

6
24°



**UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN**



**DISEÑO DE UNA CAMARA REFRIGERANTE
APROVECHANDO LA ENERGIA SOLAR POR
EL METODO DE COMPRESION**

**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

P R E S E N T A N :

**RAFAEL GALAN REVILLA
ANGEL GOMEZ BARROSO
LUCIO NAVARRO RIOS
ENRIQUE ALBERTO RODRIGUEZ TELLO**

**DIRECTOR DE TESIS:
I. M. E. José Antonio Sánchez Gutiérrez**

Cuautitlán Izcalli, Edo. de Méx.

1991



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

I N D I C E

NOMENCLATURA

INTRODUCCION

CAPITULO I

ENERGIA SOLAR

- 1.1 Historia
- 1.2 Naturaleza de la radiación solar
- 1.3 Angulos basicos Tierra-Sol
- 1.4 Tipos de colectores solares

CAPITULO II

SISTEMAS DE REFRIGERACION

- 2.1 Generalidades
- 2.2 Sistemas de compresión
- 2.3 Principios de refrigeración por compresión
- 2.4 Clasificación de los sistemas de refrigeración

CAPITULO III

EL REFRIGERADOR

- 3.1 Descripción del sistema de refrigeración
- 3.2 Condiciones de operación del sistema de refrigeración

CAPITULO IV

EL COLECTOR

- 4.1 Estudio teórico de un concentrador de energía solar cilíndrico-parabólico
- 4.2 Geometría de la reflexión
- 4.3 Angulos criticos

- 4.4 Análisis de concentradores frontales
- 4.5 Análisis de concentradores dobles
- 4.6 Diseño óptimo

CAPITULO V

DISEÑO DEL EQUIPO

- 5.1 Camara de refrigeración
- 5.2 Selección del compresor
- 5.3 Selección del evaporador
- 5.4 Selección de la turbina
- 5.5 Selección del reductor de velocidad
- 5.6 Selección de la caldera de vapor
- 5.7 Selección de la bomba de agua
- 5.8 Colector - generador
- 5.9 Area de colección
- 5.10 Diseño del cilindro parabólico
- 5.11 Orientación del colector

CONCLUSIONES

APENDICE (TABLAS)

BIBLIOGRAFIA

N O M E N C L A T U R A

| | | |
|----------|-----|--|
| EA | --- | Flujo espectral incidente |
| Isc | --- | Constante solar (W/m^2) |
| Io | --- | Intensidad de radiación solar (W/m^2) |
| N | --- | Día del año |
| e | --- | Excentricidad de la órbita terrestre |
| δ | --- | Angulo de declinación solar (grados) |
| Eot | --- | Ecuación del tiempo (horas) |
| x | --- | Ecuación en función de N |
| TS | --- | Tiempo solar (horas) |
| TLS | --- | Tiempo local standard (horas) |
| LA | --- | Ajuste de la longitud (horas) |
| hs | --- | Angulo horario (grados) |
| as | --- | Angulo azimuth solar (grados) |
| α | --- | Angulo altitud solar (grados) |
| hsr | --- | Angulo horario en el amanecer (grados) |
| z | --- | Angulo zenith (grados) |
| l | --- | Latitud local (grados) |
| i | --- | Angulo de incidencia solar (grados) |
| β | --- | Angulo de inclinación solar (grados) |
| n | --- | Vector normal a una superficie fija |
| aw | --- | Angulo azimuth para una superficie fija (grados) |
| A.P.P. | --- | Absorbedor de platos planos |
| F.H.R.C. | --- | Planta heliostática de recepción central |

| | | |
|------------|-----|---|
| T.L.E. | --- | Tiempo local estandar (horas) |
| α_s | --- | Angulo azimuth de pared (grados) |
| η | --- | Coefficiente de funcionamiento |
| QL | --- | Calor absorbido en el evaporador (cal/hr) |
| Wc | --- | Trabajo desarrollado por el compresor |
| Es | --- | Promedio anual de energia solar recibida |
| Ef | --- | Energia recibida por el fluido (cal/cm ² hr) |
| η_c | --- | Eficiencia del colector |
| Ab | --- | Absortancia del material receptor |
| τ_v | --- | Transmisividad del vidrio |
| ρ | --- | Reflectividad del material reflector (micrones) |
| Ac | --- | Area de coleccion (m ²) |
| Qg | --- | Calor suministrado a la turbina (cal/hr) |
| Ap | --- | Apertura del colector (metros) |
| d | --- | Distancia minima entre colectores (metros) |
| k | --- | Conductividad termica (BTU/ft ² hr) |
| ϕ | --- | Diametro aparente del Sol (grados) |
| θ | --- | Angulo de borde (grados) |
| B | --- | Relacion de anchos |
| Bopt | --- | relacion de anchos optimo |
| f | --- | Longitud focal (metros) |
| Lc | --- | Longitud del cilindro parabolico (metros) |
| I | --- | Intensidad de la radiacion solar (W/m ²) |
| Np | --- | Relacion de radiacion solar |

p --- Energía recibida por la placa (joules)
r --- Distancia entre foco y punto de reflexión (metros)
W --- Ancho de placa (metros)
Wopt --- Ancho de placa óptimo (metros)
w --- Ancho de círculo focal (metros)
 Ω --- Primer ángulo crítico (grados)
 γ --- Segundo ángulo crítico (grados)
 ψ --- Ángulo de sombra (grados)
Zi --- Parte sup. del eje vert. de la parábola (metros)
Ze --- Parte inf. del eje vert. de la parábola (metros)
U --- Coeficiente de transferencia de calor (BTU/hr $ft^2 F$)
 f_i y f_o --- Conductancias del aire (BTU/hr $ft^2 F$)

I N T R O D U C C I O N

El consumo de energía en México aumentó anualmente el 7.8% en el periodo de 1986-1987; esto indica que en 1987 la energía consumida en México fue de 9.2 E12 Kcal, repartidas en los siguientes renglones en cuanto a energéticos primarios:

- a) Vapor: 152.6 E12 Kcal
- b) Ciclo combinado: 18.5 E12 Kcal
- c) Turbogas: 2.5 E12 kcal
- d) Combustión interna: 0.2 E12 Kcal
- e) Carboeléctrica: 17.2 E12 Kcal.

Esto equivale aproximadamente a la energía solar recibida por un terreno de 111 Km², lo cual representa sólo un 0.005 % de la superficie de nuestro país. Aun cuando la energía solar se utilizara con una eficiencia del 10 %, las necesidades anuales totales de energía en México se podrían cubrir con colectores solares planos que abarcaran 640 Km², sin producir la más mínima contaminación ambiental. Por comparación, cabe hacer notar que tan sólo el 6.18 % de la República Mexicana está ocupado por el desierto de Altar en Sonora (121,701.32 Km²).

Ahora bien, cabe hacer notar que a pesar de que hasta el momento se han podido cubrir nuestras necesidades energéticas, dado el elevado índice de crecimiento de la población y el

creciente ritmo de desarrollo industrial y urbano, muy pronto esta demanda va a rebasar los límites de abastecimiento, siendo entonces cuando las fuentes de energía en desarrollo puedan aliviar esta carga.

Desde luego, uno de los principales obstáculos con que se topa el campo de aplicación de la energía solar es la baja eficiencia de transformación y utilización de los sistemas termodinámicos, los cuales a pesar de haberse mejorado considerablemente, no pueden llegar a compararse con los tradicionales. Sin embargo, el auge que ha tenido la investigación en este campo a últimas fechas y los grandes presupuestos destinados por las naciones desarrolladas para ello, pueden dar una clara idea de la perspectiva que se ha visualizado para la energía solar, misma que ha dado origen a la realización de esta tesis.

Este trabajo se ha dividido en capítulos que se ordenaron siguiendo una secuencia, tratando primero la energía solar y las formas de aprovecharla; se da una breve exposición sobre los diferentes sistemas de refrigeración y el por qué de elegir el sistema de compresión; posteriormente se hace el cálculo y descripción del proceso para un refrigerador con capacidad de 10 toneladas de refrigeración, aproximadamente, y seleccionamos sus elementos; se le da especial importancia al colector de energía solar. Se incluyen al final conclusiones sobre el trabajo realizado y un apéndice conteniendo datos y tablas empleadas en el texto, así como la bibliografía utilizada.

A pesar de ser un trabajo teórico, se ha procurado que el diseño del sistema se apegue lo mas posible a las condiciones reales de operación, ya que aunque la construcción del mismo quedo fuera de nuestro alcance, creemos que es una buena base para un estudio práctico posterior.

C A P I T U L O 1

ENERGIA SOLAR

1.1 HISTORIA

Como se descubrió la energía solar?

Las formas naturales de captación de energía solar, es decir, la térmica y la de la biomasa, se emplearon desde hace mucho tiempo como fuerzas mecánicas provenientes del agua o del viento, así como la generación de calor proveniente de la quema de los vegetales (madera). Estas formas de captación y sus usos "nacieron con el hombre", aunque éste no sabía que provenían del Sol.

Thales de Mileto descubrió la electricidad en el siglo VII a.C., al observar cargas negativas y positivas en un pedazo de ámbar, pero sólo se empleó la fuerza del agua para obtener energía hasta el siglo XX. Lo mismo ocurrió al producir electricidad y gas con molinos de viento y biomasa, respectivamente. Entre el descubrimiento de una técnica y su aplicación pueden transcurrir milenios, siglos o, cuando menos, varias décadas. Sin embargo, la particularidad de la energía solar radica en que siempre ha sido utilizada por el hombre por medio de sus captadores naturales, pero sin darse cuenta realmente de lo que pasaba, lo que impedía un desarrollo óptimo y racional de las energías renovables.

El Sol fue adorado desde las primeras civilizaciones. Los druidas lo respetaban, los antiguos egipcios veneraron a Ra, como los romanos y los griegos a Apolo y Faeton; en una América

todavía desconocida para los europeos, los mayas y los aztecas adoraban a Kinich-Ahag y a Huitzilopochtli, respectivamente.

A pesar de eso, el primer uso que el hombre le dio al Sol como fuente directa de energía apareció muy tarde, cinco siglos después del descubrimiento de la electricidad. Arquímedes, en el año 212 a.C., incendió la flota romana por medio de "vidrios que quemaban". Esto, más que una simple leyenda, marca el principio de una era durante la cual el hombre, en vez de considerar al Sol como un Dios inalcanzable, lo estudia y trata de aprovecharlo con ayuda de la ciencia.

Varios siglos después se intentaron otros experimentos sobre el uso directo de la energía solar. En el siglo XVII, mientras Galileo trabajaba con su telescopio solar, otro hombre trataba de dar al sol un uso mecánico. Por primera vez en la historia el francés De Caus, aprovechando el efecto de los rayos solares calentó vapor, accionando un motor de su propia invención instalado en una bomba de agua. El uso del sol permitía obtener de esta manera uno de sus complementos: el agua.

En el siglo XVIII un alquimista de Flandes, Van Helmont, realizó los primeros estudios científicos sobre el crecimiento de las plantas e hizo el sorprendente descubrimiento de que los elementos constitutivos de los vegetales no provenían del suelo, como se pensaba, sino que debían proceder directamente del agua, del aire y del sol. Así se descubrió la función de almacenamiento de energía solar que tienen los vegetales y se

iniciaron los estudios sobre la biomasa. En este mismo siglo aparecen Buffon y Fresnell, inventores del lente de escalón, y Villeté, un óptico de Lyon, quienes en 1747 levantaron los primeros hornos solares. Estos hornos, contruidos como reflectores con hierro sólido, tenían capacidad para fundir cobre, hierro y otros metales. No sólo se usaron en Francia sino también, más tarde, en Persia y Dinamarca.

En vista de los resultados alcanzados, muchos científicos franceses comenzaron a emplear directamente esta forma de energía y así fue como por medio del sol Lavoisier, precursor de la Química, logró probar al final del mismo siglo la falsedad de la teoría del flogisto, según la cual el calor era una sustancia material; con ayuda de poderosos lentes que apuntaban hacia el Sol, concentraba en un foco los rayos solares y fundía metales, probando que no se ganaba ni se perdía peso alguno y que por lo tanto no existía la materia flogisto. Con sus dispositivos alcanzó temperaturas cercanas a los 1750 C, muy superiores a las hasta entonces obtenidas.

En el siglo XIX se dieron cambios más profundos en el aprovechamiento de la energía solar. En 1822, el físico alemán Seebeck descubrió el efecto que lleva su nombre mientras estudiaba el calor y el magnetismo en varios metales. El efecto Seebeck, llamado más comunmente conversión termoelectrónica, es el cambio directo de calor solar en electricidad mediante la unión de dos metales. Este fenómeno se emplea ahora masivamente en el control de temperatura de los refrigeradores y de otros

aparatos.

En 1839, Antoine Becquerel encontro un medio de convertir directamente la luz solar en electricidad. Comprobó que la luz solar causaba una pequeña corriente en ciertos materiales, en este caso los electrodos de una solución electrolítica, y mostró la posibilidad de convertir directamente los fotones de la luz en movimientos de electrones, es decir, en electricidad, sin pasar por una etapa de transformación de calor. Así nació la primera pila fotoeléctrica que, sin embargo, no se desarrolló en este tiempo por falta de conocimientos sobre las propiedades electrónicas de los materiales. Cincuenta y siete años después Enrique Becquerel, nieto de Antoine, descubriría la radioactividad del uranio. En 1816, el clérigo escocés Stirling construyó un motor de aire de un piston y, en 1826, Johan Erickson presentó otro motor de aire caliente.

En Francia, Augusto Mouchot con el respaldo de Napoleón III puso en marcha, en 1866, un motor que con energía procedente del Sol accionaba una planta de bombas de agua. Mouchot seguía la tarea que empezó su compatriota De Causse tres siglos antes y, con mayor éxito, pudo instalar dos plantas más. Posteriormente, en la exposición mundial de Paris, Mouchot presentó una cocina solar en la cual se podía cocinar medio kilogramo de carne de res en 20 minutos.

Mientras tanto, Erickson había emigrado a los Estados Unidos y trataba de poner en marcha sus motores de aire caliente alimentados por el sol, pero en 1883 todavía no había

logrado un buen funcionamiento de estos a pesar de sus nueve modelos experimentales. Consiguió accionar sus motores de ciclo Stirling con gas y carbón y, gracias a esto, vendió más de 10,000 motores de este tipo, compensando así sobradamente el gasto de sus investigaciones solares.

En América Latina se desarrolló otra nueva aplicación térmica de la energía solar. En 1871, el estadounidense Charles Wilson construyó una enorme planta de desalinización en Las Salinas, Chile, con el fin de dotar de agua potable a una mina. La instalación tuvo gran éxito ya que produjo 23 litros de agua pura al día durante 40 años.

En los Estados Unidos, poco antes de que Erickson construyera su último motor de sol, se instaló una enorme bomba de agua con un motor accionado por un captador de energía solar y un panel hemisférico de 12 m de diámetro. El panel, de novedosa concepción permitía, mediante reflectores, concentrar los rayos solares en un punto focal absorbente, el cual alcanzaba temperaturas muy altas.

En 1880, en Francia, se hizo la primera aplicación industrial de la energía solar térmica. Abel Pifre diseñó un motor de vapor accionado por un colector parabólico, el que hacía funcionar una prensa de impresión al concentrar los rayos solares y permitir alcanzar temperaturas lo suficientemente altas para evaporar el agua. En la mencionada prensa se editó Le Journal Du Soleil.

Poco después, en 1885, Charles Tellier construyó el primer

motor solar que utilizaba chapas planas para captar calor y amoníaco líquido, en vez del aire o del vapor que hasta hacía poco se usaba. El experimento se aplicó en el bombeo de agua, sin embargo, por sus estudios y por la aplicación de los mismos, Tellier ha sido considerado como el precursor de las máquinas termoquímicas y, en consecuencia, de la transformación del calor solar en frío. Tellier inició también la era del captador sencillo de energía solar que no requiere de infraestructuras pesadas y costosas.

El siglo XIX se caracterizó por las numerosas aplicaciones térmicas de la captación solar, pero también por el descubrimiento de la conversión directa de la energía solar en electricidad. A finales del mismo, los norteamericanos Adams y Day observaron la creación de una débil corriente eléctrica por acción de la luz solar en el selenio. Ahora se emplea en gran escala este descubrimiento en los medidores de luz y en los ojos electrónicos que operan interruptores.

En 1905, Albert Einstein planteó el efecto fotoeléctrico de la fotoemisión. Los fotones de luz, al entrar en contacto con la superficie de un metal apropiado, desalojan a los electrones de éste. Al instalar un ánodo receptor se desencadena la circulación de electrones y, por consiguiente, se genera una corriente eléctrica.

Al mismo tiempo, las aplicaciones de la conversión térmica de energía solar no se detenían. Cabe destacar los trabajos que llevó a cabo Franck Schumman en los Estados Unidos durante

1907, quien se propuso desarrollar el sistema experimental de motor solar de amoniaco, de Tellier, con capital inglés.

Schumman logró avances notables en este tipo de instalaciones; su planta en El Cairo logró producir, en 1912, 63 caballos de fuerza para el bombeo de agua. Durante esta misma época, se investigaban las energías renovables provenientes de los captadores naturales.

En 1926, el francés Georges Claude, quien trabajó en la licuefacción del aire e invento las lámparas de neón, realizó experimentos con miras a aprovechar la energía térmica del mar. Claude, con ayuda de Boucheron, llevó a cabo las experiencias de su colega Jacques Arsene D'Arseval y construyó dos plantas para producir electricidad con un ciclo termodinámico que funciona gracias a la diferencia de temperaturas entre el fondo y la superficie del mar. Asimismo, se propuso construir una planta para Cuba y otra para Argelia.

En 1935, se aplica por primera vez la conversión fotovoltaica de energía solar. Bruno Lange accionó un motor eléctrico mediante la exposición al sol de un captador hecho de óxido de cobre, selenio de plata y un tercer ingrediente secreto. Poco después, al estallar la Segunda Guerra Mundial, se suspendieron muchas de las investigaciones que se llevaban a cabo en Europa, excepto las relacionadas con la energía nuclear, que tenían un objetivo diferente al de producir electricidad y que se prosiguieron en los Estados Unidos.

1.2 NATURALEZA DE LA RADIACION SOLAR

El Sol es una esfera de materia gaseosa con un diámetro de 1.39 E6 Km y está, en promedio, a 1.5 E8 Km de la Tierra. La superficie del Sol tiene una temperatura efectiva de alrededor de 5762 K. La temperatura en el interior se estima entre 8 E6 y 40 E6 K.

El Sol es un reactor continuo de fusión, en donde tanto sus gases constituyentes como el recipiente contenedor son retenidos por fuerzas gravitacionales. Una de las reacciones de fusión que ocurren en el Sol es un proceso en el cual el Hidrógeno (cuatro protones) se combina para formar un núcleo de Helio; la masa del núcleo de Helio es menor que la de cuatro protones, perdiéndose así masa en la reacción, la que se convierte en energía. Esta energía se produce en el interior del Sol a temperaturas de muchos millones de grados, se transfiere a la superficie y así se irradia al espacio.

Para muchos procesos térmicos es adecuado considerar al Sol como un radiador de cuerpo negro de alrededor de 5762 K, emitiendo radiación electromagnética.

Cuando la radiación electromagnética incide sobre la superficie de un cuerpo sólido, líquido o gas, aquella puede transmitirse, reflejarse o absorberse. Si el cuerpo es opaco, no hay transmisión; la energía radiante por unidad de tiempo, área y unidad de longitud de onda incidente sobre la superficie se llama flujo espectral incidente (E_λ).

Un cuerpo negro es aquel cuya superficie absorbe todas las componentes de la radiación electromagnética incidente, independientemente de la longitud de onda o de la dirección de incidencia.

Un cuerpo blanco es aquel cuya superficie refleja todas las componentes de E_{λ} , independientemente de la longitud de onda o de la dirección de incidencia, y se le llama también reflector perfecto.

Un cuerpo gris es aquel cuya absorptividad de su superficie está entre la de un cuerpo negro y el cuerpo blanco, pero es dependiente de la longitud de onda y de la dirección de la radiación incidente.

Las características del Sol y su relación espacial con la Tierra resultan en una intensidad de la radiación solar fuera de la atmósfera aproximadamente constante.

