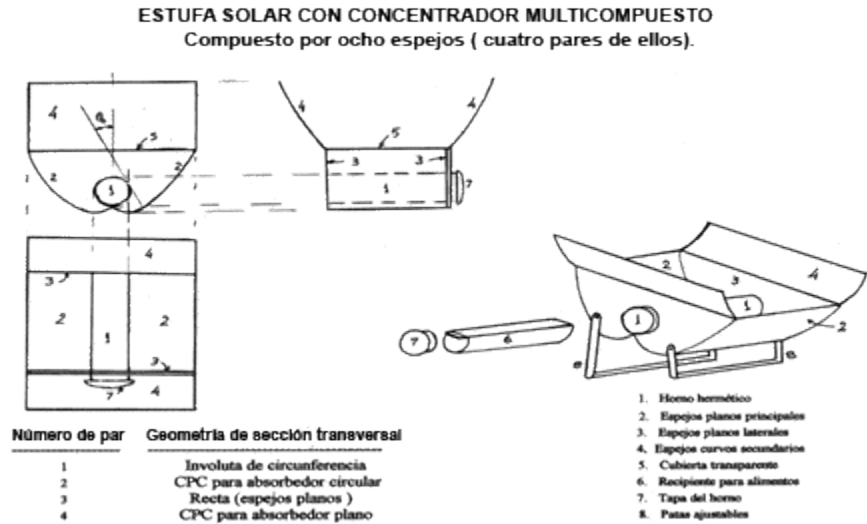


Figura 12. Representación esquemática del horno solar Tolokatsin. Eduardo Rincón Mejía (1996)

Estos hornos solares han sido mejorados y cuentan ya con una amplia red de distribución. También se ha desarrollado un método de truncamiento óptimo para el CPC (figura 13), con la finalidad de que la mayor cantidad posible de rayos llegue al CPC sin que lo impidan los espejos, el ángulo de truncamiento óptimo es de $90^\circ - 3\theta_0$, siendo θ_0 el semiángulo de aceptación del concentrador (Rincón Mejía, 2010), sin que influya la geometría del absorbedor en la determinación de este ángulo.



Figura13. Fotografía del Horno solar Tolokatsin desarrollado en 1996. Jessica Fernández (2017).

1.7 Nixtamalización

Es un proceso que se hace para que el maíz adquiera mejores características físicas y alimenticias. Éste consiste en lograr que el agua con el maíz alcancen el punto de ebullición en un ambiente alcalino, y después dejar que la mezcla repose para que el maíz sea más blando, flexible y tenga un mejor sabor. El sabor y la textura final de la masa del maíz dependen del tipo de maíz, tiempo de cocción y el pH y es por esto que la nixtamalización resulta ser uno de los aspectos más importantes en la elaboración de tortillas, y masa en general.

La nixtamalización es un proceso que ha sido transmitido de generación en generación desde el nacimiento de las culturas mesoamericanas. En México, el maíz tiene un valor histórico, alimentario y cultural innegable, y por lo tanto, también la nixtamalización. Alimentos como la tortilla, los tamales, y aquellos que utilizan masa de harina de maíz constituyen la mayor parte de la dieta de los mexicanos desde hace 3500 años (Ambriz *et al*, 2014). El maíz que se utiliza para elaborar la masa es tratado con cal (hidróxido de calcio) y agua a una temperatura igual o cercana a la de ebullición, esto permite que el maíz tenga una mejor consistencia y que sea más fácil de digerir por el ser humano (Zamora, 2014).

Este proceso ha sido el mismo desde que el maíz fue adoptado por las culturas prehispánicas y se ha mantenido sin cambios relevantes, principalmente en los energéticos utilizados que en general son leña o gas y al quemarse, producen uno de los principales gases que causan el efecto invernadero (CO₂) además de que son fuentes de energía no renovables.

La nixtamalización no es un proceso que tenga alguna estandarización por su antigüedad y porque aún al día de hoy, es algo que se transfiere de una boca a otra, de generación en generación. En la mayoría de los casos, las porciones de agua son 2 por cada porción de maíz y una solución de cal (alimentaria). Esta mezcla se deja al fuego hasta que empieza la ebullición, que en la ciudad de Toluca son cerca de los 90°C, después de que se llega a esta temperatura se deja al fuego otro período, que varía de los 50 a los 90 minutos. Cuando ha pasado este tiempo y el aspecto del maíz cambia, la mezcla se deja remojando 12 o 14 horas más (sin agregar más energía). Durante todo el proceso, se requiere que las personas encargadas o un mecanismo automático muevan constantemente la mezcla y revisen la consistencia y aspecto del maíz para determinar cuanta más energía, cal o agua es necesaria. Al final, el maíz es lavado para quitar residuos indeseables sin que se retiren el pericarpio (capa externa) o el germen del maíz.

El maíz que ha pasado por todo esto recibe el nombre de nixtamal, y la mezcla acuosa residual se llama nejayote. El nixtamal es el que será llevado a un molino para producir la harina que se convertirá en la masa de maíz (Zamora, 2014). En el Valle de México y región centro del país, el maíz que comúnmente se cosecha para la elaboración de tortillas, tamales, esquites, pinole, atole, entre otros, es la variedad cacahuazintle, de grano más blanco, redondo y tierno que el maíz común familiar (Ambriz *et al*, 2012).

En la cocción del maíz se utilizan grandes cazos que son calentados por la quema de combustibles fósiles (leña, carbón o gas), como se muestra en la figura 15, lo que representa el gasto más fuerte en la nixtamalización. En los molinos de nixtamal, inmediatamente después del costo del maíz, le sigue el pago por energéticos: electricidad y combustibles, los cuales sufren el incremento constante en sus precios y que es sumamente complicado reflejarlo en el costo de sus productos ya que el precio de venta de la tortilla tiene un impacto notable en la economía familiar (Ambriz *et al*, 2012).

Los molinos de nixtamal industriales se abastecen de agua que es calentada por medio de calderas, las cuales queman combustibles de origen fósil, como gas natural o licuado (figura 15), que son protagonistas en la problemática del efecto invernadero que contribuye al cambio climático a nivel global, provocando que se busquen nuevas fuentes de energía. (Romero, 2013)



Figuras 14 y 15. Fotografías del proceso de nixtamalización de manera rural (izquierda) e industrial (derecha). Recuperado de: <http://archivo.eluniversal.com.mx/cultura/63998.html>. (2010)

1.7.1. Aumento del valor nutritivo

La cocción alcalina y el remojo provocan la disolución y el hinchamiento de las capas del pericarpio, esto hace que las paredes celulares y los componentes de la fibra dietética de esta parte del grano se vuelvan frágiles, facilitando su re-moción, lo cual obviamente disminuye el contenido de fibra dietética insoluble. Sin embargo, y por fortuna, en este proceso la fibra dietética soluble pasa de 0.9% en el maíz a 1.3% en la masa, y a 1.7% en la tortilla. La fibra dietética en general ha sido reconocida como un componente importante y altamente deseable en los alimentos, ya que ejerce diversas funciones fisiológicas asociadas a la salud (Ambriz *et al*, 2012).

La nixtamalización también provoca que la estructura que une las células del endospermo, llamada lámina media, y las paredes celulares se degraden y solubilicen parcialmente. La mayoría del germen permanece en el grano durante la nixtamalización, lo que permite que la calidad de la proteína de los productos de la masa no se vea afectada. Otro aspecto sobresaliente es que la membrana semi-permeable que está alrededor del grano, denominada aleurona, permanece sobre el mismo durante este tratamiento, lo que minimiza la pérdida de nutrientes hacia el nejayote por el fenómeno llamado lixiviación (Ambriz *et al*, 2012).

El contenido de proteína no se ve afectado sensiblemente después que el maíz ha sido nixtamalizado y se produce la tortilla. Las diferencias en el contenido de proteína en los reportes existentes se debe a que hay diferencias en el contenido de proteína entre diferentes materiales de maíz. La digestibilidad de la proteína disminuye ligeramente tanto en el nixtamal como en la tortilla, lo cual está re-lacionado con el tiempo de cocción y la concentración de cal, ya que la cocción altera las prolaminas provocando que sean menos susceptibles a la digestión. La nixtamalización incrementa la disponibilidad de la mayoría de los aminoácidos esenciales: es una de las principales contribuciones a la nutrición humana. En general, se ha observado que uno de los indicadores importantes del valor nutritivo de una proteína, la relación de eficiencia proteíni-a, se incrementa por el proceso de nixtamalización; es una de las bondades de consumir tortilla, en lugar de maíz sin nixtamalizar (Ambriz *et al*, 2012).

En cuanto a los cambios que el almidón sufre durante la nixtamalización, ésta retarda la gelatinización del mismo debido a la aparente interacción del calcio con el almidón, especialmente con la amilosa. El almidón de maíz alcanza un bajo grado de gelatinización por efecto de la nixtamalización, lo que contrasta con la creencia anterior de que el almidón de maíz se gelatinizaba completamente por efecto de la cocción alcalina que se lleva a cabo en dicho proceso. Posterior al cocimiento, el almidón se retro-gra-da, es decir, se recristaliza o reasocia para formar nuevas estructuras, durante el tiempo que el grano per--ma-nece en remojo. El proceso de la molienda libera al almidón del endospermo y reduce aún más su cristalinidad, y la coc-ción de la masa para producir la tortilla la reduce nuevamente, y en forma drástica. Durante el enfriamiento de estos productos, el almidón se reasocia formando también complejos amilosa-lípidos (Ambriz *et al*, 2012).

Otro aspecto importante desde el punto de vista nutri-men-tal que se relaciona con el calcio y el fósforo, es que la relación entre estos elementos, que en el maíz es de 1 a 20, llega a ser de 1 a 1 en la tortilla. Debe tenerse presente que el fósforo del maíz está presente principalmente en el áci-do fítico, compuesto químico que interfiere fuertemente en la absorción de varios elementos, incluido el calcio, y cuyo contenido disminuye de 1% en el grano de maíz a 0.4% en la tortilla. Finalmente, se ha calculado que la tortilla puede proporcionar de 32 a 62% de los requerimientos mínimos de hierro. En conclusión, el aporte nutrimental que el maíz suministra a la dieta humana es mucho más importante que el que da el maíz sin nixtamalizar (Ambriz *et al*, 2012).

Desarrollo y metodología

En este capítulo se describen el objetivo general, objetivos específicos, la hipótesis que se pretende comprobar en este trabajo de investigación. Seguido se explican con detalle la metodología utilizada para el cálculo de calor necesario para el proceso e intercambio de energía en el sistema, también la metodología para la realización de las pruebas en los elementos del sistema y el análisis de los datos obtenidos para después proponer diseños para el dispositivo de cocción (olla) y para el concentrador que provee la energía térmica.

2.1 Objetivo

Desarrollar un dispositivo con doble pared de acero inoxidable para la cocción de maíz (olla) y diseñar un concentrador solar que proporciona la energía necesaria para dicha cocción.

2.1.1 Objetivos específicos

- Diseñar un concentrador solar accesible para los negocios que ofrecen productos de maíz.
- Encontrar materiales óptimos para esta aplicación sin comprometer la viabilidad de la construcción.
- Dar un valor agregado al procesamiento de maíz cacahuazintle.
- Proponer una alternativa confiable para dejar de consumir combustibles fósiles.
- Reducir el gasto energético/económico derivado de la producción de nixtamal en la región centro de México, principalmente en el Valle de Toluca.

2.2 Planteamiento del problema

El maíz y la nixtamalización son de gran importancia alimentaria y económica en las regiones donde se practica, provocando que sea necesario realizar mejoras y proponer alternativas al proceso para generar mayor productividad a la región. Los pequeños negocios presentan múltiples problemas, entre los que está el elevado impacto de los energéticos en sus costos de producción y el desarrollo tecnológico ha permanecido estancado durante décadas. (Zamora, 2014).

Considerando que México es un país que cuenta con un amplio recurso solar en casi todo su territorio, con un promedio nacional de 5.5 kWh/día·m² (SENER, 2014), se propone el diseño y construcción de un concentrador solar y una olla con aislamiento para llevar a cabo el proceso de nixtamalización, con miras de implementación en negocios de pequeña escala (locales). (Fernández et al., 2014). Al integrar un concentrador solar al proceso de nixtamalización, se obtiene un ahorro considerable en el costo total del proceso, ya que, la energía térmica necesaria para cocer el maíz representa el segundo lugar en cuanto a inversión de dicho proceso. Si se diseña un concentrador solar eficiente, es posible prescindir de otra fuente de energía (combustibles fósiles), con lo cual el maíz resultante de la nixtamalización utilizando energía solar conserva sus propiedades nutritivas al mismo tiempo que se le da un valor agregado por ser el resultado de un proceso sustentable (Ambriz et al, 2012).

2.3 Hipótesis

El concentrador solar en conjunto con el dispositivo de cocción (olla) específicamente diseñados para el proceso, reducirán el costo a largo plazo de la nixtamalización del maíz y las emisiones al ambiente generadas por dicho proceso, al sustituir el uso tradicional de combustibles fósiles o biomasa por el uso de la energía solar.

2.4 Metodología de cálculo

2.4.1 Calor necesario para el proceso

Temperatura de ebullición. El proceso requiere de agua caliente con temperatura cercana o igual a la temperatura de ebullición, la cual es de 91.3 °C (364.49 K) para Toluca que tiene una presión atmosférica de 740 mbar, de acuerdo con la estación meteorológica ubicada en la Facultad de Ingeniería de la UAEMex.

Volumen del recipiente. Tiene la forma geométrica de un cono truncado, que se determinó por una comparación entre esta forma y la tradicional de un cilindro, como se demuestra en los subcapítulos 2.4.9 y 2.4.10, la forma cónica requiere de menos material para su elaboración. El volumen de esta forma geométrica se calcula como:

$$V_{olla} = \frac{1}{3}\pi \cdot h \cdot [R^2 + r^2 + R \cdot r] \quad (1)$$

Dónde:

h : altura del cono truncado [m]

R : radio exterior del cono truncado [m]

r : radio interior del cono truncado[m]

Calor necesario para el proceso. La energía que se requiere para llevar a cabo la nixtamalización del maíz depende de las dimensiones del recipiente en donde se cocerá el maíz, características de la zona, como radiación incidente y presión atmosférica, parámetros del fluido y considerando también las pérdidas de energía hacia el ambiente.

Flujo de calor. El calor necesario para realizar el proceso se considera como el flujo de energía que requiere el fluido para elevar su temperatura desde la temperatura ambiente hasta los 92.3°C o un punto cercano. La potencia que debe generar el sistema solar es una función de la rapidez con la cual se calienta el contenido de la olla que principalmente es maíz, cal y agua, pero para los cálculos se consideró que todo fuera agua. Después de haber alcanzado la temperatura de ebullición la potencia que necesita el proceso de nixtamalización es para cubrir las pérdidas de energía que tiene el sistema.

