

32  
Lej



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**

**ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES  
"CAMPUS ARAGON"**

**SISTEMA DE  
REFRIGERACIÓN POR ENERGÍA SOLAR**

**T E S I S**  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA  
AREA MECANICA  
P R E S E N T A :  
**ISMAEL PALLARES ROSAS**

ASESOR: ING. ROBERTO CORTES BUENROSTRO

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN  
MÉXICO**

1999

135402

7



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**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 esta 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.

A mis padres con respeto  
y cariño y como cumplimiento  
a su sacrificio y esfuerzo

David Pallares Davila  
María Rosas García

A mis hermanas por el apoyo  
mutuo que compartimos

Sandra Margarita Pallares Rosas  
Lisbeth Pallares Rosas  
Reyna Pallares Rosas

A LA UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MÉXICO

A LA ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES CAMPUS ARAGÓN

Por darme la oportunidad de instruirme y de aprender valiosos conocimientos que contribuyeron en mi desarrollo

A mi director de tesis:  
Ing Roberto Cortes Buenrostro  
quien me brindo sus conocimientos  
y su colaboración en la elaboración  
de este trabajo.

Al honorable jurado

Ing. Catarina Tafolla Rangel  
Ing. Jorge Rodríguez luna  
Ing. Alejandro Rodríguez Lorenzana  
Ing Everardo Esquivel Sánchez

Mi más sincero agradecimiento al  
Instituto Mexicano del Petróleo  
por brindarme su apoyo para mi formación profesional

A todas aquellas personas que  
desinteresadamente me brindaron  
sus conocimientos para el  
desarrollo de este trabajo

# SISTEMA DE REFRIGERACION POR ENERGIA SOLAR

	PROLOGO	8	
I.-	<b>ENERGIA SOLAR</b>	9	
9	I.1	ENERGIA PROPORCIONADA POR EL SOL	
	I.2	RADIACION SOLAR SOBRE LA TIERRA	10
	I.3	PLANOS DE INCIDENCIA	13
	I.4	INSTRUMENTOS QUE MIDEN LA ENERGIA SOLAR	18
	a)	PIRANOMETRO	18
	b)	PERHELIOMETRO	18
	c)	HELIOGRAFO	19
II.-	<b>COMO CAPTAR LA ENERGIA SOLAR</b>	21	
	II.1	EFFECTO INVERNADERO	21
	II.2	COLECTORES SOLARES	22
	II.3	PLACA SOLAR PLANA	23
	II.3.1	RENDIMIENTO	28
	II.4	COLECTOR CON MEDIO LIQUIDO	28
	II.4.1	PRINCIPALES CARACTERISTICAS DE LOS COLECTORES DE MEDIO LIQUIDO	29
	II.5	COLECTOR EVACUADO	30
	II.6	COLECTORES HELIOVOLTAICOS	34
	II.6.1	FUNCIONAMIENTO	35
	II.6.2	ACCESORIOS PARA UNA INSTALACION FOTOVOLTAICA	35
III.-	<b>AISLAMIENTOS TERMICOS</b>	39	
	III.1	CALOR	39
	III.2	CONDUCCION DE CALOR	40
	III.3	CONVECCION DE CALOR	41
	III.4	RADIACION	43
	III.5	EMISION DE CALOR	44
	III.6	AISLAMIENTO TERMICO	44

IV.-	<b>CICLO DE REFRIGERACION VIA ELECTRICA POR MEDIO DE ENERGIA SOLAR</b>	46
IV.1	REFRIGERACION POR COMPRESION	46
IV.2	REFRIGERACION POR RADIACION	48
IV.3	REFRIGERACION POR ABSORCION	50
	a) SISTEMA AMONIACO-AGUA	51
	b) SISTEMA AMONIACO-TIACIONATO DE SODIO	52
	c) SISTEMA DE BROMURO DE LITIO-AGUA	53
IV.4	EFECTO PELTIER	54
V.-	<b>DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION</b>	57
V.1	ANALISIS PRELIMINAR	57
	a) CALCULO DE LA CARGA TERMICA	57
	b) CALCULO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION PARA EL REFRIGERANTE R-134A	58
	c) CALCULO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION PARA EL REFRIGERANTE FREON 12	61
	d) CALCULO DEL CONDENSADOR	62
	e) CALCULO DEL EVAPORADOR	66
	f) CALCULO DEL TUBO CAPILAR	71
VI.-	<b>DESARROLLO Y EXPERIMENTACION DEL EQUIPO</b>	77
VI.1	PLANOS Y MATERIAL DEL EQUIPO	77
VI.2	PROCESO DE FABRICACION	103
VI.3	PRUEBAS DEL COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO	108
VII	<b>CONCLUSIONES</b>	116
VII.1	RECOMENDACIONES	117
	BIBLIOGRAFIA	118
	APENDICE	

## PROLOGO

Ante la constante necesidad de conocer los índices de contaminación y el impacto al medio ambiente que provocan las múltiples fuentes emisoras, una herramienta que usualmente es empleada en la determinación de los señalados índices; es el monitoreo ambiental el cual esta íntimamente ligado con las condiciones meteorológicas del lugar. Debido a la intensidad del trabajo industrial en las zonas petroleras estos monitores se deben realizar con mayor frecuencia y con mayor calidad, requiriéndose disponer de mayor equipo y operarios lo que lo hace una actividad muy costosa. Una de las alternativas consideradas para resolver esta problemática, es disponer de equipos autónomos (analizadores) en su alimentación. Dicha autonomía obliga a pensar en cambios sustanciales en la tecnología entre los que se consideran la fuente de alimentación propia, algunas modificaciones electrónicas de los equipos, y finalmente dotar al equipo de condiciones adecuadas para su buen funcionamiento dentro de algún gabinete; dichas condiciones se refieren a proporcionarle una temperatura y humedad adecuados lo que se traduce en proporcionarle un acondicionamiento de aire que permita garantizar la operación continua sin exponer a daños parciales o totales de algunos componentes de los equipos.

Uno de los grandes problemas para adaptarle un acondicionamiento de aire, es la energía eléctrica ya que si se pretende de que estos equipos sean autónomos para operación en campo (donde se carecen de suministros de corriente eléctrica) se debe tomar en cuenta que un equipo de aire acondicionado adaptado a este equipo deberá ser alimentado con una fuente de energía eléctrica portátil; bajo esta consideración el aprovechamiento de la energía solar aplicado a un ciclo de refrigeración resulta muy atractivo, lo cual lo hace factible.

Los más recientes estudios sobre el aprovechamiento de la energía solar sobre los sistemas de refrigeración nos indican en estos tiempos que ya es factible el uso de estos sistemas por lo que se esta considerando como una opción adecuada en la operación autónoma de un equipo de monitoreo en cuanto al acondicionamiento de aire.

Se tiene considerado que el lograr la autonomía de operación de un equipo de monitoreo ambiental tendrá repercusiones técnicas y económicas favorables para la Gerencia Ciencias del Ambiente, debido a que de esta forma se podrían operar de forma simultanea un buen número de analizadores, de tal suerte que los monitores ambientales se podrán obtener integralmente de forma simultanea mejorando la calidad de los monitoreos en la periferia de zonas industriales en particular instalaciones de PEMEX; lo que redundará en una mayor calidad y confiabilidad en este tipo de trabajo debido al empleo de equipos autónomos.

La problemática antes planteada surge como resultado de un análisis cuidadoso en la Gerencia Ciencias del Ambiente en la División de Monitoreo, en la cual se realizan este tipo de actividades por lo que pueden ser mejorados sustancialmente estos bajo el desarrollo de esta tecnología.



# SISTEMA DE REFRIGERACION POR ENERGIA SOLAR

## I.- ENERGIA SOLAR

### II ENERGIA PROPORCIONADA POR EL SOL

El sol como se sabe, es la fuente de energía que mantiene la vida sobre el planeta. Él es quien mantiene todos los ciclos vitales y quien nos da la luz y el calor. Es la gran potabilizadora del agua del mar al mantener permanentemente el ciclo del agua sobre la tierra. Sin el sol no existirían las fuentes de energía que el hombre utiliza; como son el gas, el petróleo, el carbón, la madera, los saltos de agua, el viento las corrientes marinas, etc. Pero de toda esta gama hay formas de energía que se han ido acumulando a lo largo de millones de años y que ahora estamos agotando rápidamente, mientras otras –de características renovables- apenas si les hacemos caso.

Corrientes de partículas cargadas eléctricamente, y cuyo origen son reacciones nucleares del centro del sol, producen la radiación de ondas electromagnéticas que son emitidas en todas direcciones, cuando estas inciden sobre la superficie terrestre se producen dos fenómenos directamente evidentes para el hombre: primero la iluminación de la luz, la cual es radiación electromagnética, que produce al incidir en el ojo humano, haciendo posible la visión, y segundo, la generación de calor que las ondas producen al incidir sobre la materia. Aparte de éstos son muy diversos los efectos que la radiación solar produce sobre la tierra, pero no todos son tan directamente perceptibles por el hombre, y otros aún son imperceptibles, como ejemplo podemos citar el proceso fotosintético y algunas reacciones químicas generadas por la incidencia de la radiación solar sobre algunas sustancias.

La radiación total interceptada por la superficie que presenta al sol nuestro planeta es de  $173 \times 10^{12}$  kW; cifra que, representa casi 100,000 veces la cantidad de la energía eléctrica que producen actualmente las centrales de todo el mundo. La energía que recibe la Tierra del sol en un año es 10 veces mayor que el total de fuentes fósiles, incluyendo las fuentes no descubiertas, no explotadas y las no recuperables. Si tomamos en cuenta que la energía total que se consume actualmente en un año en toda la tierra es del orden de  $60 \times 10^{12}$  kw/h, basta un sencillo cálculo para ver que el sol proporciona unas 25,000 veces más. Para el año 2000 se prevé que el consumo energético se haga 2.3 veces mayor: aún el sol nos da gratuitamente 11,000 veces más que la que gastamos bajo todos los conceptos en forma de energía primaria.

Pero ¿cómo el sol puede proporcionar esta enorme energía ininterrumpidamente desde los albores del sistema solar y continúa después de cinco mil millones de años? Es que el sol es un enorme globo de gases incandescentes de 1.4 millones de Km de diámetro, lo que equivale a 1.3 millones de veces el volumen de la tierra. Su temperatura en su interior es de 12 a 21 millones de grados, estimándose en su superficie una temperatura de 5,800 a 5,900°C. La energía irradiada en todas las direcciones es de  $3.7 \times 10^{33}$  ergios cada segundo,

o lo que es igual una potencia de  $3.7 \times 10^{23}$  kW (que equivale a cerca de  $8,000 \text{ W/cm}^2$ ). Esta extraordinaria energía proviene de las reacciones de fusión nuclear, según las cuales el hidrógeno se va transformando progresivamente en helio, dando como resultado una aniquilación de masa del 0.7% que se convierte en energía. Haciendo el cálculo de equivalencia entre masa y energía, se obtiene que el sol pierde masa a razón de 4.3 millones de toneladas cada segundo. Según esto, para que se consuma el 10% solamente del hidrogeno contenido en el sol han de transcurrir 6,000 millones de años, lo cual nos asegura una "fuente de energía a largo plazo".

## 1.2 RADIACIÓN SOLAR SOBRE LA TIERRA

La radiación solar que recibimos en forma de ondas electromagnéticas consta de dos componentes: radiación directa y radiación difusa (indirecta). La suma de ambas recibe el nombre de radiación global, la cual tiene sus valores más altos en el hemisferio Norte en los cuatro meses centrales del año (mayo, junio, julio y agosto). La componente difusa es muy sensible a los cambios climáticos, aumentando debido a la dispersión causada por el polvo atmosférico, nubes, niebla, etc. En días de invierno con el cielo cubierto, esta componente de la radiación global puede llegar a la superficie de la tierra con una potencia de  $50 \text{ W/m}^2$ . En los días claros y soleados dicha componente es del orden del 20% de la radiación global.

La radiación que nos llega del sol cae principalmente dentro del campo visible. En la figura 1.1 se muestra la curva de distribución espectral de la radiación solar. Se observa que fuera de la atmósfera terrestre la distribución de la radiación está bien definida; pero a nivel del mar esta distribución no queda afectada por dos razones: por la absorción que ejerce el vapor de agua y el dióxido de carbono principalmente, y por las alteraciones que experimenta la componente difusa, debido a las causas ya señaladas. Tal es así, que se observan cambios importantes en la radiación que llega al suelo al comparar la recibida en una zona con atmósfera limpia y la que se recibe en una zona industrial próxima a la primera. Es que la presencia de partículas de pequeño diámetro, residuo de pequeñas combustiones, aumenta notablemente la dispersión.

Como datos numéricos digamos que la intensidad máxima observada a nivel del mar, con el sol en el cenit, es ligeramente superior a  $1 \text{ KW/m}^2$ , y que aumenta con la altura. A los 1,000 m a nivel del mar es de  $1.05 \text{ KW/m}^2$ , llegando hasta  $1.2 \text{ KW/m}^2$  en las montañas más altas, con el cielo totalmente despejado. La radiación que llega a las altas capas terrestres es de  $1.352 \text{ KW/m}^2 \pm 1.5 \text{ W/m}^2$ , según datos obtenidos en 1973 con el uso de satélites. Este dato llamado "constante solar", tiene una variación del 3.3%, según que la tierra esté en el afelio (distancia al sol igual a 152 millones de Km.) o en el perihelio (distancia al sol igual a 147 millones de Km.), y equivale a un flujo calorífico  $1.94$  calorías por  $\text{cm}^2$  y por minuto. La constante solar también puede tener una variación propia del 2%, según la actividad de las manchas solares.

Las mayores cantidades de energía procedentes del sol se reciben en los dos cinturones que rodean a la tierra próximos a los trópicos, y que estas zonas son en su mayoría desiertos en donde no existe la vegetación, y las lluvias prácticamente no se conocen. Tales desiertos

-que reciben una radiación de 2,000 a 2500 kwh/m<sup>2</sup> por año- ocupan una extensión próxima a la octava parte de la de todos los continentes, siendo los de mayor importancia en el entorno del Trópico de Cáncer, el Arábigo, el Thar de Pakistán e India Noroccidental y el de sonora entre México y Estados Unidos, y en el entorno del Trópico de Capricornio, el de Karlahari en Sudáfrica. el gran desierto Victoria en Australia y de Atacama norte de Chile. Se ha dicho en relación con el desierto de Atacama que en él se recibe más calor del sol en un año que el producido en el mundo entero en 1957 quemando petróleo, carbón, gas y madera. La superficie total de estas zonas desérticas de la tierra se aproxima a los 20,000,000 km<sup>2</sup>, en donde inciden cerca de 50X10<sup>15</sup> kw/h al año.

El consumo actual de energía primaria en el mundo es de 60X 10<sup>12</sup> Kw/h al año, bastaría sólo un rendimiento del 5% en la captación de la radiación incidente para obtener un aprovisionamiento de energía primaria 40 veces mayor que el actualmente utilizado.

Tanto los piranómetros como los pirheliómetros miden la cantidad de energía instantánea incidente sobre un punto, o sea, en el preciso instante de la medición, sin embargo, se pueden obtener promedios a través de intervalos de tiempo que van desde un día entero (o más horas) hasta un año. Para esto hay que mantener los dispositivos en medición continua durante todo el tiempo en que se quiere promediar la energía incidente.

Evidentemente no es posible hacer mediciones en todos los puntos de un territorio como es la República Mexicana, por ejemplo, para conocer la cantidad de energía solar que se irradian sobre puntos del país en los cuales no se han hecho mediciones, se toman los resultados de los lugares en que se han medido la cantidad de energía incidente y luego mediante modelos matemáticos se hacen estimaciones de la energía incidente sobre los puntos en cuestión. Es claro que tales estimaciones dan valores aproximados de la energía en los distintos lugares, además que siempre están relacionados con los promedios de energía a través de un mes o un año.

La figura 1.2 es una carta de la República Mexicana en donde se muestra la distribución de energía solar total diaria promedia en un año, los puntos representan lugares de medición y las líneas lugares a los que corresponden, según la estimación, la misma cantidad de energía. La unidad utilizada es cal/cm<sup>2</sup> día. A partir de esta carta es notable que los estados más ricos en potencial energético solar son Sonora y Chihuahua, y que las demás regiones del país reciben entre el 60% y el 100% del máximo de radiación que se encuentra cerca de la costa de Sonora.

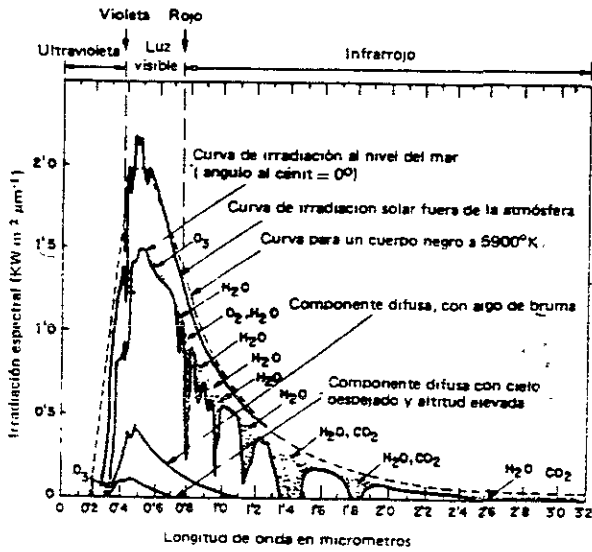


fig.ra 1 1 Espectro solar exterior a la atmósfera y al nivel del suelo

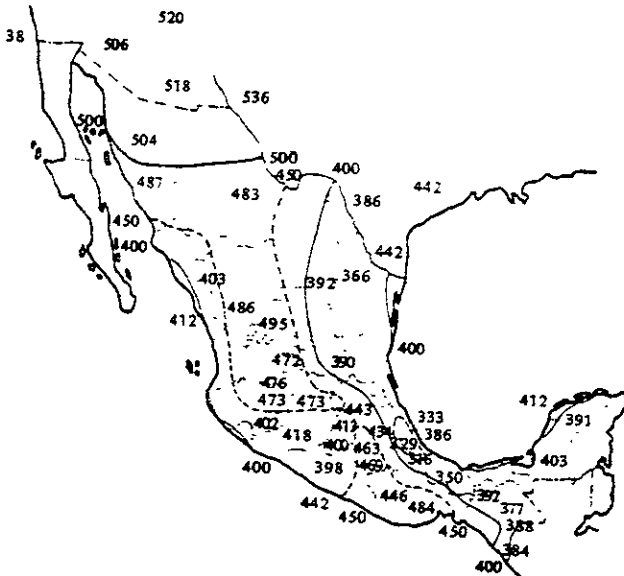


figura 1 2 Radiación global diaria promedio en el año ( $\text{cal/cm}^2 \cdot \text{día}$ ).

### 1.3 PLANOS DE INCIDENCIA

En casi todos los dispositivos de aprovechamiento de la energía solar, uno de los problemas fundamentales, consiste en saber orientar un plano, respecto a la dirección de los rayos del sol incidentes sobre la superficie de la tierra, en el lugar específico en que se trabaje. esta orientación obedece a la necesidad de optimizar la cantidad de energía solar colectada, o bien, a requerimientos particulares del diseño del dispositivo con el que se trabaja. Con esto, no se quiere decir que todos los sistemas de colección de energía solar están constituidos en forma de superficies planas, si no que de alguna forma todos están relacionados con el plano de referencia que pudiera ser imaginario inclusive.

Cuando tenemos una superficie plana, la mayor cantidad de energía se recibirá por esta, cuando se presente perpendicular a la dirección de los rayos solares incidentes, este es el momento de un óptimo aprovechamiento de la energía del sol, pero ocurre. desde el punto de vista de un observador sobre la tierra, que la radiación solar incidente varía su dirección a través de un día, a medida que la posición del sol varía en el cielo, y no solo esto, durante los diferentes días del año, esta variación no sigue un mismo patrón de comportamiento, Por ejemplo en los días de verano amanece más temprano y oscurece más tarde que en los días de invierno, a demás, en verano la trayectoria que sigue el sol pareciera ser "más alta" en el cielo que en invierno figura 1.3. Con seguridad todos hemos notado como la sombra de objetos inmóviles apuntan en direcciones diferentes a lo largo de diferente épocas del año; otro factor del cual dependerá la dirección de los rayos incidentes, en un momento y día dados, es la posición del lugar sobre la tierra en que se esté trabajando.

Son entonces varios los factores que intervienen para definir, en una hora, día y lugar, determinados, la dirección de los rayos del sol incidentes. Para determinar la posición de los rayos del sol en relación con un observador en cualquier parte de la tierra, se definen los ángulos:

$\alpha$ : Ascensión recta del sol, y  $\gamma$ : azimut solar.

En la figura 1.4 están esquematizados estos ángulos que forman la trayectoria SO entre el sol y el observador (dirección de los rayos incidentes), con el plano horizontal del observador en la superficie terrestre, allí mismo,  $\gamma$  es el ángulo que forma la proyección de SO sobre el plano horizontal con el eje Norte-Sur (en relación al Sur). Como hemos dicho, estos dos ángulos se miden en relación al plano horizontal sobre la superficie de la tierra, en el cuál esta el observador O, tenemos además otro plano que contiene a la línea ecuatorial, llamado plano del ecuador (figura 1.5), en relación con este plano definiremos otros ángulos:  $\phi$ , la latitud;  $\delta$ , la declinación y  $w$  el ángulo horario.

En la figura 1.6 se representa la latitud  $\phi$ . Esta determina una posición sobre la posición sobre la superficie de la tierra, se define como el ángulo entre la recta OC (que une el punto sobre la tierra con el centro de ésta), y el plano del ecuador. En la figura 1.7 se representa la declinación. Esta se define como el ángulo que forma la recta SC (entre el sol y el centro de la circunferencia ecuatorial) con el plano del ecuador, cuando son las doce horas, o sea, al mediodía, por último el ángulo horario  $w$ , se define como sigue: será igual a  $0^\circ$  a las doce

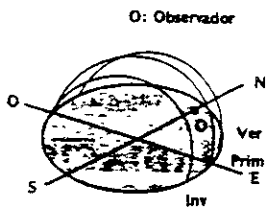


figura 1 3

ANGULOS DE POSICION DEL SOL

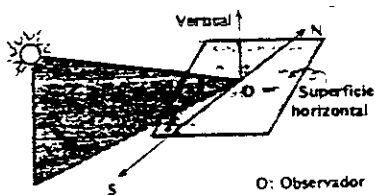


figura 1 4

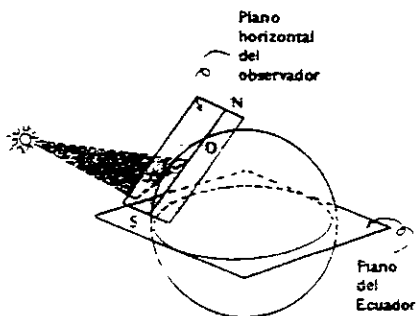


figura 1 5

P,Q: Observador

LATITUD

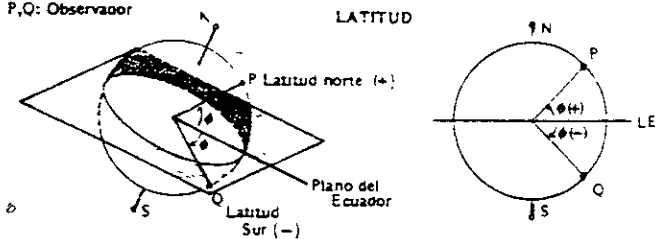


figura 1.6

DECLINACION

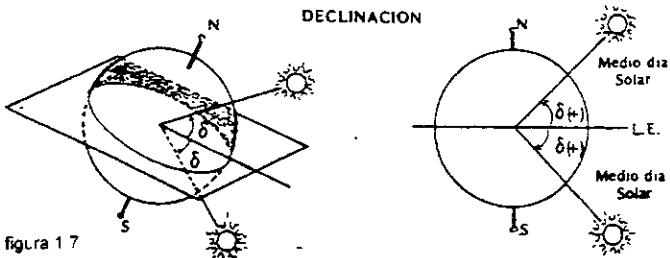


figura 1 7

horas, por cada hora de diferencia con el mediodía, varía una cantidad  $w = 15^\circ$ , positiva por la mañana, y negativa para la tarde.

Por ejemplo,  $w$  vale  $45^\circ$  a las 9:00 horas y  $-60^\circ$  a las 16:00 horas.

Matemáticamente  $w$  se expresa:

$$W = 15(12-t)$$

Donde  $t$  es la hora del día.

La expresión utilizada para calcular la declinación es:

$$\phi = 23.45 \text{ sen } (360 \times (284 + n) / 365)$$

donde  $n$  es el número del día del año.