La constante solar, I_{sc} , es la energía del Sol por unidad de tiempo, recibida sobre una superficie unitaria perpendicular a la radiación, en la distancia media de la Tierra al Sol.

Debido a que las primeras mediciones de la constante solar se hicieron cerca de la superficie terrestre, donde la radiación solar se ha dispersado a través de la atmósfera, y gracias a la disponibilidad de aviones y satélites a muy grandes altitudes que han permitido mediciones directas de esta radiación fuera de la atmósfera terrestre, los científicos Thekeakara y Drumanond propusieron un nuevo valor para I_{sc} , el cual es $I_{sc} = 1353 \text{ W/m}^2$, (1971).

La siguiente tabla nos presenta la intensidad de la radiación solar extraterrestre en los días 21 de cada mes.

| fecha | ene dic 21 | feb 21 | mar 21 | abr 21 | may 21 | jun 21 | jul 21 | ago 21 | sep 21 | oct 21 | nov 21 |
|-------------------------------|------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Inten. (W/m ²) | 1410 | 1400 | 1380 | 1360 | 1340 | 1330 | 1340 | 1360 | 1380 | 1400 | |

La intensidad de la radiación solar extraterrestre (I_c) se puede estimar aproximadamente mediante la siguiente fórmula empírica:

$$I_c = I_{sc} [1 + 0.033 \cos(360 N/370)]$$

donde N es el día del año.

MEDICION DE LA RADIACION SOLAR

Es importante definir los terminos acerca de la radiación solar, la cual llega a la Tierra en dos formas: radiación directa y radiación difusa.

La radiación directa se refiere al flujo solar que llega al captador sin haber sufrido alguna dispersión en su viaje por la atmósfera, llegando directamente desde el Sol. Esta es la componente de la luz solar que se aprovecha en los concentradores solares.

La radiación Difusa o Dispersa es la radiación solar dispersada que llega desde el cielo. La atmosfera produce una componente difusa de la luz debido a la materia que la compone. Esta radiación no puede aprovecharse en los concentradores

pero sí en los captadores planos y otros que no sean concentradores.

La radiación Total o Global es la suma de las dos anteriores.

1.3 ANGULOS BASICOS TIERRA - SOL

CONSIDERACIONES GEOMETRICAS BASICAS

El movimiento de la Tierra. Hay dos movimientos principales de la Tierra; el movimiento de la Tierra alrededor del Sol (Traslación) y la rotación de ella misma sobre su eje. Ambos movimientos son importantes para aplicaciones de la energía solar.

El movimiento orbital de la Tierra. La Tierra gira en una forma elíptica teniendo al Sol como foco de la elipse (Fig 1.3.1); la forma elíptica de la órbita está exagerada en esta figura, de hecho, la órbita es casi un círculo, cuyos semiejes mayor y menor miden 1.4965 EB Km y 1.4955 EB Km, respectivamente, y una excentricidad de $e = 0.0167$. El período de revolución está definido como un año.

El Perihelio es el punto en el cual la Tierra está más cercana al Sol y ocurre aproximadamente el 2 de enero; el Afelio ocurre el 2 de julio .

Como se muestra en la Fig. 1.3.1, ambos movimientos de la Tierra son al contrario del movimiento de las manecillas del reloj, vistas desde el Polo Norte.

El plano que contiene a la órbita elíptica de la Tierra es llamado plano "eclíptico". El plano "ecuatorial" es aquel que

contiene al Ecuador de la Tierra. El ángulo entre estos planos es 23.45° , de modo que el eje rotacional de la Tierra interseca al plano eclíptico con un ángulo de 66.55° (ver Fig. 1.3.1.)

Las estaciones se deben realmente a que el eje de la Tierra está inclinado con respecto al plano eclíptico. La radiación solar llega al hemisferio norte más directamente cerca del afelio, causando el verano en ese hemisferio durante esa porción del año. Al mismo tiempo, la radiación solar llega al Hemisferio Sur más oblicuamente, provocando así el invierno. Los equinoccios son fechas en las cuales el vector Tierra-Sol coincide con el plano ecuatorial.

Los ángulos básicos Tierra-Sol son el ángulo de declinación, ángulo horario y ángulo de latitud.

Ángulo de declinación solar. El vector Tierra-Sol se mueve en el plano eclíptico; el ángulo entre este vector y el plano ecuatorial es llamado ángulo de declinación solar (δ). Por conveniencia, es considerada positiva cuando el vector Tierra - Sol es hacia el norte relativo del plano ecuatorial. La declinación varía de -23.45° en diciembre 21 a $+23.45^\circ$ en junio 22.

La declinación solar está dada aproximadamente por la siguiente ecuación:

$$(1.3.1) \quad \text{sen } \delta = 0.39795 \cos[0.98563(N - 173)]$$

donde N es el número del día del año.

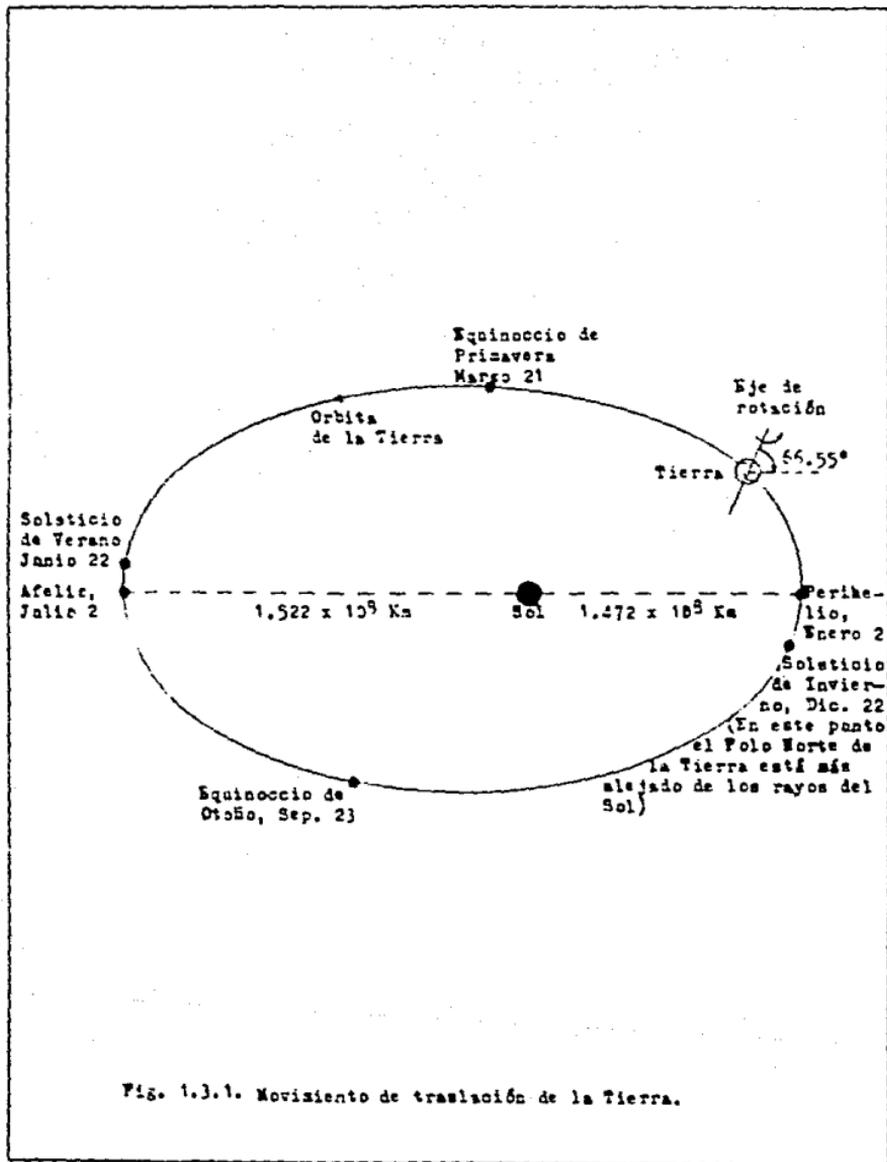


Fig. 1.3.1. Movimiento de translación de la Tierra.

La ecuación anterior tiene una exactitud de un grado; cálculos exactos para la declinación solar se dan por la ecuación del tiempo, indicada posteriormente.

Tiempo Solar. La rotación de la Tierra causa el ciclo día noche y a la impresión de que el Sol viaja a través del cielo diariamente de Este a Oeste. Este ciclo es la base para el Tiempo Solar. Un día solar está definido como el intervalo desde el momento en que el Sol cruza el meridiano local hasta el tiempo en que lo cruce nuevamente. (El meridiano local en cualquier punto es el plano formado por la proyección de una línea recta Norte - Sur a lo largo de ese punto desde el centro de la Tierra). Debido al movimiento de la Tierra en su órbita durante este intervalo, el tiempo que se requiere para una rotación completa de la Tierra es menor que un día solar por 3.95 min.

TIEMPO SOLAR CONTRA TIEMPO ESTANDAR

La ecuación del tiempo. El día solar, como se definió anteriormente, varía su duración a través del año debido a que el eje de la Tierra está inclinado con respecto al plano eclíptico y debido también al ángulo barrido por el vector Tierra - Sol durante un período determinado de tiempo, dependiendo de la posición de la Tierra sobre su órbita elíptica.

Por otra parte el medio día solar, esto es, el tiempo al cual cruza el Sol el meridiano local, difiere para zonas de diferentes longitudes; consecuentemente el tiempo estandar, el

cual es un tiempo uniforme, y el tiempo solar difieren. Esta diferencia es llamada la Ecuación del Tiempo (Eot), la cual varia con la fecha y con la longitud y que está aproximadamente dada por la ecuación

$$(1.3.2) \quad Eot = (0.1236 \text{ sen } x - 0.0043 \text{ cos } x + 0.1538 \text{ sen } 2x + 0.0608 \text{ cos } 2x)$$

donde el ángulo x es una función del día del año N :

$$(1.3.3) \quad x = 360^\circ (N - 1) / 365.242$$

La expresión (1.3.2) para la Ecuación del Tiempo puede ser usada para calcular el Tiempo Solar (TS) a partir del Tiempo Local Estándar (TLE):

$$(1.3.4) \quad TS = TLE - Eot - LA$$

donde LA es la expresión para el ajuste de la longitud expresada en horas.

Entonces la conversión de grados a horas está dada por $15^\circ = 1 \text{ hr}$ o $360^\circ = 24 \text{ hr}$ y el ajuste de la longitud LA en horas es:

$$(1.3.5) \quad LA = (\text{long. local} - \text{long. tiempo meridiano local}) / 15$$

donde las longitudes del lado derecho de la ecuación están dadas en grados.

CALCULO DEL MEDIO DIA SOLAR

El Tiempo Local Estándar en el cual ocurre el Medio Día Solar puede ser determinado aproximadamente usando la Ecuación del Tiempo dada en la sección anterior.

El Medio Día Solar puede ser fundamentado mas precisamente mediante el uso de tablas de la posición del Sol en un

almanaque o efemerides.

Una técnica muy sencilla para obtener una vaga estimación del Tiempo Local en el Medio Día Solar es simplificar el encuentro del punto medio entre los tiempos locales en el amanecer y atardecer. Estos son frecuentemente publicados en los periódicos locales.

Angulo Horario. En cualquier sistema de tiempo es frecuentemente conveniente expresar el tiempo en grados en vez de horas. Esto es especialmente aplicable para especificar posiciones de cuerpos en el espacio en función del tiempo.

La unidad de medida angular de tiempo es el Angulo Horario, y la conversión básica es de 24 hr = 360° de Angulo Horario. En Energía Solar, el Angulo Horario (hs) es usado extensivamente para expresar el Tiempo Solar porque está relacionado directamente con la posición del Sol en el cielo.

El Angulo Horario es medido a partir del Medio Día Solar y es positivo o negativo, antes o después, respectivamente, del Medio Día Solar; por ejemplo, a las 8:00, Tiempo Solar, el Angulo Horario Solar hs es +60°, y a las 21:00, Tiempo Solar, hs es -135°, de acuerdo con la regla de la mano derecha.

En vista de que el Tiempo Solar varía con la longitud, los ángulos horarios solares lo hacen también.

La esfera celeste. Es una esfera imaginaria y de una distancia indefinida desde su centro, y está convenientemente trazada o definida para localizar objetos celestes cuando su distancia desde la Tierra no es importante. Se considera que

los cuerpos celestes viajan en esta esfera y, para localizarlos, sólo se especifica su posición en ella.

El Sol viaja a través de la esfera celeste aproximadamente de Este a Oeste cada día; la trayectoria del Sol es circular y depende del tiempo del año y de la latitud del punto de observación en la Tierra.

Azimuth Solar, Altitud y Angulo Zenith. La posición del Sol en la esfera terrestre es usualmente especificada en términos del Angulo Azimuth Solar (\underline{as}) y del Angulo Altitud Solar ($\underline{\alpha}$). El ángulo $\underline{\alpha}$ mide la distancia angular del Sol desde el horizonte, y el ángulo \underline{as} mide la distancia angular del Sol desde el Sur. En este trabajo el ángulo Azimuth Solar \underline{as} y el Angulo Azimuth de pared (\underline{au}), definido posteriormente, se considerarán positivos de Este a Sur y negativos de Oeste a Sur, basados en la regla de la mano derecha.

El Angulo Zenith (\underline{z}) es el formado entre el Zenith local y la línea que va desde el observador hasta el Sol.

La altitud y el azimuth solares se pueden calcular para cualquier hora, fecha y sitio usando las siguientes fórmulas:

$$(1.3.6) \quad \text{sen } \alpha = \cos l \cos \delta \cos h_s + \text{sen } l \text{ sen } \delta$$

$$(1.3.7) \quad \text{sen } as = \frac{\cos \delta \text{ sen } h_s}{\cos \alpha}$$

donde l es la latitud, tomada como positiva al norte del ecuador.

Para calcular $\underline{\alpha}$ es suficiente aplicar el arco seno en la ecuación 1.3.6; sin embargo, usando la ecuación 1.3.7 para

encontrar el ángulo de Azimuth a_s , es necesario distinguir el caso en el cual el Sol está en el hemisferio norte del cielo, del caso donde el Sol está en el hemisferio sur del mismo. La fórmula completa para a_s es:

$$(1.3.8) \quad a_s = \begin{cases} \arcsen\left(\frac{|\cos \delta \sin h_s|}{\cos \alpha}\right), & \text{si } \cos h_s > \frac{\tan \delta}{\tan i} \\ 180^\circ - \arcsen\left(\frac{|\cos \delta \sin h_s|}{\cos \alpha}\right), & \text{si } \cos h_s < \frac{\tan \delta}{\tan i} \end{cases}$$

en el caso donde $\cos h_s = \tan \delta / \tan i$, entonces el ángulo Azimuth es -90° o $+90^\circ$, dependiendo si el ángulo horario h_s es negativo o positivo, respectivamente.

Ángulo de incidencia solar. La intensidad de radiación solar sobre una superficie depende del ángulo al cual los rayos solares chocan contra ella. La intensidad es proporcional al coseno del ángulo entre los rayos solares y la normal a la superficie. Este ángulo es el de Incidencia Solar (i) para la superficie. El cálculo de i para colectores fijos y móviles se describe en esta sección.

Orientación de superficies fijas. La orientación de una superficie plana fija, tal como una pared, se denota en términos de su ángulo de azimuth a_w y su ángulo de inclinación β ; esto se muestra en la fig. 1.3.2. En esta figura, el vector n es normal a la superficie. El ángulo de azimuth a_w de la superficie está medido desde el Sur, positivo a partir del Este; el ángulo de inclinación β es simplemente el ángulo al

cual la superficie está inclinada a partir de la horizontal y se toma como positivo para superficies encaradas hacia el Sur.

Angulo de Incidencia Solar para superficies fijas. El ángulo de incidencia solar i para superficies fijas es también mostrado en la fig. 1.3.2. Este está definido como el ángulo entre la normal a la superficie n y los rayos solares. Este es importante porque la intensidad de la radiación solar sobre la superficie es proporcional al $\cos i$; de este modo, los valores de i próximos a 90° implican una gran reducción en la intensidad de la radiación solar disponible para ser captada.

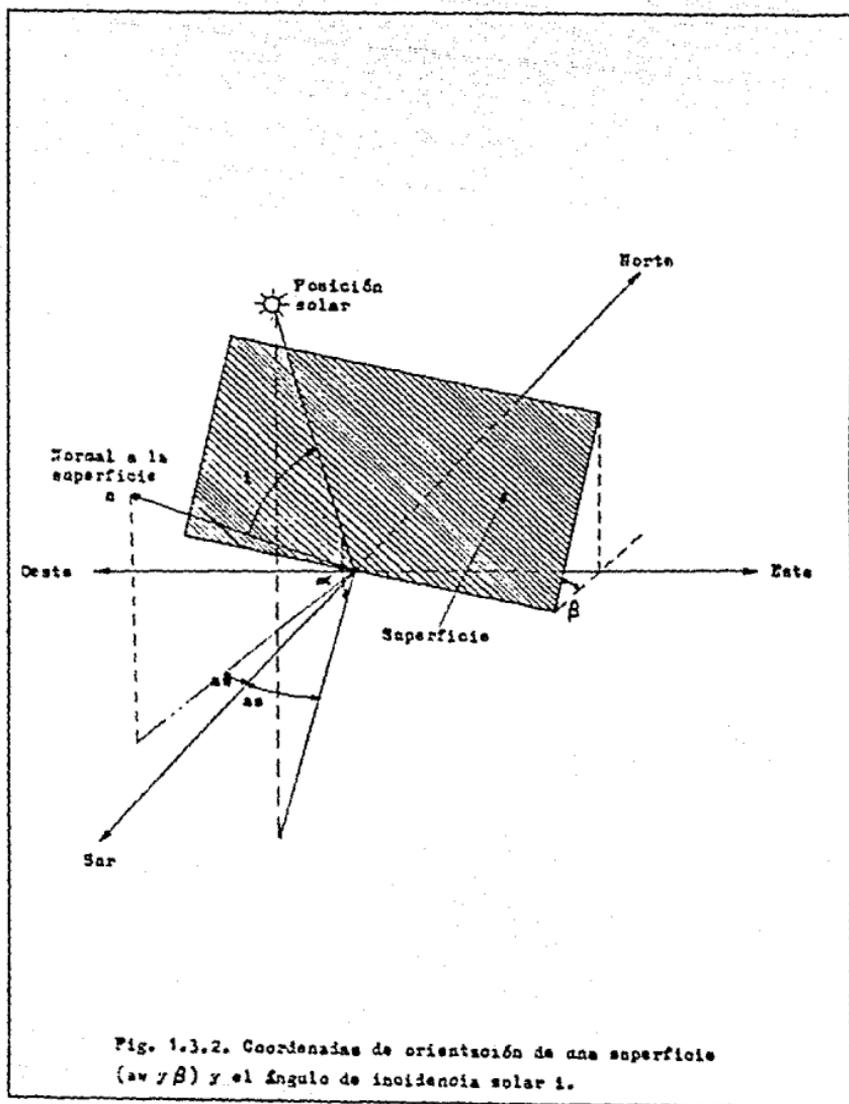
El ángulo de incidencia solar i puede ser calculado en términos de las coordenadas de posición del Sol α y α_s y los parámetros de orientación de la superficie β y α_w usando la siguiente ecuación:

$$(1.3.9) \quad \cos i = \cos \alpha \cos(\alpha_s - \alpha_w) \sin \beta + \sin \alpha \cos \beta$$

Si el lado derecho de la ecuación es negativo los rayos solares no inciden en la parte frontal de la superficie. El amanecer y el atardecer para esta superficie ocurren cuando $i = 90^\circ$; así, los tiempos a los cuales amanece y atardece para una superficie pueden ser obtenidos buscando el ángulo horario h_s al cual

$$(1.3.10) \quad \cos(\alpha_s - \alpha_w) = -\tan \alpha \cot \beta$$

Si el ángulo horario h_s del amanecer ocurre antes de que amanezca, esto es, $h_s > h_{sr}$, h_{sr} deberá ser usado para h_s , donde h_{sr} es el ángulo horario en el amanecer.



1.3 TIPOS DE COLECTORES

ABSORBEDORES SOLARES

Los absorbedores solares convierten la energía colectada en calor. La geometría y características del absorbedor están íntimamente relacionadas a la geometría del colector.