Así, la potencia requerida del proceso de cocción durante la fase de calentamiento se describe con:

$$\dot{Q}_n = V_{agua} \cdot \rho_{agua} \cdot c_{p,agua} \cdot \frac{dT_{agua}}{dt} + U_{olla} \cdot A_{olla} \cdot (T_{agua} - T_{ambiente}) \quad (2)$$

Dónde:

V_{agua} : volumen de agua a calentar [m³]

ρ_{agua} : densidad del agua [kg/m³]

$C_{p,agua}$: calor específico del agua [kJ/kgK]

ΔT : diferencia de temperaturas ($T_{agua} - T_{ambiente}$) [K]

U_{olla} : coeficiente global de transferencia de calor a través de las paredes de la olla [W/m²·K]

A_{olla} : superficie total de la olla [m²]

Para determinar los valores de algunos coeficientes de manera experimental, la irradiancia presente sobre un periodo de dos horas no es constante y se decide trabajar con un valor promediado por el sistema de generación y el sistema de cocción. Como T_{agua} no es constante, la integración de la ecuación (2) es desarrollada a continuación:

$$\frac{dQ}{dt} = \dot{Q}_n = V_{agua} \cdot \rho_{agua} \cdot C_{p,agua} \cdot \frac{T_{agua} - T_0}{dt} + U_{olla} \cdot A_{olla} \cdot (T_{agua} - T_0)$$

$$\dot{Q}_n - U_{olla} \cdot A_{olla} \cdot (T_{agua} - T_0) = V_{agua} \cdot \rho_{agua} \cdot C_{p,agua} \cdot \frac{dT_{agua}}{dt}$$

$$\frac{1}{\rho_{agua} \cdot V_{agua} \cdot C_{p,agua}} dt = \frac{dT_{agua}}{(\dot{Q}_n + U_{olla} \cdot A_{olla} \cdot T_0) - (U_{olla} \cdot A_{olla} \cdot T_{agua})}$$

$$\frac{1}{\rho_{agua} \cdot V_{agua} \cdot C_{p,agua}} dt = \frac{\frac{1}{U_{olla} \cdot A_{olla}} \cdot dT_{agua}}{\frac{\dot{Q}_n}{U_{olla} \cdot A_{olla}} + T_0 - T_{agua}}$$

$$\int \frac{U_{olla} \cdot A_{olla}}{\rho_{agua} \cdot V_{agua} \cdot C_{p,agua}} dt = \int_{T_0}^{T_{final}} \frac{dT_{agua}}{\frac{\dot{Q}_n}{U_{olla} \cdot A_{olla}} + T_0 - T_{agua}}$$

$$\begin{aligned} & \frac{U_{olla} \cdot A_{olla}}{\rho_{agua} \cdot V_{agua} \cdot C_{p,agua}} \cdot \Delta t \\ & = -\ln \left| \frac{\dot{Q}_n}{U_{olla} \cdot A_{olla}} + T_0 - T_{final} \right| + \ln \left| \frac{\dot{Q}_n}{U_{olla} \cdot A_{olla}} + T_0 - T_0 \right| \end{aligned}$$

$$\frac{U_{olla} \cdot A_{olla}}{\rho_{agua} \cdot V_{agua} \cdot C_{p_{agua}}} \cdot \Delta t = \ln \frac{\frac{\dot{Q}_n}{U_{olla} \cdot A_{olla}}}{\frac{1}{U_{olla} \cdot A_{olla}} + T_0 - T_{final}}$$

$$\frac{U_{olla} \cdot A_{olla}}{\rho_{agua} \cdot V_{agua} \cdot C_{p_{agua}}} \cdot \Delta t = \ln \frac{\dot{Q}_n}{\dot{Q}_n + U_{olla} \cdot A_{olla} \cdot (T_0 - T_{final})}$$

$$e^{\frac{U_{olla} \cdot A_{olla}}{\rho_{agua} \cdot V_{agua} \cdot C_{p_{agua}}} \cdot \Delta t} = \frac{\dot{Q}_n}{\dot{Q}_n + U_{olla} \cdot A_{olla} \cdot (T_0 - T_{final})}$$

$$\dot{Q}_n = \dot{Q}_n \cdot e^{\frac{U_{olla} \cdot A_{olla}}{\rho_{agua} \cdot V_{agua} \cdot C_{p_{agua}}} \cdot \Delta t} + U_{olla} \cdot A_{olla} \cdot (T_0 - T_{final}) \cdot e^{\frac{U_{olla} \cdot A_{olla}}{\rho_{agua} \cdot V_{agua} \cdot C_{p_{agua}}} \cdot \Delta t}$$

$$\dot{Q}_n = \frac{U_{olla} \cdot A_{olla} \cdot (T_{final} - T_0) \cdot e^{\frac{U_{olla} \cdot A_{olla}}{\rho_{agua} \cdot V_{agua} \cdot C_{p_{agua}}} \cdot \Delta t}}{e^{\frac{U_{olla} \cdot A_{olla}}{\rho_{agua} \cdot V_{agua} \cdot C_{p_{agua}}} \cdot \Delta t} - 1} \quad (3)$$

La ecuación obtenida (3) puede ser representada de manera gráfica para conocer el valor de \dot{Q}_n cuando ya se conocen los valores de $U_{olla} \cdot A_{olla}$. Esta representación es la figura 31 del subcapítulo 2.6.3.3 en *Metodología de análisis de datos* que se encuentra más adelante. Estos valores se conocen gracias a las pruebas realizadas en el recipiente (olla) para conocer la pérdida de calor en ésta. Los valores a considerar dependen del punto específico dentro del período de la prueba.

Pérdida de calor en el recipiente (olla). Una vez que la olla ha alcanzado la temperatura de ebullición y que ya no se suministra energía, la temperatura de la olla desciende hasta alcanzar el equilibrio térmico con el ambiente. Eso permite calcular la transferencia de calor a través de la doble pared de la olla conociendo el área por donde ocurre la transferencia y la diferencia de temperatura entre el ambiente y el interior de la olla. Para determinar el coeficiente U_{olla} se mide la disminución de la temperatura que se tiene desde la temperatura de operación (temperatura de ebullición) y utilizando un balance de energía por medio de la primera ley de termodinámica sobre la olla de cocción se obtiene la ecuación:

$$-V_{agua} \cdot \rho_{agua} \cdot C_{p_{agua}} \cdot dT_{agua} = U_{olla} \cdot A_{olla} \cdot (T_{agua} - T_{ambiente}) \cdot dt \quad (4)$$

Se integra la ecuación (4) que da como resultado una relación (ecuación 5) que puede describir el valor U_{olla} como la pendiente de la función:

$$\ln \left[\frac{T_{olla} - T_{ambiente}}{T_{ebullición} - T_{ambiente}} \right] = - \frac{U_{olla} \cdot A_{olla}}{V_{agua} \cdot \rho_{agua} \cdot c_{agua}} \cdot \Delta t \quad (5)$$

Estos valores también se conocen gracias a pruebas realizadas a la olla con diferentes configuraciones (con y sin aislante y tapa) que se explican con mayor detalle en el capítulo *Pruebas y resultados*.

Área del recipiente (olla). Se considera el área por medio de la cual ocurre la transferencia de calor, para este caso, es el área definida por las paredes del recipiente.

$$A_{olla} = \pi g(R + r) + (r^2 \pi) = \pi[g(R + r) + r^2] \quad (6)$$

Dónde:

R : radio base mayor del cono truncado [m]

r : radio base menor del cono truncado[m]

g : longitud de la generatriz [m]

$$g = \sqrt{h^2 + (R - r)^2} \quad (6.1)$$

Pérdida de calor en tubería exterior. Para la tubería que conecta el concentrador con el recipiente (olla) se considera un tubo de hule tipo caucho EPDM. Para reducir las pérdidas de calor al mínimo, se propone un aislamiento que envuelva a dicha tubería, este aislante es espuma elastomérica de media pulgada de espesor. Existen factores convectivos en la tubería exterior (h_i y h_a) pero no son considerados en el cálculo de la pérdida total de energía porque, al aplicar un aislante tipo espuma, estos coeficientes son muy pequeños y pueden despreciarse. La pérdida de calor en la tubería está definida por:

$$\dot{Q}_t = U_t \cdot (T_{fluido} - T_{ambiente}) \quad (7)$$

Al utilizar vapor de agua, las temperaturas dentro del tubo pueden llegar a ser mayores a 100 °C, esto afecta directamente a la vida útil del aislante y puede reducirla.

Coefficiente de transferencia de calor. Es determinado a partir de las resistencias de los materiales para la conducción de calor:

$$U_t = \frac{1}{R_1 + R_2} \quad (8)$$

En donde R_1 es la resistencia del material de la tubería, que es de tipo caucho de etileno propileno dieno (EPDM):

$$R_1 = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi \cdot k_{tubería} \cdot L} \quad (8.1)$$

La resistencia del aislante a la conducción de calor R_2 es calculada a partir de las características del material, que es espuma elastomérica:

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{r_e + e_{aislante}}{r_e}\right)}{2\pi \cdot k_{aislante} \cdot L} \quad (8.2)$$

Dónde:

r_e : radio exterior [m]

r_i : radio interior [m]

k : conductividad térmica del material $\left[\frac{W}{m K} \right]$

$e_{aislante}$: espesor del material aislante [m]

L : longitud de la tubería [m]

Potencia mínima requerida. La energía que ocupa el sistema para llevar a cabo la nixtamalización de maíz debe ser mayor o igual al calor necesario para llevar a cabo el proceso, más el calor cedido al ambiente por la tubería y la olla diseñada, que se consideran pérdidas del sistema.

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_n + \dot{Q}_t \quad (9)$$

Dónde:

\dot{Q}_n : flujo de energía requerida por el proceso de nixtamalización [W]

\dot{Q}_t : pérdida de calor desde la tubería de conexión hacia el ambiente [W]

Durante el proceso de nixtamalización ocurren algunas reacciones químicas entre el maíz y el hidróxido de calcio, sin embargo dichas reacciones no alteran de forma considerable la energía total del proceso, por lo tanto, se considera que la energía interna de la mezcla agua-maíz-cal es constante.

2.4.2 Eficiencias

Eficiencia óptica del concentrador. La eficiencia óptica del concentrador se calcula a partir de las características ópticas de la lámina reflejante, la absorbancia del absorbedor, la transmitancia de la cubierta que en el caso propuesto será de vidrio comercial (sodio-calcio) y errores de fabricación que se consideran dentro del rango de 5%-15% de acuerdo con González (2015).

$$\eta_{\text{optica}} = \omega\tau\alpha[1 - \vartheta] \quad (10)$$

Dónde:

ω : reflectancia de la lámina MIRO-SUN

τ : transmisividad del vidrio sodio-calcio

α : absorptividad de la pintura negro mate

ϑ : imperfecciones de construcción máximas

2.4.3 Razón de concentración geométrica.

Para conocer la razón de concentración geométrica C_g , se toma en cuenta las características ópticas del absorbedor; emisividad y absortividad de la pintura negro mate, la constante de Stefan-Boltzmann, la radiación solar incidente y la eficiencia óptica del absorbedor (González, 2015)

$$C_g = \frac{T_s^4 \cdot \sigma}{G_s \cdot \eta_c} \quad (11)$$

Dónde:

T_s : temperatura de estancamiento [K]

σ : constante de Stefan-Boltzmann [5.6697x10⁻⁸ W/m²K⁴]

G_s : radiación global promedio en la ubicación del concentrador [W/m²]

η_c : eficiencia total del concentrador

Para garantizar la temperatura deseada en el fluido, la temperatura de estancamiento tiene que ser mayor a la temperatura de operación del proceso, es por esto que la concentración geométrica debe ser un poco mayor y se utiliza el criterio de truncamiento óptimo propuesto por Eduardo Rincón Mejía (2010) para mitigar las pérdidas de calor lo más posible.

Eficiencia total del concentrador. Resulta de multiplicar la eficiencia térmica y la eficiencia óptica

$$\eta_c = \eta_t \cdot \eta_{\text{óptica}} \quad (12)$$

2.4.4 Dimensionamiento de un Concentrador Parabólico Compuesto (CPC)

Truncamiento óptimo del CPC. Dentro de los diversos criterios de truncamiento, existe criterio de Rincón, el cual establece que el CPC (en dos dimensiones) debe truncarse de tal manera que todos los rayos paralelos al ángulo de incidencia no sean bloqueados por los espejos del mismo concentrador (Rincón Mejía *et al*, 2009), este ángulo de truncamiento ocurre cuando

$$t_t = \frac{3\pi}{2} - 3\theta_{max} \quad (13)$$

Para asegurar que el factor de concentración C no se vea afectado, se considera un valor de concentración mayor al propuesto inicialmente para asegurar que el truncamiento no afecte el desempeño térmico del dispositivo (Rincón Mejía, 2010). El factor de concentración tiene una relación directa con el ángulo medio de apertura θ_0 del concentrador (González, 2015).

$$C = \frac{1}{\sin \theta_0} \quad (14)$$

Ecuaciones paramétricas que describen al CPC. Las ecuaciones que describen a un CPC con involuta resultan ser bastante complejas debido a que el objetivo principal de este tipo de concentradores es que los rayos que inciden en él con un ángulo θ se reflejen de manera que

lleguen tangentes al absorbedor cilíndrico y que el ángulo de incidencia no sea mayor al de aceptación θ_{max} (Rincón Mejía *et al*, 2009).

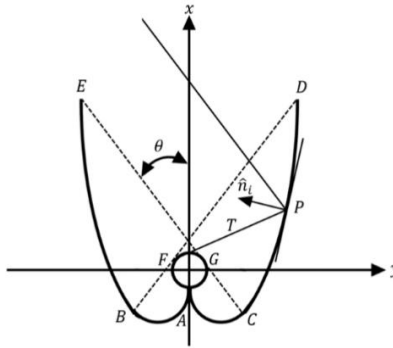


Figura 16. Esquema de un CPC con absorbedor cilíndrico con involuta. Eduardo González (2015)

De acuerdo con González (2015), para describir al absorbedor por medio de ecuaciones paramétricas, se toma en cuenta a una circunferencia con centro en el origen;

$$r_c(t) = \begin{cases} x(t) = a \cos t \\ y(t) = a \sin t \end{cases} \quad 0 \leq t \leq 2\pi \quad (15)$$

Para las involutas del concentrador (segmentos AB y AC), se tiene que:

$$r_i(t) = \begin{cases} x(t) = a(\cos t - t \sin t) \\ y(t) = a(\sin t + t \cos t) \end{cases} \quad 0 \leq t \leq \frac{\pi}{2} + \theta \quad (16)$$

El resto de la curva del concentrador se conoce como antiacústica y tener las siguientes ecuaciones paramétricas (García Trejo, 1989):

$$r_a(t) = \begin{cases} x(t) = \frac{a \cos(t - \theta) \cos \theta + a \sin t \left(\frac{\pi}{2} + t + \theta\right)}{1 + \sin(t - \theta)} \\ y(t) = \frac{a \cos(t - \theta) \sin \theta - a \cos t \left(\frac{\pi}{2} + t + \theta\right)}{1 + \sin(t - \theta)} \end{cases} \quad \frac{\pi}{2} + \theta \leq t \leq \frac{3\pi}{2} - \theta \quad (17)$$

Dónde:

a : radio de la circunferencia del absorbedor

t : parámetro que determina las curvas

La longitud de arco S del concentrador se determina resolviendo la siguiente integral:

$$S = \int_C ds = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left| \frac{dr_i(t)}{dt} \right| dt + \int_{\frac{\pi}{2}-\theta}^{\frac{3\pi}{2}-\theta} \left| \frac{dr_a(t)}{dt} \right| dt \quad (18)$$

Las anteriores ecuaciones paramétricas se formularon de manera adimensional, por lo tanto, las cantidades obtenidas deben de ser multiplicadas por las dimensiones del concentrador y del absorbedor.

Para obtener la cantidad de lámina a utilizar, bastará con multiplicar la longitud de los arcos por la profundidad del CPC y la del radio del absorbedor.

La altura H del CPC es determinada al evaluar la ecuación paramétrica de la antiacústica en los puntos extremos y sumarlos en valor absoluto. Este valor, se multiplica por el radio del absorbedor para obtener la altura en metros.

$$H = \left| x\left(\frac{2\pi}{3}\right) \right| + \left| x\left(\frac{4\pi}{3}\right) \right| \quad (19)$$

2.4.5 Dimensionamiento de un Concentrador de Canal Parabólico (CCP)

Para dimensionar el CCP se utilizan las medidas definidas por la lámina del material especular que se utiliza para hacer el canal en forma de parábola, con el fin de optimizar el uso del material y facilidad de manejo de la lámina. Se sugiere un ángulo de borde igual a 90° , ideal para dar un mayor rendimiento (Vidriales, 2015) y una distancia focal de aproximadamente una cuarta parte del ancho de apertura. El diámetro mínimo del tubo absorbedor se calcula partir del ancho de abertura y un factor de corrección para los errores ópticos que de acuerdo con Duffie y Beckman es de 1.15° .

2.4.6 Radiación absorbida por unidad de área iluminada

Concentrador Parabólico Compuesto (CPC). Para calcular la radiación solar absorbida por unidad de área reflejada [W/m^2] se toma como dato inicial la radiación directa que incide en el lugar. De acuerdo con Duffie y Beckman (1980) se utiliza la siguiente ecuación para calcular la radiación absorbida por unidad de área iluminada:

$$S = FG_{bn} \cos\theta \tau_{cb} \tau_{cpc,b} \alpha_b + \frac{G_d}{C} \tau_{c,d} \tau_{cpc,d} \alpha_d \quad (20)$$

Dónde:

S : radiación absorbida por unidad de área [W/m^2]

F : factor de control que es 1 si la radiación directa se encuentra dentro del ángulo de aceptación del concentrador, 0 en cualquier otro caso.