Los valores de los últimos ángulos que se definieron suelen ser fáciles de conocer, casi siempre se consideran como datos del problema, aunque, claro está, que puede darse otro caso. Los ángulos de ascensión recta  $\alpha$  y azimut  $\gamma$ , sin embargo son los que más interés tienen para nuestras aplicaciones, pues especifican la dirección de incidencia respecto al plano horizontal sobre la tierra.

Desarrollaremos entonces unas ecuaciones de transformación entre el conjunto  $\phi, \delta, w$ , y el conjunto de ángulos  $\alpha$  y  $\gamma$ ; para dados los valores del primer conjunto se puedan hallar los del segundo, y en algunos casos se pueda proceder de manera inversa. La demostración de estas relaciones hace uso de la trigonometría esférica, por lo que la omitiremos.

Las relaciones son:

$$\text{sen } \alpha = \cos \phi \cos \delta \cos w + \text{sen } \phi \text{ sen } \delta$$

$$\text{sen } \gamma = \cos \delta \text{ sen } w / \cos \alpha$$

Pensemos en un plano cualquiera en una posición fija determinada, la línea perpendicular que lo atraviesa se llama la normal al plano. El ángulo que hace esta normal con cualquier rayo de luz incidente desde el sol sobre el plano, le llamaremos el ángulo de incidencia  $\theta$ , (ver figura 1.8). La posición del plano, en relación con el plano horizontal del observador queda determinada por dos ángulos;  $s$ , la inclinación del plano, y  $\gamma_s$ , el azimut del plano respecto al sur. Estos dos ángulos se esquematizan en la figura 1.9. Se puede mediante un proceso matemático, llegar al establecimiento de una expresión que relaciona al ángulo de incidencia, con el conjunto de ángulos  $\phi, \delta, w, S$ , y  $\gamma_s$ .

Esta expresión es:

$$\cos \theta = \sin \delta \sin \phi \cos S - \sin \delta \cos \phi \sin S \cos \gamma_s + \cos \delta \cos \phi \cos S \cos w +$$

$$\cos \delta \sin \phi \sin S \cos \gamma_s \cos w + \cos \delta \sin S \sin \gamma_s \sin w$$

Al aplicar esta última ecuación a un plano horizontal cualquiera, dado que en este caso  $S = 0^\circ$ , el coseno del ángulo de incidencia será:

$$\cos \theta = \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos w$$

En un plano vertical de cara hacia el oeste  $S$  será igual a  $90^\circ$  lo mismo que  $\gamma_s$ . En este caso se convierte en:

$$\cos \theta = \cos \delta \sin w$$

Por último si el plano que tenemos tiene una inclinación dada  $S$ , y está de cara al sur (figura 1.10), la ecuación para  $\cos \theta$  será:

$$\cos \theta = \sin \delta \sin \phi \cos S - \sin \delta \cos \phi \sin S + \cos \delta \cos \phi \cos S \cos w +$$

$$\cos \delta \sin \phi \sin S \cos w$$

ya que  $\gamma_s = 0$ .

Al factorizar los dos primeros términos del segundo miembro, y por otro lado los dos últimos:

$$\cos \theta = \sin \delta (\sin \phi \cos S - \cos \phi \sin S) +$$

$$\cos \delta \cos w (\cos \phi \cos S + \sin \phi \sin S)$$

y aplicando dos conocidas identidades trigonométricas,

$$\cos \theta = \sin \delta \sin (\phi - S) - \cos \delta \cos w \cos (\phi - S)$$

La cantidad  $\cos \theta$  es muy importante, porque representa una medida de la intensidad de la radiación que recibe un plano en determinada posición, la constante  $I_{cs}$  se define como la cantidad de potencia emitida por el sol, por unidad de área. Midiéndola en el espacio exterior a una distancia, desde el sol, equivalente a su distancia promedio a la tierra, resulta un valor de  $1353 \text{ W/m}^2$  siendo en ocasiones la intensidad de radiación que llega a la superficie terrestre menor que  $I_{cs}$ , su valor depende del punto de la tierra de que se trate.

Tomemos un punto cualquiera en la superficie terrestre y denotemos por  $I_t$  la intensidad de radiación que se recibe en ese lugar, un plano que se encuentra de cara al sol en este lugar, es decir que su ángulo de incidencia igual a cero, recibe la totalidad de la intensidad incidente  $I_t$ , ¿Qué intensidad recibe un plano cuyo ángulo de incidencia es diferente de cero?



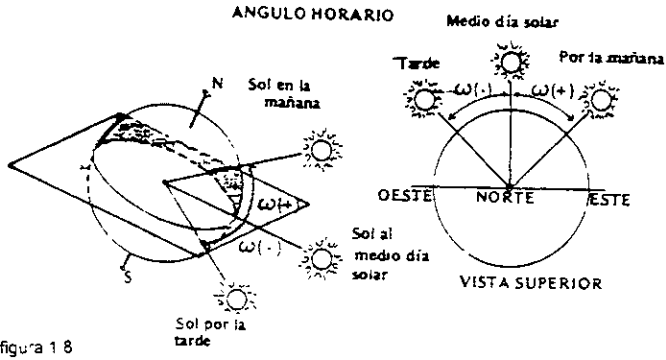


figura 1 8

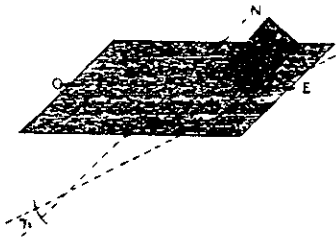


figura 1 9

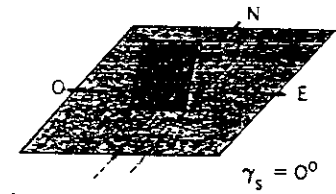


figura 1 10

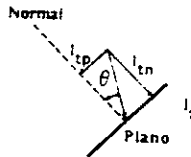


figura 1.11

Veamos la figura 1.11, estamos representando la cantidad  $I_t$  con carácter vectorial. La única contribución de la radiación al incidir sobre el plano se debe a  $I_{tn}$ , la componente normal al plano. Esto es así, pues ésta componente es la que ataca frontalmente a la superficie. El ángulo entre  $I_t$  e  $I_{tn}$  es  $\theta$ , por lo que para el triángulo rectángulo que se forma en la figura, se cumple:

$$I_{tn} / I_t = \cos \theta$$

o bien,

$$I_{tn} = I_t \cos \theta$$

La cual representa la intensidad total de la radiación que recibe el plano.

## 1.4 INSTRUMENTOS QUE MIDEN LA ENERGÍA SOLAR

### a) PIRANOMETRO

Para medir la cantidad de energía solar que incide sobre un determinado punto en la superficie terrestre, se utilizan diversos tipos de dispositivos, los cuales tienen siempre como principio de funcionamiento la conversión de la energía solar en algún otro tipo de energía, como puede ser: energía eléctrica, energía calorífica, etc. Para lograr la conversión de energía se utilizan: celdas solares, uniones bimetálicas, efectos térmicos de cambio en las propiedades de la materia y cualquier dispositivo sensible al calor o a la radiación, es susceptible de ser adaptado a un aparato medidor de la energía del sol.

La radiación solar que incide sobre los cuerpos se puede enumerar de la siguiente forma, en orden de importancia: radiación directa del sol, radiación difusa en la atmósfera, radiación reflejada por el suelo.

Para medir la radiación total incidente sobre un punto, se utilizan aparatos llamados piranómetros (figura 1.12), los cuales a través de un hemisferio de material transparente colectan los tres tipos de radiación recién mencionados. La caja que soporta el hemisferio, en la figura, representa el sistema convertidor de energía.

### b) PIRHELIOMETRO

El pirheliómetro es un tipo de aparato que se utiliza para medir la energía incidente directamente desde el sol. La figura 1.13 esquematiza uno de estos medidores.

Consta de un tubo parecido al de un telescopio el cual debe ser enfocado en dirección al sol, para que la radiación penetre hasta el dispositivo que convertirá la energía solar en otro tipo de energía.

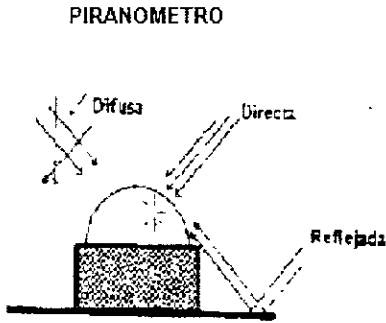


Figura 1 12

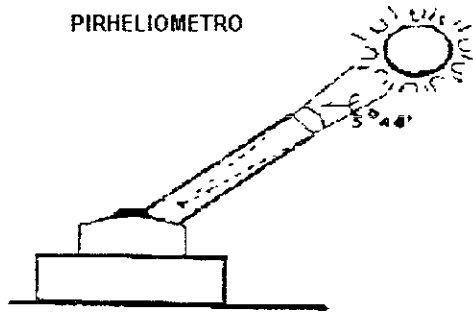


Figura 1 13

La abertura angular entre el diámetro de la boca del tubo y el punto donde se encuentra el dispositivo convertidor de energía debe medir  $5^{\circ} 44'$  aproximadamente, porque de esta manera es posible captar hasta la corona solar únicamente.

### c) HELIOGRAFO

El heliógrafo es un aparato que mide el número de horas de insolación por día, algunos están contruidos de un rollo de papel que gira continuamente a velocidad constante, mientras que el sol cuando incide directamente sobre el papel, a través de una rendija, deja una marca sobre una película especial en el papel. Esta marca no aparece cuando las nubes cubren el sol (Figura 1.14), de esta forma al final del día midiendo la proporción del papel marcado se puede saber el número total de horas de insolación.

Tanto los piranómetros como los pirheliómetros miden la cantidad de energía instantánea incidente sobre un punto, o sea, en el preciso instante de la medición, sin embargo, se pueden obtener promedios a través de intervalos de un tiempo que van desde un día entero (o más horas) hasta un año. Para esto hay que mantener los dispositivos en medición continua durante todo el tiempo en que se quiere promediar la energía incidente.

Evidentemente no es posible hacer mediciones en todos los puntos de un territorio extenso como la República Mexicana, por ejemplo. Para conocer la cantidad de energía solar que irradia sobre puntos del país en los cuales no se han hecho mediciones, se toman los resultados obtenidos de los lugares en que se han medido la cantidad de energía

incidente y luego mediante modelos matemáticos se hacen estimaciones de la energía incidente sobre los puntos en cuestión.

### HELIOGRAFO

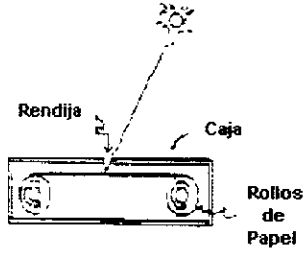


Figura 1 14

## II COMO CAPTAR LA ENERGÍA SOLAR

Para el debido aprovechamiento de la radiación solar, lo primero que debe hacerse es captar la energía procedente del sol que llega a un punto determinado, y conducirla adecuadamente transformada, al lugar en donde será consumida. Si el calor radiado es captado adecuadamente y trasladado a donde convenga su utilización, indudablemente ese calor es aprovechado adecuadamente.

### II.1 EFECTO INVERNADERO

La tecnología actual de sistemas de captación solar, tienen como base fundamental un elemento captador de la radiación lo que se denomina el colector o placa solar. Este elemento no hace otra cosa que aplicar, de manera practica, el fenómeno que se conoce con el nombre de efecto invernadero. El invernadero, cualquiera que sea sus dimensiones, consiste básicamente en un espacio cerrado, para aislarlo del exterior, con paredes o cubiertas acristaladas. A través de los cristales pasan los rayos solares al interior, que es calentado por tan eficaz medio.

Los cristales cumplen una doble función: por una parte, permite que los efectos de la insolación pasen al interior del lugar, de forma que la acción calórica actúa dentro del mismo, en lugar de afectar a las paredes exteriores, que es lo normal en las construcciones cerradas. Y por otro lado, el mismo acristalado impide que se produzca el fenómeno inverso, esto es, la radiación desde dentro hacia fuera, y pierda energía calórica cuando la declinación del sol haya dejado paso a la noche. Resumiendo: el efecto invernadero consiste en incrementar la temperatura interior del lugar por medio de láminas de cristal que dejan pasar los rayos solares, pero no permiten la radiación al exterior. Para complementar la acción del acristalado, hay que aislar todas las juntas por las que podrían producirse fugas de la energía calórica acumulada.

Cualquier cuerpo expuesto a la radiación, reaccionara de una de las tres formas siguientes:

- Reflejará los rayos solares, remitiéndolos de nuevo al espacio.
- Los dejara pasar a través del invernadero.
- O bien los absorberá, con lo que al incorporarlos aumentará su temperatura.

Las placas de vidrio tienen la propiedad de dejar paso a los rayos luminosos solares, que en el momento de penetrar en el espacio, se convierten en rayos calóricos y, como tales, cambian de longitud de onda. De las 0.25 a las 2.5  $\mu$  originales, pasan de las 4 a 70  $\mu$ , que pertenecen a la banda de los infrarrojos. Ante ellos, las láminas de vidrio se comportan como un material aislante y no permiten su regreso al exterior, de forma que el calor captado queda retenido en el interior del invernadero

## II.2 COLECTORES SOLARES

La caja-invernadero prototipo (figura 2.1) mejor conocida como colector solar consiste en una caja con una cubierta de vidrio y un absorbente en el fondo de la caja, la distancia entre las superficies es corta por lo que permite aumentar su temperatura con más facilidad.

Aproximadamente el 98% de la energía radiada que incide sobre una placa ennegrecida es susceptible a ser absorbida, con lo que puede alcanzarse los 70°C en la superficie descubierta expuesta al sol. Y acercarse incluso a los 100°C cuando dicha superficie forma la pared interior trasera de una caja perfectamente aislada, cuya parte delantera por la que entran los rayos luminosos solares, es de vidrio o de plástico transparente, y entre ambas partes se interpone una capa de aire.

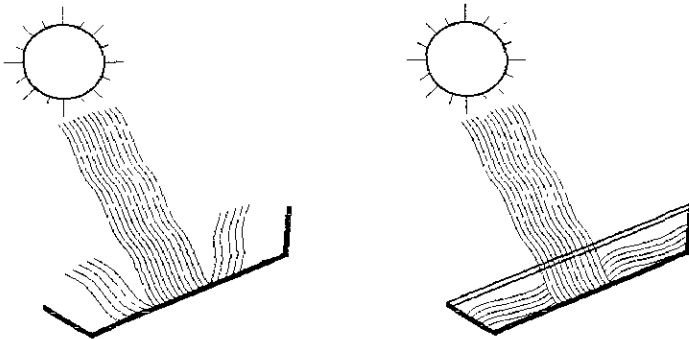


figura 2.1 A la izquierda, colector abierto: parte de la radiación captada vuelve, por reflexión al aire. A la derecha, colector cerrado con un vidrio (principio de invernadero): la radiación captada se queda dentro del panel

El calor absorbido, como se verá enseguida, se aplica para calentar agua o bien para calentar aire que servirán para que funcionen los sistemas calefactores del hogar, locales industriales, comercios, etc. El esquema de un colector puede verse en la figura 2.2, que reproduce el corte en sección transversal de un modelo universal. Inmediato a la superficie absorbente, se instala el tubo o conducto que transporta el vehículo conductor del calor captado, sea agua, aire o aceite especial. Debajo de la placa absorbente se coloca la capa de material aislante térmico, para obligar a que el calor absorbido actúe sólo sobre el conducto y no desperdicie calorías irradiando sobre el fondo de la caja colectora

El calor absorbido por la placa solar no suele aprovecharse en el mismo lugar en donde está instalada. Salvo excepciones, el calor debe transportarse hasta un punto determinado, por lo que se requiere la colaboración de un sistema conductor que asuma esta función. Este sistema se compone de una serie de conductor conectados entre sí, por cuyo interior circula el fluido calentado. El funcionamiento del equipo se basa en la insolación continua de las placas solares, que van cediendo calor al fluido conductor y reponiendo su pérdida por la continua acción solar. El tipo de colector que acabamos de describir someramente, y al que dedicaremos después mayor atención, es el llamado plano o placa solar.

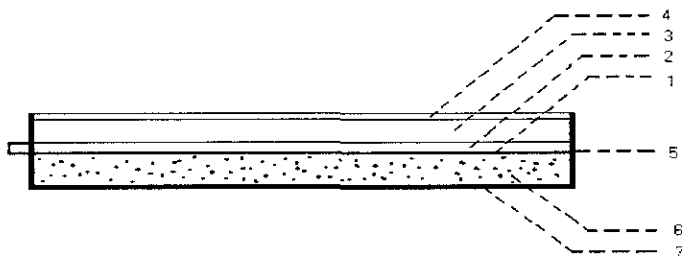


figura 2.2 Esquema de un corte en sección de un prototipo de colector solar plano 1. vidrio protector. 2. pequeña cámara de aire. 3. conducto del circuito interior. 4. superficie receptora absorbente. 5. lateral de la carcasa, 6. capa de material aislante. 7. fondo de la carcasa

Existen otros tipos de colectores, si entendemos como tal a cualquier superficie que se aplique expresamente a captar la radiación del sol, para convertirla en energía térmica o eléctrica. Se fabrican, por ejemplo:

- Colectores de baja temperatura. que carecen de elemento protector de vidrio y, por lo tanto, no se basa en el efecto invernadero. Para compensar la acción del acristalado, precisan contar con grandes superficies de captación para obtener temperaturas de 50 a 60°C.
- Colectores planos de alta temperatura.
- Colectores fotovoltaicos. que convierten directamente las radiaciones solares en electricidad.
- Colectores concentradores o de alta temperatura. que se diseñan como placas de hasta superficie cóncava o parabólica, y con los cuales pueden llegar a obtenerse temperaturas de 4,000°C.

### II.3 PLACA SOLAR PLANA

El colector de placa solar plana, denominado técnicamente colector heliotérmico plano, toma este nombre debido a que presenta plana la superficie de absorción (figura 2.3). Por lo común, las placas heliotérmicas planas tienen un rendimiento medio bastante bajo. Generan temperaturas inferiores a los 100°C. no obstante, es posible aumentar el citado rendimiento disponiendo, en la cubierta del colector, un acristalado de vidrio doble o triple.

La placa solar plana es el tipo de colector que más se utiliza en las instalaciones actuales para la captación de la radiación solar. principalmente por tres razones:

- Por su facilidad de montaje.
- Por su concepción modular. que permite formar una agrupación de paneles hasta conseguir la superficie que necesite cada usuario.
- Y por su precio relativamente bajo.

Una placa solar consta, esencialmente, de los elementos que se reproducen en la figura 2.4.

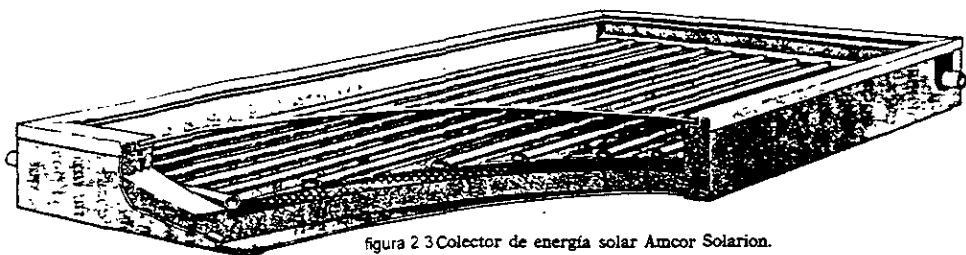


figura 2.3 Colector de energía solar Amcor Solarion.

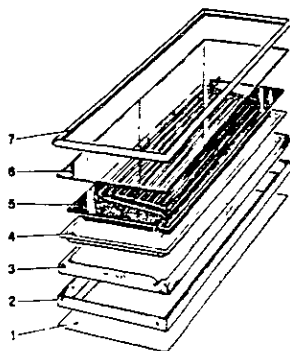


figura 2.4 Despiece de un colector de tipo plano: 1, fondo de la carcasa; 2, estructura de la carcasa; 3, aislamiento térmico de 5 cm de espesor; 4, hoja de aluminio gofrado reflectante; 5, superficie absorbente, con circuito grabado roll-bond; 6, cubierta protectora de vidrio transparente, de 5 mm de espesor; 7, cierre del bastidor, marco del vidrio y cordón aislante de goma etilopropilénica (modelo Joannes).

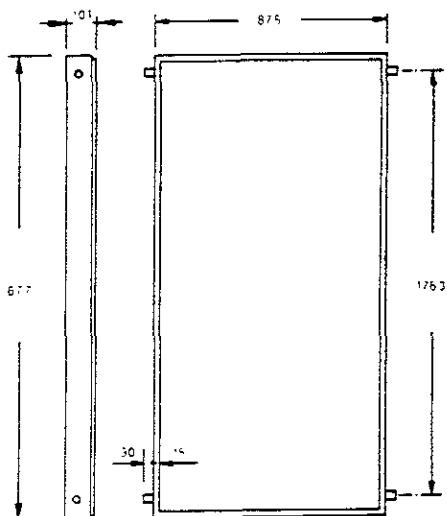


figura 2.5 Marco de bastidor de un panel solar: perfil y planta



- La *caja* o *carcasa* forma el receptáculo que contienen los componentes de la placa, dispuestos paralelamente uno a continuación del otro. Tiene forma rectangular y se compone de cuatro paredes laterales que constituyen el *bastidor*, de una plancha que cierra el conjunto por la parte trasera: el fondo. El bastidor determina las tres medidas de la placa: longitud, anchura y grosor (fig. 2.5).

La caja del colector se proyecta para soportar las inclemencias del tiempo, pues estará las 24 horas del día expuesta a la intemperie.

Hay que contar con el riesgo de que aparezcan corrosiones. Según el criterio de cada fabricante, se utilizan diversos materiales que evitan este riesgo: acero galvanizado, acero inoxidable, aluminio anodizado, poliéster reforzado con fibra de vidrio, e incluso madera tratada contra humedad

- *Placa protectora o cubierta transparente*, que tiene la misión de permitir el paso de los rayos luminosos solares. Su importancia es evidente, en el supuesto de que la radiación incidiese directamente sobre la placa de absorción, la temperatura que se alcanzaría sería mucho menor. Es el caso de los colectores de baja temperatura.

La cubierta transparente puede ser de vidrio o de plástico incoloro. En el primer caso, que es el más corriente, se aplica cristal templado o luna, por lo general de 6 mm de espesor. Se fabrican modelos más económicos con vidrio normal de 4 a 6 mm, pero son también más vulnerables y pueden crear complicaciones a la instalación, en cuanto a posibilidades de rotura y dificultades para cambiarlos.

Como materiales plásticos, se utilizan aquellas de alta transmisión que ofrece una transparencia similar a la del cristal. Tales, por ejemplo, el policarbonato, el metacrilato, el cloruro de polivinilo, etc.

Se considera que, con la radiación solar incidente de 800 kcal/m<sup>2</sup> y ahora, un panel solar de vidrio simple logrará temperaturas que se acercan a los 100°C, aunque difícilmente los alcancen y, menos aún, los superen. Pero si se aplica un doble acristalamiento, puede llegar a los 135-140°C. Y con acristalamiento triple, rozará los 180-190°C.

No estará de más saber que también el precio de cada unidad colectora se incrementará paralelamente, con lo que, de hecho, lo único que se consigue es reducir el espacio que deberá ocupar la superficie colectora total.

Se ha experimentado con placas de cuatro y más cristales, pero los resultados han demostrado que se elevan los costos del producto hasta situarlo hasta un punto prohibitivo, sin que la temperatura conseguida lo justifique.

- *Placa absorbente*. Es la superficie de absorción del calor, formada por una lámina normalmente metálica (acero embutido, cobre, aluminio) que, en algunos modelos, puede ser de material plástico o de goma. En esta placa inciden los rayos solares después de atravesar la cubierta transparente (fig. 2.6).

Para incrementar el poder de absorción, se reviste la cara anterior de la placa con una capa de color gris muy oscuro o negro y se acostumbra a someter dicha superficie absorbente a un tratamiento electro-químico: el llamado *black-chrome* (cromo negro), que presenta una gran receptabilidad y no pierde cualidades con el paso del tiempo ni por la fuerte insolación a la que estará sometido, como puede ocurrir con la aplicación de otros materiales.

También se recurre a un estabilizador negro de carbón, para evitar las degradaciones que pudieran ocasionar el paso del tiempo y la acción de los rayos solares. Es estabilizador actúa en este caso como inhibidor.

- El *circuito*, por el que se deberá circular el fluido transportador del calor, se dispone de inmediato a la placa absorbente, por la cara anversa, en la mayoría de los modelos, para que reciba sus efectos calóricos inmediatamente y con mayor intensidad. El circuito se encargará de llevar el calor hasta el acumulador, o bien al lugar de destino. Suele constar de un conducto de pequeño o mediano calibre, fabricado en material buen conductor térmico y reactivo a la corrosión, que recorre la superficie de la placa del absorbente varias veces, en disposición paralela, longitudinal o transversalmente (fig. 2.7).