Absorbedores de platos planos. La geometría más simple, en principio, es el Absorbedor de Platos Planos (A.P.P.). La luz del Sol no es colectada y no usa colector, esto es, cualquier objeto iluminado por la luz solar es un A.P.P., aunque no sea plano. Los A.P.P. diseñados para la absorción de la energía solar generalmente emplean revestimientos seleccionados para aumentar la eficiencia. Típicamente, operando a temperaturas de 400 a 450 K, su espectro de rerradiación está alejado del infrarrojo del espectro solar, con su temperatura equivalente de cuerpo negro en el orden de los 5.800 K.

Sin embargo, esto es conveniente para aplicar revestimientos teniendo un alto promedio de absorptividad para el espectro solar, además de una baja emisividad de rerradiación.

Los A.P.P. son adecuados para equipos de aire acondicionado en edificios: en vista de que ellos no emplean concentración óptica, aprovechan la radiación difusa (resplandor solar) tan bien como la radiación directa (imagen solar). Con un cielo despejado ellos aprovechan un 20 % más energía por unidad de área que un concentrador óptico. Los A.P.P. pueden usarse para calefacción de edificios bajo condiciones nubladas o con neblina cuando un concentrador óptico es inadecuado. Su temperatura

limitada de trabajo restringe el ciclo de Carnot a una eficiencia del 25 % o menos, y la eficiencia de un sistema en operación a alrededor de un 10 %. El A.P.P. no es conveniente para utilizarlo en la generación de energía eléctrica por tres razones:

a) un ciclo de baja eficiencia requiere una gran área total de colección

b) la naturaleza de la distribución de absorción de calor requiere un sistema de transporte de calor muy costoso y grande

c) la baja temperatura del ciclo no es compatible con el concepto de máquina térmica.

Absorbedores para concentradores ópticos. Los colectores ópticos Cilíndrico - Parabólicos para energía solar fueron introducidos por los doctores Aden y Marjorie Meinel de la Universidad de Arizona. Los paraboloides cilíndricos pueden alcanzar radios de concentración óptica (relación de la intensidad de luz en el absorbedor a la intensidad de la luz solar no concentrada) excediendo de 100 %. El reflector concentrador puede ser formado usando una hoja plana y, si la longitud a lo largo del eje es grande comparada con el ancho, necesita estar dirigido u orientado en solamente un eje (en algunos se pierde eficiencia comparados con aquellos que están orientados en dos ejes). El absorbedor de calor puede ser un tubo de forma relativamente simple, puesto que la luz solar está enfocada a una línea imaginaria. Con un absorbedor simple, por ejemplo un tubo negro, el concentrador óptico puede

alcanzar temperaturas del orden de los 550 K. Los concentradores cilindricos con un absorbedor simple tienen las mismas desventajas, aunque en menor grado que los A.P.P. Los absorbedores sofisticados también tienen problemas prácticos que no han sido resueltos lo suficiente para mostrar factibilidad económica, principalmente porque estos son en sí muy caros, y los recubrimientos son difíciles de mantener a las temperaturas deseadas de operación.

Igual que los A.P.P., se requiere un sistema caro de transporte de calor para llevar energía calorífica a una máquina térmica central; las consideraciones de caída de presión prohíben utilizar una máquina térmica conduciendo un fluido a través del sistema absorbedor. Los requerimientos de bombeo no son prácticos a menos que un sistema de transporte del fluido sea usado, ya que las temperaturas pico requeridas para una planta moderna de vapor requieren el uso de costosos sistemas líquido - metal, por ejemplo, sodio o potasio.

Helioestatos. Un helioestato es, básicamente, un espejo con capacidad para moverse conforme el Sol lo hace en su trayectoria diaria y cuyo tamaño, forma y configuración estructural se determinan con base en criterios económicos, ingenieriles y ambientales. Algunos criterios básicos que se deben cumplir son que la relación costo - comportamiento de los helioestatos sea lo más baja posible y que, además, se satisfagan requerimientos de durabilidad y servicio bajo condiciones ambientales adversas, como las que prevalecen en las zonas desérticas o semi-

desérticas que cuentan con el mayor potencial para el uso de esta tecnología.

En su forma más típica, un heliostato está constituido por varios componentes básicos: el panel reflector que, como su nombre lo indica, tiene la función principal de reflejar los rayos solares hacia el receptor y está hecho de espejos de vidrio plateado de alta calidad óptica. Cada uno de estos espejos se une a otros materiales (espumas rígidas, entre otros) que le dan rigidez sin incrementar demasiado el peso y que, ya unidos, reciben el nombre de facetas. Todas las facetas se encuentran unidas a una estructura de acero para integrar el panel reflector, ya sea plano o focalizante.

La estructura que soporta el panel descansa sobre un mecanismo que sirve para mover el espejo a la posición requerida, mediante la acción de motores que responden a comandos de los controladores electrónicos del heliostato. Toda esta configuración descansa a su vez sobre un pedestal de acero o concreto que se encuentra unido a su cimiento mediante algún tipo de anclaje. Aun cuando el heliostato es algo relativamente simple en su diseño y construcción, es necesario considerar cuidadosamente dos grupos principales de variantes: aquellas que se relacionan con las características generales de una Planta Heliostática de Recepción Central (P.H.R.C.) y las que resultan de los requerimientos que impone el medio ambiente sobre la operación del colector y la zona de colección. Entre las primeras se incluyen la reflectancia de los espejos y sus

imperfecciones geometricas, la precisión con que se sigue al Sol y la precision de direccionamiento del rayo reflejado, el tamaño que ha de tener el heliostato, las estrategias de enfoque, etc. Entre las segundas se encuentran las cargas del viento sobre el panel reflector, los efectos de la humedad del medio ambiente sobre las facetas y la estructura, la posibilidad de asentamientos en el terreno por efectos de temblores, los efectos del cambio de temperatura entre el día y la noche, etc.

CAPITULO I I

SISTEMAS DE REFRIGERACION

2.1 GENERALIDADES

La refrigeración esta definida como la producción y mantenimiento de una temperatura inferior a la circundante entre los límites de un espacio cerrado. Para llevar a cabo esto se requiere que el calor deba ser continuamente removido del espacio que lo contiene (llamado cuerpo frío) y depositado en los alrededores (llamado cuerpo caliente).

La primera y todavía una forma simple de producir enfriamiento es utilizando un pedazo de hielo. Esta sustancia fría, la cual es agua solidificada, es capaz de enfriar un espacio tal como una hielera, debido a que puede atraer el calor del medio que lo rodea y usarlo para pasar de sólido a líquido. Sin embargo, si fuéramos capaces de llevar fuera de la hielera el agua resultante de la fusión del hielo, extraerle calor y volverlo a convertir en hielo para llevarlo nuevamente a la hielera, podríamos conservar un enfriamiento continuo en ella. Esto es justamente lo que se hace en un sistema de refrigeración, excepto que en lugar de usar un sólido se usa un líquido llamado refrigerante, el cual absorbe calor, cambiando a gas y, en vez de evaporarse en un lugar abierto, se evapora en una cámara de tal forma que se recupere el gas para convertirlo de nuevo en líquido y así sucesivamente.

Para cambiar el gas refrigerante a líquido, podríamos simplemente enfriar el gas por debajo de su temperatura de

condensación. Sin embargo, este enfriamiento necesitaría de temperaturas muy bajas y no se obtendría ventaja alguna.

Un método para condensar el refrigerante es primero comprimirlo y después enfriarlo, pues al aumentar la presión de un gas aumenta su temperatura de condensación. En otras palabras, si primero se comprime el gas no es necesario enfriarlo a tan bajas temperaturas para que se condense. Este segundo método es el que se utiliza en los sistemas de refrigeración.

Podríamos enfriar un refrigerador simplemente introduciéndole refrigerante líquido y dejando que este se evaporara libremente, pero esto sería demasiado costoso, así que es necesario capturar el gas y reconvertirlo en líquido para volverlo a usar.

El campo de la refrigeración mecánica incluye los refrigeradores domésticos, la congelación rápida de carnes, frutas y legumbres, el enfriamiento de locales comerciales destinados a almacenar materias delicadas en diversas condiciones, fabricación de hielo, procesos industriales que requieren refrigeración y el enfriamiento y deshumidificación del aire en fases especiales del acondicionamiento de aire.

2.2 SISTEMAS DE COMPRESION

La acción de cualquier compresor en un sistema de refrigeración es extraer el vapor del evaporador, comprimirlo para reducir su temperatura y descargarlo en el condensador.

El tipo de compresor utilizado dependerá, principalmente por motivos económicos, de la aplicación. Los refrigeradores pequeños domésticos requieren un compresor compacto de bajo costo que funcione por periodos prolongados sin mantenimiento.

Las instalaciones industriales de mayor tamaño necesitan otro tipo diferente, dado que las características importantes son bajo costo de funcionamiento y facilidad de acceso para los trabajos esenciales de mantenimiento y reparación.

Para proporcionar aire a bajas presiones, inferiores a 385 mm de agua, se utilizan generalmente ventiladores; por encima de este valor se emplean varios tipos de compresores y ventiladores, los cuales pueden clasificarse como sigue:

A.- De desplazamiento positivo

- a) compresores de embolo
- b) ventiladores - compresores
- c) ventiladores no compresores

B.- De desplazamiento no positivo o dinámicos

- d) ventiladores centrifugos de flujo axial
- e) compresores de flujo axial
- f) compresores de flujo mixto.

Todas estas máquinas pueden instalarse en serie o en paralelo para aumentar la presión o la capacidad, lo cual se lleva a cabo instalando dos, tres o cuatro cilindros o ventiladores sobre un mismo bastidor, o bien colocandolos como unidades independientes con refrigeradores intermedios.

Cada tipo posee sus características peculiares que lo hace

apropiado para una aplicación determinada. Así por ejemplo, la característica de velocidad, la relación entre capacidad y peso o el rendimiento, pueden señalar a un compresor como indicado para un uso e impropio para otro.

Las siguientes definiciones es a lo que se determina como terminología de los compresores:

Aire libre. Es el que existe en las condiciones de presión y temperatura reinantes en la aspiración del compresor (medio ambiente).

Capacidad. Es la cantidad de aire libre realmente aspirada por un compresor, generalmente se expresa en $m^3/min.$

Desplazamiento del émbolo. Es el volúmen (en metros cúbicos) obtenido multiplicando la superficie del émbolo (en metros cuadrados) por la carrera del émbolo (en metros).

Desplazamiento por minuto. Es el producto del desplazamiento del émbolo por las revoluciones por minuto.

Compresor de émbolo. Las características propias de los compresores de émbolo son tales que sus aplicaciones son muy extensas, ya que se adaptan desde las maquinas más pequeñas, como pulverizadores de pintura y servicio de inflado de neumáticos, hasta las grandes unidades compuestas, propias para industrias. mineria e instalaciones de refrigeracion. La velocidad media del émbolo de los compresores viene limitada, a

causa de los rozamientos y problemas creados por la lubricación, a aproximadamente 305 m/min en los grandes compresores.

Los compresores de émbolo prestan un servicio satisfactorio en todas las presiones para las que están contruidos. Para presiones relativas hasta 10.5 kg/cm^2 se emplean unidades con un sólo escalonamiento; para presiones hasta 210 kg/cm^2 , de tres escalonamientos.

Ventiladores de desplazamiento positivo. Los compresores de este tipo se emplean ampliamente para el barrido de los motores diesel de 2 tiempos. Cuando este tipo de compresor va acoplado directamente al motor, el aire que es entregado es proporcional a la velocidad y, de este modo, a velocidades lentas este compresor suministra la cantidad de aire necesario para conseguir una buena curva de par motriz, es decir, la cantidad máxima de aire necesario para quemar la cantidad máxima de combustible y, como consecuencia, obtener la máxima presión media efectiva y un par elevado.

Los rotores no tienen contacto entre sí ni con las paredes de la carcasa, dando como resultado que no requieran lubricación interna y que el aire salga sin aceite de engrase. Se entiende por lubricación la manera de suministrar aceite a los engranes y cojinetes.

Los ventiladores de desplazamiento positivo desplazan una cantidad fija de aire a cada revolución y, por lo general, no se produce compresión hasta que la lumbrera de descarga se descubre. El aire entra por el fondo de la carcasa y es

atrapada por los pares de lóbulos helicoidales sucesivos. A medida que los rotores giran, el aire se comprime hasta que se destapa la lumbrera de descarga.

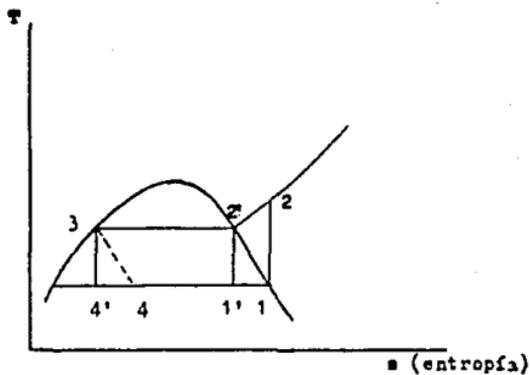
Compresores centrífugos. Los compresores centrífugos son máquinas de elevada velocidad (3000 a 40,000 rpm) y frecuentemente son accionados por turbinas de características de velocidad similares. Estos compresores se emplean mucho para la sobrealimentación de motores de combustión interna, así como también en gran número de aplicaciones en que se requieren grandes cantidades de aire o gas a presiones relativamente bajas.

Un compresor centrífugo consiste en un impulsor rotatorio y en uno o más pasos divergentes, a cuyo través se descarga el aire. Este aire es aspirado por el impulsor y recibe un movimiento tangencial de gran velocidad mediante las paletas del mismo impulsor, siendo lanzado hacia afuera por la fuerza centrífuga. A medida que el aire pasa a través del impulsor la fuerza centrípeta crea una presión, de forma que la presión estática va creciendo desde la succión hasta la periferia del impulsor. Al salir despedido del impulsor el aire se mueve a una velocidad elevada y, por lo tanto, posee energía cinética, la mayor parte de la cual se puede convertir en presión si se disminuye correctamente la velocidad del aire. La misión del difusor o canalizador divergente es convertir la energía cinética en presión.

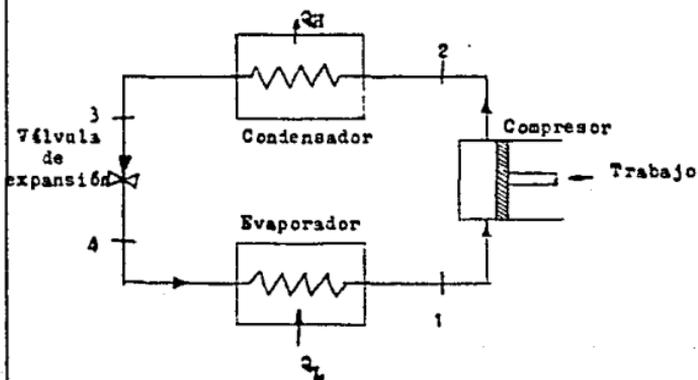
2.3 PRINCIPIOS DE REFRIGERACION POR COMPRESION

El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor se muestra en la fig. 2.3.1 como el ciclo 1-2-3-4-1. El vapor saturado a baja presión entra en el compresor y sufre una compresión adiabática reversible, 1-2. Luego se cede calor en el proceso a presión constante, 2-3, y el fluido operante sale del condensador como líquido saturado. A continuación se tiene un proceso adiabático de estrangulamiento 3-4, y el fluido de trabajo se evapora después a presión constante, proceso 4-1, para completar el ciclo.

La similitud entre este proceso y el de Rankine es evidente porque es esencialmente el mismo ciclo pero invertido, excepto que una válvula de expansión sustituye a la bomba. Este proceso de estrangulamiento es irreversible, mientras que el proceso de bombeo del ciclo Rankine es reversible. La desviación de este ciclo ideal respecto al ciclo de Carnot $1'-2'-3-4'-1'$ es patente en el diagrama Temperatura - Entropía. La razón de la desviación es que es más conveniente tener un compresor que maneje sólo vapor en vez de una mezcla líquido - vapor, como se requiere en el proceso $1'-2'$ del ciclo de Carnot. Es virtualmente imposible comprimir una mezcla como la representada por el estado $1'$ y mantener el equilibrio entre el líquido y el vapor, porque debe haber transmisión de calor a través de la frontera de fase. También es más sencillo hacer que el proceso de expansión tenga lugar irreversiblemente a través de una válvula de expansión que reciba líquido saturado y descargue una mezcla de líquido - vapor, como se requiere en el proceso



(a)



(b)

Fig. 2.3.1. Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.

3 - 4'. Por estas razones el ciclo ideal para la refrigeración es como se indicó al principio de este tema.

El desempeño de un ciclo de refrigeración real se aprecia en función del coeficiente de funcionamiento (η), que se define para el ciclo de refrigeración como

$$\eta = \frac{QL}{Wc}$$

donde QL es el calor absorbido en el evaporador y

Wc es el trabajo desarrollado por el compresor.

La capacidad de una planta de refrigeración suele expresarse en frigorías (calorías de refrigeración) por hora, en los países que emplean el sistema métrico. En los que utilizan el sistema inglés se emplea por lo general el término toneladas de refrigeración; este último término se originó en la industria de fabricación de hielo, donde la capacidad de enfriamiento se expresa en función de las toneladas de hielo que se fabrican por día.

La unidad de refrigeración se define como sigue:

1 Ton de refrig. = (1 Ton de agua por calor de fusión de hielo)/ día

$$= (2000 \text{ lb}_m \times 144 \text{ BTU/lb}_m) / \text{día}$$

$$= 288000 \text{ BTU de refrigeración/día}$$

$$= 12000 \text{ BTU de refrig./hr}$$

$$= 3000 \text{ frigorías/hr}$$

$$= 3024.2 \text{ Kcal/hr.}$$

Ciclo comercial de refrigeración. Una máquina comercial de refrigeración no puede cumplir los requisitos del ciclo teórico. En el proceso real el refrigerante líquido llega a la entrada de la válvula de expansión en estado saturado o sobreenfriado.

Debido a que no es factible la expansión isoentrópica, la misión de la válvula de expansión consiste en estrangular el paso del refrigerante (variando la cantidad por medio de un orificio de diámetro variable) para producir un estado de entalpía constante, representado por la línea comprendida entre a y b de la figura 2.3.2. El proceso de estrangulación con entalpía constante produce un aumento de entropía en el refrigerante a medida que disminuye su presión y temperatura para satisfacer las condiciones exigidas en el evaporador.

En el funcionamiento real la temperatura del refrigerante que hierve en el evaporador debe ser inferior a la del medio que se trata de enfriar. La presión mantenida en el evaporador viene fijada por la temperatura del refrigerante necesaria para conseguir el enfriamiento deseado. En un ciclo real el vapor del refrigerante puede abandonar el evaporador en los siguientes estados: saturado húmedo, saturado seco y recalentado.

Generalmente conviene cierto recalentamiento, como el representado por el punto c' de la figura 2.3.2. En el ciclo real la compresión politrópica y el estado final del refrigerante comprimido dependen en parte de su estado inicial.

Al final de la compresión (línea d'-d'' de la figura 2.3.2) interesa que exista recalentamiento. El medio calentado, tal como se descarga, entra en el condensador en donde el medio que

lo enfría se mantiene a una temperatura inferior a la del refrigerante. En el condensador el refrigerante pierde entalpía de recalentamiento, entalpía de vaporización o calor latente de vaporización y, si el líquido es subenfriado, parte de la entalpía del líquido. En cada etapa de este ciclo real (no solamente la del compresor) el proceso es irreversible.

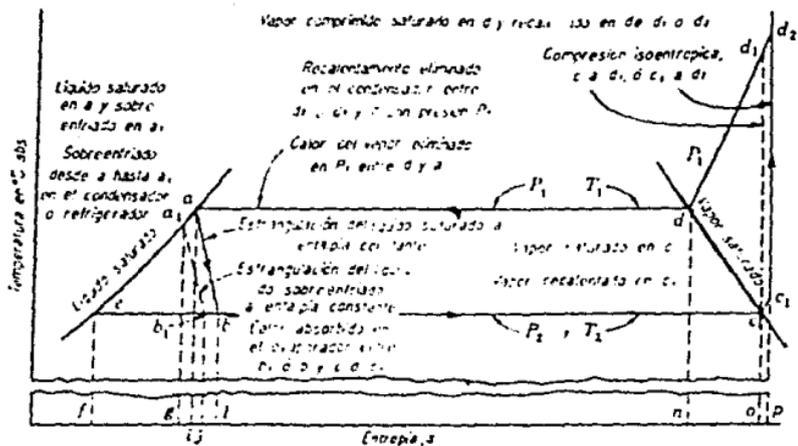


Fig. 2.3.2. Diagrama de temperatura - entropía correspondiente a un refrigerante con o sin sobrecalentamiento antes de entrar en el evaporador y con vapor saturado o recalentado a la salida del evaporador.