G_{bn} : radiación global incidente

θ : semiángulo de aceptación, que también es la latitud del lugar

τ_{cb} : transmisividad de la cubierta del concentrador para radiación directa

$\tau_{cpc,b}$: transmisividad del concentrador para radiación directa*

α_b : absorptividad del receptor para radiación directa

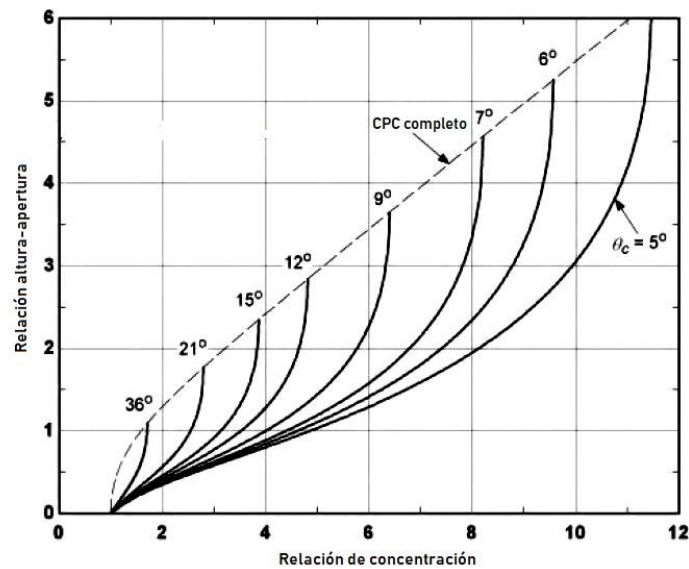
$\frac{G_d}{C}$: radiación incidente entre la razón de concentración geométrica

$\tau_{c,d}$: transmisividad de la cubierta para radiación difusa

$\tau_{cpc,d}$: transmisividad del concentrador para radiación difusa*

α_d : absorptividad del absorbedor para radiación difusa

*La transmisividad del concentrador está dada por la reflectancia del material especular y del número promedio de reflexiones en el mismo, dicho número de reflexiones puede deducirse con ayuda de la siguiente gráfica (Duffie & Beckman, 1980):



Gráfica 1. Número promedio de reflexiones de la radiación dentro del ángulo de aceptación que alcanza la superficie de absorción de CPCs completos y truncados. Adaptado de Rabl (1976).

Concentrador de Canal Parabólico (CCP). De manera análoga al cálculo para un CPC, existe una fórmula que utiliza la radiación global incidente y un modificador del ángulo de incidencia para un CCP, este modificador tiene un valor de 0.88 para una parábola con apertura de 90°, según Romero (2015).

$$S = G_T \omega (\alpha_{abs} \tau_{vidrio} \gamma)_n k_{\alpha \gamma} \quad (21)$$

Dónde:

S: radiación absorbida por unidad de área

G_T : radiación global incidente

ω : reflectividad del material especular

α_{abs} : absorptividad del receptor/absorbedor

τ_{vidrio} : transmisividad de la cubierta

γ : factor de intercepción del absorbedor

$k_{\alpha\tau\gamma}$: modificador del ángulo de incidencia

2.4.7 Pérdida de energía en el receptor

Para conocer el coeficiente total de pérdidas en el receptor/absorbedor se necesitan conocer y aplicar diversos conceptos de transferencia de calor, así como los números adimensionales que permiten describir el comportamiento de los fluidos de una manera simple.

Número adimensional de Reynolds. “Es una relación entre la competencia que existe entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas. Las características del flujo en un tubo redondo depende de cuatro variables: la densidad del fluido [Kg/m^3], su viscosidad dinámica [$\text{Kg}/\text{m}\cdot\text{s}$], el diámetro de tubo [m] y la velocidad promedio del fluido [m/s] laminar o turbulento” (L. Mott, 2006).

$$Re = \frac{vD\rho}{\mu} \quad (22)$$

Dónde:

D : diámetro de tubo [m]

ρ : densidad del fluido [Kg/m^3]

v : velocidad promedio del fluido laminar o turbulento [m/s]

μ : viscosidad dinámica [$\text{Kg}/\text{m}\cdot\text{s}$]

Número adimensional de Prandtl. El número de Prandtl relaciona las fuerzas viscosas y el movimiento adquirido por sus propiedades térmicas.

$$Pr = \frac{C_p\mu}{k} \quad (23)$$

Dónde:

C_p : calor específico a presión constante [$\text{J}/\text{Kg K}$]

μ : viscosidad dinámica [$\text{Kg}/\text{m}\cdot\text{s}$]

k : coeficiente de conductividad térmica [$\text{W}/\text{m K}$]

Número adimensional de Nusselt. El número de Nusselt muestra la relación entre la transferencia de calor por convección y la transferencia de calor por conducción. Para el cálculo del calor ganado por el concentrador se utilizará el criterio clásico de transferencia de calor:

$$Nu = \frac{h_i D}{k} = \alpha (Re)^p (Pr)^q \quad (24)$$

Los valores α, p, q fueron determinados por McAdams en 1978 para flujos laminar y turbulento:

Tipo de Convección	Régimen de Flujo	α	P	q
Forzada dentro de Tubos	Laminar	0.17	0.33	0.4
	Turbulento	0.023	0.8	0.4

Tabla 3. Parámetros de flujo determinados por McAdams en 1978. Romero (2015).

El coeficiente Nu es una función del número de Reynolds debido a la fuerza del viento (flujo forzado), así, para flujos de aire a través de un tubo en un ambiente externo, las ecuaciones de McAdams fueron modificadas para que resulte (Duffie & Beckman, 1980):

$$Nu = 0.30 Re^{0.6} \quad (25)$$

Coeficiente de transferencia de calor por convección. El coeficiente de transferencia de calor por convección entre el absorbedor y el ambiente está dado por:

$$h_w = Nu \frac{k_{aire}}{D} \quad (26)$$

Dónde

Nu : número de Nusselt

k_{aire} : coeficiente de conductividad térmica del aire [$W (m^{-1} K^{-1})$]

D : diámetro exterior [m]

Coeficiente de radiación de la cobertura y el ambiente. Es un coeficiente de transferencia de calor por radiación entre la cobertura y el ambiente está dado por:

$$h_{r,cubierta} = 4\sigma\epsilon T^3 \quad (27)$$

Dónde:

σ : constante de Stefan-Boltzman, 5.6697×10^{-8} [$W (m^{-2} K^{-4})$].

ϵ : emisividad de la cobertura de cristal

T^3 : promedio de temperatura entre el tubo receptor y el ambiente [K]

Coeficiente global de pérdidas en el receptor. “El cálculo del coeficiente global de pérdidas muestra que tan eficiente puede llegar a ser el concentrador solar, conforme el valor del sea menor la eficiencia puede ser mayor”, dicho coeficiente se encuentra con la ecuación (Duffie y Beckman, 1980):

$$U_{receptor} = \left[\frac{A_r}{(h_w + h_{r,ab}) \cdot A_c} + \frac{1}{h_r} \right]^{-1} \quad (28)$$

A_r : área del receptor/absorbedor [m²]

h_w : coeficiente de transferencia de calor por convección [W/m² K]

$h_{r,ab}$: coeficiente de transferencia de calor por radiación [W/m² K]

A_c : área de la cubierta del receptor/absorbedor [m²]

2.4.8 Potencia del concentrador.

Considerando las simplificaciones que permiten los números adimensionales, se calculan diversos factores de fluido y de remoción de calor, conceptos desarrollados por Duffie y Beckman (1980). También es necesario conocer la relación de concentración geométrica.

Coeficiente de flujo en el interior del tubo receptor. Hay un coeficiente interior que por lo general es mucho más alto que el de convección y es despreciable. La mayor transferencia de calor es donde si hierve el agua dentro del tubo, porque la radiación le pega por abajo también. En otros países con otra inclinación la situación es diferente.

Relación de concentración geométrica (C). Es la relación que existe entre el área de captación de la energía solar incidente y el área en donde la energía reflejada es absorbida y transmitida al fluido de trabajo. Se expresa como:

$$C = \frac{A_a}{A_r} \quad (29)$$

Dónde:

A_a : área de apertura del concentrador [m²]

A_r : área del receptor del concentrador [m²]

Factor de eficiencia del concentrador (F'). En 1980 Duffie y Beckman determinaron un factor de eficiencia del concentrador, que considera “la resistencia de transmisión de calor del ambiente, hacia la superficie absorbente, dando como resultado, una relación entre la resistencia a la transferencia de calor desde el fluido hacia el aire del ambiente y la resistencia de transferencia de calor desde la pared absorbente hacia al aire del ambiente”:

$$F' = \frac{1/U_{receptor}}{\frac{1}{U_{receptor}} + \frac{D_e}{h_f D_i} + \frac{D_e}{2k} \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)} \quad (30)$$

Dónde:

$U_{receptor}$: coeficiente global de pérdidas en el receptor [W/m²·K]

D_e : diámetro exterior del tubo receptor [m]

D_i : diámetro interior, del tubo receptor [m]

h_f : coeficiente de transferencia de calor del fluido, que pasa por el interior del tubo [W/m²·K].

k : conductividad térmica del material del tubo receptor [W/m·K]

Factor de remoción de calor (FR). Este factor es proporcional al calor ganado por el concentrador solar (o potencia útil). El factor de remoción está dado por:

$$FR = F'F'' \quad (31)$$

Como el absorbedor cilíndrico del concentrador funciona como una caldera pequeña, es decir, evapora el fluido de trabajo, el factor de remoción de calor FR resulta igual al Factor de eficiencia del concentrador F' , considerando que las temperaturas a lo largo del tubo no varían de manera significativa y por lo tanto no existe un gradiente de temperaturas (Duffie y Beckman, 1980).

Calor/energía ganado(a) por el concentrador (\dot{Q}_c). Es la energía que el concentrador puede otorgar, y es una relación entre la radiación solar incidente y el área de aceptación del concentrador, considerando también las pérdidas globales, la ganancia de energía en forma de vapor que tiene el sistema de concentración solar se determina por la ecuación proporcionada por Duffie & Beckmann (1980):

$$\dot{Q}_c = F' \cdot A_a \left[S - \frac{U_{receptor}}{C} (T_{receptor} - T_{ambiente}) \right] \quad (32)$$

Dónde:

A_a : área de apertura del concentrador [m²]

S : radiación absorbida por unidad de área [W/m²]

$U_{receptor}$: coeficiente global de pérdidas en el receptor [W/m²·K]

C : relación de concentración

$T_{receptor}$: temperatura media en el receptor [K]

$T_{ambiente}$: temperatura ambiente [K]

Eficiencia del concentrador (η_c). La eficiencia indica la cantidad de energía que se pudo aprovechar respecto a la que se suministró al sistema, este valor se expresa en cantidad decimal que al multiplicarse por 100 queda en forma de porcentaje.

$$\eta_c = \frac{\dot{Q}_c}{I_s \cdot A_a} \quad (33)$$

Dónde:

\dot{Q}_c : energía que entrega el concentrador solar propuesto [W]

I_s : radiación solar incidente [W/ m²]

A_a : Área de apertura del concentrador [m²]

2.4.9 Material a utilizar para olla cónica.

La olla es un recipiente de doble pared con una separación de pocos centímetros entre cada pared, la forma es de un cono truncado que se planea tenga una capacidad mínima de 20 litros. El área y por lo tanto, la cantidad de lámina que se utilizará, están determinados por las ecuaciones 6 y 6.1

$$A = \pi[R^2 + r^2 + g(R + r)]$$

Dónde:

R : radio exterior cono truncado [m]

r : radio interior cono truncado [m]

h : altura del cono truncado [m]

g : longitud de la generatriz [m]

$$g = \sqrt{h^2 + (R - r)^2}$$

2.4.10 Material a utilizar para olla cilíndrica.

En este caso, la olla tiene forma de cilindro, con una pared doble con la misma separación entre cada pared que la olla tipo cono truncado. El área se calcula con ayuda de la siguiente fórmula:

$$A = 2\pi rh + \pi r^2 \quad (34)$$

Dónde:

r : radio del círculo [m]

h : altura del cilindro [m]

2.5 Metodología Experimental

2.5.1 Pruebas de pérdida de calor de los recipientes

La transferencia de calor hacia el exterior desde el interior de la olla se determina a partir de un coeficiente de transferencia de calor experimental, este coeficiente depende del área del recipiente, la cantidad de fluido dentro del mismo y de las temperaturas que tiene el ambiente y el fluido al iniciar el proceso de transferencia de calor. La transferencia de calor sobre la superficie de la olla está dada por la ecuación 4 que al integrarla describe el valor U_{olla} como la pendiente de la función:

$$\ln \left[\frac{T_{olla} - T_{ambiente}}{T_{ebullición} - T_{ambiente}} \right] = - \frac{U_{olla} \cdot A_{olla}}{V_{agua} \cdot \rho_{agua} \cdot C_{p_{agua}}} \cdot \Delta t$$

Considerando que al inicio de la prueba el fluido dentro de la olla tiene una temperatura T_0 se obtiene la relación anterior y cuando los valores de U_{olla} y $C_{p_{agua}}$ son constantes, el primer término de la ecuación se vuelve lineal con respecto al tiempo y el segundo término determina la pendiente.

En el análisis se grafica la función logarítmica sobre el tiempo y a partir de la pendiente resultante se obtiene el valor de U_{olla} , siendo la única incógnita de la ecuación.

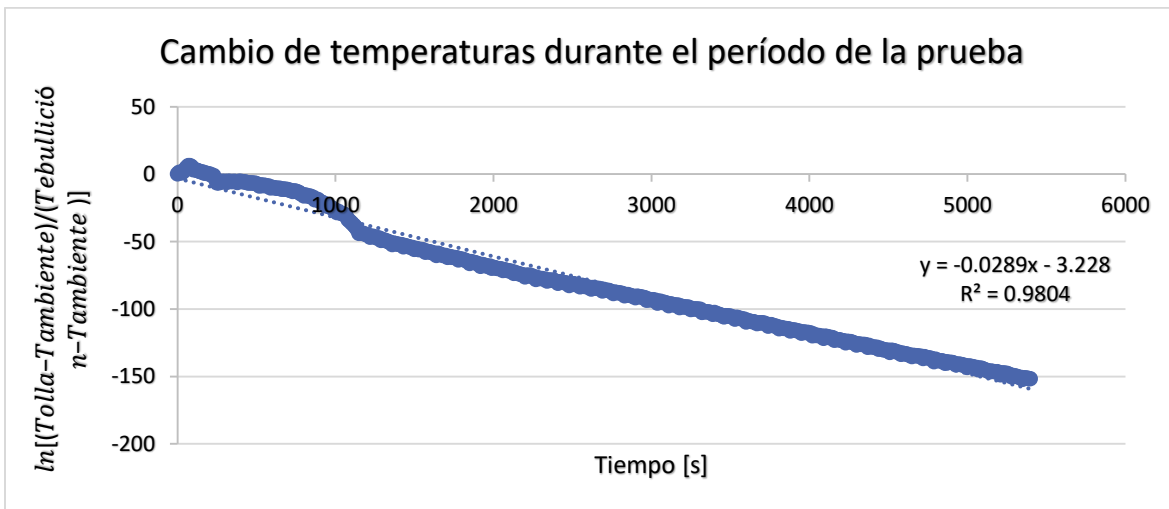


Figura 17. Representación gráfica de la variación de las temperaturas contra el tiempo.

El resumen de los diferentes casos analizados se muestra en la siguiente tabla. El efecto de la reducción de transferencia de calor por utilizar una tapa es muy grande y aplicar un vacío entre las dos paredes reduce la transferencia de calor sólo un poco. Además, las pruebas sugieren que el tener un vacío entre las tapas no provoca un efecto mayor, con un porcentaje de variación menor al 4%) y queda debajo del error de medición al momento de realizar la prueba con una tapa puesta, en este caso sí hay una mejora de la eficiencia energética pero no es aceptado en la práctica.

La olla comercial tiene un coeficiente de transferencia de calor mejor en el caso de no utilizar una tapa, pero eso no quiere decir que el diseño de doble pared es una equivocación sino simplemente en la olla comercial la superficie la que cubre la tapa es menor.

Prueba	$U \cdot A \left[\frac{W}{K} \right]$	$U \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$
Con vacío sin tapa	0.01178	23.92
Sin vacío sin tapa	0.01213	24.65
Olla comercial sin tapa	0.00930	21.33
Con vacío con tapa	0.00287	5.83
Sin vacío con tapa	0.00203	4.12
Olla comercial con tapa	0.00378	8.68

Tabla 4. Valores obtenidos de las diferentes pruebas en los recipientes.