Este es el circuito que podemos considerar como clásico, ya que actualmente se diseñan otros tipos distintos, que dan precisamente origen a los diferentes grupos que permiten la división de los colectores solares planos. Para diferenciarlo del circuito distribuidor, que se origina a la salida del acumulador, se le llama *circuito primario*, y al segundo de ellos, *circuito secundario*.

La boca o entrada del circuito primario suele situarse en el ángulo de la placa. El fluido transportador del calor será, principalmente, el agua (medio líquido) o el aire (medio gaseoso).

- *Bloque de material aislante*, formando una gruesa capa de 5 a 7 cm, la cual tiene por misión reducir al máximo las posibles pérdidas de calor. Se utilizan muy diversos materiales, desde la fibra de vidrio hasta virutas de madera aglomerada, pasando por la espuma de poliuretano, el poliestireno expandido (corcho blanco) y corcho natural, en plancha o granulada, entre otros.

- *Perfiles de estanqueidad*. El panel debe funcionar sin fugas de calor, que harían bajar su rendimiento, para evitarlas, el bastidor, en su unión con la placa protectora y con el fondo de la cubeta, ha de asegurar una absoluta estanqueidad.

Ello se consigue por intermedio de un perfil que rellenará las juntas, a base de un material elástico, de reconocida duración, inalterabilidad y resistencia a la acción solar y a los elementos climatológicos (vientos, lluvias, humedades, fríos, etc.). Suelen utilizarse cordones de caucho siliconado en pasta, o bien perfiles de neopreno y otros tipos de elastómeros, e incluso ambos sistemas de protección estanca a la vez (fig. 2.8).

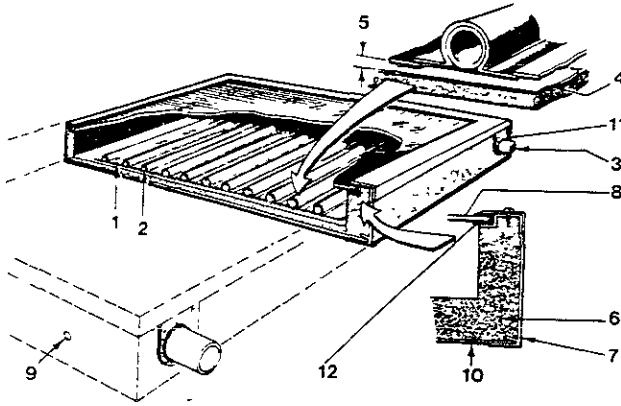


figura 2 6 Detalle de la superficie absorbadora de un colector solar de tipo plano Amcor: 1, placa de absorción, 2, rejilla de tuberías de cobre; 3, conexión externa de tubería; 4, hoja de aluminio; 5, cámara de aire; 6, aislante; 7, estructura exterior del colector; 8, lámina de vidrio; 9, taldadro para sujeción atornillada, 10, fondo del colector; 11, escuadra de refuerzo; 12, junta de caucho neopreno.

figura 2 7 Circuito primario de conductos montados sobre la superficie absorbente.

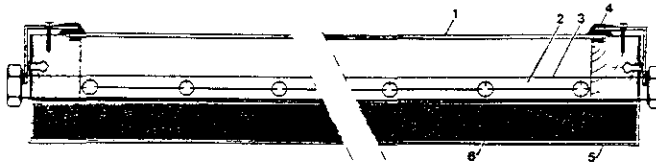
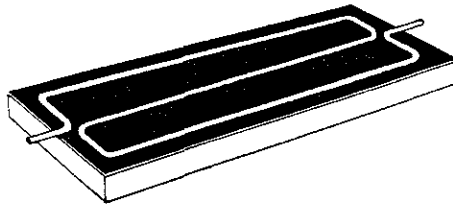


figura 2 8 Corte en sección de un panel solar de tipo plano. 1, cristal templado Securit, de 3 mm; 2, absorbedor de cobre; 3, pintura negra selectiva; 4, junta de estanqueidad; 5, caja de aluminio, 6, espuma de poliuretano, espesor 30 mm.

### II.3.1 RENDIMIENTO

Este es un factor que debe tenerse en cuenta al proyectar la capacidad receptora de las placas solares, ya que el rendimiento real de las mismas depende de muy diversas circunstancias, algunas de ellas de tipo climático, pero otras pueden ser imprevistas. Muchas veces intervienen, también, fugas de calorías, pérdidas que pueden producirse por fallos de estanqueidad de los elementos componentes del colector. Y en ocasiones, las causas se hallan en una sobrevalorización del comportamiento del modelo, por parte de la firma fabricante. Es recomendable, por lo tanto, aceptar como norma un rendimiento de la placa solar situable entre el 60 al 75% de lo que declaran las especificaciones técnicas del colector.

Los colectores solares de placa plana operan eficientemente hasta una temperatura de 80°C. A partir de esta temperatura su eficiencia decae drásticamente debido principalmente a las pérdidas de calor por convección y radiación. Es posible ampliar un poco más la gama de temperaturas de operación utilizando una doble cubierta transparente y/o superficie selectiva, pero aún así el límite superior es de 100°C.

Los requerimientos térmicos de algunos dispositivos como son refrigeración, aire acondicionado o estaciones pequeña y mediana potencia son superiores a los que un colector tradicional de placa plana puede suministrar y por lo tanto, es necesario recurrir a colectores evacuados con superficie selectiva.

El uso combinado de un recubrimiento selectivo y baja presión entre receptor y cubierta, disminuye las pérdidas por radiación y elimina las de convección. El resultado es un colector con buena eficiencia a temperaturas superiores a los 100°C.

## II 4 COLECTORES CON MEDIO LIQUIDO

El agua en circulación por el interior del circuito de la placa refrigera de manera continua la superficie absorbente, intercambiando su temperatura con la del absorbedor. Durante su recorrido, el agua se irá calentando y cuando termine el circuito, el agua habrá alcanzado el máximo de su temperatura. Cuando se trata de un sistema cerrado, se enfría al ceder el calor que acaba de transportar a un medio nuevo. Una vez enfriado, el medio líquido retorna al lugar de procedencia con la misión de refrigerar la superficie absorbidora y volverse a calentarse, es decir, inicia de nuevo el ciclo.

Teniendo en cuenta que la vida del circuito y, por consiguiente de la placa solar, depende en buena medida de que no se produzcan incrustaciones calcáreas capaces de reducir el diámetro de paso y entorpecer la circulación, es muy conveniente que el agua a utilizar sea lo más neutra posible. Esto resulta fácil de conseguirlo cuando el circuito es cerrado y el agua contenida en los conductos no se consume. La placa solar se carga con la cantidad de agua que necesita para funcionar, de manera parecida a como se hace con la instalación de refrigeración de un automóvil. Puede utilizarse, incluso si fuese preciso, el

agua destilada, principalmente en aquellas localidades en las que las aguas sean duras o calcáreas.

La solución de emplear agua de lluvia o destilada no puede aplicarse cuando el agua del circuito, que es de tipo abierto, se consume al término de su recorrido, como es el caso del calentamiento de algunas piscinas. En tal supuesto, lo recomendable será elegir un colector con los conductos del circuito sobredimensionados.

Precisamente en el calibre de los conductos se basa la clasificación de los sistemas adoptados para resolver el circuito de las placas solares, lo que permite establecer tres grupos.

- Sistemas de serpentín.
- Sistema rollbond o de venas embutidas.
- Sistema de tubos de calor

#### II.4.1 PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS DE LOS COLECTORES DE MEDIO LÍQUIDO

Entre las principales características, se pueden mencionar:

- El agua posee una gran capacidad calórica. Se calienta con facilidad, puede alcanzar temperaturas superiores a la de la ebullición recuperando el vapor por condensación, y conservar el calor durante bastante tiempo.
- El montaje de los colectores no es complicado.
- Las placas solares con medio de agua, pueden aplicarse indistintamente para cualquier servicio doméstico; agua caliente, calefacción y refrigeración.
- El almacenamiento del calor se hace con un termo-acumulador de agua, sistema que a su sencillez de funcionamiento une una elevada capacidad para la acumulación de calorías. La temperatura alcanzada se conserva durante un largo período.

Estas son cuatro ventajas destacables con respecto a los sistemas de medio líquido. Sin embargo, ofrece otras cuatro desventajas, que se citan a continuación, indicando entre paréntesis, las normas de actuación más aconsejables para evitarlas, o al menos paliar sus efectos.

- Pueden presentarse problemas de corrosión. (Anticipese, exigiendo el suministro de colectores que utilicen metales compatibles entre sí, en la construcción del bastidor, la superficie absorbidora y el circuito. Y mejor todavía si el material metálico utilizado es uno solo. En todo caso, hay que rechazar la combinación de hierro y cobre).
- Igualmente, existe el peligro de congelación en invierno, que no solo inutilizaría la instalación en una época en más necesarios puedan ser sus servicios, sino que incluso puede reventar el circuito. (Requiere prever tal posibilidad cuando las temperaturas bajan de los

0°C. Al igual que se hacen con los automóviles, hay que adicionar una sustancia anticongelante al agua del circuito tan pronto como se inicie el invierno.)

- En el caso de presentarse fugas de estanqueidad, aun suponiendo que sean de escasa importancia, pueden afectar al poder aislante de la capa inferior del colector, con lo que bajaría el rendimiento calórico de la placa.
- Y por último, si no se consume el calor acumulado, es probable que se produzcan sobrecalentamientos capaces de dañar a la instalación. (Durante el verano, y en el supuesto de que no se utilizan sus servicios, no olvidarse de descargar periódicamente el acumulador, lo que se llama "purgarlo". También se puede desconectar el acumulador y vaciar los conductos de agua).

## II.5 COLECTORES EVACUADOS

Ya se planteo los beneficios de utilizar una superficie selectiva para aumentar la temperatura de operación en los colectores solares; a continuación se tratará principalmente la influencia de la presión reducida y baja presión.

A altas presiones (mayores de 1 atmósfera) la conducción y convección de la capa de aire entre el receptor y la cubierta son prácticamente independientes de la presión fig 2.9. Sin embargo cuando se reduce la presión, a la convección libre disminuye y para valores de  $Ra \cos \theta < 1708$  ( en donde Ra es el numero de Rayleigh y  $\theta$  es el ángulo de inclinación del colector), la convección libre es prácticamente eliminada.

La presión requerida para lograr una capa estacionaria de aire (presión reducida) se puede calcular a través de la relación .

$$P = \frac{0.79}{(\cos \theta)^{1/2} (T_p - T_v)^{1/2} \alpha^2 (1 + 2\alpha) (100 l)^{3/2}}$$

En donde:

$T_p$  = temperatura del receptor en °K.

$T_v$  = temperatura del vidrio en °K.

$\alpha$  =  $100/T_m$  en °K<sup>-1</sup>.

$T_m$  = temperatura media entre las temperaturas del receptor y del vidrio en °K.

$l$  = distancia entre el receptor y cubierta de vidrio en m

De la ecuación anterior, para un colector típico con  $l = 0.05m$ ,  $T_p = 100^\circ C$ ,  $T_v = 25^\circ C$ ,  $\theta = 45^\circ$ , la presión requerida será  $P = 0.0684 \text{ atm}$  ó 52 mm de Hg.

1 - ref K G T. Hollands Advanced non Concentrating Solar Conversion, Waterloo, Canada, 6-19 August 1978

La dependencia de la conductividad térmica de la capa de aire con la presión puede ser cuantificada a través del número de Knudsen.

$$Kn = \frac{\Lambda}{l}$$

En donde  $\Lambda$  es el camino libre medio de las moléculas, que para el caso de aire se puede considerar como muy buena aproximación:

$$\Lambda = \Lambda_0 \frac{T_m P_0}{T_0 P}$$

En donde:

$$\Lambda_0 = 6.38 \times 10^{-8} \text{ m.}$$

$$T_0 = 288^\circ\text{K.}$$

$$P_0 = 1 \text{ atm.}$$

$P$  = presión de operación en atm.

$K_0$  = conductividad térmica del aire a presión atmosférica.

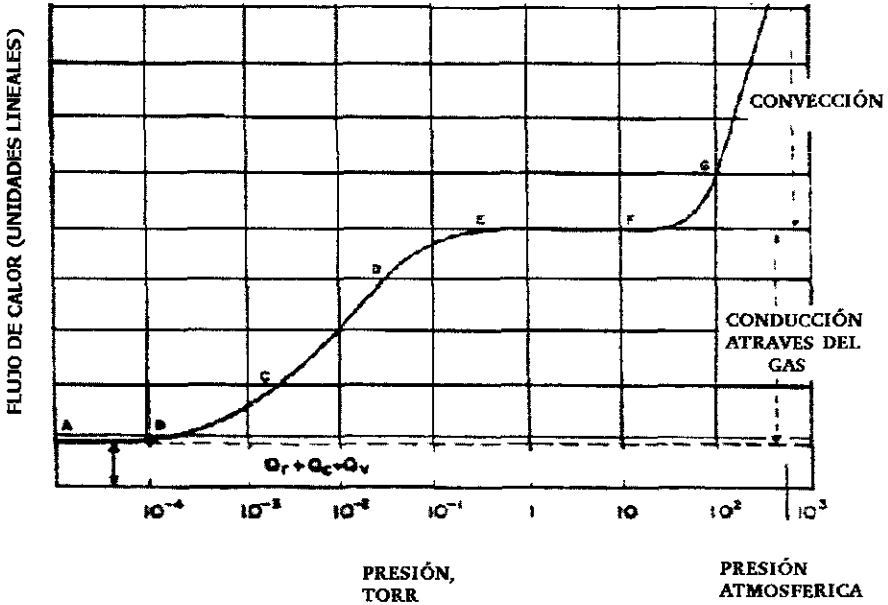


figura 2.9 variación del intercambio de energía térmica entre un cuerpo y sus alrededores con la presión del gas residual.

La conductividad térmica del aire es independiente de la presión para valores de  $\leq 1$  atm. Sin embargo para valores de  $Kn \geq 10$ ,  $k$  es proporcional a la presión y a la distancia  $l$ .

$$k = \frac{1.6 \cdot p}{\Lambda^0 P^0} (T^0 / T_m)^{1/2}$$

De tal manera que en este régimen, el coeficiente de transferencia térmica,

$$h_{cd} = k / l$$

Resulta independiente de  $l$ , o sea que el mecanismo predominante de transferencia es el choque de las moléculas con las paredes caliente y fría, más que los choques de las moléculas entre sí.

Para justificar el uso de baja presión se requiere que la conducción gaseosa se reduzca por lo menos en un factor de 10. Para un colector evacuado tipo con  $T_m = 335 \text{ °K}$ ,  $l = 1 \text{ cm}$ ,  $k / k^0 = 0.1$ , teniendo como presión requerida  $P = 5.2 \times 10^{-4} \text{ mm de Hg}$ , así como la conductividad térmica del aire  $k = 0.003 \text{ watt / m}^\circ\text{C}$ .

El coeficiente global de pérdida para un colector evacuado estará dado por:

$$U_l = \frac{1}{\frac{1}{h_r} + \frac{1}{h_{cd}} + \frac{1}{h'_r + h'_{ev}}}$$

En la figura 2.10 se ha reportado los valores de pérdidas  $U_l$  para un tubo evacuado y un colector plano y podemos apreciar que  $U_l$  es mucho menor a temperaturas elevadas para el caso de un tubo evacuado. Por otra parte el colector evacuado es prácticamente insensible a la velocidad del viento y a la temperatura ambiente.

Finalmente, en la figura 2.11, se comparan las eficiencias térmicas entre colectores planos y tubos evacuados calculadas por medio de la ecuación.

$$\eta = FR (\tau \alpha) e - \frac{FR U_l (T_e - T_a)}{I}$$

En donde

$FR$  = Factor de calor removido que es función de las variables del diseño y del gasto.

$(\tau \alpha) e$  = Producto de transmitancia absorptancia efectiva.

$U_l$  = Coeficiente global de pérdida de calor.

$T_e$  = Temperatura de entrada del fluido  $^\circ\text{C}$ .

$T_a$  = Temperatura ambiente  $^\circ\text{C}$ .

$I$  = Radiación global incidente sobre el plano del colector  $\text{Watt/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Cabe señalar que en los tubos evacuados la eficiencia es proporcional al ángulo horario ( $\omega = 0^\circ$  a las 12:00 am,  $\omega = +30^\circ$  a las 10:00 am,  $\omega = -15^\circ$  a las 13:00 pm).

Para una temperatura de entrada de  $120^\circ\text{C}$ , temperatura ambiente de  $20^\circ\text{C}$  y radiación global de  $700 \text{ watt/m}^2$ , las eficiencias para cada caso son:



	Colector plano Dos cubiertas $\varepsilon = 0.95$	Colector plano dos cubiertas $\varepsilon = 0.1$	tubo evacuado $\varepsilon = 0.1$
Eficiencia	9%	25%	37-47%

Un colector evacuado opera con un coeficiente de pérdidas calóricas extremadamente bajo debido al uso combinado de una superficie selectiva y una baja presión, lo que le permite alcanzar temperaturas de operación superiores a los 100°C con una buena eficiencia sin necesidad de un sistema de rastreo.

Por tal razón, estos dispositivos son capaces de satisfacer los requerimientos térmicos de sistemas solares como aire acondicionado, refrigeración y generación de baja y alta potencia.

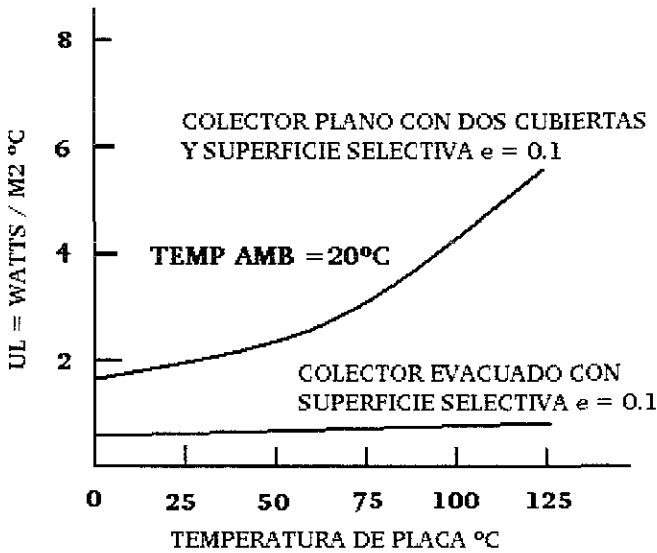


fig 2.10 coeficientes de pérdida de calor para un colector plano y un evacuado.

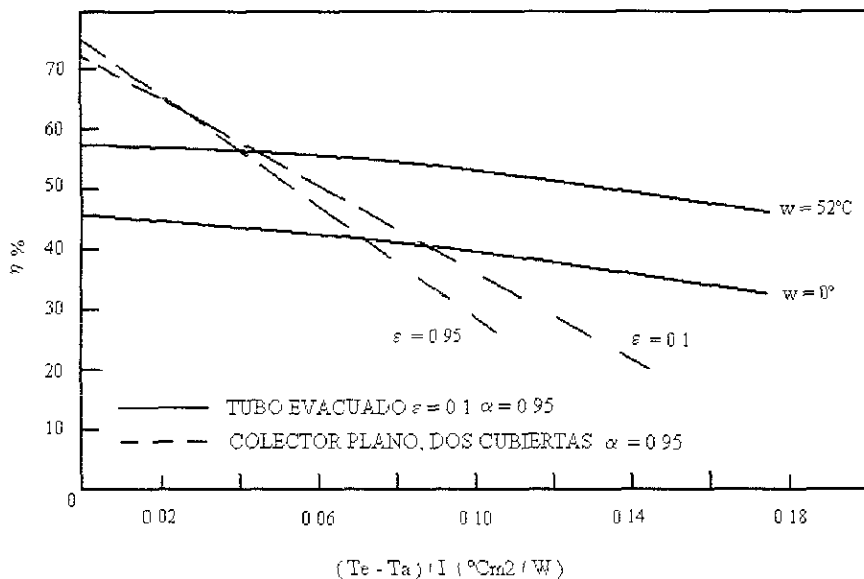


fig 2 11 eficiencias térmicas de colectores solares planos y evacuados

## II.6 COLECTORES HELIOVOLTAICOS

También llamados generadores fotovoltaicos y baterías solares, son unos elementos de concepción y disposición parecida a los colectores convertidores de la energía luminosa en calor, pero especialmente realizados para que transformen directamente dicha energía solar en electricidad. El sistema se basa en el aprovechamiento de determinadas propiedades que tienen los materiales con los que se han construido. Por este motivo, la energía eléctrica que se obtiene se conoce como fotovoltaica.

Un colector heliovoltaico está compuesto esencialmente, por un cierto número de células fotovoltaicas conectadas entre sí. El nombre de células fotovoltaicas es la denominación comercial de elementos encargados de realizar la transformación de energía, técnicamente fotocélula. El sistema adoptado, que puede considerarse como auténticamente revolucionario, comenzó a rendir sus frutos en 1954, cuando en los Estados Unidos Pearson, Charpir y Fuller inventaron la fotocélula en el departamento de Investigación de la Bell Telephone Co.

Cada célula solar es una plaquita muy delgada de silicio (de 0.4 a 0.5 mm de espesor máximo) y de 80 a 120 mm de diámetro, de forma redonda o cuadrada. El silicio es un metaloide extraído de la sílice que transforma la luz solar directamente a energía eléctrica, con un rendimiento que inicialmente apenas llegaba al 4% en las primeras unidades que se

fabricaron en serie, pero que en los modernos modelos de silicio cristalino y policristalino ya alcanzan el 20% al 25%.

La instalación de un sistema fotovoltaico y su aplicación es recomendable en lugares de difícil acceso o alejados de la red, como será el caso de viviendas aisladas en la montaña, granjas, estaciones meteorológicas y telecomunicaciones, y en cualquier parte donde la utilización de otras fuentes energéticas sería más costosa que la energía solar fotovoltaica.

## II.6.1 FUNCIONAMIENTO

Los rayos de sol que inciden sobre las superficies de las células fotovoltaicas dan origen a migraciones de electrones entre los diferentes átomos, fenómeno que da origen a la formación de una corriente eléctrica, la cual puede ser aprovechada de inmediato, consumida por un aparato eléctrico en conexión, o bien llevarse como carga a un acumulador. Al silicio se le agrega boro y arsénico para incrementar el rendimiento.

La transformación de una energía en otra distinta se inicia con la adición de una microcapa de boro a una placa de silicio y de una microcapa de arsénico a otra unidad que, al unirse, actúa como semiconductores. Cuando los rayos luminosos inciden sobre la primera de ambas placas expulsan un electrón o carga negativa. Como consecuencia, el átomo queda con carga positiva y atrae a un electrón de otro átomo de la segunda placa, que se desprende y se pasa a la primera, para ser absorbido. Así se provoca una diferencia de potencial, con relación a la segunda placa, del orden de los 0.54 volts y 0.018 amp/cm<sup>2</sup>. Es decir, cada célula puede suministrar una tensión de 0.5 volts a 18 mA/cm<sup>2</sup>. Tiene una duración prácticamente ilimitada, sin consumo ni desgaste, y requiere poco o nulo mantenimiento.

Su campo de aplicación es bastante amplio, admitiendo el funcionamiento autónomo de bombas para elevación y circulación de agua, microcentrales eléctricas, alimentación de faros marinos y embarcaciones, suministro a estaciones meteorológicas, sistemas de alarma y telecomunicaciones, instalaciones de emergencia y contra incendios, etc.

## II.6.2 ACCESORIOS PARA UNA INSTALACIÓN FOTOVOLTAICA

Al proyectar la instalación de un equipo heliovoltaico, hay que tomar en cuenta algunas medidas que garanticen el perfecto funcionamiento de los módulos, al mismo tiempo que deben protegerse los elementos básicos para evitar su envejecimiento. Básicamente, la batería es un elemento muy sensible a la carga excesiva. Su vida puede decirse que depende, en parte, de un correcto mantenimiento.

Los accesorios más importantes son:

- Módulos.
- Soportes.
- El regulador de carga.
- Un desconectador automático.
- Baterías.
- Cables.

**Módulos.** Estos módulos deben encontrarse orientados hacia el sur y con una inclinación adecuada para potenciar su capacidad colectora, y libre de cualquier proyección de sombras, evitando en lo posible zonas arboladas, pues la vegetación verde absorbe la luz solar en perjuicio del rendimiento de los módulos.

La orientación cara al sur está en función de aprovechar al máximo la radiación solar, la cual varía según la latitud de la zona. Por ello debe encararse debidamente con ayuda de brújulas y nivel, para asegurar la instalación más favorable.

**Soportes.** Son los elementos que se aplican para la fijación de los módulos. Para evitar riesgos de oxidaciones debe ser de aluminio anodizado o hierro galvanizado, y fijados sólidamente para soportar la fuerza del viento sin ser abatidos.