2.4 CLASIFICACION DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACION

Los sistemas de refrigeración mecánica se dividen en dos grupos: de compresión y de absorción. Los sistemas de compresión incluyen los aparatos de vapor de agua (vacío) que utilizan inyectores de vapor o compresores centrífugos, así como también los compresores de émbolo y rotatorios que trabajan con refrigerantes apropiados.

Los sistemas de absorción, que en ciertos casos particulares son muy ventajosos, no son tan populares como el sistema convencional de compresión. Sin embargo, en la actualidad se fabrican aparatos de absorción de grandes capacidades, que se usan generalmente en aire acondicionado.

El principio de la refrigeración por absorción consiste, por lo general, en aprovechar la propiedad que puede tener una sustancia para absorber otra; por ejemplo, el agua tiene gran afinidad con el amoníaco y al absorberlo lo evapora y ese calor latente necesario para la evaporación lo toma del calor sensible del espacio por refrigerar, con el consiguiente abatimiento de temperatura.

C A P I T U L O I I I

EL REFRIGERADOR

3.1 DESCRIPCION DEL SISTEMA

Nuestro sistema consiste en dos procesos, a los cuales llamaremos "A" y "B", y que se muestran en la fig. 3.1.1.

En el primero de ellos, "A", se capta la radiación solar por medio de un concentrador cilíndrico - parabólico para elevar la temperatura del fluido de trabajo (agua), el cual circula a través de una tubería localizada en el foco de la parábola; de ahí el vapor pasa a una caldera, la cual nos ayudará a estabilizar la temperatura y la presión con las que llegará a la máquina de vapor (turbina). Después de ser utilizado, el vapor se envía a un intercambiador de calor para condensarlo y poderlo recircular mediante una bomba, cerrándose así el primer ciclo.

El segundo proceso, "B", se inicia en un compresor, el cual está acoplado a la turbina a través de un reductor de velocidad. De ahí, el fluido de trabajo en este ciclo, Freón 12, es enviado con alta presión al condensador, en donde después de cambiar al estado líquido pasa a la válvula de expansión, a través de la cual pierde presión y llega al evaporador, en el que disipa calor, convirtiéndose así en vapor y cerrando el ciclo en el compresor.

3.2 CONDICIONES DE OPERACION DEL SISTEMA

A continuación se mencionan las características que debe poseer el refrigerante para su óptimo funcionamiento en un

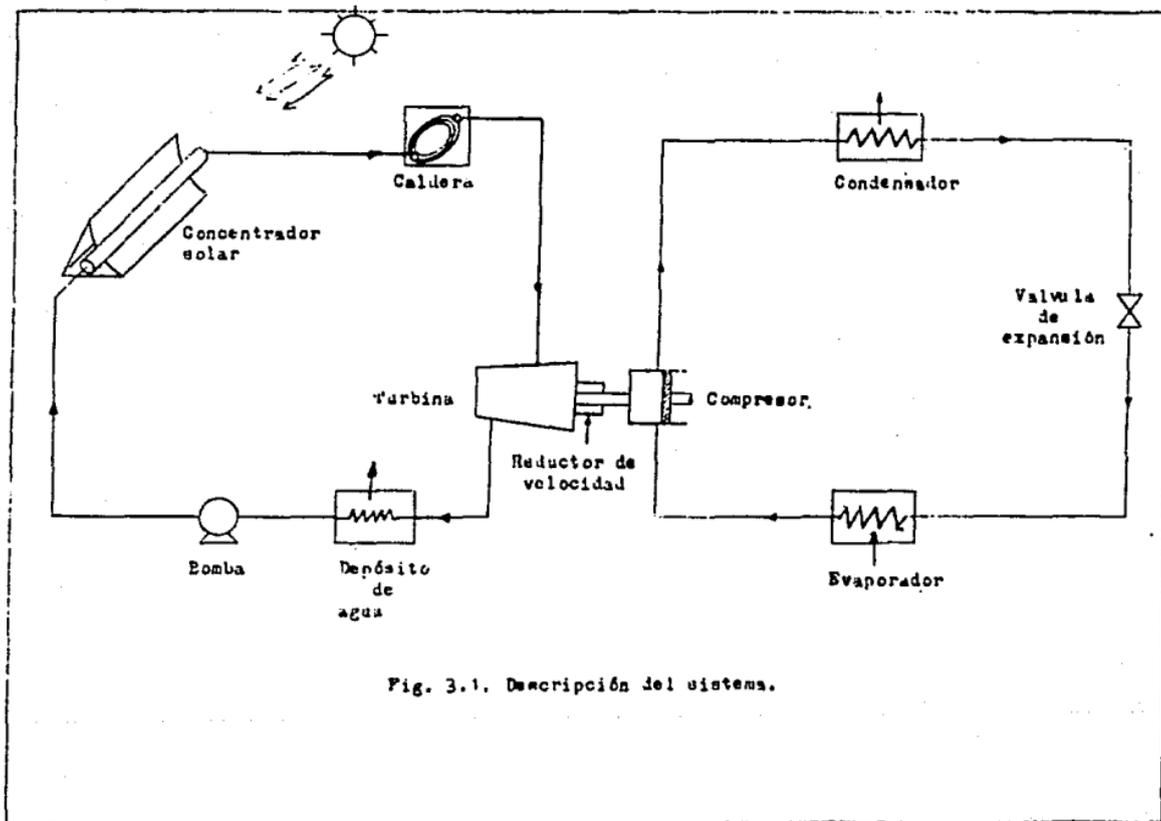


Fig. 3.1. Descripción del sistema.

Sistema de refrigeración:

- 1.- Presiones de condensación que no sean excesivas, de modo que no sea necesaria una construcción demasiado grande del equipo.
- 2.- Bajas temperaturas de ebullición a presión atmosférica, de manera que el sistema no requiera de una operación de vacío, con posibilidades de fugas o aire húmedo dentro del mismo.
- 3.- Alta temperatura crítica.
- 4.- Alto calor latente de evaporación.
- 5.- Bajo calor específico de líquido.
- 6.- Bajo volúmen específico de vapor.
- 7.- Ausencia de acción de corrosión en los metales usados.
- 8.- Estabilidad química de los componentes.
- 9.- El refrigerante debe ser no inflamable y no explosivo.
- 10.- El refrigerante debe ser no tóxico para pulmones y ojos en especial y para la salud en general.
- 11.- Fácil localización de fugas por olor o por indicador sensible.
- 12.- Disponibilidad, bajo costo y fácil manejo.
- 13.- La acción del refrigerante en los lubricantes no debe ser dañina.
- 14.- Se requieren coeficientes de transferencia de calor satisfactorios.
- 15.- La temperatura del líquido refrigerante debe ser menor a la cual opera el evaporador.
- 16.- Los rangos en los cuales el compresor debe usarse y

bajas temperaturas de carga - descarga, son importantes para prevenir posibles fugas o deterioros del refrigerante o lubricante del sistema.

Tomando en cuenta los puntos anteriores y en base a nuestra experiencia y a las sugerencias de personas relacionadas con el tema, optamos por seleccionar al diclorodifluorometano (freón 12), como refrigerante para nuestro sistema.

Por otro lado, es necesario hacer algunas suposiciones, en cuanto al sistema en su conjunto se refiere, para simplificar un poco la complejidad del problema que representa nuestro diseño:

- a) flujo estable de los fluidos de trabajo
- b) equilibrio térmico del equipo con el medio ambiente
- c) se desprecian las pérdidas de calor en los equipos
- d) no se consideran caídas de presión en los equipos
- e) suponemos intensidad de radiación solar constante
- f) se supone que durante la captación de radiación solar no hay obstáculos sobre los colectores (nubes, sombras, etc.).

Ahora bien, para la presión de trabajo en el proceso "B", siguiendo las recomendaciones de dos fabricantes de evaporadores (Industrias FACE, S.A. y Compresores Mayekawa de Mexico, S.A.), concluimos que debe ser de 8.26 Kg/cm² y una temperatura de 38 C en el lado de alta.

C A P I T U L O I V

EL COLECTOR

4.1 ESTUDIO TEORICO DE UN CONCENTRADOR DE ENERGIA SOLAR

CILINDRICO - PARABOLICO

Para este estudio supondremos que:

- 1.- la superficie del espejo es homogénea y tiene la forma de una perfecta parábola
- 2.- la incidencia de la radiación solar es perpendicular al plano focal de la parábola
- 3.- la reflectividad es constante sobre todo el espejo, independientemente del ángulo de incidencia
- 4.- la radiación es uniforme a lo largo del disco solar
- 5.- el diámetro aparente del Sol es constante y de un valor de 32 minutos.
- 6.- en el foco del cilindro parabólico está colocado un filamento infinitamente delgado, receptor de la energía reflejada.

4.2 GEOMETRIA DE LA REFLEXION

Se llamará ángulo de borde θ a aquel que se forma entre el eje de simetría de la parábola y una recta que une el foco con el extremo de la misma, figura 4.2.1.

Los rayos solares inciden normalmente con un ángulo de aproximadamente 32 minutos (2θ), lo cual se puede deducir de la siguiente forma (figuras 4.2.2 y 4.2.3):

$$\tan \theta = \frac{\text{radio del Sol}}{\text{dist. media Tierra-Sol}} = \frac{6.95 \text{ E5 Km}}{1.5 \text{ E8 Km}} = 4.633 \text{ E-3 Km}$$

$$\text{arc tan } \theta = 0.265468 = 0^{\circ}15'55.69''$$

$$2\theta = 0^{\circ}31'51.37''$$

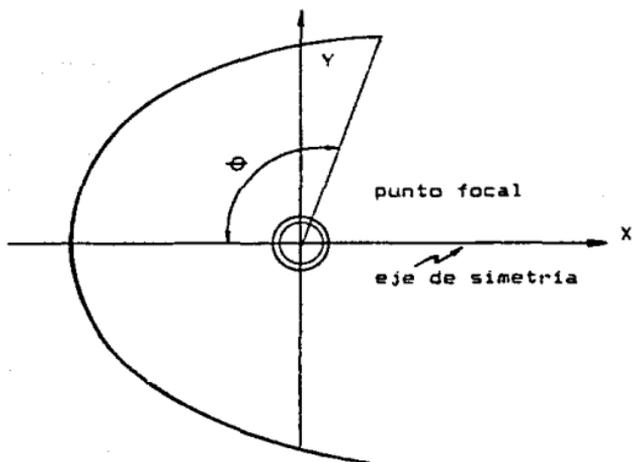


Fig. 4.2.1. Angulo de borde θ .

Debido a esto, se estudiará la forma en que los rayos solares se reflejan para diferentes valores del ángulo de borde (θ) y también en qué forma alcanzan al filamento colocado en el foco.

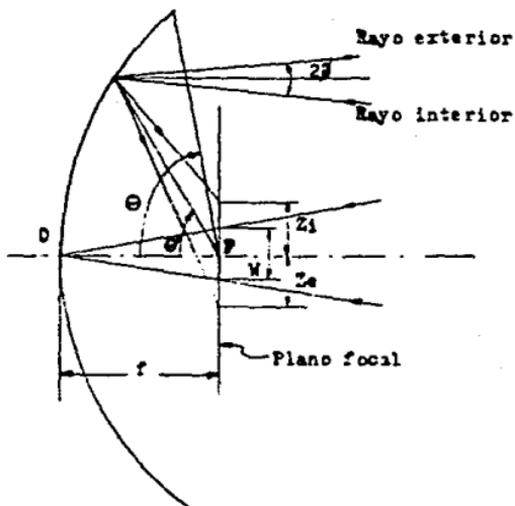
Las figuras 4.2.2 y 4.2.3 muestran la reflexión de un rayo solar desde un ángulo de posición θ . En la figura 4.2.2, $\theta < 90^\circ$ y en la figura 4.2.3, $\theta > 90^\circ$. Para cualquier ángulo θ , el ángulo de incidencia varía desde $(\theta - \phi/2)$ para el rayo interior, hasta $(\theta + \phi/2)$ para el rayo exterior.

El cono de radiación reflejado desde cualquier punto que no sea el eje de la parábola, llega al filamento colocado en el foco en forma de una elipse (para el cono de radiación reflejado desde el eje de la parábola, se refleja círculo perfecto), cuyo centro no coincide con el eje de la parábola (está un poco excéntrico). Si dividimos a dicha elipse en dos ejes, el eje mayor vertical y el eje menor horizontal, el mayor se divide en la parte superior que designaremos Z_i y que comprende desde el eje de la parábola hacia arriba, y la parte inferior que designaremos Z_e , que comprende desde el eje de la parábola hacia abajo, esto para ángulos de borde de 0° a 90° . Los subíndices i y e corresponden al rayo interior y al rayo exterior. Para ángulos de borde mayores de 90° , Z_i corresponde desde el eje de la parábola hacia abajo y Z_e desde el eje de la parábola hacia arriba, como se puede ver en las figuras 4.2.2 y 4.2.3, de acuerdo con la geometría de la reflexión de los rayos interiores y exteriores, según diferentes valores del ángulo de borde.

Puede demostrarse que:

$$Z_i = \pm \frac{r \tan \alpha \sec \theta}{1 + \tan \alpha \tan \theta}$$

donde r es la distancia que hay entre el foco y el punto desde el que se considera un rayo reflejado.



Espejo con ángulo de borda $\theta = 80^\circ$, reflejando un rayo con $\theta' = 60^\circ$

Fig. 4.22 Ángulos de reflexión de un rayo solar.

4.3 ANGULOS CRITICOS

Para facilidad de este estudio se ha supuesto una placa colocada en el foco de la parábola. El ancho de la placa lo llamaremos W , y el ancho del círculo (diámetro que se forma en el foco al incidir un rayo de 32 minutos en el centro de la parábola) lo denominaremos w . Y a la relación $B = W/w$ la llamaremos relación de anchos, la cual será uno de los factores importantes en el diseño. No toda la radiación reflejada incide en la placa, parte de ella se pierde. Se define la eficiencia de colección a la relación de la radiación recibida por la placa y la radiación total reflejada por la superficie cilíndrico-parabólica.

Si se estudia el cono de radiación reflejado desde cualquier ángulo de la superficie reflejante, se observará que puede interceptar la placa de tres diferentes maneras:

- a) Si ambos ejes del rayo reflejado que llega al foco, Z_i y Z_e , son menores que $W/2$, toda la radiación reflejada es recibida por la placa.
- b) Si cualquiera de los dos ejes Z_i o Z_e , es mayor que $W/2$, parte de la radiación reflejada no incide en la placa.
- c) Si ambos ejes Z_i y Z_e son mayores que $W/2$, parte de la radiación reflejada no incidirá en ninguna de sus dos partes (superior e inferior) y se desperdiciará.

El ángulo en el cual el mayor de los dos ejes Z_i o Z_e llega a ser igual a $W/2$, se le denomina primer ángulo crítico Ω y al ángulo en el cual el menor de los dos ejes Z_i o Z_e llega a ser

igual a $W/2$ se le denomina segundo ángulo crítico γ . Estos ángulos dividen la superficie reflejante en diferentes zonas según el ancho W de la placa colocada en el foco; de aquí se deduce que habrá para cada parábola, un ancho de placa W óptimo, con el cual se desperdiciará el mínimo de radiación. A ese ancho de placa se le llamará W_{opt} , el cual estará en función de los ángulos críticos y del ángulo de borde.

Las siguientes figuras son gráficas que muestran la relación de anchos B contra el primero y segundo ángulos críticos respectivamente, (fig. 4.4 y 4.5).

De la figura 4.4 se ve que existen tres ángulos de acuerdo con la relación de anchos B y sucede algo similar en la figura 4.5.

En la parte posterior del concentrador los ángulos Ω_2 y Ω_3 se llegan a confundir para un valor de B dado, estos son:

$$\begin{aligned}\Omega_2 = \Omega_3 &= 120^\circ 10' 40'' \\ B_{\Omega} \text{ min} &= 8.0648\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Algo parecido sucede con los ángulos } 2 \text{ y } 3 \\ \gamma_2 = \gamma_3 = \gamma_{\text{min}} &= 119^\circ 49' 20'' \\ B_{\gamma} \text{ min} &= 7.9358\end{aligned}$$

4.4 ANALISIS DE CONCENTRADORES FRONTALES

Se citará un parámetro adimensional N_p

$$N_p = \frac{P}{I f L_c}$$

al cual se le denominará relación de radiación, donde:

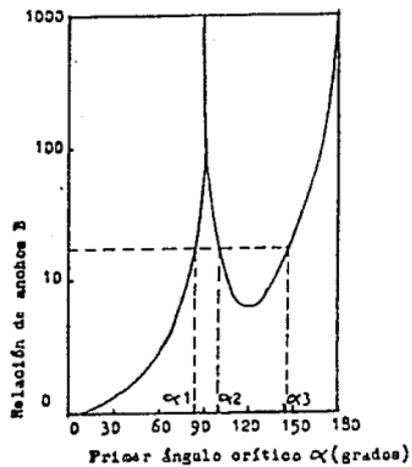


Fig. 4.4 Gráfica primer ángulo crítico α - B.

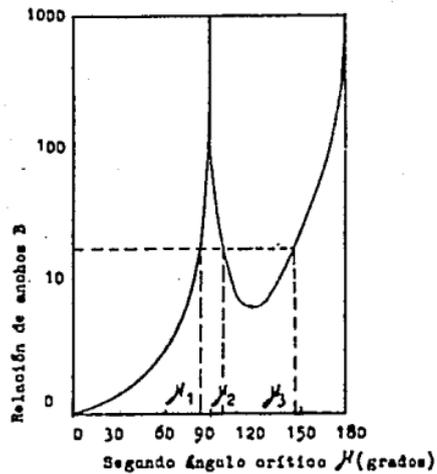


Fig. 4.5 Gráfica segundo ángulo crítico γ - B.

I = Intensidad

f = Reflectividad de la superficie

f = Longitud focal

Lc = Longitud del cilindro-parabólico

P = Energía recibida por la placa

La relación de radiación hasta el primer ángulo crítico está dado por:

$$Np1 = 4 \tan \frac{\Omega_1}{2}$$

Para cualquier ángulo de borde (concentrador frontal $\Theta \leq 90^\circ$)

$$Np2 = 2B [\sin \Theta - \sin \Omega_1 + \tan \rho (\cos \Theta - \cos \Omega_1)]$$

Y Np total es:

$$Np \text{ total} = Np1 + Np2$$

Sin embargo, existe una parte de la superficie reflejante que no recibe radiación, debido al efecto de sombra que produce la placa, como se muestra en la figura 4.6.

Al ángulo Υ , se le denomina ángulo de sombra y aproximadamente es dado por:

$$\Upsilon = 2 \tan^{-1} (1/2 B \tan \rho)$$

El ángulo de sombra varía de 0° a 90° , según sea B. Para cualquier ancho de placa W, existen dos posibilidades:

1. $\Upsilon < \Omega_1$. Este es el caso mas general, tomando en cuenta que la relación de radiación se modifica y llega a ser:

$$N_p = 4 \left(\tan \frac{\Omega_1}{2} - \tan \frac{\Psi_2}{2} \right) + 2B [\sin \Theta - \sin \Omega_1 + \tan \alpha (\cos \Theta - \cos \Omega_1)]$$

2. $\Psi > \Omega_1$. Tal caso no es de interés para el diseño pues se aleja del ancho óptimo de la placa sobre la cual incide la radiación. El valor de ancho de placa W en el cual se recibe el máximo de la relación de radiación N_{pmax} , estará implícito en la relación de anchos óptima (B_{opt}).

Se ha graficado B_{opt} y N_{pmax} contra el ángulo de borde. (Ver fig. 4.7 y 4.8).