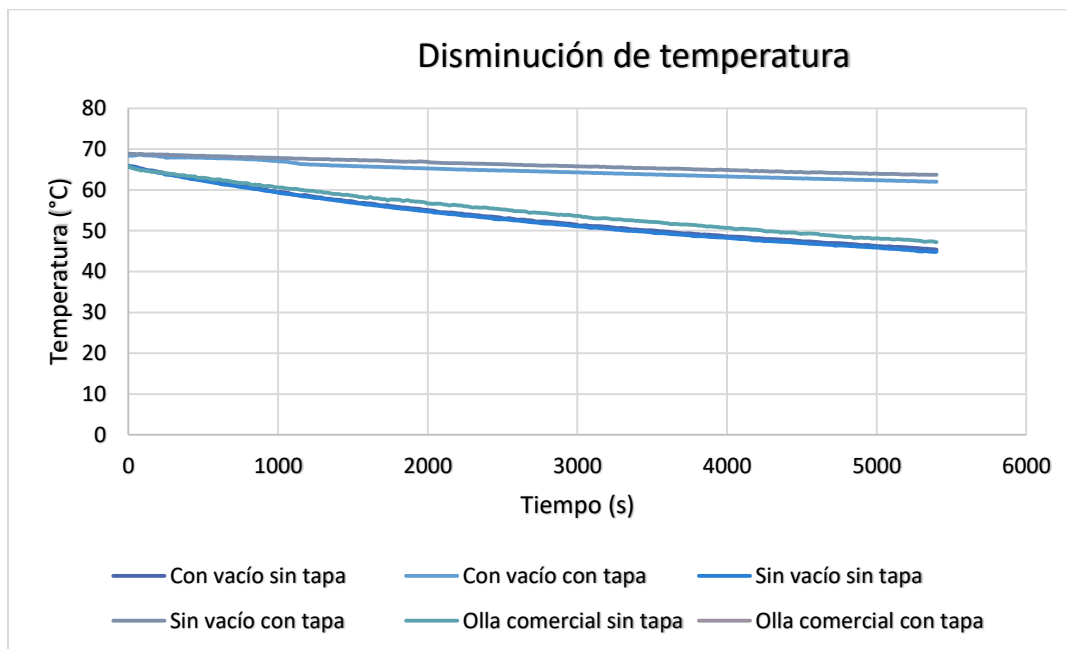


Figura 18. Gráfica comparativa de los recipientes respecto a la pérdida de calor hacia el ambiente.



Figura 19. Fotografía de la olla comercial (cubeta galvanizada) y olla fabricada (doble pared).
Jessica Fernández (2017).

2.5.2 Captador-concentrador casero

Concentrador casero con tubos pintados Este concentrador tiene una serie de concentradores con involuta, acomodados de forma paralela, el material especular es similar a la lámina MIRO-SUN y por su configuración es un captador-concentrador. Las medidas de este captador son; 1.45 metros de longitud y 0.55 metros de ancho. La prueba para este concentrador se realizó en la Planta Solar del Instituto de Ingeniería de la UNAM, cuya latitud es de 19.318° , con el concentrador trabajando durante 1hr 10 min.

Las temperaturas promedio de salida fueron de 71°C , la densidad del agua a esta temperatura es igual $988 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ y la cantidad de agua que entró al concentrador fue de 4 litros sin que el concentrador llegara a producir vapor, así, la eficiencia es igual a cero.



Figura 20. Fotografía del captador-concentrador con tubos de cobre (como absorbedores) sin pintar. Jessica Fernández (2017).

Concentrador casero con tubos pintados. Las características de este concentrador son las mismas que el anterior con la única diferencia de que los tubos absorbedores están pintados de color negro, lo cual supondría una mayor absorción de energía, pero los resultados fueron iguales, no hubo una producción de vapor, por lo cual su eficiencia se considera nula.



Figura 21.. Fotografía del captador-concentrador con tubos absorbedores pintados de color negro. Jessica Fernández (2017).

2.5.3 Horno solar Tolokatsin

Para calcular la eficiencia experimental de este concentrador, se utiliza también la cantidad de vapor producido durante cierto período por medio de la cantidad de agua que al final de la prueba ya no se encontraba en la charola. Con el dato de la disminución en la masa de agua, éste se multiplica por la entalpía de vaporización a la temperatura en la cual la energía es transformada en vapor:

$$\dot{Q}_u = m(h_{\text{vaporización}}) \quad (35)$$

La eficiencia térmica del concentrador depende de la radiación solar incidente y del área de aceptación del mismo con la ecuación 33. Las diferentes pruebas para este concentrador mostraron variaciones en los datos de eficiencia debido a errores en la colocación de la tapa y cantidad de radiación incidente, los resultados se muestran a continuación:

Prueba	Tiempo [min]	Cantidad de vapor [ml]	Temp. de salida [°C]	Calor ganado [W]	Irradiancia [W/m ²]	Eficiencia
1	76	350	74	326.49	1110.29	0.625
2	81	100	67	46.29	491.34	0.2
3	75	350	78	172.98	1026.87	0.358
4	80	100	78.4	46.76	1045.9	0.1

Tabla 5. Datos obtenidos de las diferentes pruebas hechas en la cocina solar Tolokatsin.

La temperatura de salida se utiliza para corregir el cálculo con las densidades diferentes que tiene el fluido a temperaturas distintas. Las bajas eficiencias de las pruebas 2 y 4 fueron resultado de una mala colocación de la tapa, provocando una pérdida de energía considerable.

Esta energía no se transmitió hacia el fluido (lo que explica la poca evaporación) y se dispersó hacia el ambiente. Como una nota adicional, en la última prueba 4, el viento dificultaba que las superficies extendidas del concentrador, las tapas, se mantuviesen fijas, y por esta razón durante algunos minutos el concentrador no recibió radiación solar. Todas las pruebas del concentrador se hicieron en el techo del edificio B de la Facultad de Ingeniería de la UAEMEX.



Figuras 22 y 23. Fotografías de la vista frontal y posterior respectivamente, de la cocina solar de Eduardo Rincón conectada a la olla. Jessica Fernández (2017).

2.5.4 Segmentos del concentrador en la Planta Solar de la UNAM

Para esta prueba se utilizó un concentrador tipo parabólico que se encuentra en la Planta Solar del Instituto de Ingeniería de la Universidad Autónoma de México. El concentrador está compuesto por seis láminas de material especular, con 1.15 metros de ancho y 1.24 metros de largo, las láminas están distribuidas de tal manera que tres están colocadas en paralelo en un lado del canal, es decir en la mitad de la parábola y las otras tres del otro lado.



Figuras 24 y 25. Fotografías de vista a detalle del concentrador y las láminas que lo conforman y concentrador visto a una distancia mayor respectivamente. Jessica Fernández (2017).

Para el tubo absorbedor se mandó a fabricar un tubo de hierro negro, con una longitud de 3.55 metros y con un diámetro de 3 pulgadas (0.0762 metros de espesor). Este tubo cuenta con unas boquillas que permiten controlar la entrada y salida del vapor así como una conexión para un manómetro.



Figuras 26 y 27. Fotografías del tubo absorbedor ya colocado en el concentrador y vista a detalle del manómetro y las boquillas y válvula para permitir la salida del vapor respectivamente. Bernd Weber (2017).

La prueba se hizo el 14 de julio del 2017 con una temperatura ambiente a las 10:00 horas de 20 °C y a las 13:50 de 22 °C, la irradiancia se incrementó hasta las 12:00 horas, y la olla se llenó con 20 L de agua.

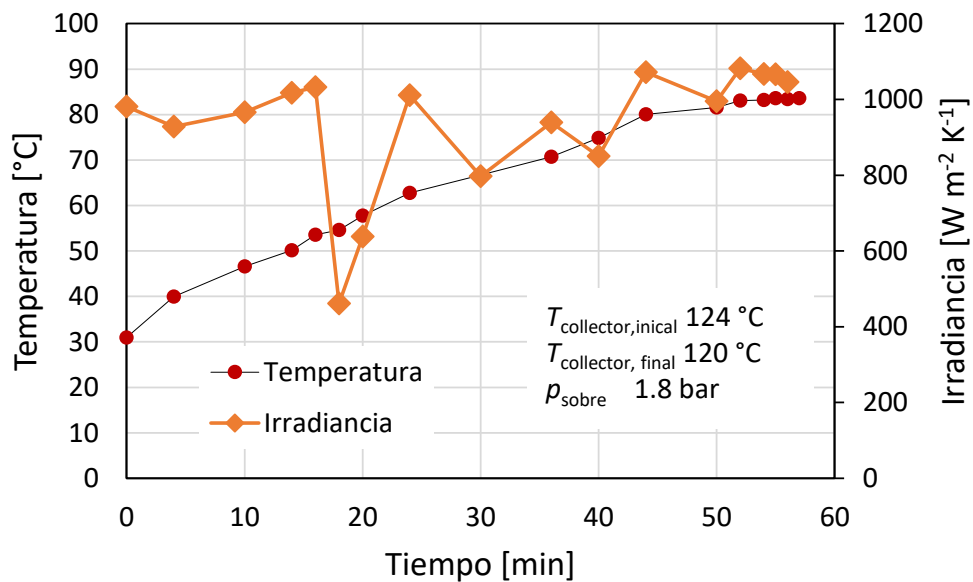


Figura 28. Gráfica que muestra los resultados de la prueba en los 3 segmentos de un CCP de la Planta Solar de la UNAM

Calculo de la demanda de calor que tiene el sistema. Como se mencionó anteriormente, la demanda de energía que tiene el sistema se determinó con base en las pruebas que se hicieron en los segmentos del concentrador tipo CCP de la Planta Solar de la UNAM, y los valores experimentales de U_{olla} . El valor de esta demanda de energía depende del tiempo y es por esto que se necesita elegir un punto específico dentro del período de la prueba para después conocer los demás valores no constantes.

Eficiencia del concentrador. Para calcular la eficiencia de este concentrador se debe de conocer la energía cedida hacia el ambiente desde el concentrador y el tubo receptor, así como la potencia útil. Se utilizaron los datos obtenidos durante la prueba con $t = 3120 \text{ s}$, $I_s = 944.11 \frac{W}{m^2}$ y con la ecuación 3, la pérdida de calor hacia el exterior es:

$$\dot{Q}_{p\acute{e}rdida,CCP} = 20 \frac{W}{m^2 K} \cdot 0.4923 \text{ m}^2 \cdot (373.15 - 295.15)K \cdot 60 \frac{s}{h} \cdot 52 \text{ min} \cdot \frac{1}{3600 \frac{s}{h}} = 665.59 \text{ KJ}$$

Con la integración de la ecuación 4 se puede conocer la potencia útil ganada por el concentrador:

$$\dot{Q}_{u,CCP} = 0.02 \text{ m}^3 \cdot 977 \frac{kg}{m^3} \cdot 4.19 \frac{KJ}{kg K} \cdot (356.75 - 304.05)K = 4283.77 \text{ KJ}$$

Así, la energía total que el sistema entrega es 4949.36 KJ (pérdidas más potencia útil), utilizando la primera Ley de la Termodinámica es posible conocer la cantidad de vapor producido por este concentrador:

$$m_{vapor} = \frac{4949.36 \text{ KJ}}{2278 \frac{KJ}{kg}} = 2.17 \text{ kg} = 2221.08 \text{ ml}$$

Y por último, con la ecuación 33 se calcula la eficiencia de los segmentos del concentrador de canal parabólico:

$$\eta_{CCP} = \frac{4283.77 \text{ KJ}}{\left(944.11 \frac{W}{m^2}\right) \cdot 6 \text{ m}^2 \cdot (3120s)} = 0.3$$

2.2.5 Resumen comparativo de concentradores probados

Con los diferentes concentradores se realizaron dos pruebas debido a las dimensiones de cada concentrador, la primera prueba con la olla a la mitad de su capacidad, es decir, 10 litros en el caso de los concentradores caseros y el horno solar Tolokatsin. La segunda prueba se hizo a toda la capacidad (20 litros) de la olla para los segmentos de concentrador en la Planta Solar de la UNAM. Los resultados obtenidos se muestran a continuación.

Tipo de concentrador	Área	Volumen agua	Volumen/Área	Cubierta	Razón de concentración	Eficiencia	T _{estancamiento}
	[m ²]	[L]	[L m ⁻²]				[°C]
Concentrador casero	0.79	4	5.06	sí	5	0 (no produce vapor)	73
Cocina solar (Tolokatsin)	0.47	4	8.51	sí	4	0.32 ± 0.22	no determinada
Segmentos de concentrador solar Planta Solar UNAM	6	8	1.33	no	22	0.3	> 170

Tabla 6. Comparativa entre los resultados obtenidos de las pruebas hechas a los diferentes concentradores.

2.6 Metodología de análisis de datos

2.6.1 Dimensionamiento óptico de un CPC.

Truncamiento óptico del CPC. Dentro de los diversos criterios de truncamiento, existe criterio de Rincón, el cual establece que el CPC-2D debe truncarse de tal manera que todos los rayos paralelos al ángulo de incidencia no sean bloqueados por los espejos del CPC-2D (Rincón, *et al*, 2009), este ángulo de truncamiento ocurre cuando

$$t_t = \frac{3\pi}{2} - 3\theta_{max}$$

Para asegurar que el factor de concentración no se vea afectado, considera un valor de concentración mayor al propuesto inicialmente para asegurar que el truncamiento no afecte el desempeño del concentrador (Rincón, 2010), se propone un factor de concentración geométrica 3, y con estos datos se resuelve la ecuación que relaciona al factor de concentración C con el ángulo medio de apertura del concentrador θ_0 :

$$3 = \frac{1}{\sin \theta_0}$$

$$\theta_0 = 0.3398 \text{ rad} = 19.47^\circ$$

Como la Tierra se mueve 15° cada hora respecto al Sol, el concentrador puede operar casi 1,3 h sin necesidad de orientarse debido al ángulo medio de apertura que es 19.5°.

Ecuaciones paramétricas que describen al CPC. Las ecuaciones que describen el perfil del concentrador antes descritas se resuelven de acuerdo con el valor del ángulo de apertura obtenido a partir de la razón de concentración propuesta que fue de $C=3$ y los valores que se obtienen de estas ecuaciones son adimensionales.

Se sustituye el valor de θ_0 obtenido a partir de la razón de concentración en la ecuación 15 y se aplica el criterio de Rincón para los límites en t (ecuación 18).

$$r_i(t) = \begin{cases} x(t) = \sin t + t \cos t \\ y(t) = \cos t - t \sin t \end{cases} \quad 0 \leq t \leq 1,91$$

$$r_a(t) = \begin{cases} x(t) = \frac{\frac{1}{3} \cos(t - 0.33) + \sin t(t + 1.91)}{1 + \sin(t - 0.3398)} - \frac{1}{3} \\ y(t) = \frac{\frac{1}{3} \cos(t - 0.33) - \cos t(t + 1.91)}{1 + \sin(t - 0.33)} + 0.94 \end{cases} \quad 1.9106 \leq t \leq 3.69$$

$$r_c(t) = \begin{cases} x(t) = \cos t \\ y(t) = \sin t \end{cases} \quad 0 \leq t \leq 2\pi$$

Se calcula la longitud de arco del CPC, considerando que son dos anticáusticas y dos involutas:

$$S_T = 20.84$$

Y la altura del CPC:

$$H = 6.68$$

Para proponer un área de aceptación o apertura para la radiación solar incidente y un área del receptor, que en este caso es un cilindro con un diámetro de 0.0285 metros (comercialmente 1 pulgada), se utilizan conceptos básicos de geometría y el factor de concentración propuesto usando el método Rincón, $C=3$:

$$C = \frac{L \cdot a}{L \cdot \pi \cdot D}$$

$$a = C \cdot D \cdot \pi = 0.25m$$

Se propone una longitud para el concentrador de 1.5 metros, que multiplicados por el ancho de 0.25 metros, da como resultado un área de aceptación de 0.375 m^2 . Con los datos anteriores es posible conocer el área del receptor o absorbedor;

$$A_r = \frac{A_a}{C} = \frac{0.375 \text{ m}^2}{3} = 0.125 \text{ m}^2$$

2.6.2 Dimensionamiento óptico de un CCP.

Para dimensionar el CCP se utilizan las medidas definidas por la lámina del material especular que son de 2 metros de largo por 1.22 metros de ancho, un ángulo de borde igual a 90° , óptimo para dar un mayor rendimiento (Vidriales, 2015), una distancia focal de 0.25 m y un ancho de apertura de 1.05 m. La longitud final del CCP es la potencia demandada entre la potencia específica del concentrador en W/m.

El diámetro mínimo del tubo absorbedor se calcula partir del ancho de apertura y un factor de corrección para los errores ópticos que de acuerdo con Duffie y Beckman es de 1.15° :

$$D = \frac{1.05m \sin(0.267^\circ + \frac{1.15^\circ}{2})}{\sin 90^\circ} = 0.015m$$

Donde 0.267° es la mitad del ángulo que sustenta el disco solar visto desde la Tierra. Para fines prácticos, se considera un tubo absorbedor de 1 pulgada de diámetro, con un diámetro exterior real de 2.86 cm (ver anexo 10).

2.6.3 Diseño de recipiente (olla)

Para poder elegir entre una olla cilíndrica o una cónica se calculan sus áreas, con medidas parecidas, ya que dichas áreas determinan la cantidad de material a utilizar para su fabricación, porque el criterio para elegir una forma sobre otra será el ahorro de material. Las medidas propuestas tienen esos valores para que el recipiente tenga una capacidad mínima de 20 litros, en general, las dimensiones son de 0.45 m de apertura del recipiente, 0.3 m de altura y 0.3 m de base, que en el caso de la forma cónica se reduce por medio de una generatriz.