**Reguladores.** Los reguladores de carga son aparatos diseñados para la regulación y control de la carga de la batería, a la que protegen de manera automática contra una posible sobredescarga.

Un microcircuito cumple la misión de controlar, a intervalos cortos e independientes, tanto la tensión de la batería como la tensión de la carga, interrumpiendo esta última cuando llega al 100%. Un indicador avisa la llegada de tal situación crítica en el momento de alcanzar del 90 al 95% de tensión máxima.

Tan pronto como la tensión en los bornes ha decrecido por debajo de su nivel de estabilización, hecho que indica la necesidad de recargar, el regulador reanuda el proceso hasta que vuelve a cerrar el ciclo.

**Desconectador.** El desconectador de carga o también llamado indicador de descarga, este aparato, tal como su nombre lo indica, sirve para controlar el estado de descarga de la propia batería, en la que una excesiva descarga puede provocar daños irreparables al equipo, en cuanto atañe a su capacidad útil. Cuando la carga de la batería, bien sea a causa del consumo o por falta de insolación, desciende a niveles demasiados bajos, se dispara una señal de pre-alarma, que puede ser luminosa o acústica. En el momento que se produce tal situación de emergencia, hay que reducir inmediatamente el consumo para evitar que la carga continúe bajando.

Casi todos los indicadores de carga cuenta con desconectador automático que se pone en funcionamiento en el momento oportuno. Para que vuelva a ponerse en marcha, una vez superada la crisis, hay que hacerlo manualmente pulsando el correspondiente

mecanismo, lo que se hará después de que el propio aparato indique que puede reanudarse el servicio.

**Batería.** Es el elemento destinado al almacenamiento de la corriente producida por los módulos. Debe disponerse en un lugar ventilado, cerca de la instalación, preservada de inclemencias meteorológicas y protegida de temperaturas extremas. Una vez desconectados sus bornes, deben cubrirse con vaselina para evitar la oxidación. Se debe evitar encender fuego cerca de la batería, ya que desprende hidrógeno y podría provocar una explosión

**Cable.** El tendido de cables en una instalación solar fotovoltaica debe ser lo más corto posible, a fin de reducir pérdidas de energía por caída de tensión. Todos los elementos de la instalación deben estar conectados con terminales y, de ser posible, agrupados. Como protector de la instalación puede colocarse un interruptor magnetotérmico a la salida de la batería y convertidor

Para el montaje de un sistema solar fotovoltaico se debe procurar que los paneles solares no estén cara hacia el sol esto con el fin de no producir corriente durante su instalación. Para el montaje del sistema cuyo esquema se reproduce en la figura 2.12 debe seguirse estrictamente el siguiente orden.

- 1° Conectar el negativo (-) en todos los bornes negativos (batería, regulador y módulos).
- 2° Conectar el positivo (+) de la salida del regulador con el positivo de la batería.
- 3° Conectar, siempre al final, el positivo de la salida del regulador con el positivo de los módulos.

Para desconectar la instalación hay que desconectar ante todo los módulos y después la batería. Debe tenerse siempre presente que conectar el regulador a los módulos sin estar previamente conectado a la batería, supone la destrucción del regulador.

En los momentos actuales, la utilidad práctica de los colectores fotovoltaicos es más bien modesta, ya que la energía eléctrica que pueden suministrar permite su aplicación a receptores de consumo reducido. Por eso se ha llegado a cuestionar su eficacia real, lo verdaderamente cierto es que la ciencia y la tecnología, en su marcha imparable, avanza a una velocidad tan grande que las circunstancias cambian de día en día. Y lo que hoy parece todavía utópico, quizás pronto se convierta en una realidad.

Indudablemente el rendimiento de los equipos fotovoltaicos está en razón de su precio y de la electricidad que son capaces de generar. Pues bien, las células fotovoltaicas se fabrican ya a unos costos sensiblemente inferiores a los que tenían hace apenas diez años, mientras que su rendimiento se ha incrementado y se está investigando con intensidad en los más avanzados laboratorios de experimentación, para que tales cifras sean cada vez mejoradas.

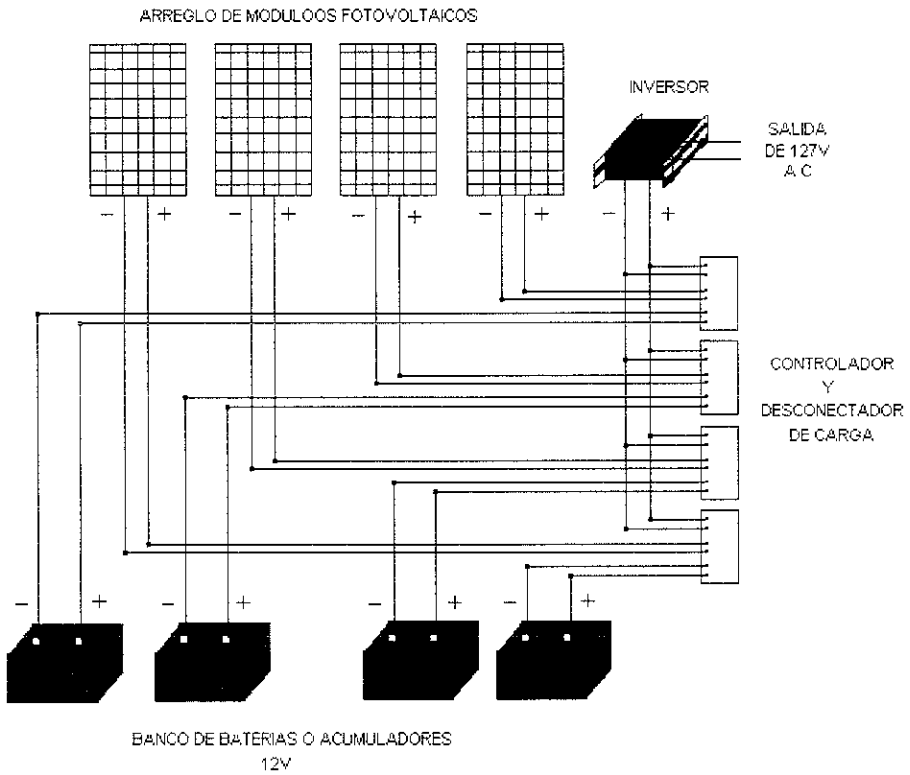


figura 2 12 Esquema de montaje de un sistema solar fotovoltaico

### III AISLAMIENTOS TERMICOS

#### III.1 CALOR

El calor es una forma de energía. Describimos algunos experimentos que Joule realizó a mediados del siglo XIX para demostrar nuestra información inicial.

Joule suministró energía mecánica a un sistema formado por un recipiente conteniendo un líquido determinado, mediante diferentes métodos (por ejemplo: paletas de agitación del recipiente, etc.). Joule encontró que siempre que se suministraba la misma cantidad de energía mecánica, el sistema elevaba su temperatura en la misma cantidad de energía mecánica, el sistema elevaba su temperatura en la misma cantidad independiente del método utilizado.

La temperatura es la medida de la cantidad de calor almacenada en una sustancia, entonces, el experimento anterior nos permite establecer la equivalencia entre calor y la correspondiente cantidad de energía mecánica, o en otras palabras se puede pensar en el calor como otra forma de energía.

En otro experimento Joule suministró la misma cantidad de energía mecánica a tres recipientes, mediante el mismo método, la diferencia entre los tres recipientes es que contenían sustancias distintas, el resultado fue la obtención de tres incrementos de temperatura, también diferentes. Ahora puesto que cada sistema recibió la misma cantidad de energía, la cual almacenó en forma de energía calorífica, se entiende que la cantidad de calor almacenada en cada sistema es la misma.

A partir de aquí es posible concluir que diferentes sustancias pueden almacenar la misma cantidad de calor, a costa de diferentes incrementos de temperatura. Siendo así, es natural definir para cada sustancia una cantidad que llamaremos capacidad calorífica:

$$C = \Delta Q / \Delta T$$

Donde  $\Delta Q$  es el incremento de calor que sufre la sustancia y  $\Delta T$  el incremento de temperatura.

Si nosotros tenemos varias sustancias diferentes y queremos incrementar sus temperaturas por la misma cantidad, el gasto de la energía que se suministre, será diferente para lograr el incremento de temperatura en cada sustancia y por lo tanto la cantidad de calor almacenado en cada una de ellas será diferente.

Definamos ahora el calor específico como:

$$C_p = \Delta Q / \Delta T m$$

Donde  $\Delta Q$  y  $\Delta T$  es el incremento de calor y temperatura respectivamente y  $m$  es la masa de la sustancia bajo estudio, ni  $C$  ni  $C_p$  son constantes, sino que dependen del intervalo de temperatura en el cual se esté trabajando.

Una unidad de medida muy común para el calor es la caloría, la cual se define como “la cantidad de calor necesaria para elevar un grado de agua de  $14.5^{\circ}\text{C}$  a  $15.5^{\circ}\text{C}$ .”, su equivalente es:

$$1 \text{ caloría} = 4.186 \text{ Joules}$$

### III.2 CONDUCCION DE CALOR

Investigaciones hechas en la disciplina de la física moderna llamada física estadística, nos conduce a pensar en el calor como la energía cinética correspondiente a los átomos y moléculas en movimiento, en un cuerpo.

La conducción de calor en un cuerpo es entonces la propagación del movimiento de las moléculas que lo forman cuando entran en “contacto” unas con otras, así esta propagación de movimiento sería tan natural como el que transmite una bola de billar en movimiento, a otra que está en reposo. Aunque la ilustración no es todo lo precisa que quisiéramos, ya que el “contacto” entre moléculas no se realiza cuerpo a cuerpo, como en las bolas de billar, sino vía fuerzas de interacción como las eléctricas y otras que obran a distancias de ellas, además, en un sólido el movimiento de los átomos y moléculas es muy restringido, como para pensar en el ejemplo del libre movimiento de las bolas de billar. En un sólido los átomos están más bien atados a un punto fijo alrededor del cual vibran siendo este el movimiento que se transmite a través del material.

Veamos ahora cuantitativamente, cómo el calor es conducido en un medio sólido. Consideremos una placa de espesor  $\Delta X = L$  y sección transversal  $A$ , como la representada en la figura 3.1. en esta placa una de las caras se mantienen a una temperatura  $T_2$  y la otra a una temperatura  $T_1$ ,  $T_2$  es mayor que  $T_1$ , de tal manera que el calor se propaga en la dirección de la flecha dibujada en la figura 3.1. Experimentalmente se ha encontrado que la cantidad de calor por unidad de tiempo que atraviesa la lámina, la cual denotaremos por  $Q$ , es directamente proporcional al producto del área de la sección transversal  $A$  por la diferencia de temperaturas  $(T_2 - T_1)$ , e inversamente proporcional al espesor  $L$ ; expresando esto matemáticamente:

$$Q = K A (T_2 - T_1) / L$$

Donde  $K$  es la constante de proporcionalidad, la cual llamaremos coeficiente de conductividad térmica, o simplemente conductividad. Su valor depende del tipo de sustancia de la cual esta formado el sólido.



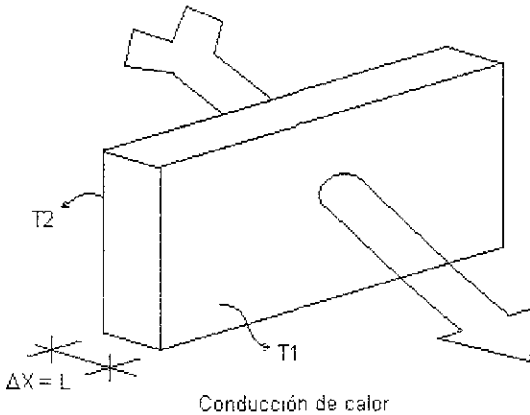


fig 3 1 Transferencia de calor sobre una placa

Habíamos considerado  $L = \Delta X$  como un intervalo de distancia, entonces la formula anterior se convierte en:

$$Q = K A \Delta T / \Delta X$$

Si tomamos una lámina de espesor muy pequeño, es decir  $\Delta X \rightarrow 0$ , esta expresión se convierte en:

$$Q = K A dT/dX$$

Todas estas expresiones tienen validez cuando en cada punto de la placa la temperatura permanece constante, entonces se dice que la placa se encuentra en el estado estacionario. La expresión anterior es útil para placas gruesas cuando la temperatura no varía uniformemente en relación a  $X$  o sea que  $dT/dX$  no es una constante. La ecuación se llama ecuación general de la conducción de calor.

### III.3 CONVECCION DEL CALOR

Se ha mencionado que el fenómeno de conducción de calor consiste en la propagación de éste, a través de las sustancias vía la transmisión de la energía cinética de las moléculas al entrar en "contacto" unas con otras, por otro lado la convección de calor es la forma de propagación del mismo mediante el traslado de las mismas sustancias, por ejemplo, cuando un líquido caliente fluye por una tubería, o cuando el aire en contacto con un cuerpo caliente es calentado a la vez, y luego hecho fluir en forma de viento, ya sea natural o artificialmente, clasificándose la convección, como convección libre y convección forzada.

Se habla de convección forzada cuando la sustancia portadora del calor, generalmente un líquido o un gas (aunque pudiera ser un sólido el portador), es impedida a moverse, ya sea artificialmente o a causa de fenómenos meteorológicos naturales.

Hay que aclarar que al hablar de calor se hace en un sentido amplio, es decir que este vocablo para nuestro lenguaje técnico puede significar la existencia de frío, cuando hablemos de una sustancia con bajo contenido de calor.

El estudio teórico – matemático de la convección es muy complicado debido a la gran cantidad de parámetros que influyen en este fenómeno como por ejemplo.

1. Forma de la superficie en contacto con el fluido.
2. Si la superficie es horizontal o vertical.
3. Si el fluido en contacto con la superficie es un líquido o un gas.
4. Las propiedades específicas del fluido.
5. Si el régimen del fluido es laminar o turbulento, etc

En lugar de intentar un estudio de este tipo, usaremos la siguiente fórmula empírica para la convección libre.

$$H = h A \Delta T$$

En donde H es el calor ganado o perdido por convección por una superficie, por unidad de tiempo; le llamaremos corriente calorífica de convección, A es el área de la superficie,  $\Delta T$ , la diferencia de temperaturas entre la superficie y la masa principal de fluido, y h, será llamado coeficiente de convección. Este depende del tipo de aparato o sistema bajo estudio e inclusive existen tablas y gráficas bastante completas para cierto tipo de aparatos normalizados.

Muchas de las aplicaciones de la energía solar basan sus principios de funcionamiento en la conversión de energía solar radiante. (Electromagnética), en energía calórica, por la captación de los rayos de sol incidentes sobre ciertos objetos, que hacen las veces de colectores dentro del sistema de aprovechamiento de la energía solar. es decir, la simple incidencia de la radiación solar sobre la materia provoca el calentamiento de los objetos con lo que mediante los aparatos adecuados, es posible lograr la utilización de estas concentraciones de energía calórica para diversos fines.

Ahora explicaremos la convección libre mediante un ejemplo. Para esto usaremos el tubo representado en la figura 3.2 el cual está lleno de agua hasta el nivel indicado, si el lado B del tubo se mantiene a una temperatura más alta que el lado A, el agua del lado B se dilatará de tal forma que su densidad será menor en esta parte del tubo que en la parte A. Al dilatarse, el agua alcanzará la salida C, pues, por ser menos densa en esta parte, tendrá a estar en un nivel más alto que el agua en la parte A, después de alcanzar la salida fluirá

hasta la parte A, lo cual ocasionará compensaciones de temperatura. así, la diferencia de temperaturas entre las partes A y B, reducirá su valor.

Si nosotros encontramos la forma de que la diferencia de temperaturas se mantenga, por calentamiento y enfriamiento externo de los lados B y A respectivamente, el flujo de agua se mantendrá hasta que cese la diferencia de temperaturas entre A y B.

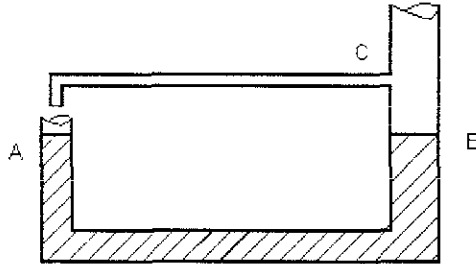


fig 3.2 convección producida por la diferencia de temperaturas

Cualquier sistema liquido presentará flujo dentro de sí cuando exista en él diferencia de densidades. Una diferencia de producir tales diferencias de densidad es provocando diferencias de temperatura dentro del liquido, para dilatar más unas regiones que otras.

### III.4 RADIACION

La radiación solar, cuando incide sobre la materia, manifiesta diversos efectos. Podemos mencionar, la conversión de radiación en calor al absorberse esta: la reflexión y la transmisión de radiación. La totalidad de la radiación solar incidente sobre un objeto, se distribuye de estas tres maneras.

Si  $I$  representa la intensidad de la energía total incidente, establecemos la ecuación:

$$I = \alpha I + \rho I + \tau I$$

En donde  $\alpha$ ,  $\rho$ , y  $\tau$ , representan los porcentajes de energía absorbida, reflejada y transmitida por el cuerpo respectivamente. La ecuación también puede escribirse:

$$\alpha + \rho + \tau = 1$$

A estas tres cantidades  $\alpha$ ,  $\rho$  y  $\tau$ , se le suele llamar absorptancia, reflectancia y transmitancia respectivamente.

Se le llamara cuerpo opaco, a un objeto que no transmite radiación a través de él. En este caso  $\tau = 0$ , la ecuación se convierte en  $\alpha + \rho = 1$ .

Un espejo perfecto será aquél que refleja toda la radiación que incide en su superficie, de tal forma que no absorberá ni transmitirá radiación. En este caso  $\alpha = \tau = 0$ ,  $\rho = 1$ . El espejo perfecto es una idealización.

El llamado cuerpo negro, es considerado el absorbedor perfecto de radiación. Para este cuerpo  $\rho = \tau = 0$  y  $\alpha = 1$ . Se le da este nombre debido a que, al no reflejar radiación visible, su apariencia será negra (cuando su temperatura sea suficientemente baja, para no producir el efecto de estar incandescente), todos los demás cuerpos no absorberán la totalidad de la radiación incidente, pero si absorben radiación en un porcentaje menor (variable de acuerdo a las cualidades de la superficie), para estos cuerpos se cumple que  $0 < \alpha < 1$ .

### III.5 EMISIÓN DE CALOR

Los conceptos del cuerpo negro mencionados anteriormente proporcionan un estándar contra el que se puede comparar el comportamiento de las superficies reales. Algunos de los factores que se debe considerar cuando existen superficies no negras son temperatura, longitud de onda de la radiación, acabado de la superficie, composición, ángulo de la emisión radiante, ángulo a que se recibe la radiación incidente y la distribución espectral de las energía radiante incidente en una superficie.

La emisividad se define como la medida de la forma en que un cuerpo emite energía radiante en comparación con un cuerpo negro. Se puede obtener la descripción cuantitativa de la emisividad de la energía que sale de una superficie real con área  $dA$ . Temperatura  $T_A$ , por unidad de tiempo por ángulo sólido unitario  $d\omega$  en un intervalo de  $d\lambda$  de longitud de onda está dada por

$$\begin{aligned} Dq_\lambda (\lambda, \theta, \phi, T_A) &= I_\lambda (\lambda, \theta, \phi, T_A) dA \cos \theta d\lambda d\omega \\ &= E_\lambda (\lambda, \theta, \phi, T_A) dA d\lambda d\omega \end{aligned}$$

### III.6 AISLAMIENTO TERMICO

La transmisión de calor a través de una pared cuyas caras están en contacto, por un lado con el aire interior a la temperatura  $t_i$  y por otro lado con el lado exterior a la temperatura  $t_e$ , es un flujo calor en Kcal/h por metro cuadrado de pared igual a:

$$Q = K (t_i - t_e)$$

donde  $K$  es el coeficiente de transmisión del calor de la pared, que permite caracterizar su aislamiento: cuanto más elevado es  $K$ , menos aislante requiere la pared.

Para facilitar el cálculo del aislamiento térmico es muy cómodo introducir el concepto de resistencia térmica específica que, para el conjunto de la pared (del interior al exterior), es la inversa del coeficiente de transmisión, o sea

$$R = 1 / K$$

La conductividad térmica (K) es una importante propiedad física de los materiales y la cual depende esencialmente de la densidad del material, de la humedad que contiene y el espesor del aislamiento.

La principal cualidad que debe reunir todo material aislante térmico es que en realidad aisle, es decir, que tenga un coeficiente de conductividad térmica tan bajo como sea posible. No es suficiente que el material aislante determinado tenga un coeficiente de conductividad térmica baja, sino que es necesario que lo conserve a través del tiempo y durante su colocación definitiva. Existen materiales que son aislantes pero que, con el transcurso del tiempo, van absorbiendo humedad, aumentando de este modo su coeficiente de conductividad térmica, valor que aumenta en un 7% por cada 1% de humedad que contiene. Todo material aislante no debe ser higroscópico y debe conservar íntegramente sus propiedades y, por consiguiente, mantener indefinidamente igualmente el coeficiente de conductividad.

Entre las principales ventajas del aislamiento térmico se tienen: Al contemplar un buen material aislante la permeabilidad térmica, se reduce al mínimo las pérdidas de calor, dando lugar a un ahorro económico de combustible y energía; un buen aislamiento térmico permite la climatización de espacios debido a su efecto regulador en la temperatura ambiente de los mismos; al suprimir los efectos que los bruscos cambios de temperatura pueden causar, un buen aislante hace factible el estudio, determinación y puesta en práctica de cuadros de temperaturas óptimamente calculadas para la mejor situación del lugar; un buen aislante permite mantener las superficies interiores de paredes y techos a temperaturas muy próximas al ambiente de los espacios acondicionados, por lo tanto, al valor del punto de rocío, límite mínimo de temperatura determinante de la condensación.

## IV CICLO DE REFRIGERACIÓN VIA ELECTRICA A BASE DE ENERGÍA SOLAR

Uno de los aspectos más importantes de la ingeniería del ámbito térmico es la refrigeración. Refrigeración es la extracción de calor de una sustancia de espacio produciendo en ella una temperatura inferior a la de sus alrededores.

Se puede producir refrigeración por varios métodos, entre los que se estudiaran se tienen: los sistemas que emplean energía eléctrica la cual para el presente desarrollo se puede suministrar de una conversión de energía solar a eléctrica (sistema de compresión y efecto Peltier) y los que emplean directamente la energía solar para tal propósito (refrigeración por radiación y por absorción).

### IV. 1 REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN

Así como cuando un sólido al cambiar su forma a estado líquido (o gaseoso) absorbe calor de sus alrededores o de otras fuentes, también un líquido al evaporarse debe absorber calor. Por ejemplo, el amoníaco a presión atmosférica hierve a  $-28^{\circ}\text{F}$  y posee un calor latente alrededor de 589.3 Btu/lb. El amoníaco si es colocado en un espacio más caliente que  $-28^{\circ}\text{F}$ , enfriará el espacio que lo rodea hasta que se evapore. Si se aumenta la presión en el amoníaco a 30.4 lb/plg<sup>2</sup> abs, éste hervirá y así podrá producir también enfriamiento, pero en una gama de temperaturas mayores. La refrigeración mecánica hace posible el control de la presión y de la temperatura de refrigerantes en ebullición y también hace posible usar repetidas veces el mismo refrigerante con poca o ninguna pérdida de éste. Teóricamente casi cualquier líquido estable no corrosivo puede usarse como refrigerante si éste es apropiado para las condiciones deseadas de presión y temperatura.

En la figura 4.1 están mostrados los elementos del sistema de refrigeración por compresión. En el evaporador, al evaporarse, el líquido refrigerante absorbe calor de la salmuera (o del agua o directamente del aire del espacio que va a ser refrigerado). El vapor refrigerante de baja presión (b-p) es forzado hacia el compresor, el cual eleva la presión y temperatura del vapor para entregarlo después al condensador. El refrigerante debe ser suficientemente comprimido para tener una temperatura de saturación mayor que la temperatura del medio usado para enfriarlo, de tal manera que se tenga disipación de calor en el condensador. Después de efectuada la eliminación de calor y la condensación en el condensador, el líquido refrigerante puede pasar a un receptor o depósito para almacenamiento. El líquido refrigerante de alta presión (a-p) pasa luego a través de la válvula de expansión, donde se efectuó un estrangulamiento (caída) hasta la presión que se tiene en el evaporador del sistema. Durante el paso a través de la válvula de expansión se enfría el líquido refrigerante a expensas de la evaporación de una parte del líquido. En un sistema de refrigeración, el valor de la presión baja que se tiene en el evaporador es determinada por la temperatura que se desea mantener en el espacio refrigerado. La presión alta en el condensador es determinada en última instancia por la temperatura disponible del

medio enfriador, tal como agua de circulación o la atmósfera (temperatura del aire). El proceso se verifica de modo que el refrigerante absorba el calor a baja temperatura y, entonces, por la acción de un trabajo mecánico, el refrigerante eleva su temperatura para permitir el rechazo de este calor. Nótese que el trabajo mecánico o energía suministrada al compresor es el medio usado para elevar la temperatura del sistema. Los compresores pueden estar actuados de diferentes maneras, motores eléctricos, máquinas de vapor, motores de combustión interna, etc.