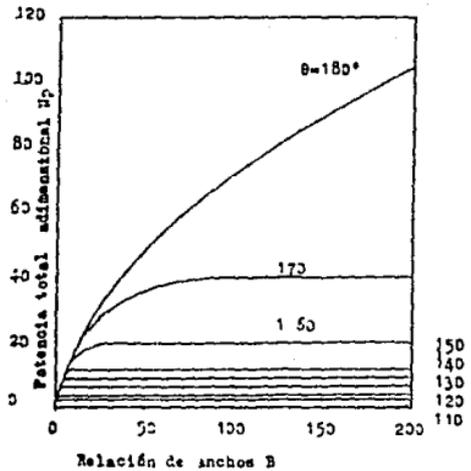
Se puede observar de la figura, que para cualquier valor de B , la potencia de radiación aumenta con Θ hasta su máximo en $\Theta = 90^\circ$. De una manera similar se puede efectuar el análisis de concentradores posteriores en los cuales el ángulo de borde varía entre 90° y 180° .

Pero la máxima energía se recibirá en un concentrador doble, por lo que en este tratado se evita el análisis de los concentradores posteriores.

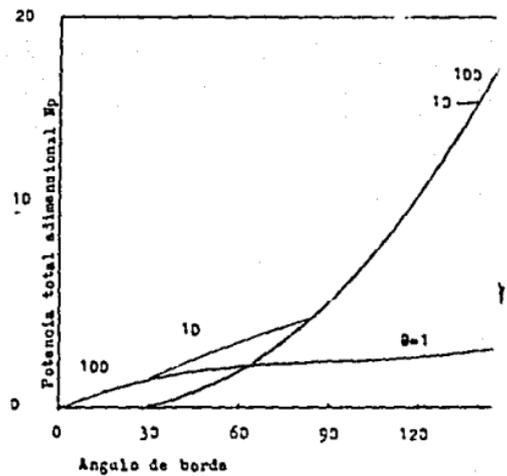
4.5 ANALISIS DE CONCENTRADORES DOBLES

En este caso se citan directamente las gráficas que registran N_p , B y Θ , (fig. 4.9).

En la gráfica se ve que la energía recibida es igual a cero para una relación de anchos de cero y se incrementa rápidamente a medida que se incrementa B . Con excepción de valores grandes



a) Gráfica $W_p - B$



b) Gráfica $W_p - B$

Fig. 4.9 Gráficas $W_p - B$ y $W_p - \theta$.

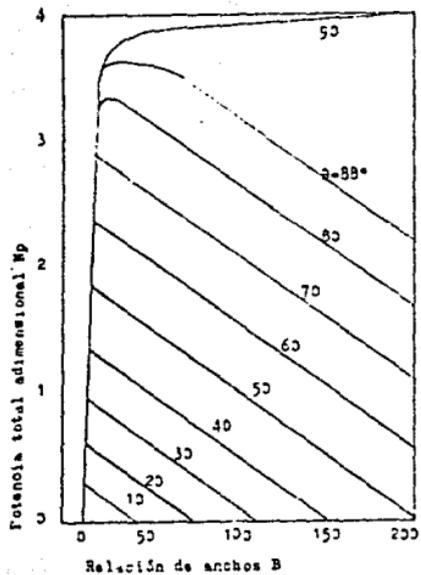


Fig. 4.7 Gráfica Potencia adimensional E_{p-3} para diferentes valores de θ .

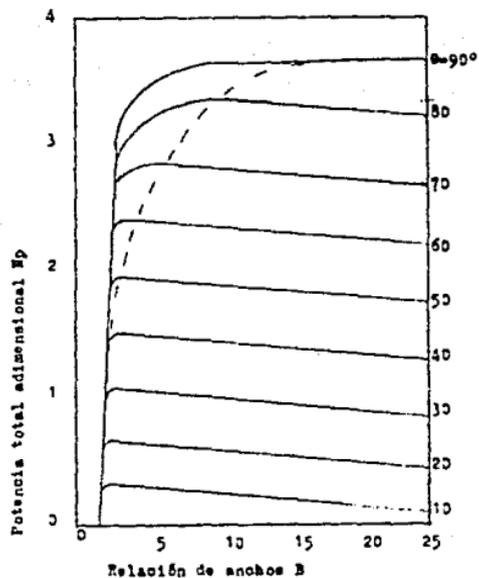


Fig. 4.8 Gráfica Potencia adimensional E_{p-3} (valores bajos), para diferentes valores de θ .

de θ , la energía recibida No se incrementa con B hasta un máximo y luego disminuye. Para dicho máximo se obtiene el B óptimo, el cual estará registrado en la gráfica en forma de línea punteada.

4.6 DISEÑO OPTIMO

En la sección anterior se vió que para cada parábola fija, existe un ancho de placa W , con el cual se desperdicia un mínimo de radiación; dicho ancho de placa se denominó W_{opt} , y depende de la relación de anchos óptima B_{opt} y del ángulo de borde θ .

De la figura 4.9A se ve que para valores de θ entre $94^{\circ} 28'$ y $157^{\circ} 58'30''$, B_{opt} permanece constante e igual a 29.615.

No es económico construir colectores cilíndrico-parabólicos de ángulo de borde menor de 120° , puesto que la energía que se puede captar en tal caso se desperdiciaría, y tampoco es conveniente construir colectores de ángulo de borde mayor de 120° , puesto que el área de la superficie reflejante se incrementa considerablemente en comparación con la energía captada.

Por lo anterior se propone un concentrador de ángulo de borde 120° , para este valor:

$$B_{opt} = 29.615 \quad (4.1)$$

$$w = 2 f \tan \alpha = 2 f \tan 16^{\circ} = f/107.3$$

$$B_{opt} = W_{opt} / w \quad (4.2)$$

Por lo tanto:

$$W_{opt} = B_{opt} w$$

En base a las expresiones anteriores se diseña el colector óptimo.

C A P I T U L O 5

DISEÑO DEL EQUIPO

Todos los elementos que forman la unidad de refrigeración se sabe que son equipos y accesorios que existen en el mercado, por lo cual se obtuvieron los catálogos de las diferentes casas que los fabrican, pero se diseñó el colector generador. La bomba, la válvula de expansión y la válvula reductora de presión, fueron seleccionados de catálogos porque a diferencia de los otros equipos, existen en el mercado en variedad suficiente como para cubrir cualquier necesidad.

El material de las tuberías y sus diámetros fueron seleccionados en base a los gastos y al fluido a conducir.

Después de un análisis, se llegó a la conclusión de que el material apropiado desde los puntos de vista de costo y operación es el acero negro.

5.1 CAMARA DE REFRIGERACION

CALCULO DE LA CAMARA REFRIGERANTE

Para el cálculo de nuestra cámara es necesario seleccionar, en primer término, los materiales que vamos a utilizar.

En base a la experiencia en la fabricación de cámaras refrigerantes de compañías como Equipos de Refrigeración Industrial (ERISA), FACE y otras, y debido a las características que presentan, tales como bajo coeficiente de conductividad térmica, bajo costo, fácil adquisición en el mercado y fácil construcción con ellos, hemos seleccionado los materiales siguientes:

| MATERIAL | CONDUCTIVIDAD TERMICA k , EN BTU/ft ² F hr | ESPESOR X , EN PULG. |
|----------|---|------------------------|
| Ladrillo | 5.0 | 5.0 |
| Uretano | 0.17 | 2.0 |
| Concreto | 12.0 | 0.5 |

Tabla 5.1.1

Ahora, es conveniente mencionar que vamos a refrigerar 10 Ton. de verduras, (elote, papa, etc.), bajando su temperatura desde 86 F (30C) hasta 41 F (5 C). Este dato de 10 Ton. nos fue proporcionado por alumnos de la carrera de Ing. Agrícola en la FES-C. Según ellos, ésta es una cantidad aproximada de verduras que se produce en una temporada en el terreno de la facultad.

Entonces, la cantidad de calor Q que es necesario extraer al producto es:

$$Q = W C (T_1 - T_2) \quad \text{donde}$$

W = Peso del producto en libras

C = Calor específico por encima del punto de congelación, en BTU/ F lb de las verduras.

T₁ = Temperatura inicial, en F

T₂ = Temperatura final, en F

$$W = 10,000 \text{ Kg} = 22045.8 \text{ lb} \approx 22046 \text{ lb}$$

$$C = 0.9 \text{ BTU/ F lb}$$

$$T_1 = 86 \text{ F}$$

$$T_2 = 41 \text{ F}$$

$$Q = 22046 \times 0.9 \times (86-41) = 892863 \text{ BTU}$$

$$Q = 892863 \text{ BTU}$$

Pero como consideramos suficiente que el compresor trabaje 20 horas continuas hasta alcanzar la maxima temperatura líquida (5 C)

$$Q = 892863 \text{ BTU/ } 20 \text{ Hr}$$

$$Q = 44643.15 \text{ BTU/Hr}$$

y debido a que 1 Ton de refrigeración = 12000 BTU/Hr, tenemos que

$$Q = 44643.15 \text{ BTU/Hr} / 12000 \text{ BTU/Hr}$$

$$Q = \underline{3.72 \text{ Tr}} = Q_p$$

donde

Tr = Toneladas de refrigeración

Q_p = Q del producto

Ahora, para encontrar el volúmen de la cámara, si conocemos la densidad promedio del producto en lb/ft^3 , y sabemos que tenemos 22046 lb del mismo

$$V = w/S$$

donde

$$S = \text{Densidad promedio del producto} = 25.13 \text{ lb}/\text{ft}^3 \quad (\text{tabla 15 del Gilvert C})$$

$$V = 22046/25.13 = 877.27 \text{ ft}^3$$

y si consideramos un factor del 60% para espacio de pasillos, difusor, etc.

$$V = 877.27 \times 1.6 = 1403.6 \text{ ft}^3$$

$$V = 1404 \text{ ft}^3$$

De aquí, sabemos que se recomienda para diseño de cámaras refrigerantes una altura máxima de 9 ft y, entonces, de la tabla 19 del manual de Gilvert Copeland obtenemos que las dimensiones de nuestra cámara son:

$$V = 16 \times 10 \times 9 \text{ ft}^3$$

$$V = 1440 \text{ ft}^3 \quad (\text{de tablas})$$

$$V = 8.87 \times 3.04 \times 2.74 \text{ m}^3$$

Para calcular la carga de transmisión de calor en la cámara tenemos que

$$Q_c = A_t \times U \times \Delta t$$

donde

$$Q_c = \text{Calor en la cámara, en BTU/hr}$$

$$A_t = \text{Area total de las paredes, en ft}^2$$

$$U = \text{Coeficiente total de transferencia de calor, en BTU/hr ft}^2 \text{ F}$$

$$\Delta t = \text{Diferencia de temperaturas, en F}$$

Primero calculamos U, en base a los datos de la tabla 5.1.1 de este capítulo

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_1} + \frac{1}{f_o} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{x_2}{k_2} + \frac{x_3}{k_3}}$$

Donde

f_1 y f_o = conductancia de la capa superficial de aire para superficies interiores y exteriores, respectivamente, y cuyos valores se toman generalmente como 1.65 para paredes interiores sin movimiento de aire, y $f_o = 6.0$ para paredes exteriores expuestas a vientos hasta de 24 Km/hr, ambas están expresadas en Btu/hr ft² F
 k_1 , k_2 y k_3 = Conductividad térmica de los materiales usados, en BTU/hr ft² F.
 x_1 , x_2 y x_3 = Espesores de los materiales usados, en pulg.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1.65} + \frac{1}{6} + \frac{5}{5} + \frac{2}{0.17} + \frac{0.5}{12}}$$

$$U = 0.0736 \text{ BTU/hr ft}^2 \text{ F}$$

Para calcular A_t , consideramos que tenemos:

2 paredes de 16 x 9 ft

$$A_1 = 16 \times 9 \times 2 = 288 \text{ ft}^2$$

2 paredes de 10 x 9 ft

$$A_2 = 10 \times 9 \times 2 = 180 \text{ ft}^2$$

un techo y un piso, ambos de 16 x 10 ft

$$A_3 = 16 \times 10 \times 2 = 320 \text{ ft}^2$$

entonces:

$$\begin{aligned} A_t &= A_1 + A_2 + A_3 \\ &= 288 + 180 + 320 \end{aligned}$$

$$A_t = 788 \text{ ft}^2$$

por lo tanto

$$Q_c = 788 \times 0.0736 \times (86 - 41)$$

$$Q_c = 2609.85 \text{ BTU/hr}$$

pero si consideramos las veinte horas de trabajo del compresor,
tenemos que

$$Q_c = 2609.85 / 20$$

$$Q_c = \underline{130.5 \text{ BTU/hr}}$$

5.2 SELECCION DEL COMPRESOR

Para seleccionar nuestro compresor, necesitamos conocer el calor total que hay que extraer de la cámara de refrigeración, el cual está dado por:

$$Q_t = Q_p + Q_c + Q_a$$

donde

Q_t = Calor total

Q_p = Calor del producto

Q_c = Calor en la cámara

Q_a = Calor debido a los cambios de aire, esto es, la entrada de aire a la cámara por abrir las puertas y por infiltraciones, y el cual se obtiene de la tabla B del manual de Gilvert, Copeland.

Q_a = volúmen x cambios de aire x carga por infiltraciones
(de la tabla 9)

$$= 1440 \text{ ft}^3 \times 14 \text{ cambios de aire} \times 1.92$$

$$= 38707.2 \text{ BTU}$$

y si consideramos las 20 hrs de trabajo

$$Q_a = 38707.2 \text{ BTU}/20 \text{ hr}$$

$$Q_a = \underline{1935.36 \text{ BTU/hr}}$$

por lo tanto

$$Q_t = Q_p + Q_c + Q_a$$

$$= 44643.15 + 130.5 + 1935.36$$

$$Q_t = \underline{46709.01 \text{ BTU/hr}}$$

Ahora, aplicamos un factor de seguridad del 25% por pérdidas debidas a calor adicional de personas, motores, lámparas, etc:

$$Q_t = 46709.01 \times 1.25$$

$$Q_t = \underline{58386.2625 \text{ BTU/hr}}$$

$$Q_t = \underline{4.8655 \text{ Tr}}$$

$$Q_t = \underline{14714.21 \text{ Kcal/hr}}$$

En base a este resultado, del catálogo de MAYEKAWA seleccionamos la unidad modelo U- 1000, cuyas características son las siguientes:

Capacidad (Kcal/hr) = 20081 @ 5C como temperatura de evaporación

Potencia (H.P) = 10.0

Temperatura Ambiente = 30 C

Refrigerante = R-12

Folea del Motor = 135 mm

RPM del Compresor = 520

Desplazamiento Volumetrico = 40.63 M³/hr

5.3 SELECCION DEL EVAPORADOR

Ya con el compresor seleccionado, y con la carga térmica en la cámara conocida, seleccionamos el evaporador, el cual tiene las siguientes características.

MARCA - Frigotherm McQuay

MODELO - RUA 037

Carga Térmica ~ 14714.21 Kcal/Hr

Capacidad - 15589 Kcal/Hr @ 8 C

5.4 SELECCION DE LA TURBINA

Necesitamos una turbina que mueva el compresor de la unidad condensadora seleccionada con el punto 5.2.

Sabemos que el compresor opera a 520 r.p.m.

En México no existen turbinas que nos proporcionen esta velocidad tan baja (información proporcionada por Turalmex), por lo que necesitamos un arreglo para lograr acoplar cinemáticamente la turbina y el compresor. Esto podemos hacerlo mediante un reductor de velocidad.

Primeramente, Turalmex tiene una turbina, la mas pequeña que ofrece, con las siguientes características:

Turbina tipo "Curtis" (doble escalonamiento de velocidades)

Diámetro Nominal = 460 mm, de acuerdo a la norma API 611

Potencia = 50 H.P

R.P.M. = 3600

Condiciones de Vapor - 10 Kg/cm^2 , 260 C admisión (145 psi,
500F); 1.05 Kg/cm^2 escape (15 psi)

Consumo de vapor - 38.44 lb/hp - hr

5.5 SELECCION DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD

De acuerdo a los puntos 5.2 Y 5.4, necesitamos un reductor que admita a la entrada 3600 RPM y 50 H.P., y que entregue en la salida 520 RPM, con la menor pérdida de potencia.

Del catálogo de reductores FRAN, podemos seleccionar el modelo 800-H, que acepta 52.81 H.P. y entrega 50.51 H.P., con una relación de velocidades de 7.5: 1. Esto es, a la salida obtenemos $3600 \text{ RPM} / 7.5 = 480 \text{ RPM}$.

Debemos hacer notar que realmente necesitamos un reductor con una relación de velocidades igual a 7:1, debido a que $3600 \text{ RPM} / 520 \text{ rpm} = 6.923$.

Este equipo no lo hace la serie FRAN, pero puede fabricarlo bajo pedido especial.

5.6 SELECCION DE LA CALDERA DE VAPOR

La caldera de vapor se utilizará en nuestro sistema como medio regulador cuando el cielo esté nublado y en las noches, cuando se requiera. Esto es con el fin de estabilizar la alimentación de vapor sobrecalentado a la turbina durante el día, si es necesario, y en las situaciones mencionadas anteriormente.

Aun así, si tomamos la opción de no usar un intercambiador de calor, es porque podemos utilizar una bomba centrífuga con sello de litón, que es capaz de manejar vapor de agua a 200 C, con motor eléctrico de 0.25 HP y que entregue 30 Lts/min, a 12.2 m.c.a., de acuerdo ésto último a las que existen en el mercado nacional.

5.8 COLECTOR GENERADOR

Este equipo es utilizado para recibir la energía solar y aprovecharla en la generación de vapor de agua.

Para que el equipo realice las funciones que se desean, este debe constar de un colector concentrador del tipo cilíndrico-parabólico, el cual concentra la energía solar en el tubo que se localiza en el foco de la parábola. Debido a que la longitud total para un sólo colector - concentrador resulta poco práctica, se emplean 4 colectores (de 1/4 del largo total, cada uno), y para el mejor funcionamiento del equipo son conectados en paralelo. (ver fig. 5.8.1).

Dentro del tubo de cada colector existe un flujo de líquido de agua, pero debido a que el gasto de este resulta ser demasiado pequeño, se decidió formar un conducto anular dentro del tubo y que es por donde corre el fluido a calentarse.

5.9 AREA DE COLECCION

De datos obtenidos del Instituto de Geofísica de la U.N.A.M., se calculó el promedio anual de energía solar recibida, teniendo un valor de 413.000 cal/cm² día; considerando 10 horas diarias efectivas de radiación solar, se obtiene el siguiente promedio anual de energía solar recibida por unidad de tiempo y de área, Es:

$$\begin{aligned} \text{Es} &= \frac{413}{10} = 41.3 \text{ cal/cm}^2 \text{ hr.} \\ &= .0413 \text{ K cal/cm}^2 \text{ hr} = 152.31 \text{ BTU/PIE}^2 - \text{HR} \end{aligned}$$

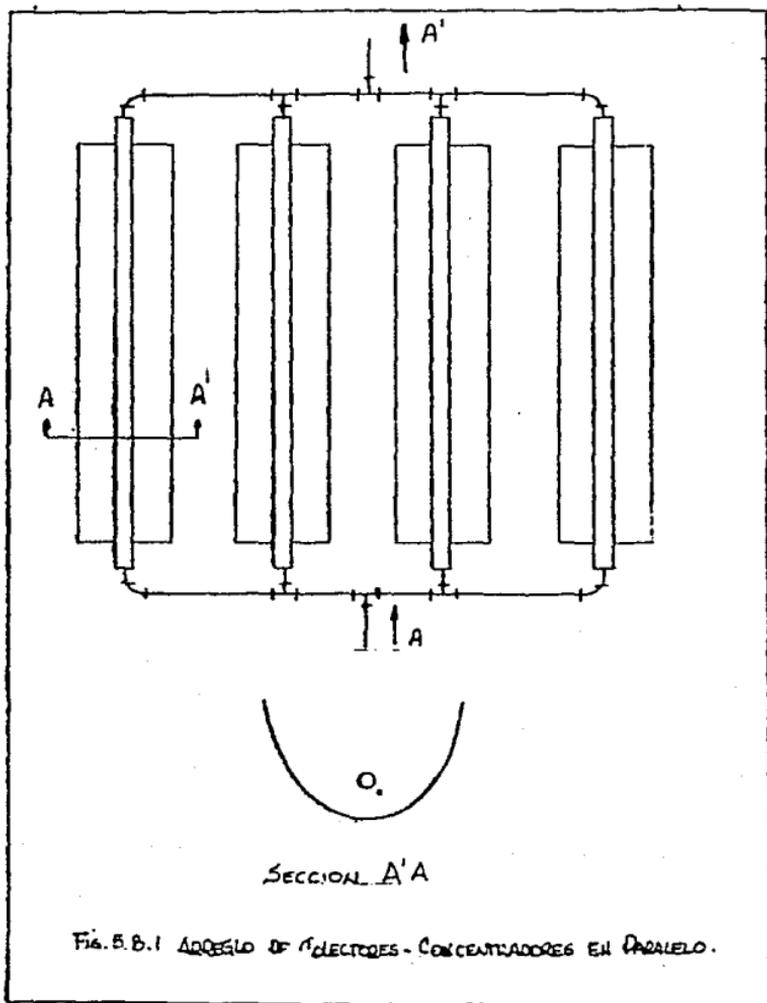


FIG. B. B. 1 ARREGLO DE ELECTRODES - CONCENTRADOS EN PARALELO.