2.6.3.1 Forma cónica

Con las ecuaciones 7 y 7.1 se calculan las áreas interior y exterior (por la doble pared) de la olla con forma de cono truncado;

$$g = \sqrt{(0.325)^2 + (0.2 - 0.125)^2}$$
$$A_i = \pi[(0.2)^2 + (0.125)^2 + 0.3335(0.2 + 0.125)] = 0.389m^2$$
$$A_e = 0.492m^2, \quad A_t = 0.881m^2$$

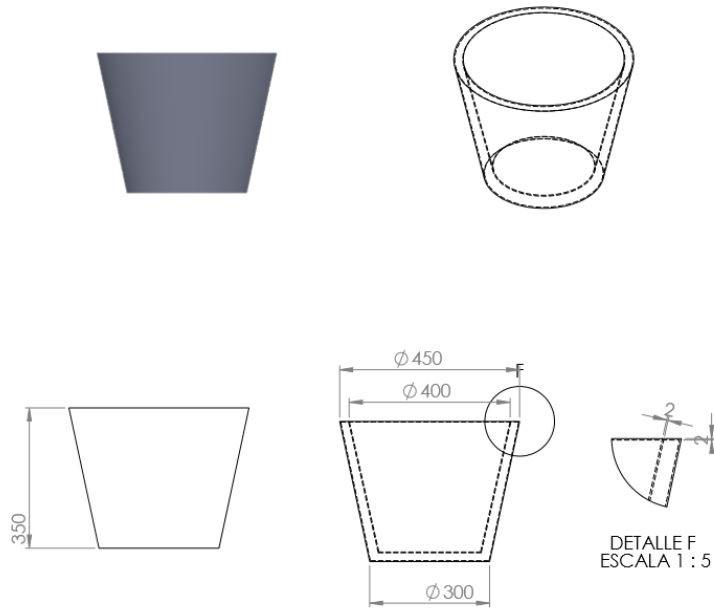


Figura 29. Dibujo con detalles en SolidWorks de la olla con forma de cono truncado (medidas en mm). Jessica Fernández (2017).

2.6.3.2 Forma cilíndrica

De la misma manera, con la ecuación 37 se calculan las áreas interior y exterior de un recipiente con doble pared y forma de cilindro;

$$A_e = 2\pi(0.2)(0.325) + \pi(0.2)^2 = 0.534m^2$$

$$A_i = 0.653m^2, A_t = 1.187m^2$$

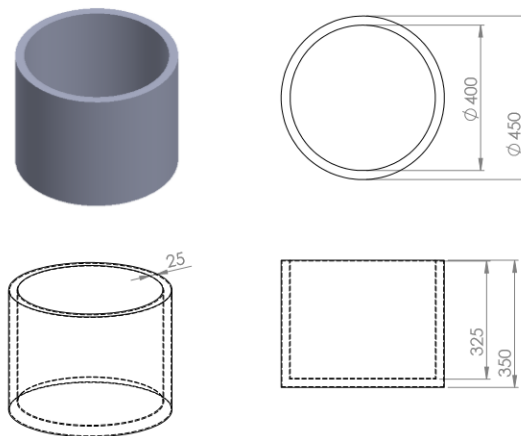


Figura 30. Dibujo con detalles en SolidWorks de la olla con forma cilíndrica (medidas en mm). Jessica Fernández (2017)

Para ambos recipientes, existe un área extra a considerar, se trata de la circunferencia que permite el “enchaquetado” de los recipientes, es decir, el anillo de 0.25 m de espesor que al colocarse en la parte superior del recipiente, sella el espacio vacío de la doble pared. La cantidad de material utilizado se calcula con la diferencia de los diámetros de las circunferencias.

$$A_{anillo} = 0.159m^2 - 0.126m^2 = 0.033m^2$$

Como se puede observar, la olla cilíndrica ocupa más material y tiene una mayor área por la que podría ocurrir una mayor transferencia de calor traducida en pérdidas, por esto se opta por construir una olla con forma de cono truncado.

2.6.3.3 Pérdida de calor en el recipiente (olla).

Se calcula la transferencia de calor a través de la doble pared de la olla con un coeficiente de transferencia de calor obtenido experimentalmente (U_{olla}), el área por donde ocurre la transferencia y la diferencia de temperatura entre el ambiente y el interior de la olla (temperatura de ebullición), es decir, la pérdida de calor desde el interior hacia el ambiente. De acuerdo con el diseño de la olla y con ayuda de la ecuación 1, el volumen es:

$$V_{olla} = \frac{1}{3} \pi \cdot 0.30m \cdot (0.20m^2 + 0.125m^2 + 0.20m \cdot 0.125m)$$

$$V_{olla} = 0.025 m^3$$

La cantidad de energía que cede el fluido hacia el ambiente está dada por U_{olla} y al utilizar un balance de energía por medio de la primera ley de termodinámica se obtiene una función cuya pendiente es el valor de U_{olla} , éste cálculo se explica con mayor detalle en el capítulo de *Pruebas* pero al considerar un volumen de agua de 20 litros en la olla, una temperatura ambiente promedio de 24 °C y un calor específico del agua de $4.182 \frac{KJ}{kg K}$ se obtiene un valor promedio de $U_{olla} = 23.92 \frac{W}{m^2 K}$.

2.6.4 Potencia requerida para realizar la nixtamalización

Con los datos de las pruebas que se hicieron en la Planta Solar de la UNAM, y los valores experimentales de U_{olla} es posible conocer la energía requerida por el sistema de acuerdo con la ecuación 3 y con los valores $U_{olla} = 23.92 \frac{W}{m^2 K}$, $A_{olla} = 0.492 m^2$, $V_{agua} = 0.02 m^3$, $\rho_{agua} = 977 \frac{kg}{m^3}$, $Cp_{agua} = 4.182 \frac{kJ}{kg K}$, $T_{inicial} = 24^\circ C$, $T_{final} = 92^\circ C$.

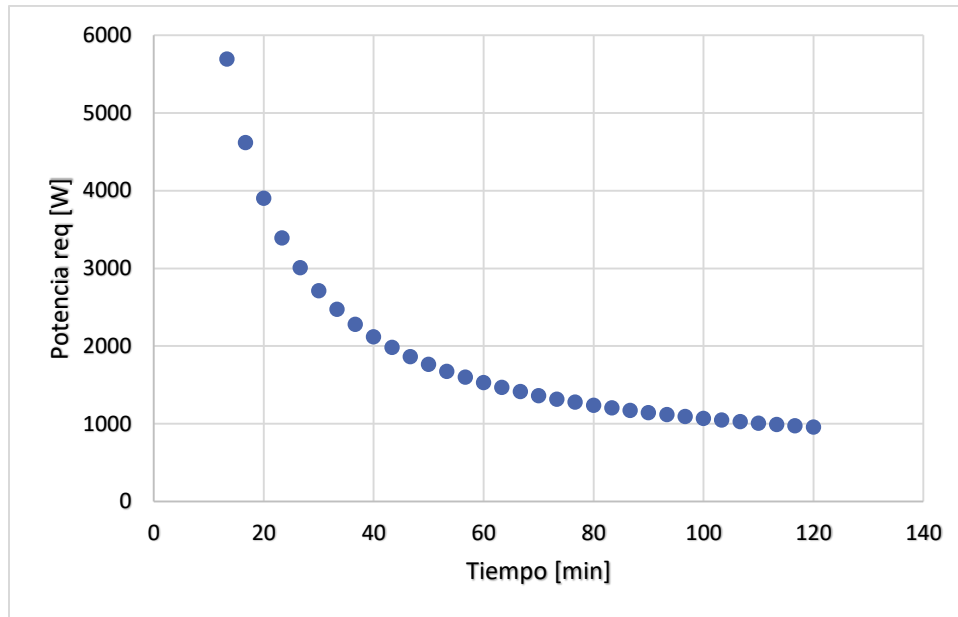


Figura 31. Representación gráfica de la variación en la potencia requerida con los valores mencionados.

La gráfica anterior muestra que conforme más tiempo se considera para el calentamiento, la potencia requerida por el sistema disminuye y poco a poco se estabiliza debido a que con mayor tiempo prevalece la parte de la pérdida de energía de la olla sobre lo que es elevar la temperatura.

Si se pretende elevar la temperatura en un periodo de 30 minutos se requiere una potencia de (ecuación 3):

$$\dot{Q}_n = 2167.5 \text{ W}$$

2.6.5 Pérdida de calor en tubería exterior.

La tubería de conexión entre el concentrador y la olla es de hule tipo caucho EPDM de 1 pulgada de diámetro y 1.5 m de longitud, con un aislante exterior de espuma elastomérica de media pulgada de espesor.

El coeficiente de transferencia de calor U_t es determinado por las resistencias de los materiales para la conducción de calor mediante la ecuación 8:

$$U_t = \frac{1}{R_1 + R_2}$$

En donde R_1 es la resistencia del caucho de etileno propileno dieno con una conductividad térmica de $k = 0.25 \frac{W}{m K}$ diámetro interior de 2.54 cm y un diámetro exterior de 3.7998 cm de acuerdo con la ficha técnica del anexo 11.

Utilizando la ecuación 8.1 se tiene que:

$$R_1 = \frac{\ln\left(\frac{1.89 \text{ cm}}{1.27 \text{ cm}}\right)}{2\pi \cdot 0.25 \frac{W}{m K} \cdot 1.5 \text{ m}} = 0.17 \frac{K}{W}$$

El aislante con resistencia a la conducción de calor R_2 es espuma elastomérica con una conductividad térmica de $k = 0.031 \frac{W}{m K}$, con un diámetro de 3.79 cm y 1.27 cm de espesor.

De manera análoga a R_1 y por medio de la ecuación 8.2, se calcula R_2 :

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{1.89 \text{ cm} + 1.27 \text{ cm}}{1.89 \text{ cm}}\right)}{2\pi \cdot 0.031 \frac{W}{m K} \cdot 1.5 \text{ m}} = 1.75 \frac{K}{W}$$

Así, se obtiene el coeficiente de transferencia de calor U_d y el flujo de calor en la tubería exterior (ecuación 7):

$$U_t = \frac{1}{1.9230} = 0.52 \frac{K}{W}$$

$$\dot{Q}_t = 0.52 \frac{W}{K} \cdot (364.49 \text{ K} - 297)K = 35.09W$$

2.6.6 Potencia útil del sistema

Este valor es un mínimo requerido que debe proveer el sistema y es la suma de la energía requerida por el proceso de nixtamalización considerando pérdidas desde el concentrador hacia el ambiente, cuyo valor se dedujo de manera experimental y la energía que se pierde en las tuberías de conexión entre el concentrador y la olla. De acuerdo con la ecuación 9, dicho valor es:

$$\dot{Q}_u = 2167.5 W + 35.09 W = 2202.59 W$$

2. Resultados y análisis

En este capítulo se muestran los resultados de las pruebas de transferencia de calor realizadas a las ollas, así como a los concentradores propuestos y una comparación entre los concentradores que se eligieron como posibles suministradores de energía para el proceso de nixtamalización.

3.1 Número de Concentradores Parabólicos Compuestos (CPC) necesarios para el proceso de nixtamalización

El proceso requiere de agua caliente con temperatura cercana o igual a la temperatura de ebullición, la cual es de 91.34 °C (364.49 K) para Toluca que tiene una presión atmosférica de 740 mbar y una latitud de 19.5° de acuerdo con la estación meteorológica ubicada en la Facultad de Ingeniería de la UAEMex. Utilizando también datos promediados de dicha estación durante casi 4 meses (octubre a enero), se obtuvo un valor medio de radiación directa de $756 \frac{W}{m^2}$ y de radiación difusa igual a $277.6 \frac{W}{m^2}$ (González, 2015).

Radiación absorbida por unidad de área. De acuerdo con la ecuación 20, la radiación absorbida (por unidad de área) por el concentrador será:

$$S = 1 \left(756 \frac{W}{m^2} \right) (\cos 19.5^\circ) (0.88)(0.95)^{0.72}(0.95) + \frac{277.6 \frac{W}{m^2}}{3} (0.88)(0.95)^{0.72}(0.95)$$
$$S = 667.5 \frac{W}{m^2}$$

Eficiencia térmica. Utilizando la ecuación 33 y con los valores conocidos de la radiación absorbida por unidad de área y la radiación solar incidente, es posible conocer una primera eficiencia teórica para diseñar el sistema de concentración.

$$\eta_{t.CPC} = \frac{667.5 \frac{W}{m^2}}{1033.6 \frac{W}{m^2}} = 0.645$$

Eficiencia óptica. De acuerdo con datos técnicos de los materiales y utilizando la ecuación 10 se calcula la eficiencia óptica del CPC:

ω : reflectancia de la lámina MIRO-SUN (0.95)

τ : transmisividad del vidrio sodio-calcio (0.88)

α : absortividad de la pintura negro mate (0.95)

ϑ : imperfecciones de construcción máximos (0.15)

Sustituyendo valores;

$$\eta_{\text{optica,CPC}} = 0.95 \cdot 0.88 \cdot 0.95(1 - 0.15) = 0.675$$

Eficiencia total. Éste valor se obtiene al multiplicar las eficiencias antes calculadas con la ecuación 12:

$$\eta_{\text{c,CPC}} = 0.645 \cdot 0.675 = 0.435$$

Razón de concentración geométrica. Con los valores obtenidos anteriormente, considerando una irradiancia promedio de $1033.6 \frac{W}{m^2}$ para Toluca, Estado de México (Mora, 2015) y con la ecuación 11 se calcula la razón de concentración geométrica. Se propone una temperatura de estancamiento inicial de $115 \text{ }^\circ\text{C}$ que es mayor a la temperatura de ebullición del agua, para proponer una razón de concentración geométrica que teóricamente cumpla con la energía requerida por el sistema.

$$C_g = \frac{(388.15 \text{ K})^4 \cdot \left(5.67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2}\right)}{1033.6 \frac{W}{m^2} \cdot 0.435} = 2.8$$

Para garantizar la temperatura deseada en el fluido, la concentración geométrica se tomará como 3, de acuerdo con el criterio de truncamiento óptimo propuesto por Eduardo Rincón Mejía (2010) para mitigar las pérdidas de calor que puedan ocurrir durante el proceso.

Temperatura de estancamiento. El concentrador puede llegar a una temperatura de estancamiento, que aunque no es lo ideal para fines de este proceso, su cálculo resulta necesario para determinar ciertos valores en la transferencia de energía. Para conocer esta temperatura se considera la constante de Stefan-Boltzmann, la eficiencia total del concentrador, la razón de concentración geométrica y la radiación incidente, de la ecuación (11) se tiene que:

$$C_g = \frac{T_s^4 \sigma}{G_s \eta_c}$$

$$T_s = \sqrt[4]{\frac{C_g G_s \eta_o}{\sigma}} = \sqrt[4]{\frac{3(1033.6 \frac{W}{m^2})(0.435)}{5.6697 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}}} = 392.73 \text{ K} = 119.58 \text{ }^\circ\text{C}$$

Coefficiente global de pérdidas en el receptor/absorbedor. Para conocer las características del fluido es necesario utilizar una temperatura promedio entre la cubierta del concentrador y el ambiente. Como la temperatura en el ambiente es de $24 \text{ }^\circ\text{C}$, se plantea una temperatura en la cubierta de $100 \text{ }^\circ\text{C}$;

$$T_{\text{prom}} = \frac{(24 + 120)^\circ\text{C}}{2} = 72 \text{ }^\circ\text{C} = 345.15 \text{ K}$$

Esta temperatura permite conocer densidad y la viscosidad dinámica del aire, de acuerdo con la tabla de propiedades del aire que es el anexo 4. Para calcular el número de Reynolds se utiliza la velocidad promedio del viento en la Facultad de Ingeniería, dato que proporciona la estación meteorológica de la misma facultad, así como el diámetro exterior de un tubo de cobre de una pulgada que funciona como absorbedor (ecuación 22):

$$Re = \frac{vD\rho}{\mu} = \frac{(1.1925 \frac{m}{s})(0.0285m)(1.164 \frac{kg}{m^3})}{1.872 \times 10^{-5} \frac{kg}{m \cdot s}} = 2118.8$$

De acuerdo con Duffie & Beckman, 1980, las ecuaciones de McAddams pueden ser simplificadas en la ecuación 25 para conocer el número de Nusselt;

$$Nu = 0.30(2118.8)^{0.6} = 29.701$$

Cuando se conoce el número de Nusselt y el coeficiente de conductividad térmica del aire, es posible calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el absorbedor y el ambiente con la ecuación 26;

$$h_w = 29.701 \frac{0.025 \frac{W}{m \cdot K}}{0.0285 m} = 26.514 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

De igual manera, con la ecuación 27 se calcula el coeficiente de radiación entre el absorbedor y el ambiente

$$h_{r,ab} = 4 \left(5.6697 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right) (0.88)(325.15 K)^3 = 6.86 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Así, el coeficiente global de pérdidas en el absorbedor, de acuerdo con la ecuación 28 será de:

$$U_{receptor} = \left[\frac{1}{(h_w + h_r)} + \frac{1}{h_r} \right]^{-1} = \left[\frac{1}{26.514 + 6.86} + \frac{1}{6.86} \right]^{-1} = 5.7 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Potencia entregada por el concentrador. Esta potencia debe ser mayor o igual a la suma del calor necesario para llevar a cabo el proceso más el calor cedido al ambiente por la tubería y la olla diseñada.