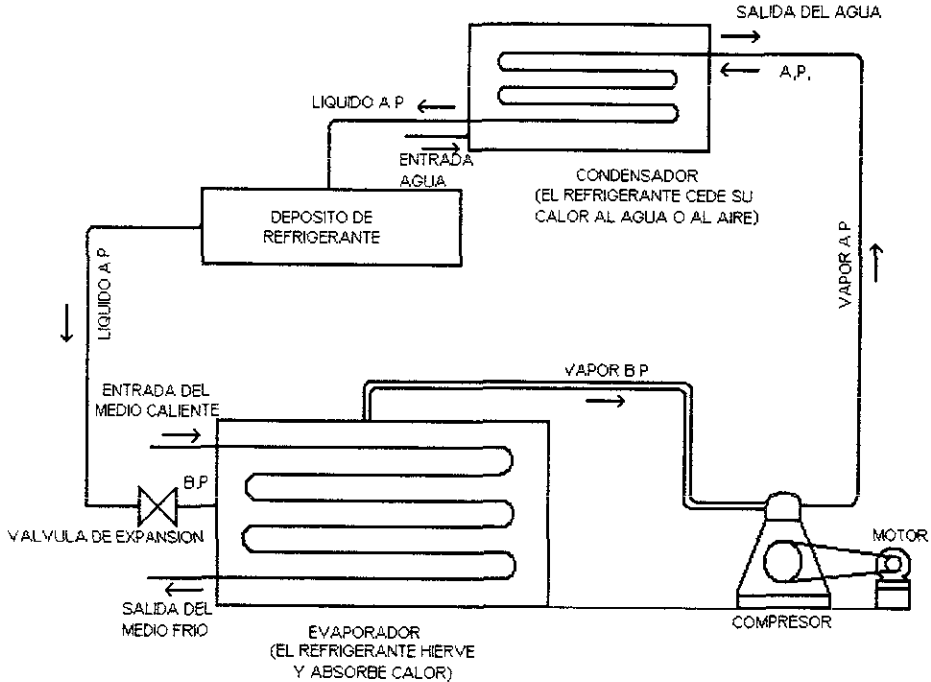


Figura 4 1. Elementos de refrigeración mecánica (compresión) con condensador enfriado por agua

En el análisis termodinámico se usa ampliamente el criterio de Carnot (ciclo de Carnot) como una norma de comparación contra el rendimiento de una máquina generadora de energía (turbina o motor). Para efectos de comparación con el criterio de Carnot, se considera el sistema ideal de refrigeración constituido como una máquina de calor invertido o bomba térmica. El criterio en esta forma convencional presupone dos niveles de temperatura constante para cambio de calor y dos procesos adiabáticos reversibles, para ninguno de los cuales es posible su realización completa. No obstante se presenta aquí por la importancia que tienen como una medida del rendimiento máximo.

La eficiencia de Carnot para una máquina térmica esta expresada como:

$$\text{Eficiencia} = \frac{Q_C - Q_R}{Q_C} = \frac{T_C - T_R}{T_R}$$

Donde :  $T_c$  = temperatura mayor del sistema;  
 $Q_c$  = calor intercambiado a  $T_c$ ;  
 $T_R$  = temperatura menor en el sistema;  
 $Q_R$  = calor intercambiado a  $T_R$ .

Los valores de  $Q_c$  y  $Q_R$  pueden expresarse en cualesquier unidades consistentes y  $T_c$  y  $T_R$  están expresadas en grados absolutos, grados fahrenheit + 460 = grados Rankine.

## IV.2 REFRIGERACIÓN POR RADIACIÓN

El enfriamiento por radiación sólo se puede producir cuando las radiaciones de onda larga incidentes que provienen de la atmósfera sean sustancialmente menores que las radiaciones emitidas por la superficie a temperatura ambiente. Esto se produce cuando la atmósfera no contiene humedad. En presencia de nubes, o cuando el aire está húmedo, la atmósfera absorbe y por lo tanto emite la radiación, casi como un cuerpo negro. Como el terreno se comporta como un cuerpo negro, sólo puede haber pequeñas diferencias en sus temperaturas respectivas, por la progresiva transferencia de radiaciones a través de las sucesivas capas de la atmósfera y por último hacia el espacio. En climas muy secos, la absorción del vapor de agua es pequeña o no existe en absoluto, ya que el espectro de absorción de la atmósfera es discontinuo, habiendo ciertas regiones, llamadas ventanas, en que la atmósfera es prácticamente transparente. Parte de la radiación cuya procedencia sea cercana a la superficie de la tierra puede pasar sin ningún impedimento al espacio al reducirse mucho la radiación incidente que podría compensarla.

La mayor parte de las radiaciones de onda larga que llegan al terreno tienen su origen en los primeros cientos de metros de la atmósfera. Es de suponer que la intensidad de esta radiación está relacionada con la temperatura ambiente y la humedad cerca del terreno. Aunque esta radiación no se distribuye con respecto a la longitud de onda exactamente como el cuerpo negro, su medición a demostrado que se puede expresar de forma bastante correcta como una fracción de la radiación de un cuerpo negro a temperatura ambiente. Un refrigerador por radiación tendría la forma de un calentador solar, funcionando a la inversa, como se puede ver en la figura 4.2. El colector se puede utilizar como radiador durante la noche, si se conecta a otro sistema de acumulación. Como en el proceso sólo aparecen radiaciones de onda larga, se demuestra fácilmente que es indiferente si se ha puesto lámina de recubrimiento o no. Como ejemplo de las posibilidades de la refrigeración por radiación, podemos considerar un caso en que la temperatura ambiente sea  $300^\circ\text{K}$  ( $27^\circ\text{C}$ ). El refrigerador funcionará de forma que reduzca la temperatura de un acumulador de agua. Esto a su vez se puede utilizar al día siguiente para el enfriamiento de un sistema de aire acondicionado. En la figura 4.3 se muestra la energía que se puede extraer del acumulador para distintas temperaturas y tales condiciones. La variación es prácticamente lineal en relación con la temperatura del acumulador. Se ve que cuando al radiador no le llega energía, su temperatura de equilibrio se encuentra justamente encima del punto de congelación del agua. Podemos que el sistema de almacenamiento es lo suficientemente grande para que funcione a temperaturas sensiblemente constantes y podemos elegir esta temperatura por razones de comodidad y economía. Si, en nuestro ejemplo, decidimos



mantener el acumulador aproximadamente a la temperatura nocturna media de 300°K podremos desprender unos 200 W por metro cuadrado de superficie de radiador durante la noche. Después durante el día, podremos extraer del edificio a refrigerar una cantidad análoga.

Es evidente que un sistema de refrigeración por radiación puede resultar de mucha utilidad a lo que se refiere a la comodidad y eficacia cuando las condiciones meteorológicas sean adecuadas. En edificios grandes como fabricas, escuelas y hospitales se pueden

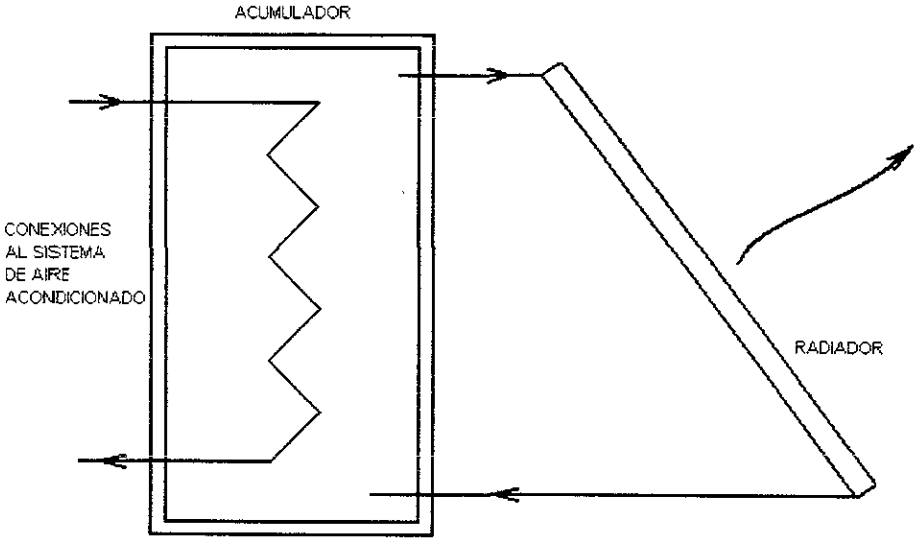


Fig 4.2 Refrigerador por radiación simple, con circulación natural

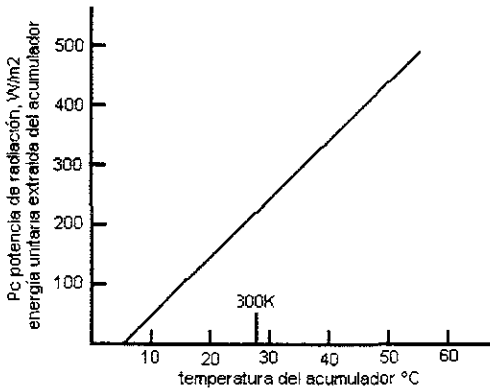


Fig 4.3 Rendimiento aproximado de un refrigerador por radiación

colocar sistemas combinados de calefacción y enfriamiento por radiación, sobre la cubierta, en los que los mismos paneles funcionan como colectores durante el día y como radiadores durante la noche, utilizando acumuladores separados. Este tipo de sistema están especialmente indicados para hospitales, donde simultáneamente se requiere una gran cantidad de agua caliente y refrigeración en salas y quirófanos. Si se tuviera un área de 500 m<sup>2</sup> de colectores solares, y utilizando durante ocho horas al día como radiador eliminaría alrededor de 0.75 MWh de energía durante ese período. Esto sería suficiente, para mantener en un hospital grande mantener la temperatura del aire en salas, quirófanos y otras zonas importantes un mínimo de 10°K por debajo de la temperatura ambiental durante el día.

### IV.3 REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

El sistema de refrigeración por absorción funciona por calor, y usa un refrigerante que es alternativamente absorbido y liberado por el absorbente.

Un sistema de absorción tipo es cuando el compresor de un sistema de compresión de vapor se sustituye por el conjunto generador-absorbedor. La figura 4.4 representa el diagrama del flujo del sistema tipo. El conjunto generador-absorbedor comprime el vapor refrigerante desde la presión del evaporador hasta la del condensador, absorbiendo primeramente el vapor por un líquido aumentando la presión del líquido hasta la del condensador y liberando después el vapor. Cuando el vapor refrigerante se disuelve en el absorbente, la temperatura de la solución tiende a aumentar. La solución en el absorbedor se llama solución fuerte porque es rica en refrigerante.

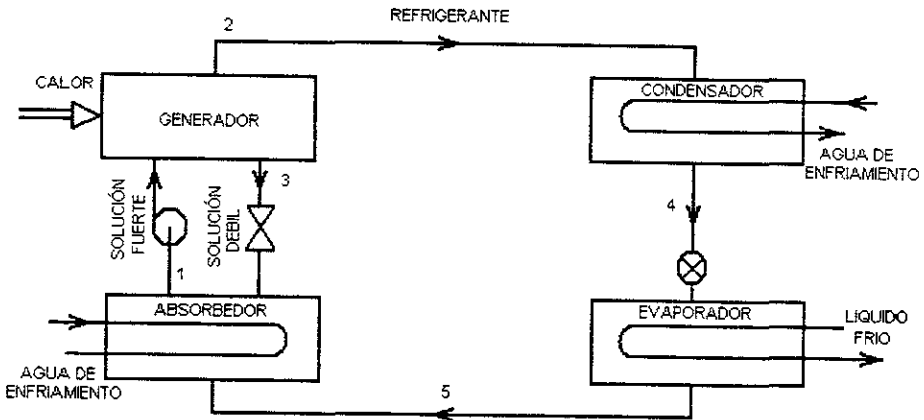


Fig 4.4 Ciclo de absorción tipo

En el generador, la adición de calor aumenta la temperatura, lo que hace que parte del refrigerante se desprenda como vapor a alta presión y alta temperatura. Cuando el vapor refrigerante abandona la solución en el generador, la solución se hace débil, es decir, tiene una pequeña concentración de refrigerante. La solución débil se vuelve al absorbedor por

una restricción que mantiene la restricción que mantiene la presión diferencial entre los lados de alta y baja presión del sistema. Desde el generador el refrigerante pasa a través del condensador, válvula de expansión y evaporador, lo mismo que en sistema de compresión de vapor.

Una característica del sistema de absorción es que se requiere muy poco trabajo mecánico o ninguno para hacer la unidad. En vez de la gran cantidad de energía mecánica consumida por el compresor de un sistema de compresión de vapor. El costo principal de funcionamiento es el costo de la energía térmica consumida en el generador.

Se emplean en la actualidad en forma industrial tres tipos de sistemas por absorción los cuales se mencionan a continuación.

#### a) SISTEMA AMONIACO-AGUA

El sistema de absorción tradicional es el tipo agua-amoniaco, que utiliza agua como absorbente y amoniaco como refrigerante. Hasta hace pocos años, este sistema era virtualmente el único usado, y es todavía popular en aplicaciones industriales y cuando se requieren bajas temperaturas. Actualmente se usan muchos sistemas de agua-bromuro de litio para enfriar el agua que se utiliza que se utiliza luego en las instalaciones de aire acondicionado.

Para analizar el funcionamiento del sistema, hay que empezar por estudiar las propiedades de las soluciones agua-amoniaco. Un gráfico de tales propiedades (Fig A-11) fue desarrollado por Kohloss y Scott basado en datos de Scatchard y otros, y dan las propiedades de la solución líquida o gaseosa de agua y amoniaco. El gráfico se aplica cuando líquido y vapor están en equilibrio. Si, por ejemplo, un recipiente que contiene una solución líquida de amoniaco en agua, tanto el vapor de amoniaco como el vapor de agua estarán presentes en el espacio por encima de la superficie libre del líquido. Existen condiciones de presión y de temperatura de equilibrio entre el líquido y el vapor en el absorbedor, generador, condensador y evaporador. El gráfico no se aplica al vapor recalentado. Si bien el líquido subenfriado puede encontrarse en el gráfico hallando la entalpía del líquido a la temperatura y concentración existentes.

Para familiarizarse con el gráfico, vamos a considerar un punto y vamos a determinar las propiedades del líquido y el vapor en el mismo. Sea el punto determinado por la presión de  $1.4 \text{ Kg/cm}^2$  y la temperatura de  $54.4^\circ\text{C}$ . La ordenada del gráfico es la temperatura  $t$ , y la abscisa es la concentración del líquido  $x'$ . Las notaciones prima y doble prima se refieren a las concentraciones del líquido y del vapor, respectivamente. La concentración del líquido es  $0.208 \text{ kg}$  de amoniaco por kilogramo de mezcla. La entalpía del líquido,  $h_L$ , puede hallarse por interpolación, y es  $20.5 \text{ Cal/kg}$  de mezcla. Los subíndices L y V se refieren a entalpía del líquido y del vapor, respectivamente.

Las propiedades del vapor del vapor en este punto puede también pueden determinarse. La concentración del amoníaco en la mezcla de vapor  $x''$  vale 0.913. La entalpía de la mezcla de vapor de hv vale 361.2 Cal/kg de mezcla.

El estado de entalpía cero corresponde a  $-40^{\circ}\text{C}$ . Por tanto, los valores de la entalpía del amoníaco puro son 43.3 Cal/kg más bajos en este gráfico que en las tablas usuales.

## b) SISTEMA DE AMONIACO-TIACIONATO DE SODIO

El sistema de amoníaco agua tiene la desventaja de que parte del agua se evapora junto con el amoníaco, y cada cierto tiempo se debe volver a introducir el agua en el recipiente grande que contiene la solución amoníaco-agua. Es deseable eliminar el agua, lo que puede conseguirse utilizando soluciones muy concentradas de sales de amoníaco líquido. La presión de vapor del amoníaco líquido se puede reducir a temperatura ambiente; de 10 atmósferas a 1 atmósfera, y las sales tienen presiones de vapor despreciables incluso a altas temperaturas.

Las sales de amoníaco son muy solubles, pero en disolución son corrosivas para los depósitos de hierro, aunque se pueden utilizar recipientes de aluminio. El tiocionato de sodio es la mejor sal para ser disuelta en amoníaco para la refrigeración y enfriamiento solares. Estas soluciones muestran propiedades termodinámica convenientes con altas solubilidades, bajas presiones de vapor y grandes calores de vaporización. Son baratas, químicamente estables e inertes, y se pueden usar en recipientes de acero. Tienen grandes conductividades calóricas y bajas viscosidades.

Se ha probado en laboratorio el sistema amoníaco-tiocionato de sodio para la refrigeración solar. Un cilindro de acero de 9Kg, conteniendo 5.4 Kg de una solución amoníaco y tiocionato de sodio en partes iguales en peso se colocó en el fondo de una cocina solar parabólica de 120cm. El cilindro estaba conectado por medio de un tubo flexible resistente a la presión, a otro recipiente más pequeño sumergido en agua a la temperatura ambiente para la licuefacción del amoníaco. Después de aproximadamente 4 horas la mayor parte del amoníaco había abandonado la solución, y el cilindro se quitó del foco y se enfrió hasta temperatura ambiente.

El recipiente de amoníaco líquido se colocó durante la noche en un recipiente aislado lleno de agua, y se produjeron 4.5Kg de hielo. Se podía haber fabricado más hielo utilizando el mismo colector durante otro periodo de cuatro horas y otro juego de recipientes. En caso de que no brille el sol, el hielo se puede fabricar utilizando combustible ordinario.

### c) SISTEMA DE BROMURO DE LITIO-AGUA

En los últimos años, varios fabricantes han lanzado al mercado unidades de refrigeración por absorción que usan bromuro de litio como absorbente y agua como refrigerante. Las unidades de refrigeración de este tipo tienen capacidades que van desde 3 ton, en sistemas de acondicionamiento de aire, hasta aproximadamente 700 ton. Como el refrigerante es agua, la temperatura del evaporador debe estar encima de 0°C, lo cual limita el uso del sistema al acondicionamiento de aire u otras aplicaciones de refrigeración a alta temperatura.

A los sistemas de bromuro de litio-agua se aplica el mismo ciclo tipo que a los sistemas agua-amoniaco. En la figura 4.4, al añadir calor en el generador se libera vapor de agua, que pasa al condensador, donde se licúa. Se ha representado una válvula de expansión después del punto 4, pero en realidad, la caída de presión puede conseguirse en una tobera multiperforada o un orificio. En la evaporación de 4 a 5, la vaporización del agua reduce la temperatura del agua que permanece en estado líquido.

Cuando el vapor de agua en el estado 5 pasa al absorbedor, es absorbido por la solución de bromuro de litio. La solución abandona el absorbedor en el estado 1 con una concentración de agua alta, mientras que la solución que sale del generador en el estado 3 tiene una concentración de bromuro de litio alta.

El bromuro de litio es una sustancia sólida, higroscópica, que cuando absorbe una concentración de agua de alrededor de 30% pasa al estado líquido. Ningún vapor de bromuro de litio sale del generador acompañando al vapor de agua. Esta es una diferencia respecto al sistema agua-amoniaco, donde siempre algo de absorbente -él vapor de agua- acompaña al amoniaco.

Las presiones en todas las partes del sistema son menores que la atmosférica. Por ejemplo, para conseguir una temperatura de evaporación de 7.2°C, la presión absoluta debe ser de 7.5 mm de Hg. Por tanto, en la práctica, hay que prever purgas para el caso de que el sistema tenga fugas.

Las propiedades de las soluciones de bromuro de litio y agua están representadas en la figura A-12. El gráfico es comparable al de los sistemas de agua-amoniaco, diferenciándose en que no están representadas las propiedades de vapor. Para una temperatura y presión dadas, puede situarse un punto en la figura A-12 que indica la entalpía de la solución y la concentración de bromuro de litio en la solución.

Para determinar las propiedades del vapor hay que húsar las tablas del vapor de agua. La concentración de vapor de agua en la mezcla de vapor es siempre 100%, ya que el bromuro de litio no es volátil. La entalpía del vapor puede determinarse de las tablas de vapor de agua para la presión y temperatura existentes.

En el sistema Carrier hay diversas variaciones respecto al ciclo tipo. Hay un intercambiador de calor entre las soluciones débil y fuerte para conseguir mejor

rendimiento, y unas bombas para hacer circular el líquido del evaporador y la solución del absorbedor

Una diferencia fundamental entre el sistema de absorción y el de compresión de vapor es que el primero funciona por calor, mientras que el segundo funciona con trabajo mecánico. Los datos de funcionamiento demuestran que, generalmente, por cada tonelada de refrigeración se necesitan más Calorías por hora de calor para hacer funcionar el sistema de absorción, que Calorías por hora de trabajo para proporcionar la potencia del ciclo de compresión de vapor. Esto no indica necesariamente que el sistema de absorción sea de funcionamiento más caro, ya que una caloría de trabajo es siempre más cara que una Caloría de energía térmica.

Un análisis económico completo no es posible sin tener en cuenta el costo de las instalaciones. Por ejemplo, la caldera que suministra el vapor al sistema de absorción para acondicionamiento de aire puede ser la misma que la que suministra calor en invierno. Algunas industrias han visto que un sistema de absorción les ayuda a realizar en la planta un balance térmico tal que el gasto de calor es menor. Un sistema de absorción puede a veces estar a combinado con un sistema de compresión de vapor cuyo compresor es movido por una turbina de vapor. El vapor después de trabajar en la turbina, puede suministrar calor para hacer funcionar el sistema de absorción, con lo que se elimina un condensador y se usa también ventajosamente el calor del vapor que ya ha trabajado.

Se ha adoptado sistemas de absorción a unidades de refrigeración de tamaños que van desde el frigorífico doméstico hasta 3,000 toneladas. En la actualidad, la mayoría de los sistemas de acondicionamiento de aire usan la solución bromuro de litio-agua, mientras que las unidades industriales para refinerías, plantas químicas e industrias usan perfectamente la solución agua-amoniaco. Cualquier aplicación de la absorción que requiera temperaturas por debajo de los 2°C debe usar agua-amoniaco.

Entre las ventajas del sistema de absorción están el bajo costo de mantenimiento debido a las pocas partes móviles, y la economía de funcionamiento cuando hay disponible calor a bajo costo.

#### IV.4 EFECTO PELTIER

Además de los sistemas de compresión mecánica de vapor y de absorción, también existe el método de enfriamiento por efecto termoeléctrico y el cual consiste en hacer pasar a través de un termopar una corriente. Un termopar consiste en dos uniones conectadas de metales diferentes. Cuando las uniones estas a temperaturas diferentes, el circuito genera una fuerza electromotriz, lo que se le conoce con el nombre de "efecto Peltier". El efecto inverso puede también realizarse, cuando se establece una f.e.m. en el circuito del termopar, aumentara la temperatura de la unión y disminuirá la de la otra. Instalando una batería de uniones frías dentro, para absorber calor, resulta un acondicionador de aire. Este principio

ha sido experimentado con éxito, pero todavía no existe en el mercado un sistema de este tipo.

Con una selección adecuada de los materiales, el efecto Peltier puede utilizarse con fines de refrigeración. Dos conductores p y n se unen formando dos uniones. La figura 4.5 muestra esquemáticamente el sistema. Los conductores se escogen de tal manera que p tenga una potencia termoeléctrica  $\alpha_n$  negativa. La unión fría se une a una placa metálica o cualquier otro tipo de superficie transmisora del calor. Esta superficie se expone al espacio o sustancia que va a ser refrigerada y hace la misma función del evaporador de un sistema de compresión. La unión caliente se liga a la superficie que permita la extracción de calor hacia el aire atmosférico o cualquier otro medio. Esta superficie efectúa la misma función del condensador en un sistema de compresión mecánica. Una batería externa proporciona la circulación de una corriente continua a través del circuito. La batería se puede comparar funcionalmente con el compresor de un sistema de compresión mecánica.