La energía recibida por el fluido (agua) por unidad de tiempo y por unidad de área de colección (apertura) EF, queda determinada por la siguiente expresión.

$$EF = E_s \rho \eta_c \epsilon_v A_b$$

Donde: ρ - reflectividad del material de colector-concentrador

η_c - eficiencia de colección

A_b - absorptancia del material receptor (tubo exterior de caldereta)

ϵ_v - transmisividad del vidrio de sílice

En la figura 5.9.1 se observa que el aluminio pulido a espejo es la mejor superficie reflejante para un colector - concentrador, debido a que tiene una reflectividad = 0.95 (para radiación solar).

El material del tubo receptor será acero y estará pintado en color negro mate, cuya absorptancia = 0.9.

El vidrio que se colocará sobre el colector será de sílice con una transmisividad = 0.92.

De estudios realizados con colectores cilíndricos - parabólicos se sabe que la eficiencia de colección está dentro de un rango del 60% al 70%, y para el presente proyecto se considerará del 70%.

En base a los datos anteriores, la energía neta recibida en el fluido Ef, por cada metro cuadrado de área de colección es:

$$E_f = 413 \times 0.95 \times 0.90 \times 0.92$$

$$E_f = 324.86 \text{ Kcal/cm}^2 \text{ hr}$$

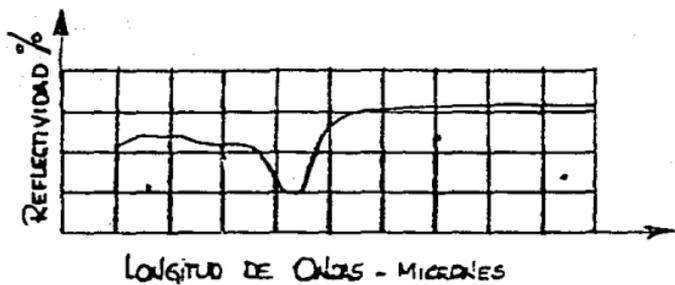


Fig. 5.9. La Reflectividad del aluminio puro

pero considerando la eficiencia del 70% tenemos que

$$E_f = 227.40 \text{ Kcal/cm}^2 \text{ hr}$$

De los datos de la caldera, se sabe que el calor necesario que debe suministrarse a la turbina es de $Q_g = 134,971 \text{ Kcal/Hr}$, por lo que el área de colección A_c es:

$$A_c = \frac{Q_g}{E_f} = \frac{134.971}{227.4} = 593.5 \text{ m}^2$$

5.10 DISEÑO DEL CILINDRO-PARABOLICO

Basándonos en el diseño óptimo del colector, estudiado en el capítulo anterior, para un tubo de 3.5 pulgadas nominales, se tiene:

$$B_{opt} = \frac{W_{opt}}{w} = 29.615$$

Se tiene entonces:

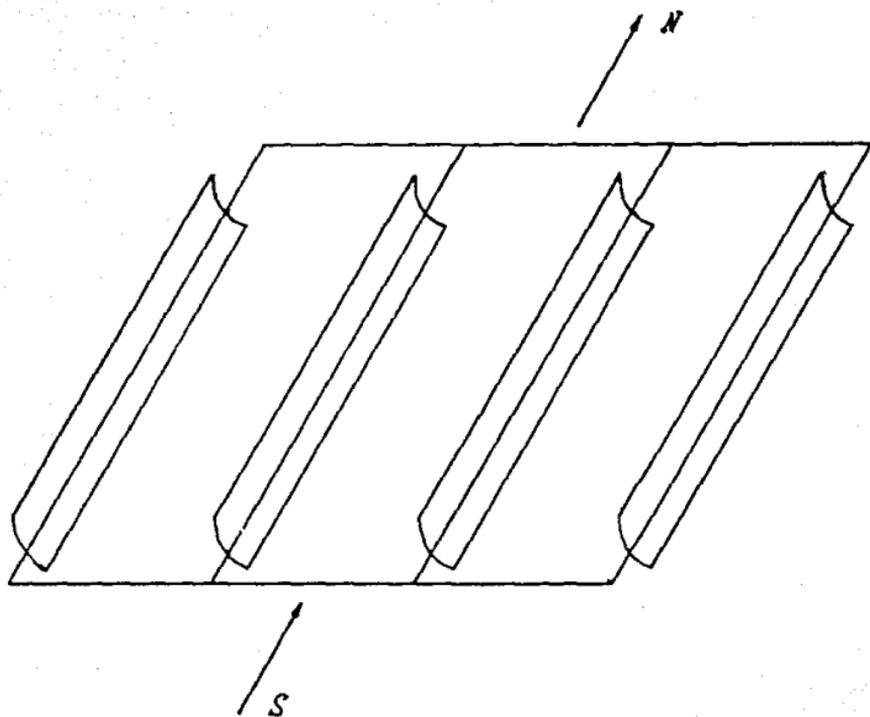
$$W_{opt} = 4 \text{ pulg.} = 10.16 \text{ cm}$$

$$B_{opt} = \frac{10.16}{w}$$

$$w = \frac{10.16}{29.615} = 0.343 \text{ cm}$$

El colector debe tener diversos movimientos para que los rayos solares se reciban en la forma correcta.

Por una parte, tiene que seguir al sol de oriente a poniente en el transcurso del día, siendo éste un movimiento de rotación sobre su eje focal. Por otra parte, debe tener un



5.10.1 DISPOSICION DE COLECTORES

movimiento que le permita mantener su eje perpendicular a los rayos del sol. Debido a los movimientos anteriores explicados, resultara incosteable construir este equipo con la longitud total de una sola seccion, por lo que se decidio seccionar el equipo en cuatro colectores de 20 metros de longitud cada uno, manteniendo la misma apertura por unidad de longitud $A_p = 2.55m$ por cada metro de longitud. Estos cuatro colectores están conectados en paralelo, como se muestra en la figura 5.10.1.

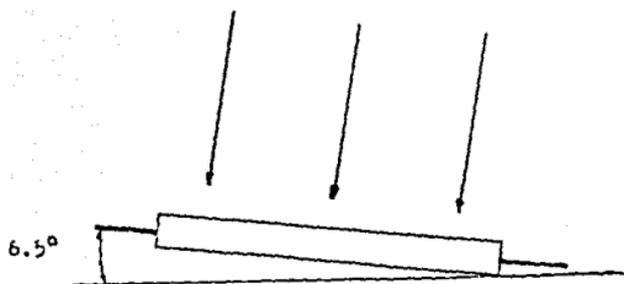
5.11 ORIENTACION

Debido a la localización de nuestro lugar de referencia, Cuautitlan de R. R. (latitud, $19^{\circ} 41' 35''$; longitud, $99^{\circ} 11' 42''$; altura sobre el nivel del mar, 2,252 metros), y considerando la variación de la inclinación del eje terrestre con respecto al Sol a través del año, los colectores deben tener un rango de inclinación longitudinal con respecto a la Tierra que varia de 6.5° en el solsticio de verano a 53.5° en el solsticio de invierno, como se muestra en la figura 5.11.1.

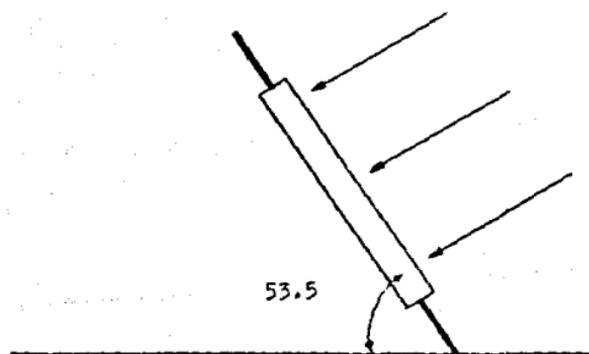
Como las horas aprovechables de captación de energía solar son en promedio de las 7:00 a las 17:00 Hrs. (hora solar) los colectores deben estar provistos de un mecanismo que los haga girar sobre sus ejes focales en forma simultanea con una velocidad angular de 0.2387 rad/seg (15/Hr) y durante 10 horas a partir de las 7:00 horas (hora solar).

La disposición de los colectores se determino en base a

RAYOS SOLARES



RAYOS SOLARES



5.1 . INCLINACION DE LOS COLECTORES

ocupar un terreno de dimensiones proporcionadas y además a emplear la menor cantidad de tubería posible.

Los colectores deben tener una separación mínima para que no existan efectos de sombra a partir de las 7:00 horas hasta las 17:00 solares, la separación necesaria tendría que ser de nueve metros aproximadamente, la cual resulta muy grande; ahora bien, si se toma en cuenta que tanto a las 7:00 horas como a las 17:00 horas la carga térmica no es la crítica, se concluye que, si existe sombra parcial de las 7:00 horas a las 8:00 y de las 16:00 las 17:00 horas solares, la energía perdida es despreciable. Por consiguiente, para garantizar que de las 8:00 a las 16:00 horas no se proyecten sombras entre los colectores, la distancia mínima que debe existir entre estos es la que a continuación se calcula de la figura 5.11.2:

$$d = \frac{Ap}{\text{Sen } 20^\circ} = \frac{2.55}{\text{Sen } 20^\circ} = 7.4\text{m}$$

Donde:

d = distancia mínima entre colectores

Ap = apertura

Ap = 2.55 m

d = 7.4 m

Además: $W = 2f \tan 16^\circ = \frac{f}{107.3}$, $f = 0.343 (107.3)$

=> f = 36.804 cm

y sabiendo que el ángulo de borde $\theta = 120^\circ$

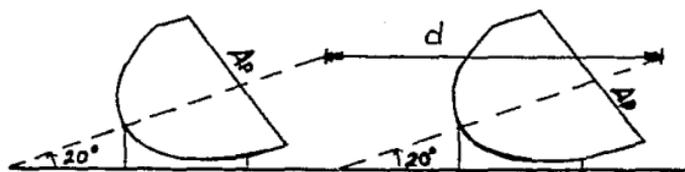


FIG. 5.11.2 DISPOSICION DE COLECTORES

para encontrar la apertura (área efectiva de colección), serán empleadas las siguientes expresiones:

$$Z^2 \cos^2 30^\circ = 4f^2 + 4fz \operatorname{Sen} 30^\circ$$

$$0.75 Z^2 - 73.608 Z - 5418.14 = 0$$

resolviendo,

$$Z = 147.22 \text{ cm}$$

por lo tanto, la apertura por unidad de longitud del cilindro parabólico A_p es:

$$A_p = 2z \cos 30^\circ$$

$$A_p = 2(147.22) 0.866$$

$$A_p = 255 \text{ cm}^2/\text{cm} = 2.55 \text{ m}^2/\text{m}$$

como se requieren 204.0 m^2 de área de colección A_c , se tiene:

$$A_c = A_p L_c \quad \text{donde } L_c = \text{Longitud del colector}$$

$$L_c = \frac{A_c}{A_p} = \frac{204.0}{2.55} = 80\text{m}$$

Se han obtenido así los siguientes datos:

$$f = 36.804 \text{ cm}$$

$$\theta = 120^\circ$$

$$Z = 147.22 \text{ cm}$$

$$L_c = 80.0 \text{ m}$$

C O N C L U S I O N E S

- El campo de estudio del aprovechamiento de la energía solar para producir refrigeración mecánica es aún bastante amplio e interesante, sin embargo, resulta sumamente difícil obtener información que aporte datos actuales sobre éste tema en particular.

- Aunque nuestro país está teniendo un considerable avance tecnológico, aún carece de ciertos elementos que podrían hacer más fácil la elaboración de una planta piloto con las características que proponemos en nuestro trabajo de tesis.

- En el aspecto económico, resultó para nosotros incosteable el elaborar una pequeña planta prototipo que nos proporcionara una idea clara y real del comportamiento de nuestro sistema, aunque podría resultar interesante para un Instituto de investigaciones.

- Al inicio de nuestro trabajo de tesis pensamos en beneficiar con nuestra propuesta a la población de regiones calurosas productoras de alimentos perecederos de fácil descomposición en presencia del calor, y aún cuando al inicio se tendría que realizar una considerable inversión económica, a largo plazo tendríamos un sistema eficiente, sin contaminantes y con poca necesidad de mantenimiento, que cumpliría satisfactoriamente con el objetivo inicial.

AAA
A A
AAA
A A
A A

PPP
P P
PPP
P
P

EEE
E
EE
E
EEE

N N
NN
NNN
NNN
N N

DD
D D
D D
D D
DD

III
I
I
I
III

CCC
C
C
C
CCC

EEE
E
EE
E
EEE

Sección 13

INFILTRACION DE AIRE

Cualquier cantidad de aire que penetre en el espacio refrigerado debe reducirse a la temperatura de almacenamiento, aumentando de este modo la carga de refrigeración. Además, en caso de que el contenido de humedad del aire que ha penetrado, sea superior que el existente en el espacio refrigerado, el exceso de humedad se condensará y el calor latente de la condensación se añadirá a la carga de refrigeración.

Debido a los muchos factores variables, resulta difícil calcular con exactitud la ganancia de calor adicional motivada por la infiltración de aire. Sin embargo, se han desarrollado métodos basados en la experiencia para determinar esta carga de refrigeración. Estos métodos de estimación están sujetos a posible error y las aplicaciones específicas pueden variar grandemente con relación a la ganancia de calor real encontrada.

METODO DE ESTIMACION POR CAMBIO DE AIRE

La entrada y salida de personas a la cámara de refrigeración, normalmente varía con su tamaño o volumen. Por consiguiente, el número de veces que las puertas se abren dependerá del volumen y no del número de puertas.

La tabla B indica el promedio de cambios de aire en 24 horas, por la apertura de puertas e infiltración, para una cámara de almacenamiento refrigerada por encima de 0°C (32°F). Si se determina categóricamente que el empleo de la cámara de almacenamiento va a ser intenso o ligero, estos valores estarán sujetos a modificación.

Cuando la temperatura de almacenamiento sea de -18°C (0°F) o menor, se recomienda una evaluación individual de la carga de infiltración ya que el uso de la cámara será menor.

METODO DE ESTIMACION POR VELOCIDAD DEL AIRE

Otro medio para calcular la infiltración en un espacio refrigerado es el de considerar la velocidad del flujo de aire a través de una puerta abierta. Cuando se abre la puerta de un espacio de almacenamiento refrigerado, la diferencia de

Tabla B

Cambios de aire cada 24 horas en cuartos fríos, debidos a la apertura de puertas e infiltración.

| Volumen metros ³ | Volumen pies ³ | Cambios de aire cada 24 horas |
|-----------------------------|---------------------------|-------------------------------|
| 8 | 200 | 44.0 |
| 8 | 300 | 34.5 |
| 11 | 400 | 29.5 |
| 14 | 500 | 26.0 |
| 17 | 600 | 23.0 |
| 23 | 800 | 20.0 |
| 28 | 1,000 | 17.5 |
| 42 | 1,500 | 14.0 |
| 57 | 2,000 | 12.0 |
| 85 | 3,000 | 9.5 |
| 113 | 4,000 | 8.2 |
| 142 | 5,000 | 7.2 |
| 170 | 6,000 | 6.5 |
| 226 | 8,000 | 5.5 |
| 283 | 10,000 | 4.9 |
| 425 | 15,000 | 3.9 |
| 566 | 20,000 | 3.5 |
| 708 | 25,000 | 3.0 |
| 850 | 30,000 | 2.7 |
| 1133 | 40,000 | 2.3 |
| 1416 | 50,000 | 2.0 |
| 2124 | 75,000 | 1.0 |
| 2832 | 100,000 | 1.4 |

Nota: Para un uso intenso multiplicar por 2 los valores anteriores. Para almacenamientos prolongados multiplicar los valores por 0.8. Del Manual de Fundamentos ASHRAE 1967. Copiado con autorización.

densidad entre el aire frío y el aire caliente creará una diferencia de presión motivando que el aire frío fluya hacia afuera por la parte inferior de la puerta y el aire caliente penetre por la parte superior.

La velocidad promedio es de 30 metros (100 pies) por minuto para una entrada de puerta de 2.10 metros (7 pies) de alto a una diferencia de temperatura de 16°C (60°F). La velocidad variará según la raíz cuadrada de la altura del paso de la puerta y según la raíz cuadrada de la diferencia de temperatura.

Por ejemplo, la intensidad de infiltración a través de una puerta de 2.40 metros (8 pies) de alto y 1.20 metros (4 pies) de ancho, con una diferencia de temperatura de 38°C (100°F) entre la cámara de almacenamiento y la temperatura ambiente, puede calcularse como sigue:

$$\text{Velocidad} = 100 \frac{\text{pie}}{\text{min}} \times \frac{\sqrt{8}}{\sqrt{7}} \times \frac{\sqrt{100}}{\sqrt{60}}$$

$$= 138 \frac{\text{pie}}{\text{min}}$$

Intensidad estimada de infiltración:

$$138 \frac{\text{pie}}{\text{min}} \times \frac{8' \times 4'}{2} = 2210 \frac{\text{pie}^3}{\text{min}}$$

La velocidad de infiltración para diversas alturas de puertas y diferencias de temperatura se representa en la figura 67.

Si puede determinarse el tiempo que se abre la puerta durante cada hora, podrá calcularse la infiltración promedio por hora y la ganancia de calor.

AIRE DE VENTILACION

En caso de que se establezca una ventilación positiva para un espacio, mediante extractores o ventiladores, esta carga sustituirá a la carga de infiltración en caso de que sea mayor. La ganancia de calor podrá calcularse tomando como base el volumen del aire de ventilación.

CARGA DE CALOR POR INFILTRACION

Una vez determinada la intensidad de la infiltración, la carga de calor puede calcularse a partir de la ganancia de calor por metro cúbico (pie cúbico) de infiltración, según se establece en la Tabla 9. Para cálculos precisos, en condiciones que no estén cubiertas por la Tabla 9, la carga de calor puede determinarse con la diferencia en entalpía entre el aire que entra y las condiciones del aire de la cámara de almacenamiento. Esto se lleva a cabo con mayor facilidad mediante el empleo de una carta psicrométrica, la cual será discutida en detalle, en un próximo capítulo.