Para conocer la potencia (calor ganado) que el concentrador propuesto pueda tener, es vital conocer las características del fluido de trabajo que será agua. El agua a 92°C, de acuerdo con la tabla en el anexo 3, tiene una densidad de $965 \frac{kg}{m^3}$, una velocidad de $0.001 \frac{m}{s}$ y una viscosidad dinámica de $3.06 \times 10^{-4} \frac{kg}{m \cdot s}$.

Sustituyendo los valores en la ecuación 22 se obtiene el número de Reynolds:

$$Re = \frac{\left(0.001 \frac{m}{s}\right) (0.0267m) \left(965 \frac{kg}{m^3}\right)}{3.06 \times 10^{-4} \frac{kg}{m s}} = 8.44$$

El número adimensional de Prandtl puede conocerse a partir del calor específico del fluido a la misma temperatura, el coeficiente de conductividad térmica y la viscosidad dinámica (ecuación 23);

$$Pr = \frac{\left(4.209 \frac{kJ}{kg K}\right) \left(3.06 \times 10^{-4} \frac{kg}{m s}\right)}{677 \times 10^{-3} \frac{W}{m K}} = 1.9$$

Considerando un flujo turbulento al interior del absorbedor, se tienen los valores $\alpha = 0.17 p = 0.33 q = 0.4$ de acuerdo con la tabla 1 sobre los parámetros determinados por McAdams;

$$Nu = 0.17(8.44)^{0.33}(1.9)^{0.4} = 0.44$$

Como el coeficiente de flujo es mayor al de convección, éste se considera despreciable y se elimina dicho término de la ecuación 30.

El factor de eficiencia del concentrador está determinado por la ecuación (30);

$$F' = \frac{1/5.7 \frac{W}{m^2 K}}{\frac{1}{5.7 \frac{W}{m^2 K}} + \frac{0.0285m}{2 (677 \times 10^{-3} \frac{W}{m K})} \ln \left(\frac{0.0285m}{0.0267m}\right)} = 0.98$$

Con las variables antes calculadas, se obtiene el valor de la ganancia de energía en forma de vapor que tiene el concentrador solar (ecuación 31).

$$Q_c = 0.98(0.375m^2) \left[667.5 \frac{W}{m^2} - \frac{5.7 \frac{W}{m^2 K}}{3} (393.15 - 297.15)K \right]$$

$$Q_c = 178.27 W$$

Número de concentradores necesarios para la nixtamalización de maíz. Si la potencia que puede entregar el concentrador propuesto para elevar el fluido a su punto de ebullición es de 178.27 W, y la potencia útil que ocupa el sistema es de 2202.59 W, la división entre estos valores da como resultado el número aproximado de concentradores que se necesitan para proveer la energía suficiente al maíz.

$$n = \frac{2202.59 W}{178.27 W} \cong 12.3$$

De acuerdo con lo anterior, serían necesarios al menos 13 concentradores CPC para obtener la potencia necesaria y es por esta razón que la construcción de este o más dispositivos se plantea como un trabajo a futuro y se decide probar con otros concentradores existentes

Área mínima para la concentración de energía. Al considerar que el CPC propuesto tiene un área de apertura de 0.375 m^2 y la cantidad de concentradores necesarios para llevar a cabo el proceso de nixtamalización es 13, el área de captación/concentración que se ocupa resulta de multiplicar ambos valores:

$$A_{\text{concentración}} = 13(0.375\text{m}^2) = 4.87 \text{ m}^2$$

Aunque el concentrador parabólico compuesto (CPC) que se propone tiene medidas prácticas al momento de comparar el área de captación requerida para llevar a cabo el proceso resulta un área demasiado grande lo que convierte a la construcción de este concentrador un tema a desarrollar con mayor tiempo y capacidades técnicas que ya no corresponden a los objetivos de este trabajo.

3.2 Número de Concentradores de Canal Parabólico (CCP) necesarios para el proceso de nixtamalización

Radiación absorbida por un CCP. De manera análoga al cálculo para un CPC, existe una fórmula que utiliza la radiación global incidente y un modificador del ángulo de incidencia para un CCP, este modificador tiene un valor de 0.88 para una parábola con apertura de 90° , según Romero (2015). La ecuación (21) permite conocer el valor de la radiación absorbida por unidad de área para un concentrador de canal parabólico:

$$S = \left(756 \frac{W}{\text{m}^2}\right)(0.95)(0.95)(1)(1)(0.88)$$

$$S = 600.41 \frac{W}{\text{m}^2}$$

Para dimensionar el CCP se utilizan las medidas definidas por la lámina del material especular que son de 2 metros de largo por 1.22 metros de ancho, un ángulo de borde igual a 90° , óptimo para dar un mayor rendimiento (Vidriales, 2015), una distancia focal de 0.25 m y un ancho de apertura de 1.05 m. El diámetro mínimo del tubo absorbedor se calcula partir del ancho de abertura y un factor de corrección para los errores ópticos que de acuerdo con Duffie y Beckman es de 1.15° :

$$D = \frac{1.05\text{m} \sin\left(0.267^\circ + \frac{1.15^\circ}{2}\right)}{\sin 90^\circ} = 0.015\text{m}$$

Donde 0.267° es la mitad del ángulo que sustenta el disco solar visto desde la Tierra. Por lo tanto, la razón de concentración de este CCP será;

$$C = \frac{(1.05\text{m})(2\text{m})}{\pi(0.015\text{m})(2\text{m})} \cong 23$$

Este factor de concentración tan alto nos permite utilizar ciertas ecuaciones para calcular la radiación absorbida por unidad de área por este concentrador.

Para fines prácticos, se considera un tubo absorbedor de 1 pulgada de diámetro, con un diámetro exterior real de 2.86 cm, pero al ser un valor tan pequeño, no hace ninguna diferencia en la razón de concentración antes calculada.

Eficiencia térmica. Utilizando la ecuación 33 y con los valores conocidos de la radiación absorbida por unidad de área y la radiación solar incidente, es posible conocer una primera eficiencia teórica para diseñar el sistema de concentración.

$$\eta_{t.CCP} = \frac{600.41 \frac{W}{m^2}}{756 \frac{W}{m^2}} = 0.629$$

Eficiencia óptica. De acuerdo con datos técnicos de los materiales y utilizando la ecuación 10 se calcula la eficiencia óptica del CCP:

ω : reflectancia de la lámina MIRO-SUN (0.95)

α : absorptividad de la pintura negro mate (0.95)

ϑ : imperfecciones de construcción máximos (0.15)

Sustituyendo valores;

$$\eta_{\text{óptica,CCP}} = 0.95 \cdot 0.95(1 - 0.15) = 0.767$$

Eficiencia total. Éste valor se obtiene al multiplicar las eficiencias antes calculadas con la ecuación 12:

$$\eta_{c,CCP} = 0.629 \cdot 0.767 = 0.482$$

Temperatura de estancamiento. El concentrador puede llegar a una temperatura de estancamiento, que aunque no es lo ideal para fines de este proceso, su cálculo resulta necesario para determinar ciertos valores en la transferencia de energía.

Para conocer esta temperatura se considera la constante de Stefan-Boltzmann, la eficiencia total del concentrador, la razón de concentración geométrica y la radiación incidente, de la ecuación (11) se tiene que:

$$T_s = \sqrt[4]{\frac{C_g G_s \eta_c}{\sigma}} = \sqrt[4]{\frac{23(475.5 \frac{W}{m^2})(0.482)}{5.6697 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}}} = 552.42 K = 279.8 ^\circ C$$

Coeficiente global de pérdidas en el receptor/absorbedor. Para conocer las características del fluido es necesario utilizar una temperatura promedio entre el ambiente y el receptor. Como la temperatura en el ambiente es de 24°C, se plantea una temperatura el receptor de 110°C;

$$T_{prom} = \frac{(24 + 110)^{\circ}C}{2} = 62^{\circ}C = 335.15 K$$

Esta temperatura permite conocer densidad y la viscosidad dinámica del aire (ver anexo 4). Para calcular el número de Reynolds se utiliza la velocidad promedio del viento en la Facultad de Ingeniería, dato que proporciona la estación meteorológica de la misma facultad, así como el diámetro exterior de un tubo de cobre de una pulgada que funciona como absorbedor (ecuación 22):

$$Re = \frac{vD\rho}{\mu} = \frac{(1.1925 \frac{m}{s})(0.0285m)(1.164 \frac{kg}{m^3})}{1.872 \times 10^{-5} \frac{kg}{m s}} = 1702.62$$

De acuerdo con Duffie & Beckman, 1980, las ecuaciones de McAddams pueden ser simplificadas en la ecuación 25 para conocer el número de Nusselt;

$$Nu = 0.30(1702.62)^{0.6} = 26.049$$

Cuando se conoce el número de Nusselt y el coeficiente de conductividad térmica del aire, es posible calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el absorbedor y el ambiente con la ecuación 26;

$$h_w = 26.049 \frac{0.028 \frac{W}{m K}}{0.0285 m} = 25.592 \frac{W}{m^2 K}$$

De igual manera, con la ecuación 27 se calcula el coeficiente de radiación entre el absorbedor y el ambiente

$$h_{r,ab} = 4 \left(5.6697 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} \right) (0.97)(345.15 K)^3 = 9.04 \frac{W}{m^2 K}$$

Así, el coeficiente global de pérdidas en el absorbedor, de acuerdo con la ecuación 28 será de:

$$U_{receptor} = \left[\frac{1}{(h_w + h_r)} + \frac{1}{h_r} \right]^{-1} = \left[\frac{1}{25.592 + 9.04} + \frac{1}{9.04} \right]^{-1} = 7.16 \frac{W}{m^2 K}$$

Potencia entregada por el concentrador. Esta potencia debe ser mayor o igual a la suma del calor necesario para llevar a cabo el proceso más el calor cedido al ambiente por la tubería y la olla diseñada.

Para conocer la potencia (calor ganado) que el concentrador pueda tener, es vital conocer las características del fluido de trabajo que será agua. El agua a 92°C, de acuerdo con el anexo 3, tiene una densidad de $965 \frac{kg}{m^3}$, una velocidad de $0.001 \frac{m}{s}$ y una viscosidad dinámica de $3.06 \times 10^{-4} \frac{kg}{m s}$.

Sustituyendo los valores en la ecuación 22 se obtiene el número de Reynolds:

$$Re = \frac{(0.001 \frac{m}{s})(0.0267m)(965 \frac{kg}{m^3})}{3.06 \times 10^{-4} \frac{kg}{m s}} = 8.44$$

El número adimensional de Prandtl puede conocerse a partir del calor específico del fluido a la misma temperatura, el coeficiente de conductividad térmica y la viscosidad dinámica (ecuación 23);

$$Pr = \frac{(4.209 \frac{kJ}{kg K})(3.06 \times 10^{-4} \frac{kg}{m s})}{677 \times 10^{-3} \frac{W}{m K}} = 1.9$$

Considerando un flujo turbulento al interior del absorbedor, se tienen los valores $\alpha = 0.17 p = 0.33 q = 0.4$ de acuerdo con la tabla 1 sobre los parámetros determinados por McAdams;

$$Nu = 0.17(8.44)^{0.33}(1.9)^{0.4} = 0.44$$

El factor de eficiencia del concentrador está determinado por la ecuación (30);

$$F' = \frac{1/7.16 \frac{W}{m^2 K}}{\frac{1}{7.16 \frac{W}{m^2 K}} + \frac{0.0285m}{2(677 \times 10^{-3} \frac{W}{m K})} \ln \left(\frac{0.0285m}{0.0267m} \right)}$$

$$F' = 0.98$$

Con las variables antes calculadas, se obtiene el valor de la ganancia de energía en forma de vapor que tiene el concentrador solar (ecuación 31).

$$\dot{Q}_c = 0.98(2.1m^2) \left[475.5 \frac{W}{m^2} - \frac{7.16 \frac{W}{m^2 K}}{23} (393.15 - 297.15)K \right] = 917.07 W$$

Número de concentradores necesarios para la nixtamalización de maíz. Si la potencia que puede entregar el concentrador propuesto para elevar el fluido a su punto de ebullición es de 917.07 W, y la potencia útil que ocupa el sistema es de 2202.59, la división entre estos valores da como resultado el número aproximado de concentradores que se necesitan para proveer la energía suficiente al maíz.

$$n = \frac{2202.59 W}{917.07 W} \cong 2.4$$

De acuerdo con lo anterior, serían necesarios al menos 3 concentradores CCP para obtener la potencia necesaria.

Área mínima para la concentración de energía. Si el CCP propuesto tiene un área de apertura de 2.1 m^2 y la cantidad de concentradores necesarios para llevar a cabo el proceso de nixtamalización es 3, el área de captación/concentración que se ocupa resulta de multiplicar ambos valores:

$$A_{\text{concentración}} = 3(2.1\text{m}^2) = 6.3 \text{ m}^2$$

3.3 Resumen comparativo de concentradores propuestos

Como se mencionó anteriormente, los concentradores diseñados y analizados teóricamente no se construyeron por ser inviables o por las pocas posibilidades técnicas de construirlo, debido a la capacidad técnica y costos de manufactura., en el caso del CPC y el CCP respectivamente. En la tabla que se muestra a continuación, se exponen las características de cada concentrador propuesto.

Tipo de concentrador	Largo [m]	Ancho [m]	Área de aceptación [m ²]	Relación de concentración	Potencia entregada [W]	Eficiencia teórica	No. de concentradores necesarios
Canal Parabólico Compuesto CPC	1.5	0.25	0.375	3	178.27	0.435	13
Canal Parabólico CCP	2	1.05	2.1	23	917	0.482	3

Tabla 7. Comparación de los valores obtenidos con el análisis de datos para los concentradores propuestos.

3. Conclusiones

El proceso de nixtamalización de maíz requiere de 2167.5 W que deben proporcionarse durante 30 minutos, y al considerar pérdidas de calor hacia el ambiente con un valor de 35.09 W, la potencia útil que debe entregar el sistema de concentración es de 2202.59 W como mínimo. Al utilizar una fuente de energía renovable, el abastecimiento de esta energía, es decir, 2202.6 W debe calcularse de acuerdo con las horas de sol disponibles (4 en este caso) y el diseño óptimo de los componentes del sistema.

De los concentradores probados, dos cumplieron con el objetivo de producir vapor, lo que indica que tienen la capacidad de entregar suficiente energía para el proceso de nixtamalización de maíz. En el horno solar Tolokatsin se obtuvo una producción máxima de 350 ml con una eficiencia de 0.625, y en los segmentos de concentrador de canal parabólico de la Planta Solar de la UNAM se obtuvo una producción de 2221.08 ml con una eficiencia de 0.3. Sin embargo, el horno solar Tolokatsin no elevó la presión del fluido lo suficiente para que el vapor pudiera inyectarse a la olla.

El horno solar Tolokatsin no fue una opción viable por sus dimensiones, al tener una capacidad máxima de entre 4 y 5 litros, se necesitarían al menos cuatro de estos dispositivos para proporcionar los 20 litros de nixtamal que se proponen, las dimensiones y el peso de cuatro hornos solares Tolokatsin serían difíciles de maniobrar.

En los segmentos de concentrador en la Planta Solar de la UNAM se colocó un tubo de acero al carbón con una longitud de 3.55 m y un diámetro de 3 pulgadas, este tubo concentrador fue fabricado específicamente para colocarse en dichos segmentos de concentrador y así poder lograr la mayor concentración de energía posible. Con este sistema, se logró una potencia de 2373 W que cumple con la demanda de energía para el proceso.

De los concentradores propuestos, el concentrador de canal parabólico CCP es el que tiene mayor potencial para esta aplicación, ya que con un área de apertura de 2.1 m² es capaz de entregar una potencia de 917 W. Se decidió dejar como propuesto el diseño de este concentrador porque se necesitan al menos 3 concentradores de este tipo para llevar a cabo la nixtamalización de maíz cacahuazintle, lo que implica una inversión económica mayor a lo considerado en el principio de este trabajo de investigación.