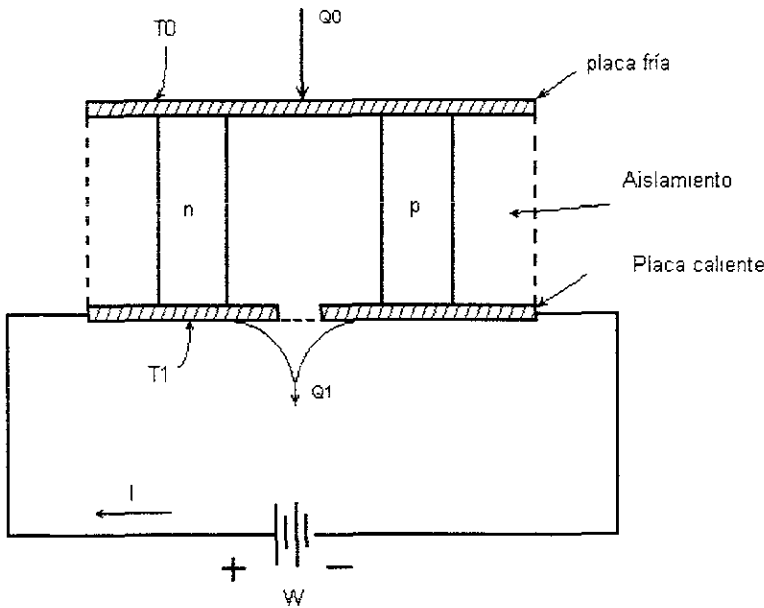


Fig 4.5 Sistema esquemático de enfriamiento termoeléctrico

Cuando una corriente pasa a través del circuito de la figura 4.5, ocurren efectos termoeléctricos, la placa fría se enfriará y la placa caliente se calentará. Habrá un flujo de calor de la placa caliente a la placa fría por conducción, por lo que es aconsejable la utilización de materiales semiconductores, los cuales tienen propiedades intermedias entre los metales y los aislantes, los materiales más usados son las aleaciones de bismuto, telurio y antimonio para elementos tipo p y aleaciones de bismuto, telurio y selenio para elementos tipo n.

El enfriamiento termoeléctrico ofrece muchas ventajas al ser comparado con otros métodos de refrigeración. Algunos son:

- a) Fácil intercambio de las funciones de enfriamiento y calefacción.
- b) No hay desgaste ni ruido causado por partes móviles.
- c) No hay problemas de almacenamiento de refrigerante
- d) Facilidad de miniaturización para sistemas de muy pequeña capacidad

En ciertas aplicaciones, el enfriamiento termoeléctrico es el único método práctico.



## V DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

El diseño de un sistema de aire acondicionado se basa en los siguientes procedimientos: establecer las condiciones de diseño, estimación de cargas térmicas, selección del sistema a emplear, cálculo de las necesidades de capacidad de cada elemento y preparación de dibujos y especificaciones del sistema.

El presente estudio se efectuara considerando el sistema de refrigeración por compresión, decisión basada por los aspectos del mercado, técnico y presupuestales en la Gerencia Ciencias del Ambiente

### V.I ANALISIS PRELIMINAR

#### a) CALCULO DE LA CARGA TERMICA

El cálculo que se realizara a continuación es un cálculo aproximado del comportamiento del sistema de acondicionamiento, debido a que una estimación precisa de la carga es muy compleja, ya que algunas fuentes de calor son difíciles de predecir y evaluar aunado a esto se debe considerar que se encuentran en función del tiempo.

#### • CALOR POR CONDUCCIÓN-CONVECCIÓN

Este calor es originado por la transferencia de calor del medio ambiente hacia el lugar acondicionar.

$$Q_{\text{cond-conv}} = U A_{\text{total}} (T_a - T_i)$$

Donde:

U = Coeficiente global de transferencia de calor del material aislante (Multipanel, Proporcionado por el proveedor en su boletín técnico no. 1 nov/96).  
0.3904 Kcal/hrft<sup>2</sup>°C

A<sub>total</sub> = Area total del espacio a acondicionar (Croquis no 3).

T<sub>a</sub> = Temperatura ambiente máxima de diseño, 40°C

T<sub>i</sub> = Temperatura interior del gabinete a acondicionar 15°C

$$Q_{\text{cond-conv}} = (0.3904)(2(0.4 \times 0.65) + 2(0.4 \times 0.78) + 2(0.78 \times 0.65))(40 - 20)$$

$Q_{\text{cond-conv}} = 21.1 \text{ Kcal/hr}$
---

- CALOR POR RADIACION

La parte superior recibe la mayor radiación que en las demás caras siendo la diferencia de temperaturas de 13°C a las 14:00 hrs (Tabla A-1), por lo que el calor  $Q_{max}$  por radiación es.

$$Q_{rad\ max} = U A (\Delta T) = (0.3904)(0.78 \times 0.65)(13)$$

$$Q_{rad\ max} = 2.6\ Kcal/hr$$

- CALOR POR EQUIPO Y ALUMBRADO

El único equipo que emite calor es el analizador a colocar dentro del gabinete el cual es de una potencia de 350Watts, se considerara que el 50% de la energía se convierte en calor

$$Q_{equipo} = \text{potencia del analizador} = \frac{(0.5)(350) \times 1\ Kcal/hr}{1.1626\ W}$$

$$Q_{equipo} = 150.5\ Kcal/hr$$

Existe otra carga debida a las infiltraciones la cual se considera despreciable por ser reducido el espacio a acondicionar así como las grietas que pudieran existir en el gabinete, por lo tanto el calor total a retirar sera:

$$Q_{retirar} = Q_{cod-conv} + Q_{rad\ max} + Q_{equipo} = 21.1 + 2.6 + 150.5$$

$$Q_{retirar} = 174.2\ Kcal/hr$$

a) CALCULO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN PARA EL REFRIGERANTE R-134A

Las figuras 5.1 y 5.2 representan el sistema por compresión y su comportamiento en una gráfica presión entalpía

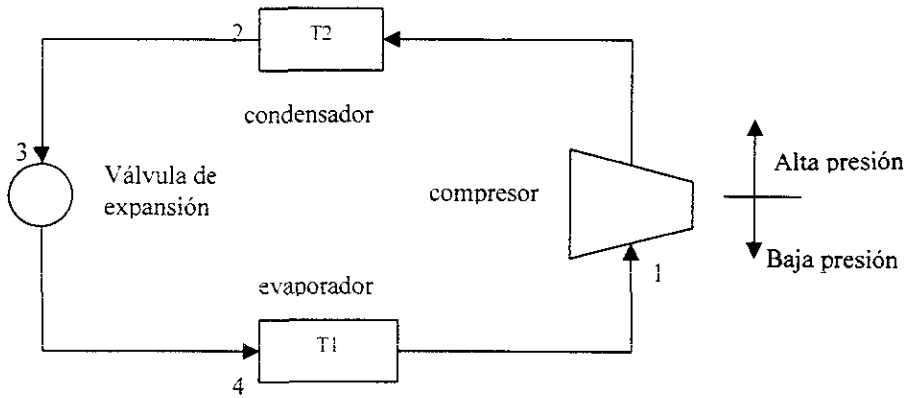


Fig 5 1 Diagrama de un sistema de refrigeración por compresión

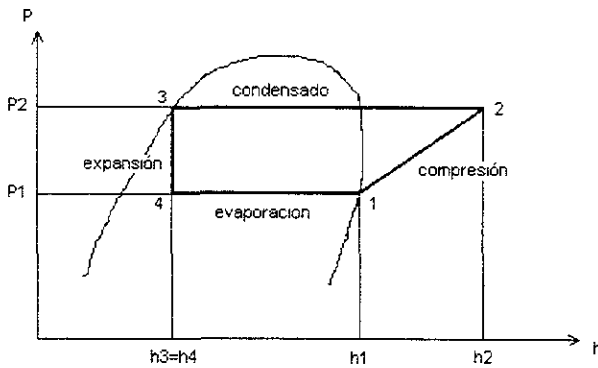


Fig 5 2 Diagrama presión-entalpía para un refrigerante R-134a

### Condiciones de operación

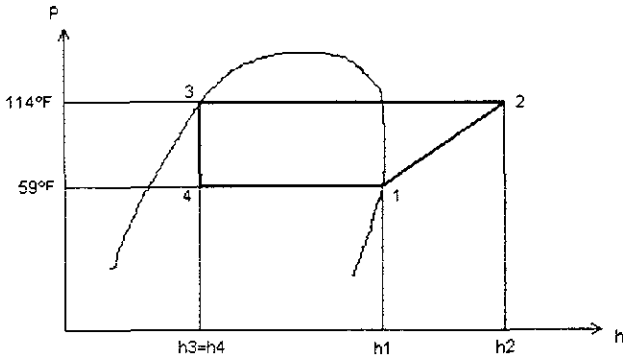
temperatura del gabinete  
 temperatura del medio ambiente de diseño  
 carga térmica

$T_{\text{evap}} = 15^\circ\text{C}$   
 $T_{\text{amb}} = 40^\circ\text{C}$   
 $Q = 174.2 \text{ Kcal/hr}$

### Calcular

- 1) Efecto refrigerante.
- 2) Flujo másico.
- 3) Potencia del compresor.
- 4) Calor disipado en el condensador.
- 5) Coeficiente de operación.

- PARA REFRIGERANTE R-134a



De la figura A-3 para refrigerante R-134<sup>a</sup> se tiene:

- $h_1 = 110 \text{ BTU/lb}$
- $h_2 = 117 \text{ BTU/lb}$
- $h_3 = h_4 = 47 \text{ BTU/lb}$

La temperatura del refrigerante a la entrada del condensador debe ser de 5°C o 10°F por arriba de la temperatura ambiente para que exista transferencia de calor.

- 1)  $E.R = h_1 - h_4 = (110 - 47)$   $E.R = 63.0 \text{ BTU/lb}$
- 2)  $M = Q / E.R = \frac{(174.2) \times (1 \text{ BTU} / 0.252 \text{ Kcal})}{63.0}$   $M = 11.0 \text{ lb/hr}$
- 3)  $L = M (h_2 - h_1) = (11.0)(117 - 110) = 77.0 \text{ BTU/hr}$   
 $= 77.0 \times (1 \text{ HP} / 2.545 \text{ BTU/hr})$   $L = 0.030 \text{ HP}$   
 $= 1/16 \text{ HP}$
- 4)  $Q_{\text{cond}} = M (h_2 - h_3) = (11.0)(117 - 47)$   $Q_{\text{cond}} = 770 \text{ BTU/hr}$

5)

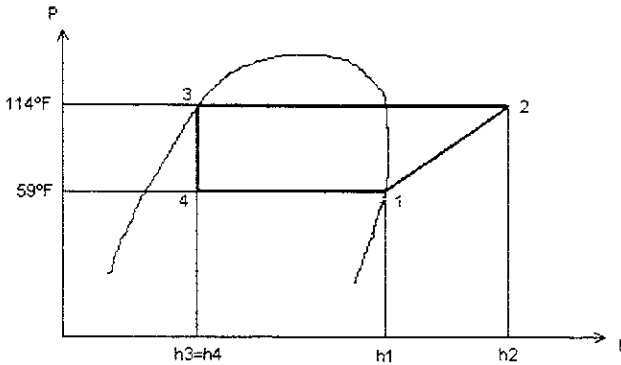
$$\text{COF} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} = \frac{(110 - 47)}{(117 - 110)}$$

COF = 9.0
-----------

Como se observa en los cálculos el compresor a emplear en el proyecto debe ser de una capacidad de 1/16 de HP, compresor que no existe en el mercado y siendo el compresor de mínima capacidad de 1/10 de HP, pero por lo difícil de su localización se empleo en el proyecto un compresor de 1/8 de HP, para lo cual se realizaron los siguientes cálculos para la capacidad de este compresor suponiendo una carga térmica a retirar de 2000 BTU/hr.

Los inconvenientes para la instalación de este compresor es la demanda de Amperaje durante el arranque y su operación así como un aumento físico del equipo de aire acondicionado. Una de las ventajas al emplear el compresor de mayor capacidad es la rapidez de acondicionamiento del analizador también se le añade el poco funcionamiento del compresor debido a la poca carga térmica a retirar lo cual equivaldría a tener un compresor de 1/16 trabajando mucho más tiempo y trabajando a una menor potencia.

c) CALCULO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN PARA EL REFRIGERANTE FREON-12



De la figura A-4 para refrigerante R-12

$$h_1 = 83.0 \text{ BTU/lb}$$

$$h_2 = 88.8 \text{ BTU/lb}$$

$$h_3 = h_4 = 32.0 \text{ BTU/lb}$$

1) Efecto refrigerante

$$E.R = h_1 - h_4 = (83.0 - 32.0)$$

$$E.R = 51.0 \text{ BTU/lb}$$

2) Flujo másico del refrigerante

$$M = Q / E.R = \frac{2.000}{51.0}$$

$$M = 39.2 \text{ lb/hr}$$

3) Potencia del compresor

$$L = M (h_2 - h_1) = (39.2)(88.8 - 83) = 227 \text{ BTU/hr}$$

$$= 227 \times (1 \text{ HP} / 2.545 \text{ BTU/hr})$$

$$L = 0.09 \text{ HP}$$

$$= 1/8 \text{ HP}$$

4) Calor disipado en el condensador

$$Q_{\text{cond}} = M (h_2 - h_3) = (39.2)(88.8 - 32.0)$$

$$Q_{\text{cond}} = 2.227.7 \text{ BTU/hr}$$

5) Calor disipado en el evaporador

$$Q_{\text{evap}} = M (h_1 - h_2) = (39.2)(83.0 - 32.0)$$

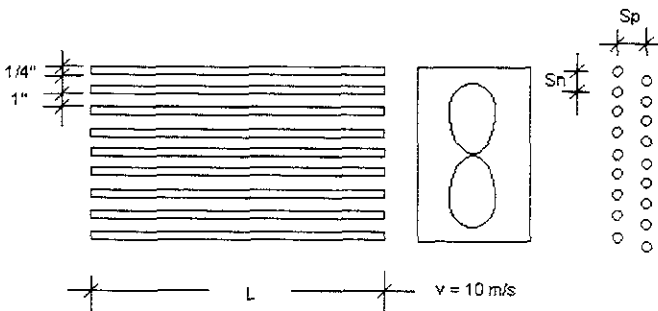
$$Q_{\text{evap}} = 2.000.0$$

6) Coeficiente de operación

$$\text{COF} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} = \frac{(83.0 - 32.0)}{(88.8 - 83.0)}$$

$$\text{COF} = 8.8$$

d) Calculo del condensador



Para el calculo se toman las siguientes consideraciones

Banco de tubos de 7X2

$$T_{\text{aire}} = 40^{\circ}\text{C} = 104^{\circ}\text{F}$$

$$D_{\text{tubo}} = 1/4 \text{ in} = 0.0104 \text{ ft}$$

$$r_1 = 0.0104 \text{ ft}$$

$$S_n = 3 \text{ cm} = 0.0984 \text{ ft}$$

$$S_p = 3 \text{ cm} = 0.0984 \text{ ft}$$

espacio entre aletas = 5.5 in

calibre de las aletas = cal. 24 = 0.00208 ft

$$T_{\text{final del refrigerante}} = 40^{\circ}\text{C} = 104^{\circ}\text{F}$$

$$T_{\text{inicial del refrigerante}} = 60^{\circ}\text{C} = 140^{\circ}\text{F}$$

Se calcula primeramente los coeficientes convectivos los cuales están dados por

$$h_i = 0.725(k_f^3 \rho_f^2 g h_{fg} / N D \mu_f \Delta T)^{0.25}$$

donde:

$h_i$  = coeficiente de transferencia de calor del refrigerante por condensación, BTU/hr ft<sup>2</sup> °F

$k_f^3$  = conductividad del condensado BTU/hr ft °F

$\rho_f$  = densidad del condensado. lb/ft<sup>3</sup>

$g$  = aceleración de la gravedad, 4.18X10<sup>8</sup> ft/hr<sup>2</sup>

$h_{fg}$  = calor latente de vaporización, BTU/hr ft °F

$N$  = número de tubos en una fila vertical

$D$  = diámetro del tubo ft

$\mu_f$  = viscosidad del condensado, lb/ft hr

$\Delta T$  = diferencia de temperaturas entre el vapor que se condensa y la superficie exterior del tubo °F = 10°F

$$h_o = C K/D (VD\rho/\mu)^{0.8} (c_p\mu/K)^{0.4}$$

$h_o$  = coeficiente de transmisión de calor en la capa límite del aire BTU/hr ft<sup>2</sup> °F

$C$  = una constante, 0.0264

$K$  = conductividad del aire BTU/hr ft °F

$D$  = diámetro del tubo ft

$V$  = velocidad máxima a la entrada del serpentín ft/hr

$\rho$  = densidad del aire lb/ft<sup>3</sup>

$\mu$  = viscosidad del aire lb/ft hr

$c_p$  = calor específico BTU/lb °F

Como se requiere calcular la velocidad máxima a la entrada (área mínima de flujo) se tiene.

$$V_{\text{máx}} = v S_n / (S_n - D) = (11.81 \times 10^4)(0.0984) / (0.0984 - 0.0208) = 14.98 \times 10^4 \text{ ft/hr}$$

Se evalúa  $h_0$  para una temperatura del aire de  $40^\circ\text{C} = 104^\circ\text{F}$

$$h_0 = \frac{(0.0264)(0.0156)(14.98 \times 10^4)(0.0208)(0.071) / (0.046)^{0.8}}{(0.0208)} \left( \frac{(0.24)(0.046) / (0.0156)}{0.0208} \right)^{0.4}$$

$$h_0 = 15.2 \text{ BTU/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Se evalúa  $h_1$  para una temperatura media del refrigerante de  $50^\circ\text{C} = 122^\circ\text{F}$

$$h_1 = (0.725) \left( \frac{(0.048)^3 (78.228)^2 (4.18 \times 10^8) (55295) / (7)(0.0208)(0.5733)(10)}{0.0208} \right)^{0.25}$$

$$h_1 = 1508.4 \text{ BTU/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Empleando el método de cálculo para el radio exterior equivalente de aletas rectangulares con espesor constante, se tiene.

$$r_2 = \frac{s_p s_n}{\pi}$$

$$r_2 = (0.0984)(0.0984) \pi = 0.0555$$

$$L = h_0 \quad ky$$

$$L = r_2 - r_1 = 0.0555 - 0.0104 = 0.0451$$

Donde

$L$  = diferencia de radios ft

$h_0$  = coeficiente de transferencia de calor

$K$  = conductividad térmica de la aleta  $26 \text{ BTU/hr ft } ^\circ\text{F}$

$y$  = un medio del espesor de la aleta  $1.04 \times 10^{-3} \text{ ft}$

$$L = h_0 \quad Ky = 0.0451 \quad 15.2 \quad (26)(1.04 \times 10^{-3}) = 1.07$$

$$r_2/r_1 = 0.0555 / 0.0104 = 5.3$$

de la figura A-8 se tiene que la eficiencia de la aleta es de

$$\phi = 50\%$$

Este porcentaje solo se presentaría si se tuviera un buen contacto aleta-serpentin por lo que se considerara para los cálculos el valor de  $\phi = 40\%$ .



A continuación se calcula el coeficiente global de transferencia de calor.

$$U = \frac{1}{\frac{A_0}{A_{ti} h_i} + \frac{A_0 \chi}{A_{tm} k_t} + \frac{1 - \phi}{h_0(A_{te}/A_a + \phi)} + \frac{1}{h_0}}$$

Donde:

$A_{ti}$  = área interior del tubo = 0.0583 ft<sup>2</sup>/ ft lineal

$A_{tm}$  = área media del tubo = 0.0618 ft<sup>2</sup>/ ft lineal

$A_{te}$  = área exterior de tubo = 0.0653 ft<sup>2</sup>/ ft lineal

$A_a$  = área de la aleta =  $\pi \pi ((r_2)^2 - (r_{tubo})^2) = 0.6162$  ft<sup>2</sup>/ ft lineal

$A_0$  = área neta de superficie exterior =  $A_{te} + A_a = 0.06815$  ft<sup>2</sup>/ ft lineal

$k_t$  = coeficiente de conductividad del tubo = 223 BTU/hr ft °F

$\chi$  = espesor del tubo = 0.0023 ft

$$R_i = \frac{A_0}{A_{ti} h_i} = \frac{0.6815}{(0.0583)(1508.4)} = 0.0078$$

$$R_t = \frac{A_0 \chi}{A_{tm} k_t} = \frac{(0.6815)(0.0023)}{(0.0618)(223)} = 0.0001$$

$$R_a = \frac{1 - \phi}{h_0(A_{te}/A_a + \phi)} = \frac{1 - 0.40}{(15.2)(0.0653 / 0.6162 + 0.40)} = 0.0780$$

$$R_0 = \frac{1}{h_0} = \frac{1}{15.2} = 0.0658$$

$$U = \frac{1}{R_i + R_t + R_a + R_0} = \frac{1}{0.0078 + 0.0001 + 0.0780 + 0.0658} = 6.59$$

$$Q_{cond} = A U \Delta T \Rightarrow A = \frac{Q_{cond}}{U \Delta T} = \frac{2227.7}{(6.59)(140-104)} = 9.40 \text{ m}^2$$

$$L = A / 2N \pi D A_0/A_{ext} = 9.40 / ((2)(7)(\pi)(0.0208)(0.6815/0.0653)) = 0.985 \text{ ft} \times \frac{100 \text{ cm}}{3.28 \text{ ft}}$$

$L = 30.03 \text{ cm}$

e) Cálculo del evaporador

El cálculo se procede de la misma manera que para el condensador tomando en cuenta que en el evaporador se condensa el vapor de agua en los serpentines y se tienen las siguientes condiciones.

Banco de tubos de siete filas por dos columnas

$$Q_{\text{evap}} = 2000 \text{ Kcal/hr}$$

$$T_{\text{evap}} = 15^{\circ}\text{C} = 59^{\circ}\text{F}$$

$$T_{\text{ref}} = 0^{\circ}\text{C} = 32^{\circ}\text{F}$$

$$D_{\text{tubo}} = 1/4'' = 0.0208$$

$$S_p = 3.0 \text{ cm} = 0.0984$$

$$S_n = 2.5 \text{ cm} = 0.0820 \text{ ft}$$

Los coeficientes de ebullición para refrigerantes siguen las curvas mostradas en la figura 5.3. En el intervalo normal de funcionamiento, la ebullición se realiza en el régimen AB de la figura 5.3, con lo cual las ecuaciones que representan la transmisión de calor toman generalmente la forma

$$hr = C (\Delta t)^n$$

siendo la constante C y el exponente n dependientes de la presión y de la superficie.

La transmisión de calor en el caso de una masa en ebullición, a la cual se refiere la fig 5.3, casi se duplicaría en el caso en el que el refrigerante hierva en la envuelta de un evaporador que recibe calor de tubos calientes.

Cuando el refrigerante hierve en el interior de tubos, la tarea de predecir el coeficiente convectivo es aun más difícil. Cuando el refrigerante entra en el tubo, el porcentaje de vapor aumenta, con lo que también aumenta la velocidad. El gran aumento de la velocidad hace que aumente también el coeficiente de transmisión de calor. Holladay resumió los resultados de varios investigadores, incluyendo a Ashley y Baker y datos de la General Electric Company y propuso la ecuación

$$hr = 14.8 (q/A)^{0.5}$$

De la cual, como

$$\begin{aligned} q/A &= hr \Delta t \\ hr_{0.5} &= 14.8 (hr \Delta t)_{0.5}^{0.5} \\ hr &= 14.8 (\Delta t)_{0.5} \\ hr &= 219.04(\Delta t) \end{aligned}$$

donde  $\Delta t$  es la diferencia de temperaturas entre el refrigerante y la superficie del tubo.

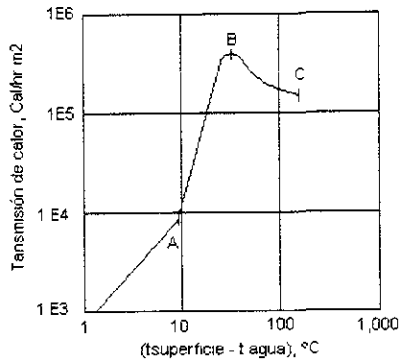


Fig 5 3. Transmisión de calor en la ebullición en una masa de agua hirviendo

La ecuación anterior da resultados por debajo de los verdaderos para el refrigerante 12, en el intervalo entre  $-6.7$  a  $4.4^{\circ}\text{C}$  cuando hierve en el interior de tubos de 16mm a 19mm ( $5/8''$  a  $3/4''$ ) de diámetro. Cuando se trabaja a presiones más bajas, el valor de  $h_r$  será más bajo.