Tabla 9
CARGA POR INFILTRACION
(BTU por pie cúbico)

| Temperatura de la cámara de almacenamiento en °F | Temperatura del aire exterior en °F | | | | | | | |
|--|-------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 85 | | 90 | | 95 | | 100 | |
| | Porcentaje de la humedad relativa | | | | | | | |
| | 30 | 60 | 50 | 60 | 50 | 60 | 50 | 60 |
| 65 | 0.45 | 0.85 | 0.93 | 1.17 | 1.24 | 1.34 | 1.58 | 1.93 |
| 60 | 0.85 | 1.05 | 1.13 | 1.37 | 1.44 | 1.74 | 1.79 | 2.13 |
| 55 | 1.12 | 1.34 | 1.41 | 1.64 | 1.72 | 2.01 | 2.06 | 2.44 |
| 50 | 1.22 | 1.54 | 1.62 | 1.87 | 1.93 | 2.32 | 2.29 | 2.85 |
| 45 | 1.30 | 1.73 | 1.80 | 2.04 | 2.12 | 2.42 | 2.47 | 2.93 |
| 40 | 1.49 | 1.92 | 2.00 | 2.24 | 2.31 | 2.62 | 2.67 | 3.06 |
| 35 | 1.64 | 2.09 | 2.17 | 2.42 | 2.49 | 2.79 | 2.85 | 3.24 |
| 30 | 2.00 | 2.24 | 2.24 | 2.53 | 2.64 | 2.94 | 2.95 | 3.33 |

| Temperatura de la cámara de almacenamiento en °F | Temperatura del aire exterior en °F | | | | | | | |
|--|-------------------------------------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 80 | | 90 | | 90 | | 100 | |
| | Porcentaje de la humedad relativa | | | | | | | |
| | 70 | 80 | 70 | 80 | 50 | 60 | 50 | 60 |
| 30 | 0.34 | 0.29 | 0.38 | 0.68 | 1.14 | 2.33 | 2.95 | 3.33 |
| 25 | 0.41 | 0.45 | 0.75 | 0.83 | 2.44 | 2.71 | 3.14 | 3.54 |
| 20 | 0.54 | 0.61 | 0.91 | 0.99 | 2.83 | 2.90 | 3.33 | 3.73 |
| 15 | 0.71 | 0.78 | 1.04 | 1.14 | 2.80 | 3.07 | 3.51 | 3.93 |
| 10 | 0.88 | 0.69 | 1.19 | 1.27 | 2.93 | 3.10 | 3.44 | 4.04 |
| 5 | 0.98 | 1.03 | 1.34 | 1.42 | 3.12 | 3.40 | 3.84 | 4.27 |
| 0 | 1.12 | 1.17 | 1.44 | 1.54 | 3.25 | 3.54 | 4.01 | 4.43 |
| -5 | 1.25 | 1.29 | 1.59 | 1.67 | 3.41 | 3.69 | 4.15 | 4.57 |
| -10 | 1.33 | 1.41 | 1.73 | 1.81 | 3.54 | 3.85 | 4.31 | 4.74 |
| -15 | 1.30 | 1.53 | 1.85 | 1.92 | 3.67 | 3.96 | 4.43 | 4.88 |
| -20 | 1.43 | 1.69 | 2.01 | 2.09 | 3.84 | 4.18 | 4.66 | 5.10 |
| -25 | 1.57 | 1.80 | 2.12 | 2.21 | 4.00 | 4.30 | 4.78 | 5.31 |
| -30 | 1.90 | 1.95 | 2.29 | 2.38 | 4.31 | 4.51 | 4.90 | 5.44 |

(Tomado del Manual de Fundamentos ASHRAE, 1967, y copiado con autorización)

Tabla 15
DATOS SOBRE EL ESPACIO, PESO Y DENSIDAD PARA PRODUCTOS ALMACENADOS
EN CAMARAS REFRIGERADAS

| Producto | Tipo de Empaque | Dimensiones Exteriores del Empaque en Pulgadas | Peso Bruto Promedio con Empaque en libras | Peso Neto Prom. | Densidad Promedio del Peso Bruto en libras por pie ³ | Densidad Promedio del Peso Neto en libras por pie ³ |
|--|----------------------------------|--|---|-----------------|---|--|
| Almendras con cáscara | Sacos | 24 x 15 x 33 | 91.5 | 90 | 13.3 | 13.1 |
| Almendras sin cáscara | Cajas | 8.8 x 23.5 x 11 | 32 | 28 | 31.7 | 27.7 |
| Ajón | Caja sembrada | 20.2 x 18 x 9.8 | 83 | 55 | 22.8 | 20.0 |
| | Caja de cartón | 18 x 11 x 10 | 36 | 32 | 35.4 | 31.4 |
| Ajónidos | Caja de cartón | 15.7 x 11.2 x 10.5 | 26 | 24 | 24.1 | 22.2 |
| Bélicón congelado | Caja de cartón de 24 - 10 onzas | 12.5 x 11.5 x 8.5 | 18.5 | 15 | 25.2 | 21.7 |
| Cacahuates sin cáscara | Cajas | 36 x 10 x 15 | 127 | 125 | 30.2 | 30.0 |
| Camuones | Caja de cartón de 2.5 x 5 libras | Hecho a la medida | - | - | - | 35.0 |
| Carne de cerdo sin hueso | Caja de fibra | 20 x 15 x 5 | 57 | 53 | 65.7 | 61.0 |
| Carne de res en hueso | Caja de cartón | 28 x 18 x 8 | 140 | 140 | 83.4 | 80.0 |
| Carne de res (huesos) | Suelto | - | - | - | - | 22.2 |
| Carne de res (huesos) | Suelto | - | - | - | - | 22.2 |
| Carne de ternero sin hueso | Caja de cartón | 20 x 15 x 8 | 57 | 53 | 65.7 | 61.0 |
| Coco desmenuzado | Sacos | 36 x 18.5 x 8 | 101 | 100 | 31.0 | 30.7 |
| Concentrados (leches) congelados | Caja de cartón de 48 - 6 onzas | 13 x 8.8 x 7.5 | 27 | 26 | 54.7 | 52.7 |
| Crema | Latas | 12 x 12 x 14 | 52.75 | 50 | 45.2 | 42.9 |
| Chicharrón | Caja de cartón de 6 - 5 libras | 17 x 13 x 9.5 | 32 | 30 | 31.1 | 28.8 |
| Chicharrón | Papeles | 22.5 x 10.5 x 7 | 57 | 57 | 57.0 | 57.0 |
| Chiles | Sacos | 48 x 21 x 28 | 234 | 229 | 18.5 | 18.1 |
| Duraznos | Cajas | Diámetro 17 | 41 | 36 | 43.9 | 40.7 |
| | Cajas | Diámetro 14.5 | 28 | 25 | 48.0 | 40.2 |
| | Caja alambrada | 18 x 11.8 x 11.8 | 42 | 38 | 29.2 | 26.4 |
| | Caja de madera con asa | 16.1 x 11.5 x 5.7 | 26 | 23 | 36.0 | 33.1 |
| Duraznos congelados | Caja de cartón de 24 - 1 libra | 13.5 x 11.2 x 7.5 | 27 | 24 | 41.0 | 38.0 |
| Espejuelos congelados | Caja de cartón de 36 - 10 onzas | 12.5 x 11 x 8 | 25.5 | 22.5 | 40.1 | 35.3 |
| Espinacas | Caja de cartón de 24 - 12 onzas | 13.8 x 11.7 x 8.2 | 21 | 18 | 27.7 | 23.8 |
| | Caja de cartón de 24 - 14 onzas | 12.5 x 11 x 8.5 | 24 | 21 | 35.5 | 31.0 |
| Frijoles | Lata de 30 libras | 12.5 x 10 x 10 | 32 | 30 | 44.2 | 41.5 |
| Frijoles secos | Caja de madera | 15.5 x 10 x 8.5 | 25.5 | 25 | 45.4 | 42.0 |
| Dátiles | Caja de cartón | 14 x 14 x 11 | 32 | 30 | 25.7 | 24.0 |
| Carveles, Nueces, Duraznos y Uvas Pasa | Caja de cartón | 18 x 11 x 7 | 32 | 30 | 47.8 | 44.9 |
| Nueces frescas | Caja de madera | 26 x 12 x 13 | 56 | 45 | 23.4 | 19.1 |
| Nueces congeladas | Latas | 10 x 10 x 12.5 | 32 | 30 | 44.2 | 41.5 |
| Leche condensada | Barriles | 35 x 25 x 25.5 | 670 | 600 | 50.9 | 45.8 |
| Lechuga | Caja de cartón | 20.5 x 13.5 x 9.5 | 37.5 | 35 | 24.7 | - |
| | Caja de cartón | 21.5 x 14.5 x 10.5 | 48 | 42 | 26.9 | 25.2 |
| Limonas | Huscal para 30 cajas | 42 x 50 x 06 | 1250 | 1170 | 18.8 | 14.6 |
| Limonas con hueso | Caja de cartón | 16.2 x 10.1 x 10.5 | 40 | 37 | 40.0 | 37.0 |
| Limonas desahuesadas | Caja de madera | 26 x 10 x 10 | 80 | 54 | 37.0 | 33.3 |
| Mantequilla de vaca 2 - 28 libras | Caja de fibra | 20 x 15 x 5 | 57 | 57 | 65.7 | 59.9 |
| Manzanas | Caja de madera para exportación | 18 x 13.7 x 7.7 | 64 | 56 | 54.8 | 52.5 |
| | Caja de madera | 18.5 x 11 x 12.2 | 50 | 42 | 33.1 | 27.6 |
| | Caja de cartón | 20.5 x 12.5 x 13.5 | 66.75 | 43 | 23.8 | 21.9 |
| | Huscal | 47 x 47 x 30 | 1030 | 900 | 26.5 | 23.5 |
| Morras azules congeladas | Caja de cartón de 24 - 12 onzas | 12 x 11.5 x 8 | 20 | 18 | 31.3 | 28.2 |
| Narajales | Caja | 12.1 x 13.2 x 26.2 | 77 | 69 | 31.5 | 28.3 |
| | Caja Tipo Bruce | 13 x 11 x 26.2 | 66 | 63 | 40.6 | 36.2 |
| Narajales de California | Huscal para 40 cajas | 40 x 48 x 38.5 | 1690 | 1690 | 26.0 | 22.8 |
| Narajales de Florida | Caja de cartón | 16.2 x 10.1 x 10.5 | 40 | 37 | 35.0 | 32.2 |
| Nuez de la India con cáscara | Caja de cartón | 19.2 x 12.2 x 8 | 45 | 37 | 41.3 | 33.9 |
| Nuez de la India sin cáscara | Caja | 35 x 22 x 12 | 127 | 125 | 23.7 | 21.4 |
| Nueces inglesas con cáscara | Caja de cartón | 13 x 13 x 11 | 32 | 30 | 29.8 | 27.9 |
| Nueces inglesas sin cáscara | Sacos | 25 x 11 x 31 | 103 | 100 | 20.9 | 20.3 |
| Nueces inglesas sin cáscara | Caja de cartón | 14 x 14 x 10 | 27 | 25 | 23.8 | 22.0 |
| Papas | Sacos | 33 x 17.5 x 11 | 101 | 100 | 27.8 | 27.2 |
| Papas a la Francesa | Caja de cartón de 12 - 16 onzas | - | - | - | - | 26.6 |
| Papas congeladas (6 por paquete) | Caja de cartón | 22 x 16 x 4 | 32.8 | 31 | 38.9 | 38.0 |
| Papas | - | - | - | - | - | - |
| 3 - 6 libras (6 por paquete) | Caja de cartón | 21 x 17 x 6.5 | 30 | 27 | 22.5 | 20.1 |
| 6 - 10 libras (6 por paquete) | Caja de cartón | 26 x 21.5 x 7 | 52.5 | 48 | 23.3 | 21.2 |
| 10 - 13 libras (4 por paquete) | Caja de cartón | 25.8 x 18 x 7.5 | 50 | 46 | 27.2 | 25.0 |
| 13 - 16 libras (4 por paquete) | Caja de cartón | 25 x 18 x 9 | 62 | 52 | 24.2 | 22.2 |
| 16 - 20 libras (2 por paquete) | Caja de cartón | 17 x 18 x 9 | 38 | 36 | 27.7 | 26.4 |
| 20 - 24 libras (2 por paquete) | Caja de cartón | 19 x 18.5 x 9.5 | 47.5 | 44 | 27.8 | 25.5 |

UNIDADES DE CONDENSACION CON R-12

| MODELO | H.P. | COMP. "SE" | CAPACIDAD EN Kcal/hr. TEMPERATURA DE EVAPORACION EN °C. | | | | | | | | | |
|--------|------|------------|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|
| | | | +10 | +5 | 0 | -5 | -10 | -15 | -20 | -25 | -30 | |
| U-200 | A | 20 | 50 | 4904 | 4106 | 3418 | 2801 | 2294 | 1845 | 1463 | 1155 | 897 |
| | M | | | | | | | 3175 | 2600 | 2091 | 1658 | 1309 |
| U-300 | A | 30 | 50 | 7356 | 6159 | 5124 | 4202 | 3441 | 2766 | 2195 | 1733 | 1348 |
| | M | | | | | | | 4762 | 3900 | 3137 | 2487 | 1964 |
| U-350 | A | 30 | 70 | | | | 6158 | 4225 | 3368 | 2694 | 2127 | 1652 |
| | M | | | | | | | 4008 | 3177 | 2508 | 1949 | |
| U-500 | A | 50 | 70 | 11578 | 9695 | 8068 | 6613 | 5417 | 4357 | 3453 | 2727 | 2118 |
| | M | | | | | | | 7142 | 5850 | 4705 | 3730 | 2945 |
| U-750 | A | 75 | 70 | 16210 | 13573 | 11293 | 9258 | 7563 | 6099 | 4835 | 3817 | 2966 |
| | M | | | | | | | 10581 | 8667 | 6971 | 5525 | 4363 |
| U-800 | A | 50 | 100 | | | | | | 5681 | 5298 | 4182 | 3249 |
| | M | | | | | | | 5984 | 4726 | 3671 | | |
| U-800 | A | 75 | 100 | 16603 | 13902 | 11506 | 9484 | 7766 | 6247 | 4952 | 3911 | 3038 |
| | M | | | | | | | 11856 | 9708 | 7809 | 6191 | 4889 |
| U-850 | A | 75 | 100 | 17064 | 14268 | 11877 | 9747 | 7982 | 6421 | 5090 | 4019 | 3223 |
| | M | | | | | | | 13172 | 10787 | 8677 | 6878 | 5432 |
| U-1000 | A | 100 | 100 | 23982 | 20081 | 16706 | 13699 | 11218 | 9024 | 7153 | 5649 | 4589 |
| | M | | | | | | | 17387 | 14238 | 11453 | 9079 | 7170 |
| | | | | | | | | | 12668 | 10042 | 7930 | 6161 |

CONDICIONES:
TEMPERATURA DE EVAPORACION EN °C
TEMPERATURA DE AMBIENTE 25°C
PARA OTRAS TEMPERATURAS DE AMBIENTE MULTIPLIQUE
LA CAPACIDAD POR EL FACTOR DE CORRECCION.

TOODOS LOS MOTORES SON TRIFASICOS 220-240 V 60 Hz.
UNIDADES CON CONDENSADOR TIPO REMOTO
PARA ESTAS APLICACIONES CONSULTE A LA FABRICA.

ESPECIFICACIONES

| MODELO | M ³ /HR. | RPM | POLEA φ (MM) | CONEXIONES | | | CARGA ACEITE LITROS | DIMENSIONES TOTALES | | | DISTANCIA ENTRE ANCLAS | | PESO KG. | |
|--------|---------------------|------|-----------------|------------|---------|---------|---------------------------|------------------------|------|------|---------------------------|------|-------------|-----|
| | | | | SUCC. | DESC. | LIO. | | A | B | C | D | E | | |
| U-200 | A | 831 | 300 | 65 | 3/4 F | 5/8 F | 3/8 F | 2.0 | 932 | 520 | 545 | 892 | 480 | 148 |
| | M | 941 | 340 | 75 | | | | | | | | | | |
| U-300 | A | 1246 | 450 | 100 | 3/4 F | 5/8 F | 3/8 F | 2.0 | 932 | 520 | 545 | 892 | 480 | 160 |
| | M | 1412 | 510 | 110 | | | | | | | | | | |
| U-350 | A | 1530 | 390 | 85 | 7/8 S | 3/4 F | 5/8 F | 2.0 | 1082 | 540 | 625 | 1042 | 500 | 170 |
| | M | 1805 | 460 | 100 | | | | | | | | | | |
| U-500 | A | 1962 | 500 | 110 | 7/8 S | 3/4 F | 5/8 F | 2.0 | 1082 | 540 | 600 | 1042 | 500 | 180 |
| | M | 2119 | 540 | 120 | | | | | | | | | | |
| U-750 | A | 2746 | 700 | 155 | 7/8 S | 3/4 F | 5/8 F | 2.0 | 1082 | 580 | 720 | 1042 | 540 | 202 |
| | M | 3139 | 800 | 175 | | | | | | | | | | |
| U-600 | A | 3003 | 385 | 100 | 1 3/8 S | 1 1/8 S | 5/8 F | 5.0 | 1157 | 640 | 680 | 1117 | 600 | 234 |
| | M | 3393 | 435 | 115 | | | | | | | | | | |
| U-800 | A | 2812 | 360 | 95 | 1 3/8 S | 1 1/8 S | 5/8 F | 5.0 | 1157 | 640 | 720 | 1117 | 600 | 258 |
| | M | 3515 | 450 | 120 | | | | | | | | | | |
| U-850 | A | 3906 | 500 | 130 | 1 3/8 S | 1 1/8 S | 5/8 F | 5.0 | 1400 | 1250 | 1025 | 1320 | 1150 | 458 |
| | M | 4456 | 570 | 150 | | | | | | | | | | |
| U-1000 | A | 4063 | 520 | 135 | 1 3/8 S | 1 1/8 S | 5/8 F | 5.0 | 1400 | 1250 | 1025 | 1320 | 1150 | 578 |
| | M | 5157 | 660 | 175 | | | | | | | | | | |
| | | 5703 | 730 | 190 | | | | | | | | | | |

φ DE LOS BARRILES
DE ANCLAS 1 1/2" (38mm)
DIMENSIONES EN "MM"

| FACTOR DE CORRECCION PARA OTRAS TEMPERATURAS AMBIENTE | | | |
|---|----|-----|-----|
| TEMPERATURA AMBIENTE EN °C | 25 | 30 | 35 |
| R-12 | 1 | 945 | 890 |
| R-22 | 1 | 940 | 880 |

PARA APLICACIONES CON R 602 SELECCIONE EL GRUPO DE R-22

Tabla 19
CAPACIDAD RECOMENDADA DE LA UNIDAD DE CONDENSACION
PARA CAMARAS FRIGORIFICAS A UNA TEMPERATURA DE 35°F
9 Pies de Alto (2.70 metros), 90°F (32.2°C) de Temperatura Ambiente

| Dimensiones exteriores en pies | BTU/hora para un funcionamiento de 18 horas | | Dimensiones exteriores en pies | BTU/hora para un funcionamiento de 18 horas | |
|--------------------------------|---|-------------|--------------------------------|---|-------------|
| | Uso regular | Uso intenso | | Uso regular | Uso intenso |
| 4x3 | 2,580 | 3,180 | 14x10 | 8,840 | 10,900 |
| 6x6 | 2,960 | 3,540 | 14x12 | 9,720 | 12,300 |
| 7x5 | 2,920 | 3,540 | 14x14 | 10,800 | 13,700 |
| 7x6 | 3,180 | 4,080 | 14x8 | 8,140 | 10,000 |
| 7x7 | 3,790 | 4,620 | 14x10 | 9,340 | 11,000 |
| 8x5 | 3,240 | 3,920 | 14x11 | 10,700 | 13,450 |
| 8x6 | 3,710 | 4,320 | 14x14 | 12,000 | 15,000 |
| 8x7 | 4,200 | 5,170 | 14x16 | 13,100 | 16,400 |
| 8x8 | 4,680 | 5,620 | 14x18 | 14,300 | 17,000 |
| 9x6 | 4,080 | 4,960 | 14x12 | 11,700 | 14,500 |
| 9x7 | 4,600 | 5,640 | 14x14 | 13,100 | 16,400 |
| 9x8 | 5,080 | 6,260 | 14x16 | 14,400 | 17,400 |
| 9x9 | 5,510 | 6,820 | 14x18 | 15,800 | 19,400 |
| 10x6 | 4,430 | 5,420 | 20x10 | 11,300 | 13,700 |
| 10x7 | 5,010 | 6,200 | 20x11 | 12,200 | 15,700 |
| 10x8 | 5,320 | 6,480 | 20x14 | 14,200 | 17,400 |
| 10x9 | 6,010 | 7,320 | 20x16 | 15,600 | 19,400 |
| 10x10 | 6,620 | 8,150 | 20x18 | 17,000 | 21,100 |
| 11x6 | 4,820 | 5,910 | 20x20 | 18,700 | 23,700 |
| 11x7 | 5,380 | 6,620 | 22x12 | 13,700 | 17,100 |
| 11x8 | 6,000 | 7,320 | 22x14 | 15,200 | 18,900 |
| 11x9 | 6,520 | 8,020 | 22x16 | 16,700 | 20,800 |
| 11x10 | 7,100 | 8,800 | 22x18 | 18,200 | 22,600 |
| 12x6 | 5,150 | 6,320 | 24x12 | 14,700 | 18,200 |
| 12x8 | 6,400 | 7,700 | 24x14 | 16,200 | 20,200 |
| 12x10 | 7,390 | 9,180 | 24x16 | 17,700 | 22,100 |
| 12x12 | 8,200 | 10,820 | 24x18 | 19,200 | 24,000 |
| 14x8 | 7,220 | 9,020 | | | |

Nota: La potencia de calor está basada tomando en cuenta un sistema con un factor "K" de 0.25. La capacidad requerida deberá corregirse para factores "K" distintos a para diferentes unidades de sistema.