El CPC se diseñó de acuerdo a una temperatura deseada y considerando un truncamiento óptimo, pero dada la cantidad de nixtamal que se requiere, resulta que son necesarios al menos 13 para proporcionar toda la energía que se requiere.

El diseño de los concentradores se basó principalmente en la metodología descrita por Duffie y Beckman en donde a partir de una temperatura requerida se plantean las demás variables que determinan las medidas y características geométricas que tendrá el concentrador. El diseño de los dos concentradores (CCP, CPC) se queda como una propuesta para otras aplicaciones en donde se ocupe un flujo de calor similar pero con menor cantidad de nixtamal y/o vapor de agua.

La diferencia entre las cantidades de energía que puede entregar un concentrador propuesto y uno que ha sido probado tiene que ver con las temperaturas al inicio y al final, las que han sido propuestas y las reales del fluido. Esto muestra un panorama acertado de los factores que influyen en la concentración solar, entre los más importantes destacan el área de captación que se necesita para concentrar la energía solar y lograr el objetivo del proceso.

En los concentradores probados, la razón de concentración influye de manera significativa en la temperatura de estancamiento pero no en la eficiencia de cada concentrador, la diferencia entre los concentradores que tienen cubierta y los que no depende más de dicha razón de concentración y el área de captación de la energía. Es decir, cuanto más grande sea el área de captación, la temperatura de estancamiento del concentrador también será mayor.

Para calcular la transferencia de calor entre la olla y el ambiente, se utilizó una bomba que dejó la presión del interior de la doble pared a un mínimo de 0.8 milibar (que se consideró como vacío), con el objetivo de comparar qué tanto este tipo de aislamiento puede contribuir a la disminución de la pérdida de calor desde el fluido hacia el ambiente. El coeficiente de pérdida de calor se obtuvo a partir de los resultados de las pruebas y un balance de energía entre el concentrador y la olla.

Las pruebas demostraron que la diferencia de la pérdida de energía entre la olla que tiene presión al vacío en la doble pared y la que no la tiene es mínima, así, la transferencia de calor es prácticamente igual y se puede utilizar la olla con vacío o sin vacío sin que afecte de manera significativa el proceso de nixtamalización.

La pérdida de calor en las ollas sí se reduce cuando se coloca una tapa, sin embargo, no se considera como una opción práctica, ya que durante la cocción del maíz se necesita monitorear los granos de manera visual y manual, por lo que una tapa tendría que removerse más de una vez para hacer dicho monitoreo o tendría que incluirse un sistema mecánico de tapa y agitador.

Este trabajo de investigación muestra datos contundentes acerca de la demanda energética que tiene la nixtamalización de maíz en la región del Valle de México y contribuye al análisis de los concentradores ya existentes para que existan criterios con los cuales sea posible elegir uno sobre los demás de acuerdo con su desempeño, aplicación y practicidad. Además de destacar que existen diferentes metodologías para que, partiendo de la demanda de energía térmica de un proceso en específico, sea posible plantear características físicas de un concentrador de forma óptima evitando en lo posible las pérdidas de energía en dicho sistema de concentración solar.

4. Referencias

5.1 Referencias bibliográficas

- ✚ ALANOD. (2010). MIRO-SUN. Alemania.
- ✚ Duffie, J. A., & Beckman, W. A. 1980. Solar engineering of thermal processes (Vol. 3): Wiley New York etc, Estados Unidos.
- ✚ García J. A, Vargas L. 2007. Energía solar: Construcción, Concentración, Práctica y Aplicación. Tesis, Facultad de Estudios superiores Cuatitlán, Universidad Nacional Autónoma de México. México, DF. 135p.
- ✚ Gutiérrez, J. 2010. Diseño y caracterización de un concentrador parabólico compuesto, IV Conferencia Latino Americana de Energía Solar (IV ISES_CLA) y XVII Simposio Peruano de Energía Solar (XVII- SPES), Perú, Cusco. 1 -5 de noviembre de 2010.
- ✚ Kalogirou, S. A. 2004. Solar thermal collectors and applications. CyprusProgress in Energy and Combustion Science 30. pp 231–295.
- ✚ L. Mott, R. Mecánica de fluidos. 2006. Pearson Education, 6 ed. México.
- ✚ Paredes C. 2012. Diseño de un Captador Solar Cilíndrico Parabólico para aplicaciones rurales en Paraguay. Tesis, Escuela Técnica superior de Ingenieros en Minas, Universidad de Paraguay. Alto Paraná, Paraguay. 57p.
- ✚ Rincón Mejía, E. 1999. Estado del Arte en la Investigación en Energía Solar en México (State of the Art of Solar Energy Research in Mexico), ISBN 968-7508 55-8, Ciudad de México, México.
- ✚ Rincón Mejía, E. A. 2006. Cocinas solares, a la vanguardia en México. Revista Solar. Asociación Nacional de Energía Solar. pp 2-10.
- ✚ Rincón Mejía, E. A. 2010. Aplicaciones de la óptica anidólica en concentradores solares.
- ✚ Rincón Mejía, E. A. 2015.
- ✚ Rodríguez, C. A., Rivera, M. A., Jaramillo, O. A. 2012. Generación de energía eléctrica o térmica a partir de concentración tipo parabólico CCP. Memoria 36 Semana Nacional de Energía Solar. ANES. México, Cuernavaca, Morelos. 1-5 de octubre de 2012.
- ✚ Romero Ortiz, U. 2013. Diseño térmico-hidráulico de un sistema fototérmico para uso en molinos de nixtamal en el Estado de México. Tesis, Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Instituto Politécnico Nacional. DF, México. 99 p.
- ✚ Tapia S. Del Rio J. 2009. Concentrador parabólico Compuesto: una descripción opto geométrica. Revista Mexicana de Física 55 (2). Pp 141–153.

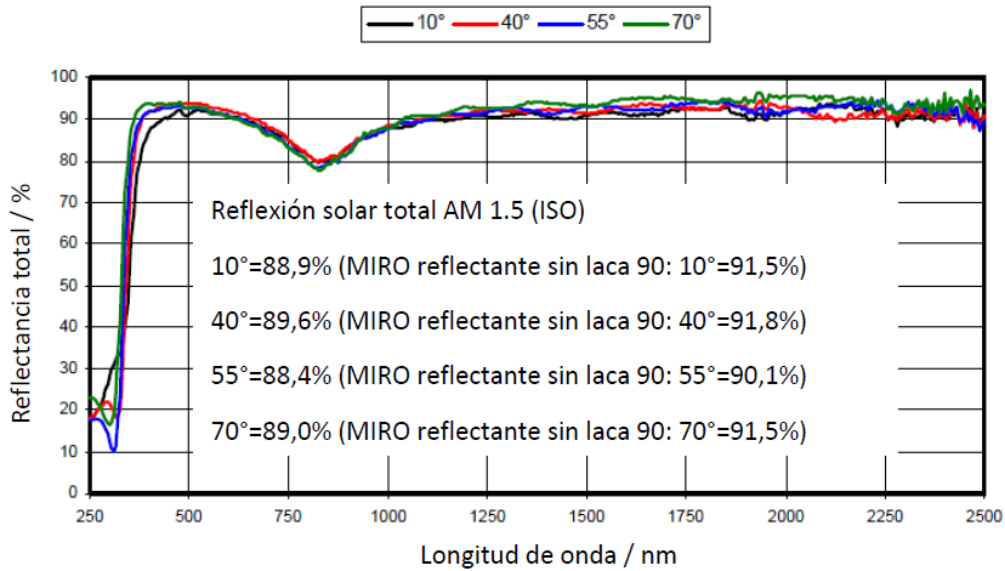
- ✚ R. Winston, J.C. Minano y P. Benítez. 2005. Nonimaging Optics. Elsevier Academic Press. Estados Unidos.
- ✚ Vidriales, L. G. 2009. Colector de Canal Parabólico para la generación directa de vapor para calor de proceso. Tesis, Centro de Investigación en Energía, Universidad Autónoma de México. México, Morelos. 104 p.
- ✚ Yunus A., C., & Ghajar, A. J. 2011. Transferencia de Calor y Masa: Fundamentos y Aplicaciones (4ª ed.). McGraw Hill. México.
- ✚ Zamora Rodríguez, D. 2014. Propiedades tecnológicas en tortillas de maíz producidas con nixtamalización por infrarrojo. Tesis, Facultad de Estudios Superiores Cuautitlán, Universidad Nacional Autónoma de México. Estado de México, México. 64 p.

5.2 Referencias electrónicas

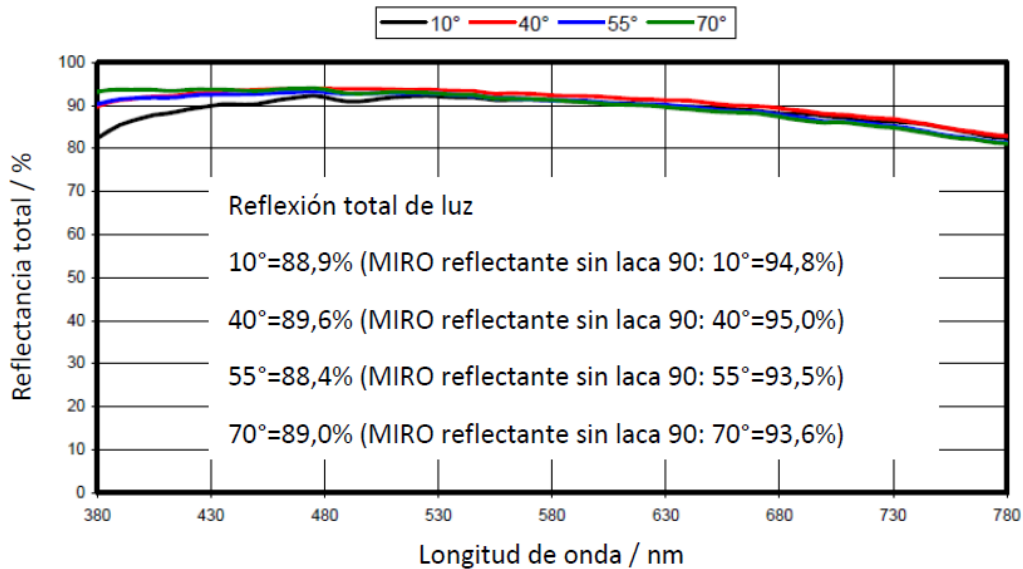
- ✚ Erika, 2009. Aislamiento térmico. Recuperado de: <http://www.eric.es/web/aislamiento-termico/>. Consultado el 30 de Agosto de 2016.
- ✚ Instituto de Geofísica de la UNAM, Observatorio de Radiación Solar del Instituto de Geofísica de la UNAM. Recuperado de: <http://www.geofisica.unam.mx>. Consultado el 30 de Agosto de 2016.
- ✚ Isoplast, 2011. Ficha técnica espuma elastomérica. Recuperado de: <http://www.isoplast.cl/wp-content/uploads/2013/09/elastomerica.pdf>. Consultado el 30 de Agosto de 2016.
- ✚ Productos Omega. Olla tipo Americana. Catálogo en línea. Recuperado de: <http://www.cubetasomega.com/omega/home/art/25>. Consultado el 30 de abril del 2017.
- ✚ Secretaría de Energía. 2014. Subsecretaría de Planeación Energética y Desarrollo Tecnológico. Programa Especial para el Aprovechamiento de Energías Renovables. México. Recuperado de: http://dof.gob.mx/nota_detalle.php?codigo=5101826&fecha=06/08/2014. Consultado el 30 de Agosto de 2016.
- ✚ Vaxasoftware. Presión de agua para varias temperaturas. Recuperado de: <http://www.vaxasoftware.com/indexes.html>. Consultado el 30 de Agosto de 2016.

5. Anexos

Anexo 1: Reflexión espectral total en la región solar para la lámina MIRO SUN.



Anexo 2: Reflexión espectral total en el rango visible para la lámina MIRO SUN.



Fuente: ALANOD. (2010). MIRO-SUN. Alemania.

Anexo 3: Tabla de propiedades para el agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P _{sat} , kPa	Densidad, ρ kg/m ³		Entalpia de vaporización, h _{fg} , kJ/kg	Calor específico, c _p , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 185	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁵	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁵	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁵	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁵	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁵	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁵	3.55	1.00	0.451 × 10 ⁻³
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁵	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁵	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁵	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁵	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁵	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁵	2.22	1.00	0.653 × 10 ⁻³
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁵	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁵	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³
95	84.55	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁵	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁵	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255 × 10 ⁻³	1.261 × 10 ⁻⁵	1.58	1.00	0.798 × 10 ⁻³
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232 × 10 ⁻³	1.296 × 10 ⁻⁵	1.44	1.00	0.858 × 10 ⁻³
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213 × 10 ⁻³	1.330 × 10 ⁻⁵	1.33	1.01	0.913 × 10 ⁻³
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197 × 10 ⁻³	1.365 × 10 ⁻⁵	1.24	1.02	0.970 × 10 ⁻³
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183 × 10 ⁻³	1.399 × 10 ⁻⁵	1.16	1.02	1.025 × 10 ⁻³
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170 × 10 ⁻³	1.434 × 10 ⁻⁵	1.09	1.05	1.145 × 10 ⁻³
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160 × 10 ⁻³	1.468 × 10 ⁻⁵	1.03	1.05	1.178 × 10 ⁻³
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150 × 10 ⁻³	1.502 × 10 ⁻⁵	0.983	1.07	1.210 × 10 ⁻³
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142 × 10 ⁻³	1.537 × 10 ⁻⁵	0.947	1.09	1.280 × 10 ⁻³
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134 × 10 ⁻³	1.571 × 10 ⁻⁵	0.910	1.11	1.350 × 10 ⁻³
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122 × 10 ⁻³	1.641 × 10 ⁻⁵	0.865	1.15	1.520 × 10 ⁻³
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111 × 10 ⁻³	1.712 × 10 ⁻⁵	0.836	1.24	1.720 × 10 ⁻³
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102 × 10 ⁻³	1.788 × 10 ⁻⁵	0.832	1.35	2.000 × 10 ⁻³
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094 × 10 ⁻³	1.870 × 10 ⁻⁵	0.854	1.49	2.380 × 10 ⁻³
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086 × 10 ⁻³	1.965 × 10 ⁻⁵	0.902	1.69	2.950 × 10 ⁻³
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078 × 10 ⁻³	2.084 × 10 ⁻⁵	1.00	1.97	—
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070 × 10 ⁻³	2.255 × 10 ⁻⁵	1.23	2.43	—
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060 × 10 ⁻³	2.571 × 10 ⁻⁵	2.06	3.73	—

Fuente: Yunus A., C., & Ghajar, A. J. 2011. *Transferencia de Calor y Masa: Fundamentos y Aplicaciones* (4ª ed.). McGraw Hill. México.

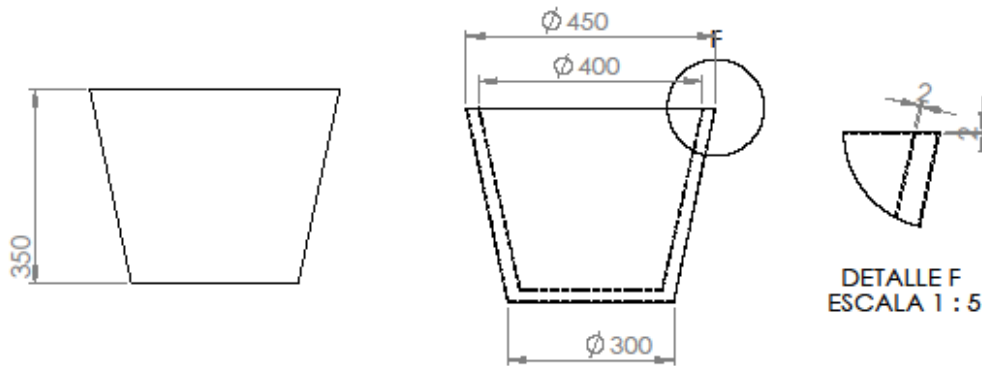
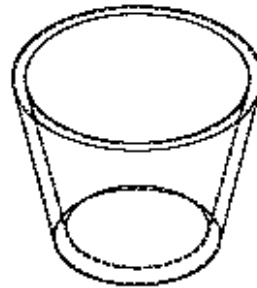
Anexo 4: Tabla de propiedades para el aire a presión de 1 atm

Temp., T , °C	Densidad, ρ , kg/m ³	Calor específico, c_p , J/kg · K	Conductividad térmica, k , W/m · K	Difusividad térmica, α , m ² /s ²	Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν , m ² /s	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149

Fuente: Yunus A., C., & Ghajar, A. J. 2011. *Transferencia de Calor y Masa: Fundamentos y Aplicaciones* (4ª ed.). McGraw Hill. México.