Como los parámetro de diseño no se encuentran dentro de las restricciones de la formula anterior, se empleara para el cálculo del coeficiente convectivo en estado de ebullición

Suponiendo  $\Delta t = 4^{\circ}\text{F}$ , se tiene

$$h_r = (219.04)(4) = 876.16 \text{ BTU/hr ft}^2 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$h_0$  se evalúa a una temperatura del aire de  $59^{\circ}\text{F}$

$$C = 0.0264$$

$$K = 0.0146 \text{ BTU/hr ft } ^{\circ}\text{F}$$

$$D = 0.0208 \text{ ft}$$

$$\rho = 0.0764 \text{ lb/ft}^3$$

$$C_p = 0.24 \text{ BTU/lb } ^{\circ}\text{F}$$

$$\mu = 0.0433 \text{ lb/ft hr}$$

$$v = 4\text{m/s} = 4.73 \times 10^4 \text{ ft/hr}$$

La velocidad máxima a la entrada es

$$V_{\text{máx}} = \frac{v \cdot S_n}{S_n - D} = \frac{(4.73 \times 10^4)(0.082)}{0.082 - 0.0208} = 6.34 \times 10^4 \text{ ft/hr}$$

$$h_0 = \frac{(0.0264)(0.0146)((6.34 \times 10^4)(0.0208)(0.0764)/(0.0433))^{0.8}}{0.0208} \left( \frac{(0.24)(0.0433)}{(0.0146)} \right)^{0.4}$$

$$h_0 = 7.98 \text{ BTU/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

El valor obtenido para  $h_0$  es para el caso en el cual no existe condensación en el evaporador. a continuación se realiza una nueva estimación para el caso que si existe condensación.

Supondremos que el tubo, el refrigerante y la película de agua tienen una temperatura uniforme de  $T_{\text{tubo}} = 36^\circ\text{F}$ ,  $T_{\text{ref}} = 32^\circ\text{F}$  y  $T_{\text{pel}} = 42^\circ\text{F}$ . Supondremos también que la aleta y el tubo están cubiertos por una película delgada de agua que tiene un espesor medio de  $y_w = 0.005 \text{ in}$

Para el caso de un serpentín con condensado de vapor de agua, su coeficiente global de transferencia de calor es la siguiente.

$$U_w = \frac{1}{\frac{b^R A_0}{A_a h_r} + \frac{A_0 \chi}{A_m k_t} + \frac{b_w (1-\phi)}{h_{o,w} (A_0/A_a + \phi)} + \frac{b_w}{h_{o,w}}}$$

Donde  $b^R$  se evalúa con sus entalpías ficticias del aire húmedo saturadas a las temperaturas respectivas del tubo y las del refrigerante (figura A-9).

$$b^R = \frac{h T_{\text{tubo}} - h T_{\text{ref}}}{T_{\text{tubo}} - T_{\text{ref}}} = \frac{13.5 - 11.0}{36 - 32} = 0.625$$

Para  $T_{\text{pel}} = 42^\circ\text{F}$ , se tiene  $b_w$  de la figura A-10

$$\begin{aligned} b_w &= 0.55 \text{ BTU/lba } ^\circ\text{F} \\ C_{pa} &= 0.24 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F} \\ K_w &= 0.33 \text{ BTU/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F/ft} \end{aligned}$$

$$h_{o,w} = \frac{1}{\frac{C_{pa}}{b_w h_0} + \frac{y_w}{K_w}} = \frac{1}{\frac{0.24}{(0.55)(7.98)} + \frac{0.005}{(12)(0.33)}}$$

$$h_{o,w} = 17.87 \text{ BTU/hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

para la aleta del evaporador se calcula el radio  $r_2$  equivalente

$$r_2 = (0.0984)(0.082) \pi = 0.0507$$

$$L = r_2 - r_1 = 0.0507 - 0.0104 = 0.0403$$

$$L\sqrt{h_0/k_y} = (0.0403)\sqrt{(17.87)/(26)(1.04 \times 10^{-3})} = 1.04$$

$$r_2/r_1 = 0.0507 / 0.0104 = 4.90$$

de la figura A-8 se tiene que la eficiencia de la aleta es

$$\phi = 51\%$$

Este porcentaje solo se presentaría si se tuviera un buen contacto aleta-serpentin por lo que se considerara para los cálculos el valor de  $\phi = 40\%$ .

a continuación se calcula el coeficiente global de transferencia de calor.

$$\begin{aligned} A^i &= \text{área interior del tubo} = 0.0583 \text{ ft}^2 / \text{ft lineal} \\ A^{tm} &= \text{área media del tubo} = 0.0618 \text{ ft}^2 / \text{ft lineal} \\ A^{te} &= \text{área exterior de tubo} = 0.0653 \text{ ft}^2 / \text{ft lineal} \\ A^a &= \text{área de la aleta} = 0.5106 \text{ ft}^2 / \text{ft lineal} \\ A^0 &= \text{área neta de superficie exterior} = A^{te} + A^a = 0.5759 \text{ ft}^2 / \text{ft lineal} \\ k_t &= \text{coeficiente de conductividad del tubo} = 223 \text{ BTU/hr ft } ^\circ\text{F} \\ \chi &= \text{espesor del tubo} = 0.0023 \text{ ft} \end{aligned}$$

$$R_{r,w} = \frac{b^i R_{A^i}}{A^i h_r} = \frac{(0.625)(0.5759)}{(876.16)(0.0583)} = 0.0071$$

$$R_{t,w} = \frac{A^0 \chi}{A^{tm} k_t} = \frac{(0.5759)(0.0023)}{(0.0618)(223)} = 0.0001$$

$$R_{a,w} = \frac{b_w (1 - \phi)}{h_{o,w} (A^{te}/A^a + \phi)} = \frac{(0.55)(1 - 0.40)}{(17.87)(0.0653/0.5106 + 0.40)} = 0.0350$$

$$R_{0,w} = \frac{b_w}{h_{o,w}} = \frac{0.55}{17.87} = 0.0308$$

$$U_w = \frac{1}{R_{r,w} + R_{t,w} + R_{a,w} + R_{0,w}} = \frac{1}{0.0071 + 0.0001 + 0.0350 + 0.0308} = 13.70$$

$$Q_{\text{evap}} = A U \Delta T \quad \Rightarrow \quad A = \frac{Q_{\text{evap}}}{U \Delta T} = \frac{2000.0}{(13.7)(59-32)} = 5.70 \text{ m}^2$$

$$L = A / 2N \pi D A^0/A^{\text{ext}} = 5.70 / ((14)(\pi)(0.0208)(0.5759/0.0653)) = 0.7065 \text{ ft} \times \frac{100 \text{ cm}}{3.28 \text{ ft}}$$

$$L = 21.54 \text{ cm}$$

Para demostrar la suposición antes mencionada de  $\Delta T = 4^\circ\text{F}$  entre la superficie de la tubería y el refrigerante, se tiene que:

El calor transferido desde el aire al tubo = El calor transferido desde la tubería al refrigerante

$$q = A_0 h_{0,w} (59 - T_m) = A_i h_r (T_m - 32)$$

$$A_0/A_i (17.87) (59 - T_m) = (219.04 (T_m - 32)) (T_m - 32)$$

$$0.8059 (59 - T_m) = T_m^2 - 64T_m + 1,024$$

$$T_m^2 - 63.1941 + 976.4519 = 0$$

$$T_{m1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} = \frac{-(-63.1941) \pm \sqrt{(63.1941)^2 - (4)(1)(976.4519)}}{(2)(1)}$$

$$T_{m1,2} = \frac{63.1941 \pm 9.3641}{2}$$

$$T_{m1} = 36.28^\circ\text{F}$$

$$T_{m2} = 26.92^\circ\text{F}$$

$$\Delta T = T_{m1} - T_{ref} = 36.28 - 32$$

$$\Delta T = 4.28^\circ\text{F}$$

Por lo tanto la estimación de  $\Delta T = 4^\circ\text{F}$  es cercana a la calculada

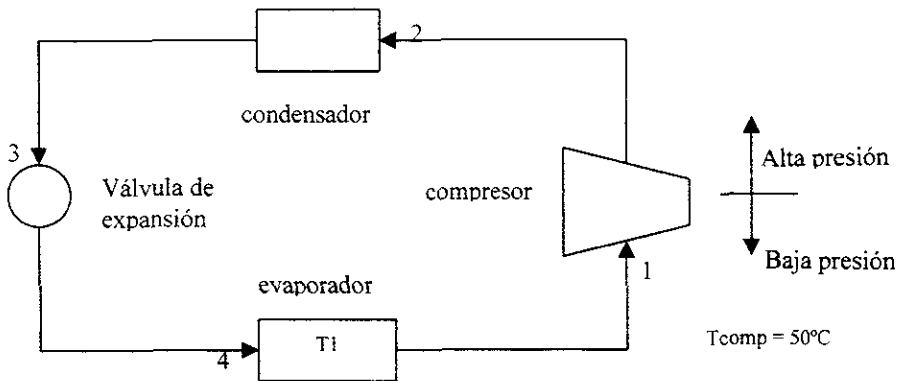
f) Cálculo del tubo capilar.

Existen numerosos métodos de dimensionado de tubos capilares. Algunos se basan en ecuaciones empíricas; otros aplican los principios de la dinámica de los fluidos. El análisis ilustrado está basado en los métodos propuestos por Hopkins y por Cooper, Chu y Briskin.

Si se pretende determinar la longitud necesaria de un tubo capilar de cierto diámetro, para reducir la presión de un caudal en masa dado de refrigerante, desde la presión del condensador a la presión del evaporador, se sigue el método de determinación de incrementos sucesivos. Las longitudes de tubo necesarias para hacer descender la presión sucesivos incrementos se suma para determinar la longitud total del tubo.

Para cada incremento de longitud, se procede de la siguiente manera:

- 1) Se supone un pequeño incremento de caída de presión.
- 2) Se determina la calidad, volumen específico, viscosidad y velocidad a la salida del incremento de longitud, suponiendo una expansión a entalpía constante.
- 3) Se determina la caída de presión debida a la aceleración del refrigerante.
- 4) Se resta de la caída de presión total de 1 la calculada en 3, y se obtiene la caída de presión debida al rozamiento.
- 5) Se calcula, a partir de la fórmula de la caída de presión debida al rozamiento, la longitud del tubo que daría la caída de presión por rozamiento obtenida en 4.



$$\phi \text{ tubo capilar} = 3/64'' = 1.191 \text{ mm}$$

$$M = 39.22 \text{ lb/hr} = 17.78 \text{ Kg/hr}$$

Las condiciones de entrada se designan con el subíndice cero y las condiciones de salida con el subíndice uno.

Presiones

$$P_0 = 9.80 \text{ Kg/cm}^2 \quad \text{a} \quad T_{\text{cod}} = T_0 = 40^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 8.64 \text{ Kg/cm}^2 \quad \text{a} \quad T_1 = 35^\circ\text{C}$$

Calidad

$X_0 = 0$  por ser liq saturado  
 Para  $T_0 = 40^\circ\text{C} \Rightarrow h_0 = 17.8149$  (Tabla A-5)

$h_0 = h_1 = 17.8149 \text{ cal/kg}$  por ser a entalpía constante

$h = h_f + Xh_{fg}$

Debido a que la entalpía de un liquido comprimido ligeramente es esencialmente igual a la entalpía del liquido saturado a la misma temperatura, se tiene que

$h_0 = h_1 \quad \therefore$

$h_0 = h_1 = h = 17.8149 = 16.6116 + X_1(31.5028) \quad X_1 = 0.0382$

Volumen específico

$v_0 = \text{volumen específico del líquido saturado a } 40^\circ\text{C} = 0.7980 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{Kg}$   
 $v_1 = v_f + v_{fg} = 0.7980 + (0.0382)(0.0199) = 1.5580 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{Kg}$

Donde:

- $v = \text{volumen específico } \text{m}^3/\text{Kg}$
- $v_f = \text{volumen específico del líquido saturado, } \text{m}^3/\text{Kg}$
- $v_{fg} = \text{diferencia de volúmenes específicos del vapor saturado y del líquido saturado, } \text{m}^3/\text{Kg}$

Velocidades

De la ecuación de continuidad se tiene:

$V = M v / 3600 \text{ A}$

Donde:

- $V = \text{velocidad, m/s}$
- $M = \text{caudal de masa Kg/hr}$



3600 = número de segundos de una hora

A = área de la sección transversal del tubo capilar que vale  $1.114 \times 10^{-6} \text{ m}^2$

$$V_0 = \frac{(17.78)(0.7980 \times 10^{-3})}{(3600)(1.114 \times 10^{-6})} = 3.54 \text{ m/s}$$

$$V_1 = \frac{(17.78)(1.5580 \times 10^{-3})}{(3600)(1.114 \times 10^{-6})} = 6.91 \text{ m/s}$$

### Caída de presión

Habrà una caída de presión al pasar el refrigerante por el tubo capilar a causa de las fuerzas que de rozamiento y de inercia. Haciendo un balance de las fuerzas que actúan sobre un elemento del refrigerante en el tubo,

$$1 \times 10^4 v dp = \frac{V dV}{g} - \frac{f V^2 dL}{2 g D} = 0$$

Donde:

G = constante de gravedad, 9.8 m/s

F = constante de rozamiento adimensional

DL = longitud de un elemento diferencial. m

D = diámetro del tubo. m

Despejando dp de la ecuación se tiene

$$dp = - \frac{V dV}{1 \times 10^4 v g} = \frac{f V^2 dL}{2 v D g 1 \times 10^4}$$

El término V/v que aparece en ambos términos del segundo miembro de la ecuación se puede sustituir por M/3600 A, por lo que se tiene

$$dp = - \frac{M dV}{1 \times 10^4 g (3600 A)} - \frac{M f V dL}{2 D g (1 \times 10^4)(3600 A)}$$

integrando el incremento entre 0 y 1

$$\Delta p = - \frac{M \Delta V}{1 \times 10^4 g (3600 A)} - \frac{M}{2 D g (1 \times 10^4)(3600 A)} \int f v dL$$

El primer término del segundo miembro de la ecuación es la caída de presión debida a la aceleración y el segundo término es la caída de presión debida al rozamiento. Sustituyendo valores se tiene

$$\Delta p^1 = - \frac{(17.78)(6.91 - 3.54)}{(1 \times 10^{-4})(9.8)(3600)(1.114 \times 10^{-6})} \int f v dL$$

$$- \frac{17.78}{(2)(1.191 \times 10^{-3})(9.8)(1 \times 10^{-4})(3600)(1.114 \times 10^{-6})}$$

$$\Delta p^1 = - 0.152 - 19.0 \int f v dL$$

Caída de presión debida a la aceleración:

$$\Delta p \text{ debido a la aceleración} = 0.152 \text{ Kg/cm}^2$$

Caída de presión debida al rozamiento

$$\Delta p \text{ debido al rozamiento} = \Delta p \text{ total} - \Delta p \text{ debida a la aceleración}$$

$$\text{caída de presión total} = 9.80 - 8.64 = 1.160 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\Delta p \text{ debida al rozamiento} = 1.160 - 0.152 = 1.008 \text{ Kg/cm}^2: \text{ entonces.}$$

$$\Delta p \text{ debida al rozamiento} = 1.008 = 19.0 \int f v dL$$

La solución exacta de la ecuación sería difícil debido a la compleja forma como  $f$  y  $v$  varía con la longitud  $L$ . Para una solución más simple, si bien solo aproximada, se utilizan los valores medios de  $f$  y  $V$  entre 0 y 1, y se supone que estos valores permanecen constantes. Entonces la ecuación se simplifica

$$1.008 = 19.0 f_m V_m \Delta L \dots \dots \dots 1$$

siendo  $f_m$  y  $V_m$  los valores medios del coeficiente de rozamiento y de la velocidad, respectivamente.

Coefficiente de rozamiento

El coeficiente de rozamiento depende del número de Reynolds y de la rugosidad del tubo. La relación que existe entre el coeficiente de rozamiento y el número de Reynolds puede darse gráficamente o por medio de una fórmula. En el caso que nos ocupa es más conveniente utilizar la fórmula, que en el intervalo de caudales usados en tubos capilares es

$$F = \frac{0.32}{(Re)^{0.25}} \dots \dots \dots 2$$

donde  $Re$  es el número de Reynolds adimensional que vale  $V D / \nu \mu$ . La viscosidad se calcula tomando una media ponderada de las viscosidades del líquido saturado y del vapor saturado que se hallan en la tabla A-6.

$$\mu^0 = 0.240 \text{ centipoises} = 0.240 \times 10^{-3} \text{ Kg/ms}$$

$$\mu^1 = (1 - X_1) \mu^{\text{fl}} + X_1 \mu^{\text{gl}} = (1 - 0.0382)(0.245) + (0.0382)(0.0128) = 0.236 \times 10^{-3} \text{ Kg/ms}$$

El número de Reynolds en los puntos 0 y 1 son:

$$Re^0 = \frac{(3.54)(1.191 \times 10^{-3})}{(0.798 \times 10^{-3})(0.240 \times 10^{-3})} = 22.292$$

$$Re^1 = \frac{(6.91)(1.191 \times 10^{-3})}{(1.558 \times 10^{-3})(0.236 \times 10^{-3})} = 22.292$$

Utilizando la ecuación 2 puede calcularse los coeficientes de rozamiento:

$$F_0 = \frac{0.32}{(22.292)^{0.25}} = 0.0262$$

$$F_1 = \frac{0.32}{(22.382)^{0.25}} = 0.0261$$

Valor medio del coeficiente de rozamiento = 0.02615

Velocidad media =  $(3.54 + 6.91)/2 = 5.22$

Despejando de la ecuación 2  $\Delta L^1$

$$\Delta L^1 = \frac{1.008}{(19.03)(0.02615)(5.225)} = 39.0 \text{ m}$$

A continuación se calculan las longitudes de sucesivos incrementos de longitud que dan otras caídas de temperatura y de presión supuestas arbitrariamente. La suma de los incrementos necesarios para que la presión descienda hasta la del evaporador es la longitud que hay que dar al tubo capilar.

Los resultados de los sucesivos cálculos realizados se presentan en las tablas 5.1 y 5.2

Punto de estado	Temperatura °C	Presión Kg/cm <sup>2</sup>	Calidad	Vol. Esp. m <sup>3</sup> /Kg X10 <sup>-4</sup>	Velocidad m/s	Viscosidad centipoise	Numero de Reynolds	Coefficiente de rozamiento
0	40	9.80	0.0000	0.798	3.54	0.240	22.292	0.0262
1	35	8.64	0.0382	1.558	6.91	0.236	22.382	0.0262
2	30	7.60	0.0750	2.360	10.47	0.233	22.652	0.0261
3	25	6.64	0.1104	3.286	14.57	0.230	22.960	0.0260
4	20	5.79	0.1447	4.286	19.00	0.227	23.208	0.0259
5	15	5.01	0.1779	5.438	24.11	0.223	23.863	0.0258
6	10	4.32	0.2102	6.736	29.87	0.221	23.863	0.0257
7	5	3.70	0.2416	8.203	36.37	0.219	24.112	0.0257

Tabla 5.1 Cálculos para la determinación por incrementos sucesivos de la longitud del tubo capilar

Incremento	Caída de presión total Kg/cm <sup>2</sup>	Caída de presión debido a la aceleración Kg/cm <sup>2</sup>	Caída de presión debido al rozamiento Kg/cm <sup>2</sup>	Longitud del incremento m	Longitud acumulada m
0 - 1	1.160	0.152	1.008	0.39	0.39
1 - 2	1.050	0.156	0.894	0.21	0.60
2 - 3	0.951	0.185	0.766	0.13	0.73
3 - 4	0.860	0.200	0.660	0.08	0.81
4 - 5	0.774	0.231	0.543	0.05	0.86
5 - 6	0.694	0.261	0.434	0.03	0.89
6 - 7	0.623	0.294	0.329	0.02	<b>0.91</b>

Tabla 5.2 Cálculos para la determinación por incrementos sucesivos de la longitud del tubo capilar

Como se podrá apreciar más adelante los bancos de tubos del condensador y evaporador fueron fabricados a dimensiones más grandes que lo calculado, debido esto, a una proyección a futuro sobre el crecimiento de la carga térmica a retirar dentro de un gabinete, siendo las dimensiones de los serpentines fabricados para un compresor de 1/6 de HP. Para que el equipo funcionara adecuadamente se clausuraron tanto en el evaporador como del condensador las vueltas de tubos extras que se tienen para la capacidad de un compresor de 1/8 (cálculos efectuados), y así de esta manera el equipo de aire acondicionado trabajara adecuadamente para la capacidad del compresor que se instaló para dicho equipo. En el momento que se requiera una mayor capacidad en el equipo de aire acondicionado solo se requiere remplazar el compresor de 1/8 de HP por el de 1/6 de HP y se pondrían en funcionamiento todos los tubos que se clausuraron previamente, también se debe considerar que el tubo capilar se tendría que cambiar y de esta manera se pondría en funcionamiento un equipo de mayor capacidad (40% más de carga térmica a retirar a la calculada) sin necesidad de la fabricación de otro equipo.

## VI DESARROLLO Y EXPERIMENTACIÓN DEL EQUIPO

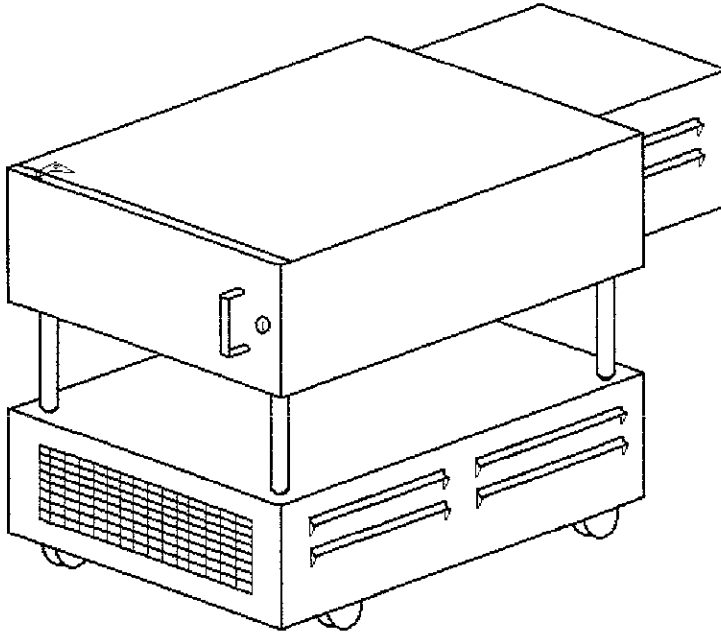
### VI.1 PLANOS Y MATERIAL DEL EQUIPO

Los dibujos que se presentan proporcionan la información necesaria para fines de fabricación, construcción o montaje del equipo y la estructura de la misma. Esta información se encuentra y se proporciona en un conjunto de dibujos que recogen todos los datos completa y explícitamente, de manera que no se necesita instrucción adicional alguna. La descripción así dada por el grupo de dibujos incluyen:

1. La representación gráfica completa de cada pieza (descripción de tamaño).
2. Las cotas, indicadas con números, de cada pieza.
3. Un título descriptivo sobre cada dibujo.
4. Una descripción de las relaciones de cada pieza con respecto a las demás (montaje)
5. Una lista de materiales.

También se integra hojas de operación los cuales describen los procesos de fabricación necesarios e indican el uso y el tipo de herramientas especiales y maquinas que se requieren.

Los planos representativos del equipo de aire acondicionado y gabinete se presentan a continuación.