Tomado del "ASHRAE Guide & Data Book", 1965-1966. Copiado con autorización.

Tabla 20
CAPACIDAD RECOMENDADA DE LA UNIDAD DE CONDENSACION
PARA CAMARAS FRIGORIFICAS DE BAJA TEMPERATURA

9 Pies de Alto (2.70 metros), 95°F (35°C) de Temperatura Ambiente, 4" de Aislante

| Dimensiones Exteriores en pies | | BTU-HORA PARA UN FUNCIONAMIENTO DE 18 HORAS | | |
|--------------------------------|-------|---|-----------------------------|---------------------------|
| Largo | Ancho | Temp. de Almacenamiento a | Temp. de Almacenamiento a | Temp. de Almacenamiento a |
| | | -20°F con 6" de Aislamiento | -10°F con 6" de Aislamiento | 0°F con 6" de Aislamiento |
| 6 | 6 | 4,900 | 4,300 | 3,750 |
| 6 | 10 | 5,700 | 5,000 | 4,350 |
| 7 | 7 | 5,000 | 4,300 | 3,750 |
| 7 | 10 | 6,000 | 5,450 | 4,800 |
| 8 | 8 | 5,900 | 5,200 | 4,500 |
| 8 | 12 | 7,200 | 6,450 | 5,700 |
| 9 | 9 | 6,700 | 6,000 | 5,300 |
| 9 | 10 | 7,600 | 7,000 | 6,300 |
| 10 | 10 | 7,600 | 7,000 | 6,300 |
| 10 | 14 | 9,200 | 8,400 | 7,500 |
| 12 | 12 | 9,400 | 8,600 | 7,700 |
| 12 | 16 | 11,200 | 10,200 | 9,000 |
| 14 | 14 | 11,400 | 10,400 | 9,200 |
| 14 | 18 | 13,200 | 12,000 | 10,800 |
| 16 | 16 | 13,400 | 12,200 | 11,000 |
| 16 | 20 | 15,100 | 14,000 | 12,800 |
| 18 | 18 | 15,200 | 14,100 | 12,900 |
| 18 | 22 | 16,100 | 15,000 | 13,800 |
| 20 | 20 | 16,500 | 15,400 | 14,200 |

Nota: La potencia de calor está basada tomando en cuenta un sistema con un factor "K" de 0.25. La capacidad requerida deberá corregirse para factores "K" distintos a para diferentes unidades de sistema.

ESPECIFICACIONES CALDERA DE VAPOR CLAYTON

E 10

E 16

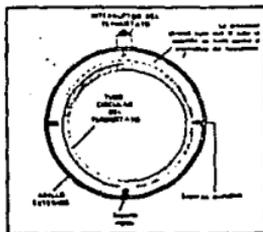
| | Unidad Inglesa | Unidad Metrica | Unidad Inglesa | Unidad Metrica |
|---|----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|-----------------------------|
| CABALLOS CALDERA Suministrados a 7 kg/cm ² Man. (100 psig) incluyendo el calor del agua de alimentación 100°C (212°F) | 11,86 BHP | 11,86 C.C | 19.0 BHP | 19.0 C.C |
| SUMINISTRO DE CALOR | 334750 BTU/Hr | 84357 Kcal/Hr | 535600 BTU/hr | 134971 Kcal/Hr |
| EVAPORACION EQUIVALENTE con agua de alimentación a 100°C (212°F) | 345 Lbu/Hr | 156.5 kg/Hr | 552 Lbu/Hr | 250.9 kg/Hr |
| PRESION DE DISEÑO | 160 psi | 11.2 kg/cm ² | 160 psi | 11.2 kg/cm ² |
| PRESION MAXIMA DE OPERACION DEL VAPOR | 65-150 psi | 4.5-10.5 kg/cm ² | 65-150 Lb/pulg ² | 4.5-10.5 kg/cm ² |
| CONSUMO DE ACEITE COMBUSTIBLE con suministro máximo de vapor. Basado en aceite combustible No. 2 de 30 a 40 grados API de Gravedad | 3 gph | 11.4 L/hr | 4.8 gph | 18.2 L/hr |
| CONSUMO DE GAS (Ver Nota 2) Con suministro máximo de vapor | | | | |
| GAS NATURAL de 1100 BTU/pie ³ , a una presión de 8" de columna de agua ó 9788.1 Kcal/m ³ a 152 mm | 390.4 Pie ³ /Hr | 10.77 m ³ /Hr | 608.6 Pie ³ /Hr | 17.22 m ³ /Hr |
| GAS LICUADO DE PETROLEO de 11,000 Kcal/Kg ó 21,465 BTU/m ³ a una gravedad específica de 0.55 | 15.5 lb/Hr | 8.86 kg/Hr | 31.2 lb/Hr | 14.18 kg/Hr |
| EFICIENCIA TERMICA , mínima Capacidad Normal, según pruebas (Ver Nota 2) | 80% | 80% | 80% | 80% |
| ABASTECIMIENTO DE AGUA | 49 gph | 186 L/Hr | 78 gph | 298 L/Hr |
| CONTENIDO DE AGUA en operación normal | 2.4 Gal | 9 litros | 2.4 Gal | 9 litros |
| MOTOR ELECTRICO | 1/2 HP | 3/4 CF Cd de México | 1.2 HP | 3/4 CF Cd de Méx. |
| SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO | 49 Pie ² | 4.5 m ² | 49 Pie ² | 4.55 m ² |
| DIAMETRO DE SALIDA VAPOR | 1" | 25 mm | 1" | 25 mm |
| DIAMETRO ENTRADA DE AGUA | 1" | 25 mm | 1" | 25 mm |
| DIAMETRO SALIDA CHIMENEA | 8" | 203 mm | 8" | 203 mm |
| DIMENSIONES APROXIMADAS | | | | |
| Largo | 51" | 1.30 m | 51" | 1.30 m |
| Ancho-Generador solo | 29" | .74 m | 29" | .74 m |
| Altura-Incluyendo adaptador de Chimenea | 50" | 1.27 m | 50" | 1.27 m |
| PESO DE EMBARQUE | 661.5 lb | 300 kg | 661.5 lb | 300 kg |
| VOLUMEN DE EMBARQUE | 43.07 pie ³ | 1.22 m ³ | 43.07 pie ³ | 1.22 m ³ |

Nota 1 Se surten con quemadores para gas natural, manufacturado e listado. Especificar poder calorífico en BTU por volumen, gravedad específica y presión disponible.

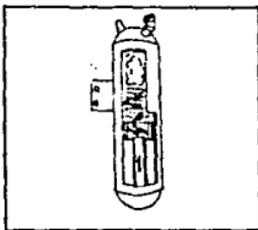
También se ofrecen partes con quemadores combustibles para gas y otros combustibles.

Nota 2 La eficiencia térmica indicada está basada en el Poder Calorífico Superior de los combustibles. Usando el Poder Calorífico Inferior el valor de eficiencia será del 81% para unidades a gas y 82% para unidades a gas.

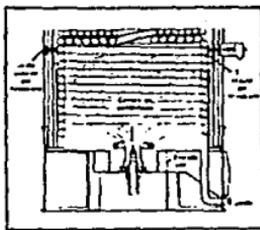
Hay Modelos de Generadores de Vapor Clayton desde 10 hasta 200 caballos caldera de capacidad. Capacidades mayores pueden obtenerse en instalaciones múltiples.



CONTROL TERMOSTATO
Intermite el circuito en caso de sobre- calentamiento



SEPARADOR
Descarga vapor totalmente seco con menos del 0.01% de humedad



CAMARA DE COMBUSTION
permite una gran eficiencia de combustible y gran durabilidad

ESPECIFICACIONES

MODELOS RUA

| MODELO RUA | CAPACIDAD (KCAL/HR)* | | | | VENTILADOR | | | | MOTOR | | | | | |
|------------|---------------------------|--------|--------|--------|------------|----|----------|------------------|-------|-----|-------|---------------|-------|----------------------------|
| | TEMPERATURA DE EVAPORADOR | | | | MCM | N° | DIA (mm) | TIRO DE AIRE (m) | N° | HP | RPM | AMP 220 V 3 Ø | WATTS | CALOR DEL MOTOR KCAL 24 HR |
| | - 4 °C | | - 2 °C | | | | | | | | | | | |
| Ø4°C | Ø8°C | Ø6°C | Ø8°C | | | | | | | | | | | |
| 008 | 2 123 | 3 071 | 2 271 | 3 287 | 63 | 1 | 457 | 15 | 1 | 1/4 | 1 100 | 1.4 | 310 | 6 412 |
| 011 | 2 994 | 4 331 | 3 203 | 4 634 | 69 | 1 | 508 | 15 | 1 | 1/4 | 1 100 | 1.4 | 310 | 6 412 |
| 017 | 4 627 | 6 694 | 4 951 | 7 162 | 65 | 1 | 508 | 15 | 1 | 1/4 | 1 100 | 1.4 | 310 | 6 412 |
| 023 | 6 260 | 9 056 | 6 698 | 9 690 | 153 | 1 | 610 | 15 | 1 | 3/4 | 1 100 | 2.1 | 830 | 17 136 |
| 037 | 10 070 | 14 569 | 10 775 | 16 689 | 148 | 1 | 610 | 15 | 1 | 3/4 | 1 100 | 2.1 | 830 | 17 136 |
| 060 | 16 330 | 23 625 | 17 473 | 25 279 | 276 | 2 | 610 | 15 | 2 | 3/4 | 1 100 | 4.2 | 1 660 | 34 272 |
| 080 | 21 773 | 31 500 | 23 297 | 33 705 | 453 | 3 | 610 | 15 | 3 | 3/4 | 1 100 | 6.3 | 2 490 | 51 408 |
| 115 | 31 298 | 45 281 | 33 489 | 48 451 | 623 | 4 | 610 | 15 | 4 | 3/4 | 1 100 | 8.4 | 3 380 | 68 544 |
| 144 | 39 191 | 56 700 | 41 934 | 60 669 | 589 | 4 | 610 | 15 | 4 | 3/4 | 1 100 | 8.4 | 3 380 | 68 544 |

*CAPACIDADES BASADAS EN REFRIGERANTE R-12 y R-22

DATOS FISICOS

MODELOS RUA

| MODELO RUA | DIMENSION DE CONEXIONES (mm) | | | | CARGA APROX. DE REFRIGERANTE (KG) | PESO APROX. AL EMBARQUE (KG) |
|------------|------------------------------|---------|-------------------|--------|-----------------------------------|------------------------------|
| | ENTRADA AL SERPENTIN | SUCCION | IGUALADOR EXTERNO | DRENE | | |
| 008 | 13 FL | 16 ODF | 1/4 FL | 19 FPS | 1.4 | 54 |
| 011 | 13 FL | 22 ODF | 1/4 FL | 19 FPS | 2.3 | 59 |
| 017 | 13 FL | 29 ODF | 1/4 FL | 19 FPS | 2.7 | 64 |
| 023 | 13 FL | 29 ODF | 1/4 FL | 19 FPS | 3.2 | 107 |
| 037 | 22 ODF | 35 ODF | 1/4 FL | 25 FPS | 5.4 | 123 |
| 060 | 29 ODF | 41 ODF | 1/4 FL | 25 FPS | 7.7 | 227 |
| 080 | 29 ODF | 41 ODF | 1/4 FL | 25 FPS | 12.3 | 341 |
| 115 | 29 ODF | 54 ODF | 1/4 FL | 25 FPS | 22.7 | 443 |
| 144 | 35 ODF | 54 ODF | 1/4 FL | 25 FPS | 34.1 | 511 |



CAPACIDADES

POTENCIAS-PAR MOTOR-CARGA EN VOLADIZO

BASADOS EN ESPECIFICACIONES A.G.M.A. PARA FACTOR DE SERVICIO CLASE 1



| CAPACIDAD | | 1750 R.P.M. (ENTRADA) | | | | | | | | | |
|-----------|-----------------|-----------------------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | | TAMAÑO DEL REDUCTOR | | | | | | | | | |
| | | 200 | 250 | 300 | 350 | 400 | 500 | 600 | 700 | 800 | 1000 |
| 5:1 | HP ENTRADA | 2.67 | 6.99 | 8.46 | 18.19 | 11.18 | 24.11 | 32.67 | 66.98 | 87.88 | 87.18 |
| | HP SALIDA | 2.51 | 4.32 | 6.11 | 9.68 | 11.18 | 23.10 | 31.22 | 43.97 | 55.82 | 84.79 |
| | CARGA EN Lb | 295 | 507 | 587 | 1100 | 1180 | 2140 | 2930 | 3600 | 3800 | 4600 |
| | VOLADIZO Kg | 134 | 230 | 257 | 499 | 540 | 1070 | 1338 | 1631 | 1721 | 2086 |
| | PAR MOTOR Lb-in | 440 | 752 | 1082 | 1684 | 1945 | 4019 | 5436 | 7650 | 9712 | 11218 |
| | PAR MOTOR Kg-cm | 507 | 867 | 1226 | 1942 | 2243 | 4534 | 6264 | 8622 | 11194 | 12938 |
| | HP TERMICOS | 2.46 | 4.21 | 6.06 | 9.58 | 11.08 | 22.71 | 30.92 | 43.48 | 55.34 | 85.48 |
| 7.5:1 | HP ENTRADA | 3.03 | 6.23 | 6.28 | 8.88 | 8.29 | 18.73 | 28.87 | 48.23 | 82.87 | 78.98 |
| | HP SALIDA | 1.89 | 3.94 | 5.84 | 8.33 | 8.67 | 18.73 | 28.15 | 40.38 | 50.51 | 53.50 |
| | CARGA EN Lb | 254 | 537 | 683 | 1290 | 1500 | 2770 | 3300 | 4000 | 4510 | 5460 |
| | VOLADIZO Kg | 115 | 240 | 310 | 585 | 680 | 1236 | 1588 | 1814 | 2044 | 2477 |
| | PAR MOTOR Lb-in | 490 | 1028 | 1324 | 2179 | 2263 | 4888 | 7246 | 10538 | 13165 | 18338 |
| | PAR MOTOR Kg-cm | 565 | 1155 | 1757 | 2513 | 2610 | 5636 | 8471 | 12152 | 15186 | 20800 |
| | HP TERMICOS | 1.85 | 3.86 | 5.73 | 8.30 | 8.55 | 18.41 | 27.73 | 39.85 | 49.70 | 53.11 |
| 10:1 | HP ENTRADA | 1.70 | 6.78 | 6.88 | 8.88 | 8.81 | 18.19 | 34.86 | 66.86 | 66.81 | 88.82 |
| | HP SALIDA | 1.56 | 3.88 | 4.80 | 7.32 | 7.70 | 16.31 | 23.12 | 35.02 | 44.01 | 48.06 |
| | CARGA EN Lb | 268 | 590 | 887 | 1480 | 1700 | 3050 | 3700 | 4310 | 5150 | 6400 |
| | VOLADIZO Kg | 122 | 267 | 402 | 671 | 771 | 1383 | 1769 | 2046 | 2336 | 2912 |
| | PAR MOTOR Lb-in | 539 | 1197 | 1671 | 2588 | 2680 | 5677 | 8047 | 12193 | 15318 | 17780 |
| | PAR MOTOR Kg-cm | 622 | 1380 | 1927 | 2938 | 3090 | 6546 | 9279 | 14060 | 17893 | 20454 |
| | HP TERMICOS | 1.51 | 3.33 | 4.55 | 7.07 | 7.30 | 15.20 | 22.69 | 34.34 | 43.15 | 47.46 |
| 15:1 | HP ENTRADA | 1.28 | 8.18 | 8.11 | 8.78 | 8.28 | 18.88 | 18.17 | 37.87 | 38.88 | 66.11 |
| | HP SALIDA | 1.14 | 2.82 | 4.58 | 5.18 | 5.52 | 11.90 | 16.72 | 25.57 | 27.60 | 32.80 |
| | CARGA EN Lb | 283 | 707 | 1000 | 1700 | 1820 | 3360 | 4500 | 5720 | 6070 | 7560 |
| | VOLADIZO Kg | 129 | 317 | 454 | 771 | 875 | 1615 | 2041 | 2613 | 2753 | 3429 |
| | PAR MOTOR Lb-in | 596 | 1427 | 2291 | 3704 | 2881 | 6211 | 8727 | 12344 | 14600 | 17419 |
| | PAR MOTOR Kg-cm | 687 | 1697 | 2757 | 3118 | 3222 | 7162 | 10004 | 15990 | 16607 | 20085 |
| | HP TERMICOS | 1.04 | 2.67 | 4.34 | 5.10 | 5.28 | 11.55 | 16.27 | 24.89 | 26.91 | 32.34 |
| 20:1 | HP ENTRADA | 1.07 | 8.88 | 8.88 | 6.88 | 8.88 | 6.88 | 18.68 | 18.18 | 38.87 | 66.11 |
| | HP SALIDA | 0.90 | 1.99 | 3.11 | 3.35 | 4.42 | 6.40 | 12.20 | 16.31 | 23.21 | 29.81 |
| | CARGA EN Lb | 349 | 770 | 1080 | 1900 | 2180 | 4000 | 5060 | 6050 | 6890 | 8370 |
| | VOLADIZO Kg | 159 | 349 | 490 | 862 | 958 | 1814 | 2295 | 2744 | 3125 | 3796 |
| | PAR MOTOR Lb-in | 633 | 1298 | 2184 | 2352 | 3385 | 5900 | 8569 | 11521 | 16301 | 21987 |
| | PAR MOTOR Kg-cm | 730 | 1612 | 2518 | 2713 | 2908 | 6803 | 9881 | 13200 | 18799 | 25353 |
| | HP TERMICOS | 0.82 | 1.81 | 2.94 | 3.06 | 4.68 | 7.85 | 11.94 | 15.74 | 22.31 | 29.14 |
| 25:1 | HP ENTRADA | 0.88 | 8.88 | 8.87 | 8.88 | 8.88 | 8.78 | 18.71 | 18.88 | 38.88 | 66.11 |
| | HP SALIDA | 0.71 | 1.94 | 2.45 | 3.64 | 4.17 | 6.12 | 11.37 | 15.73 | 18.47 | 21.78 |
| | CARGA EN Lb | 321 | 840 | 1150 | 2050 | 2340 | 4210 | 5400 | 6810 | 7520 | 9080 |
| | VOLADIZO Kg | 146 | 381 | 521 | 929 | 1061 | 1909 | 2449 | 3089 | 3411 | 4108 |
| | PAR MOTOR Lb-in | 644 | 1746 | 2208 | 2313 | 3752 | 7308 | 10143 | 12375 | 16297 | 19983 |
| | PAR MOTOR Kg-cm | 743 | 2013 | 2569 | 2667 | 4218 | 8427 | 11697 | 14270 | 18792 | 23044 |
| | HP TERMICOS | 0.67 | 1.77 | 2.22 | 2.41 | 3.89 | 7.66 | 11.09 | 13.06 | 18.22 | 21.01 |

B I B L I O G R A F I A

- Dr. Jan F. Kreider & Dr. Frank Kreith
Solar Energy Handbook
McGraw - Hill, New York, 1981

- Burgess H. Jennings
Air Conditioning and Refrigeration
International Textbook Company, Scranton, Pennsylvania,
1963

- W.H. Severns, H.E. Degler, J.C. Miles
Energía mediante vapor, aire o gas
Reverte, S.A., Barcelona, 1975

- Comisión Federal de Electricidad
Informe de operación
Mexico, 1988

- Manual de refrigeración, parte 3
Publicación de Copeland Refrigeration de Mexico, S.A.
Febrero, 1971

- Hernández, Goribar
Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración
Editorial LIMUSA, México
Cuarta reimpresión, 1982

- Muhammad Iqbal
An introduction to solar radiation
Ed. Academic Press Inc.
London, England, 1983