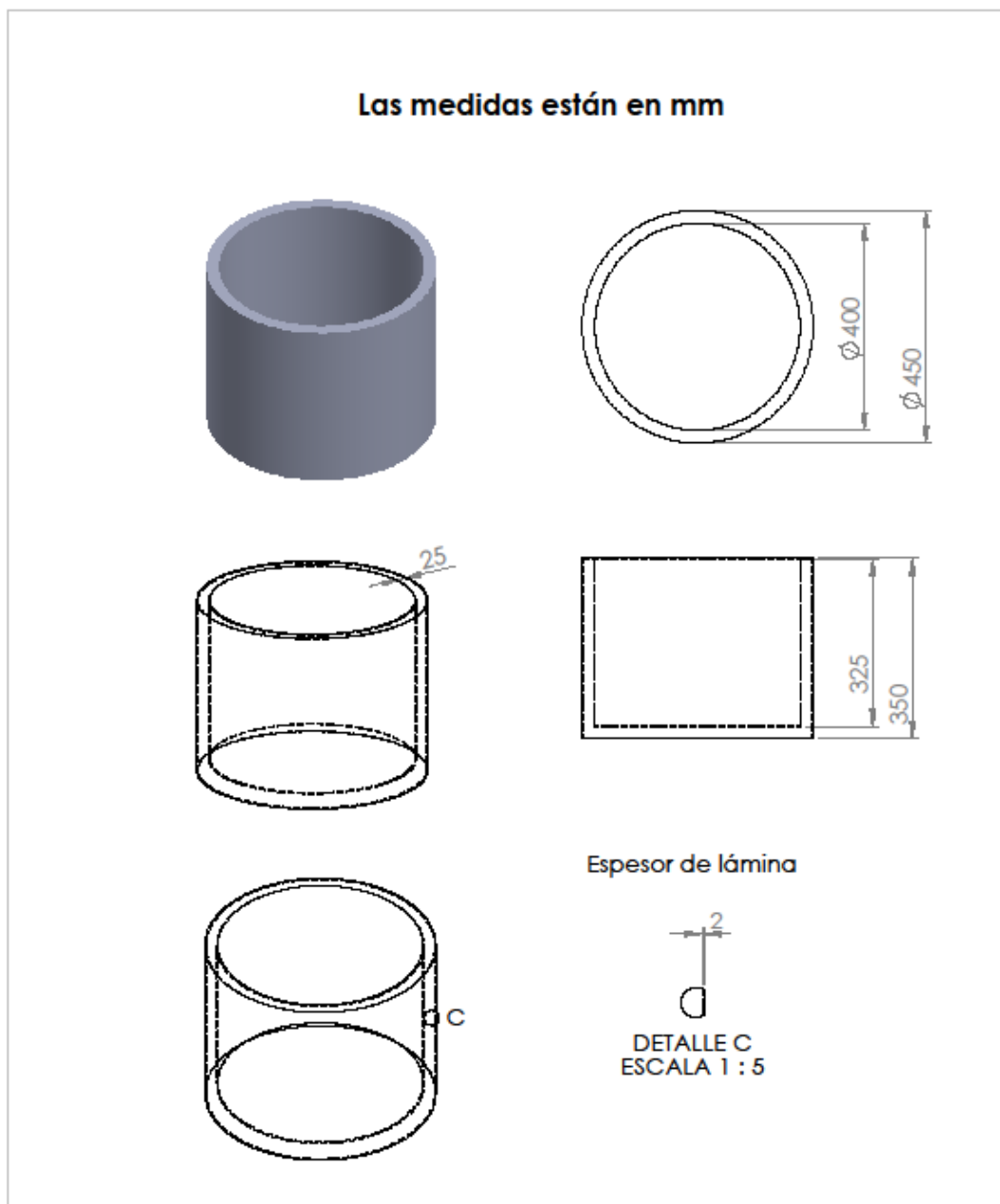
Anexo 5: Hoja de dibujo en SolidWorks de la olla de forma como truncado

las medidas están en mm



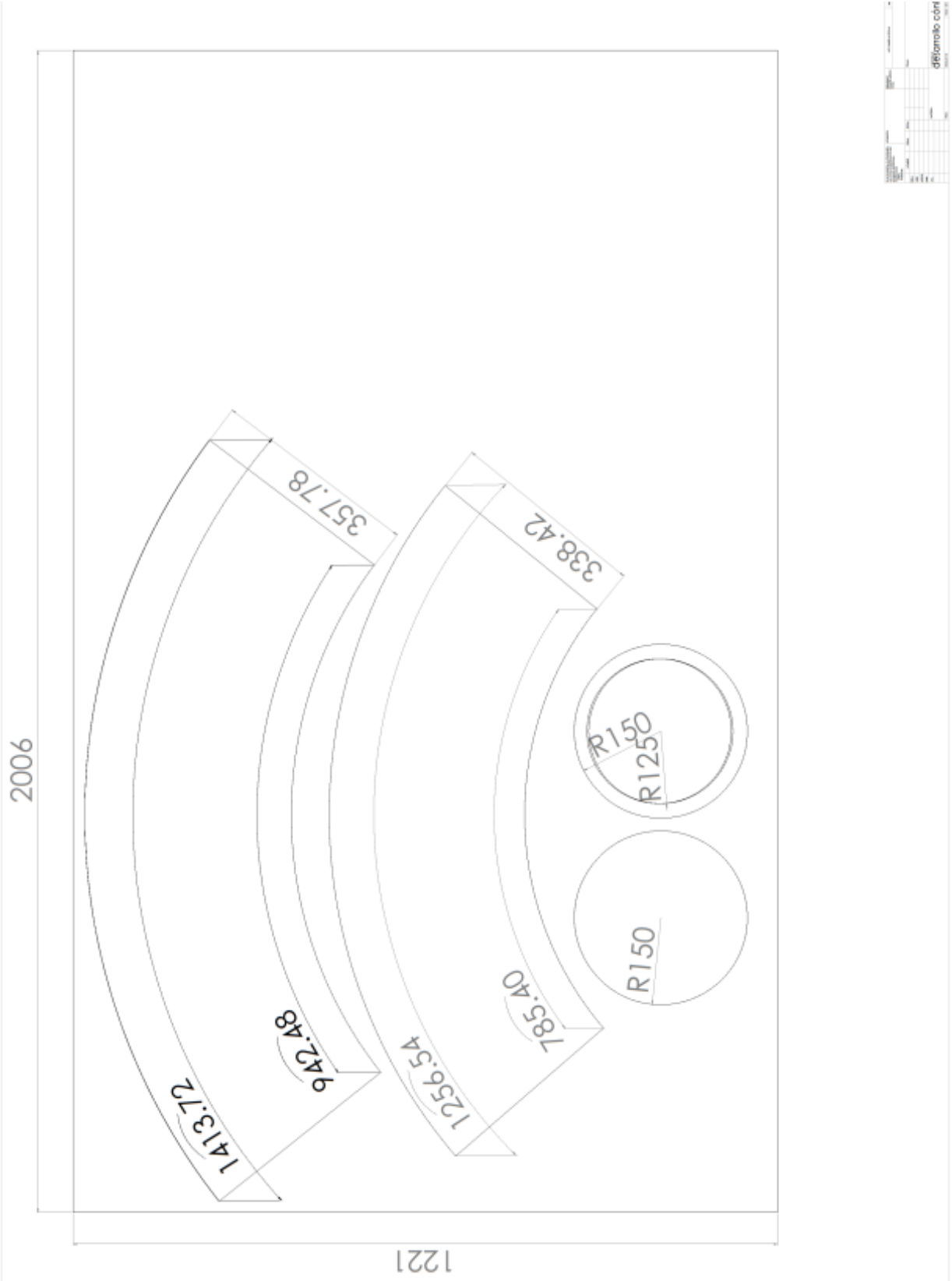
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
NOMBRE: _____ FIRMA: _____ FECHA: _____								TÍTULO:			
DIBUJ.: _____ VERIF.: _____ APROB.: _____ FABR.: _____ CALID.: _____				MATERIAL:		N.º DE DIBUJO		olla1		A4	
				PESO:		ESCALA: 1:10		HOJA 1 DE 1			

Anexo 6: Hoja de dibujo en SolidWorks de la olla de forma cilíndrica

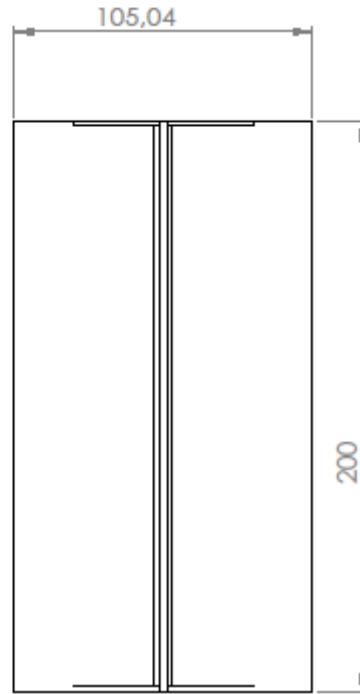
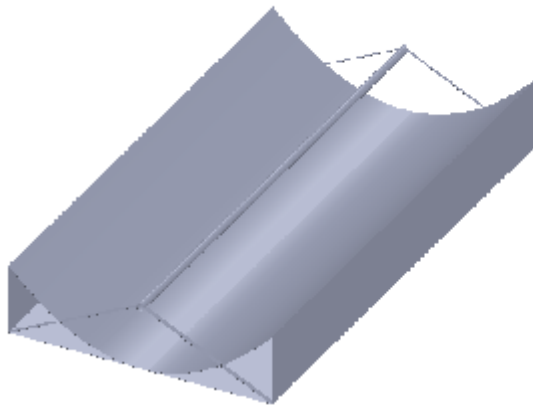


SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
DIBUJ.	NOMBRE	FIRMA	FECHA			TÍTULO:	
VERIF.						N.º DE DIBUJO olla cilíndrica (2) A4	
APROB.							
FABR.							
CALID.				MATERIAL:		ESCALA:1:10	HOJA 1 DE 1
				PESO:			

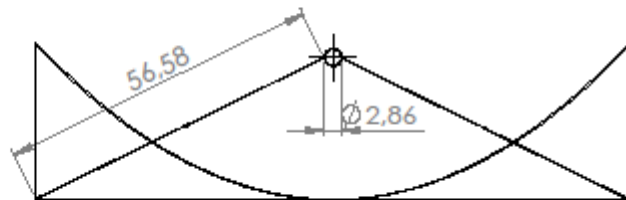
Anexo 7: Hoja de dibujo en SolidWorks del “desarrollo de la forma cónica” en una lámina de acero para su construcción



Anexo 8: Hoja de dibujo en SolidWorks del Concentrador de Canal Parabólico (CCP) propuesto

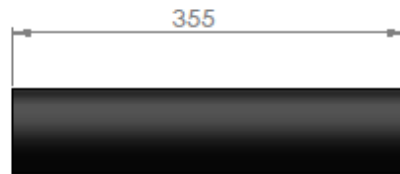
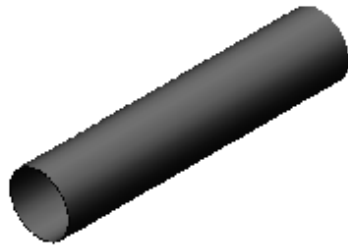


Las medidas están en cm



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
NOMBRE		FIRMA		FECHA		TÍTULO:			
DIBUJ.		VERIF.		APROB.		MATERIAL:			
FABR.		CALID.		PESO:		N.º DE DIBUJO		ESCALA: 1:5	
						CCP		A4	
						HOJA 1 DE 1			

Anexo 9: Hoja de dibujo en SolidWorks del tubo concentrador (material acero al carbón) para la Planta Solar de la UNAM



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO:	REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN
				Medidas están en mm	
NOMBRE	FIRMA	FECHA	título: Tubo concentrador Planta Solar UNAM		
DIBUJ.	Jessica A. Fernández V.	01-enero-2018			
VERIF.					
APROB.					
FABR.			N.º DE DIBUJO tubo 3 plg		
CAID.					
			PESO:	ESCALA: 1:5	HOJA 1 DE 1

Anexo 10: Tabla de propiedades para el tubo de cobre utilizado en los captadores solares

Tubería de cobre de temple rígido Tipo "M"

Medida Nominal	Diámetro Exterior	Diámetro Interior	Espesor de Pared	Peso	Peso por tramo	Presión Máxima	Presión Constante	Flujo
Pulgadas	Pulgadas	Pulgadas	Pulgadas	Lb/pie	libras	PSI	PSI	G. P. M.
milímetros	milímetros	milímetros	milímetros	kg/m	kilogramos	kg/cm ²	kg/cm ²	L. P. M.
1/4"	0.375"	0.325"	0.025"	0.107	2.132	6,133	1,226	
6.35 mm	9.525	8.255	0.635	0.159	0.968	431.15	86.18	
3/8"	0.500"	0.450"	0.025"	0.145	2.903	4,500	900	2.247
9.50 mm	12.700	11.430	0.635	0.216	1.318	316.35	63.27	8.507
1/2"	0.625"	0.569"	0.028"	0.204	4.083	4,032	806	4.064
12.7 mm	15.875	14.453	0.711	0.304	1.854	283.45	56.66	15.382
3/4"	0.875"	0.811"	0.032"	0.328	6.566	3,291	658	10.656
19 mm	22.225	20.599	0.812	0.488	2.981	231.35	46.25	40.333
1"	1.125"	1.055"	0.035"	0.465	9.310	2,800	560	21.970
25 mm	28.575	26.767	0.889	0.693	4.227	196.84	39.36	83.180
1 1/4"	1.375"	1.291"	0.042"	0.683	13.656	2,749	550	39.255
32 mm	34.925	32.791	1.067	1.016	6.200	193.25	38.66	148.580
1 1/2"	1.625"	1.527"	0.049"	0.941	18.821	2,713	542	62.335
38 mm	41.275	38.785	1.245	1.400	8.545	190.72	38.10	235.940
2"	2.125"	2.009"	0.058"	1.461	29.233	2,470	491	131.000
51 mm	53.975	51.029	1.473	2.176	13.272	173.65	34.51	495.860
2 1/2"	2.625"	2.495"	0.065"	2.032	40.647	2,228	445	231.461
64 mm	66.675	63.373	1.651	3.025	18.454	156.62	31.28	876.010
3"	3.125"	2.981"	0.072"	2.683	53.663	2,073	414	375.189
76 mm	79.375	75.718	1.889	3.994	24.363	145.73	29.10	1,420.09
4"	4.125"	3.935"	0.095"	4.665	93.310	2,072	414	799.395
102 mm	104.775	99.949	2.413	6.945	42.363	145.65	29.10	3,025.71

Fuente: http://www.nacobre.com.mx/download/ayudas/nuevos/catalogo_nacobre_2016-2017.pdf. Consultado el 30 de Agosto de 2016.

Anexo 11: Tabla de propiedades de los materiales con baja conductividad térmica

Materiales	Conductividad térmica; [W/m K]
Arena seca	0.33
Corcho expandido	0.036
Goma dura	0.163
Espuma de vidrio	0.047
Fibra de vidrio	0.035
Goma esponjosa	0.055
Láminas de fibra de madera	0.047
Lana de oveja natural	0.043
Espuma de poliuretano	0.023
Espuma elastomérica	0.031
Lana de vidrio	0.032
Espuma de poliestireno	0.04

Fuente: <http://www.eric.es/web/aislamiento-termico/>. Consultado el 30 de Agosto de 2016.

Anexo 12: Tabla de propiedades de diversos materiales aislantes y conductores

MATERIAL	λ CONDUCTIVIDAD TÉRMICA W(K·M) 23°C	CALOR ESPECÍFICO J(KG·K) 25°C	DENSIDAD KG/M³
Acero	50	450	7500
Acero inoxidable	17	460	7900
Agua	0.58	4186	1000
Aluminio	237	909	2700
Baquelita	0.24	900	1270
Bronce	116-186	360	8700
Carbono	129	710	2267
Caucho Celular	0.06	1500	130
Caucho de Silicona	0.24	1300-1500	1100
Caucho EPDM Etileno Propileno	0.25	1000	1150
Caucho Natural	0.13	1100	910
Caucho Policloropreno Neopreno®	0.23	2140	1300
Cobre	380	389	8900
Corcho	0.04	1880	120
Diamante	2300	509	3513
Etanol	0.013	1520	789
Fibra de vidrio	0.04	795	220
Filtro lana	0.06	1300	200
Grafito	129	710	2260
Hidrógeno	0.182	14300	0,0898

Fuente: <http://www.isoplast.cl/wp-content/uploads/2013/09/elastomerica.pdf>. Consultado el 30 de Agosto de 2016.