Pallares Rosas  
Ismael

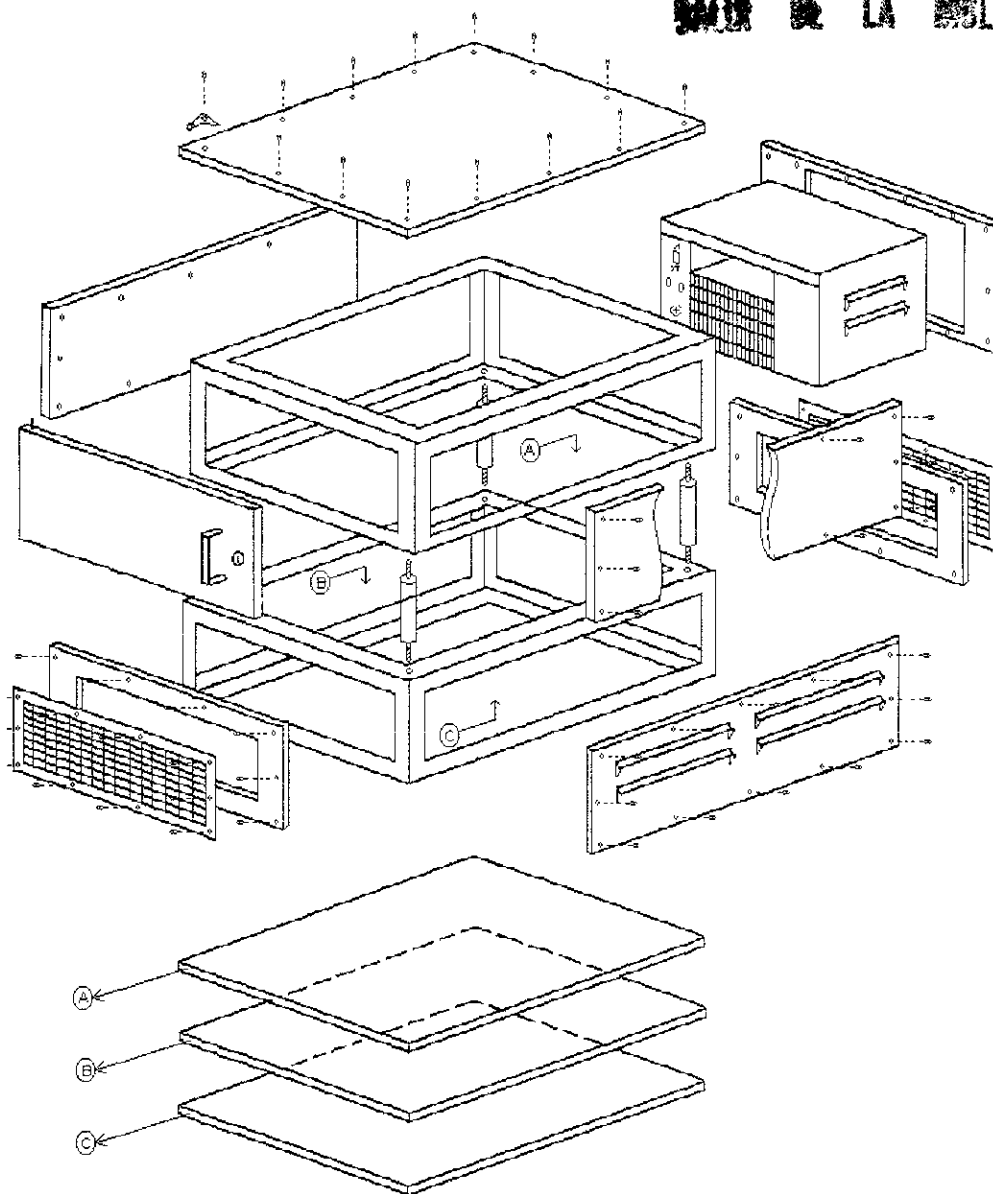
ACOT CM

CROQUIS NO 1

## GABINETE



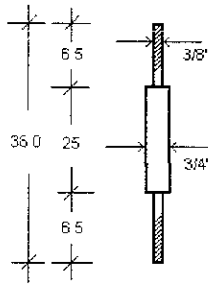
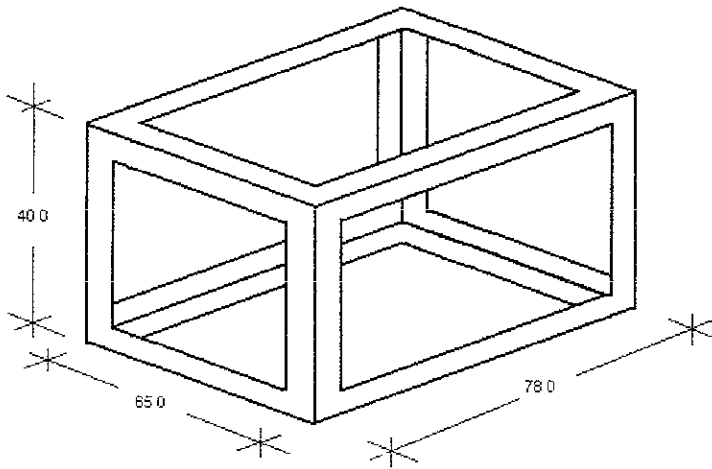
ESTA TESTA NO DEBE  
BAJAR DE LA BIBLIOTECA



Pallares Rosas Ismael
ACOT. CM
CROQUIS NO 2

DIAGRAMA EXPLOSIVO  
DEL GABINETE





ESPARRAGO

NOTA SE TIENE QUE FABRICAR DOS PIEZAS DE LA ESTRUCTURA, UNA SREVIRA PARA EL ACONDICIONAMIENTO Y OTRA PARA COLOCAR LAS BATERIAS EN CUANTO A LOS ESPARRAGOS SE FABRICARAN CUATRO LOS CUALES FORMARAN LAS COLUMNAS ENTRE AMBAS ESTRUCTURAS

Pallares Rosas  
Ismael

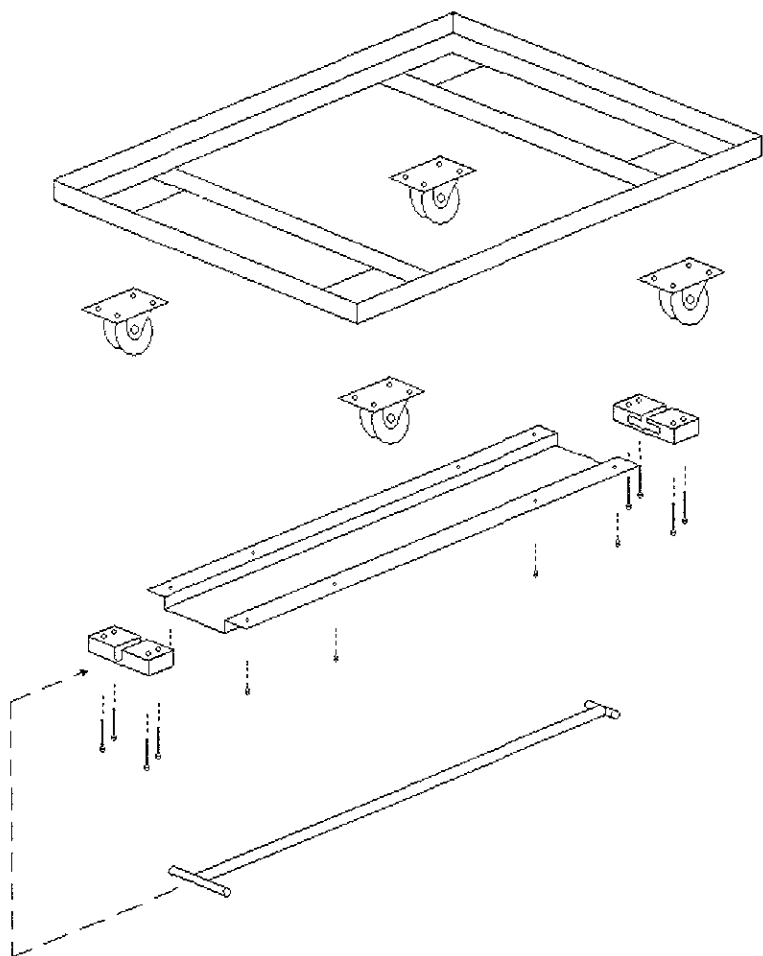
ACOT CM

CROQUIS NO 3

## ESTRUCTURA DEL GABINETE Y ESPARRAGO







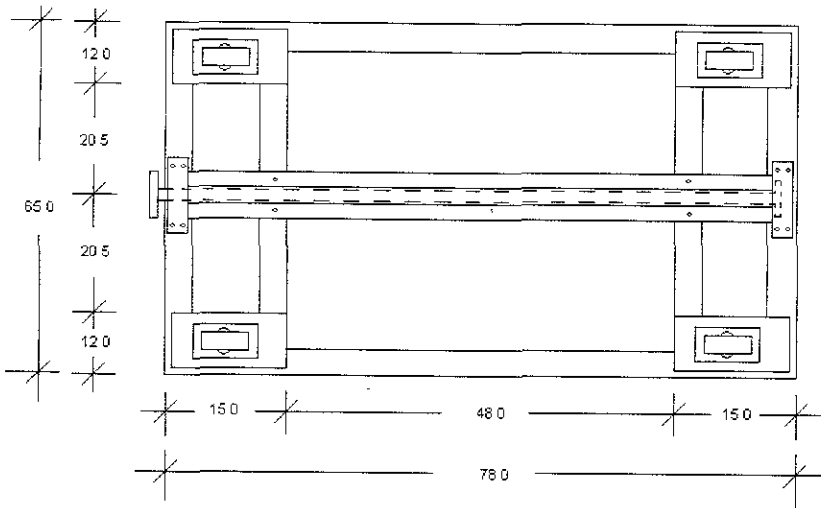
Pallares Rosas  
Ismael

ACOT CM

CROQUIS NO 4

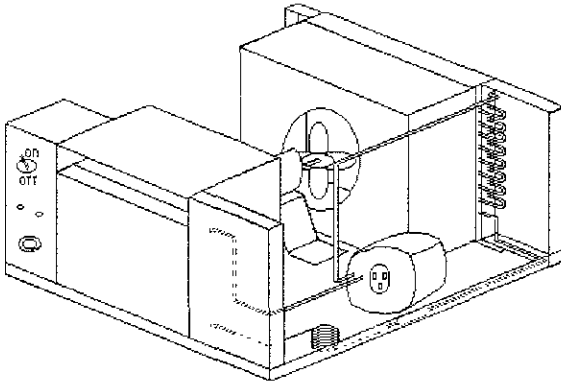
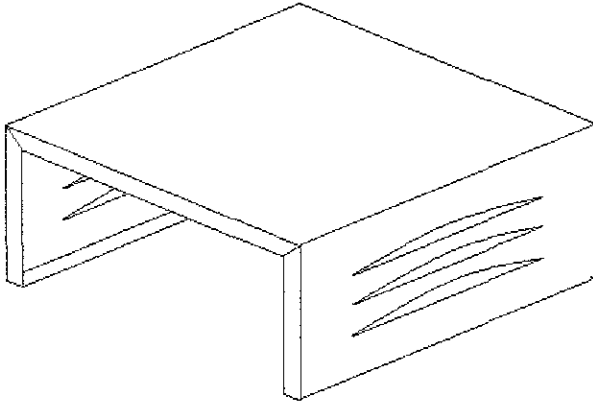
## DIAGRAMA EXPLOSIVO DE LA BASE DEL GABINETE





NOTA LAS LLANTAS DELANTERAS DEBEN SER DE TIPO LOCAS Y LAS TRASERAS DEBEN SER FIJAS PARA UN MEJOR CONTROL EN EL TRANSLADO DEL GABINETE

Pallares Rosas Ismael	<b>BASE DEL GABINETE</b>	
ACOT CM		
CROQUIS NO 5		



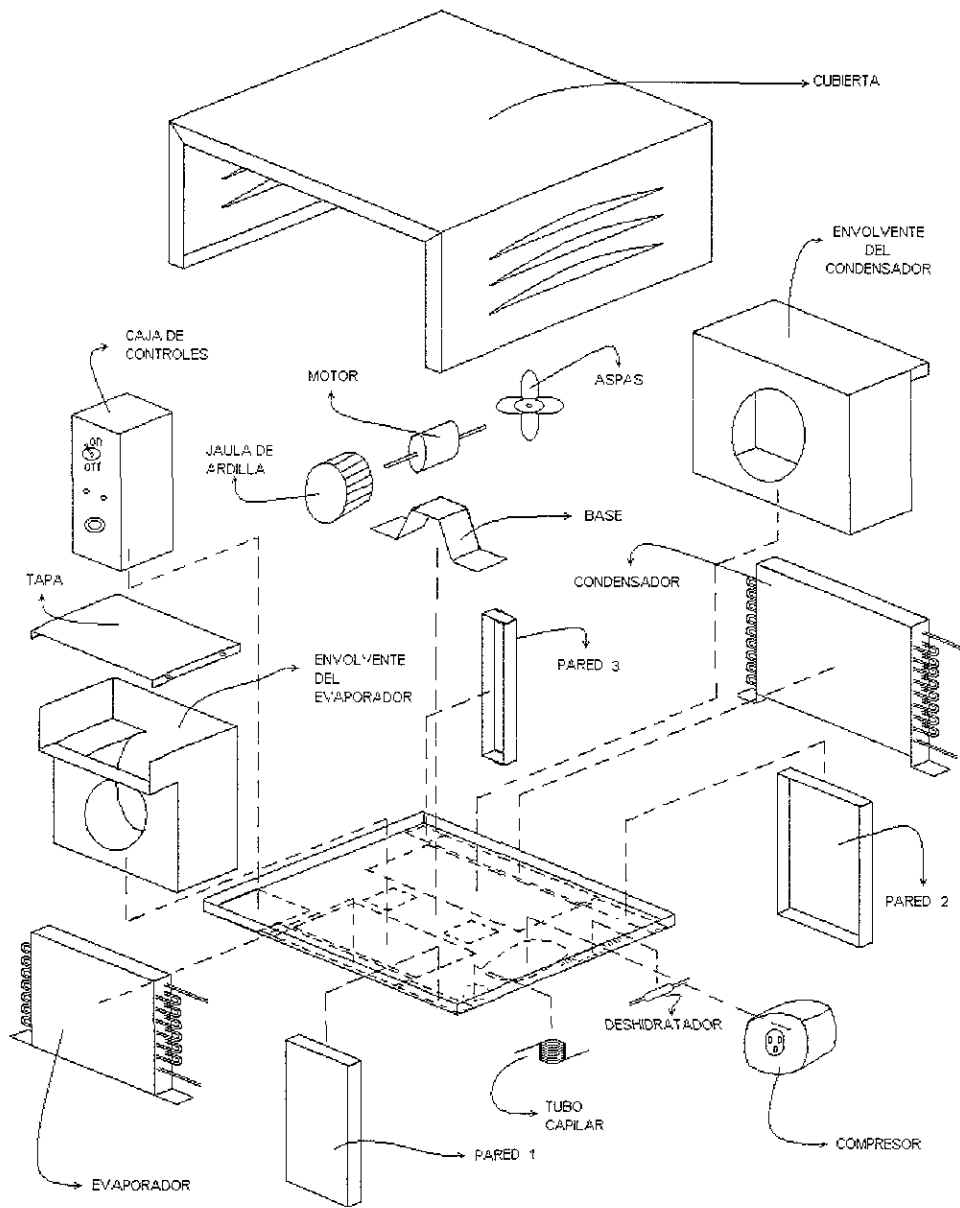
Pallares Rosas  
Ismael

ACOT CM

CROQUIS NO 6

### EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO

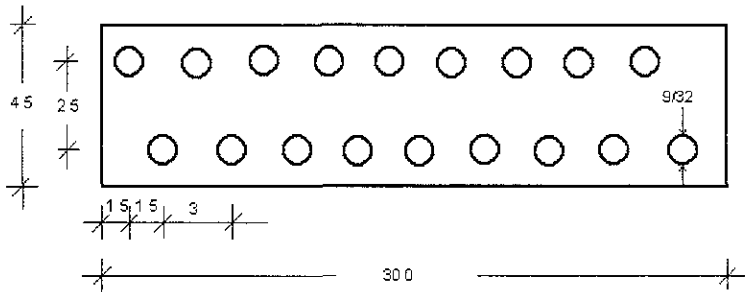
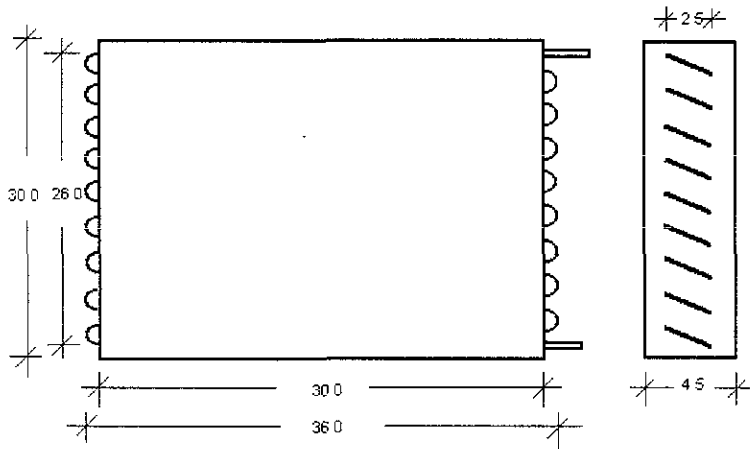




Pallares Rosas Ismael
ACOT CM
CROQUIS NO 7

**DIAGRAMA EXPLOSIVO DEL  
SISTEMA DE AIRE  
ACONDICIONADO**



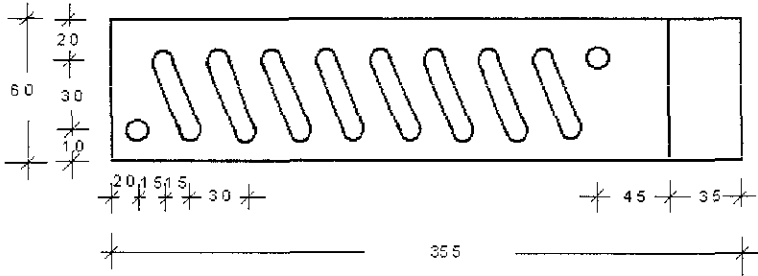


DISIPADOR

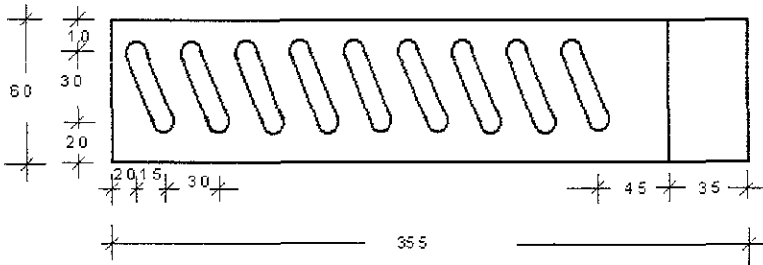
Pallares Rosas Ismael
ACOT CM
CROQUIS NO 8

## CONDENSADOR





LADO DERECHO

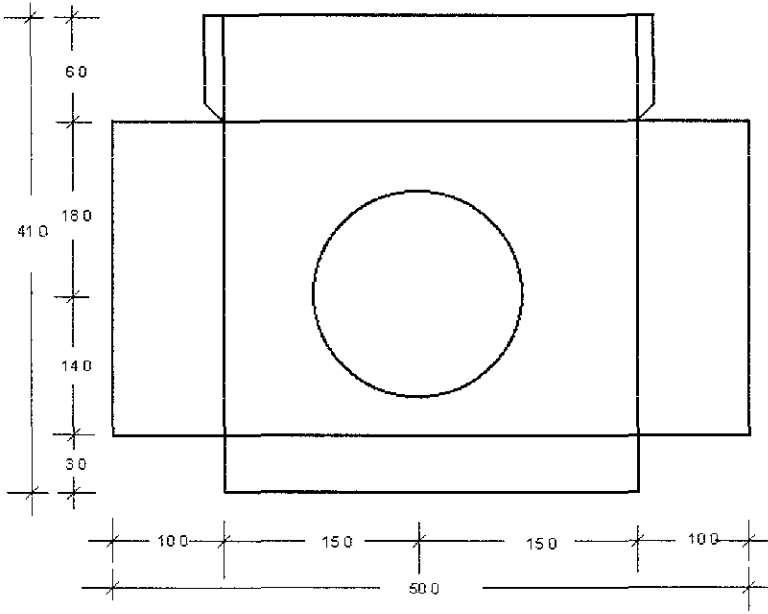


LADO IZQUIERDO

Pallares Rosas Ismael
ACOT CM
CROQUIS NO 9

### SOPORTE DEL CONDENSADOR

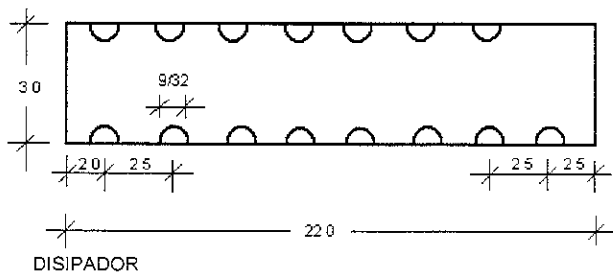
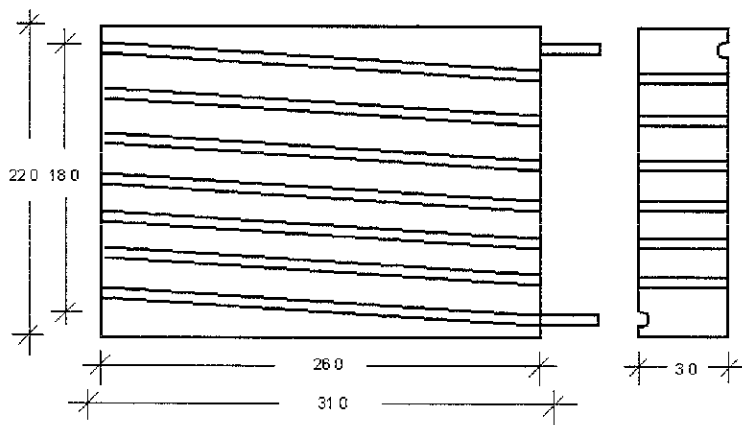




Pallares Rosas Ismael
ACOT CM
CROQUIS NO 10

**ENVOLVENTE DEL  
CONDENSADOR**



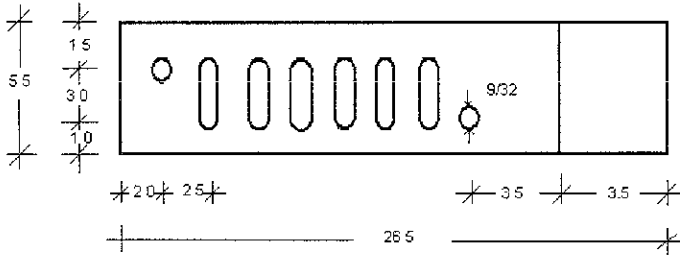


Pallares Rosas Ismael
ACOT CM
CROQUIS NO 11

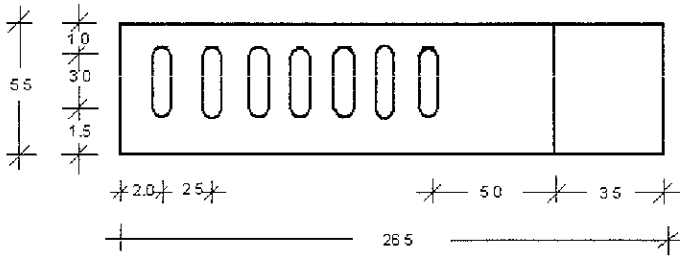
## EVAPORADOR







LADO DERECHO



LADO IZQUIERDO

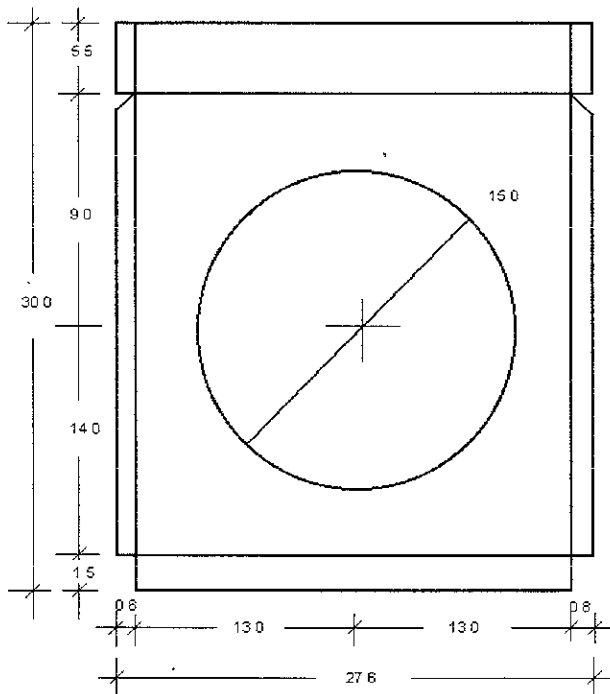
Pallares Rosas  
Ismael

ACOT CM

GROQUIS NO 12

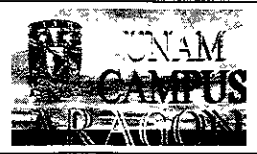
## SOPORTE DEL EVAPORADOR

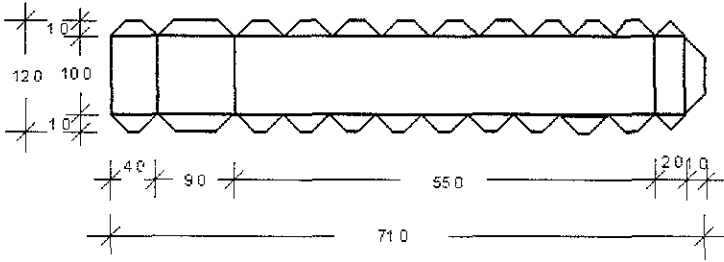




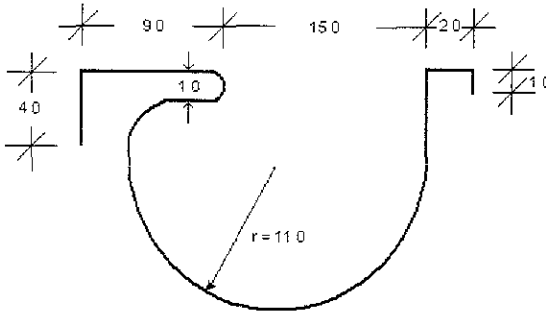
Pallares Rosas Ismael
ACOT CM
CROQUIS NO 13

**ENVOLVENTE DEL  
EVAPORADOR, PARTE  
FRONTAL**





DIMENSIONES DE LA LAMINA DESPLEGADA



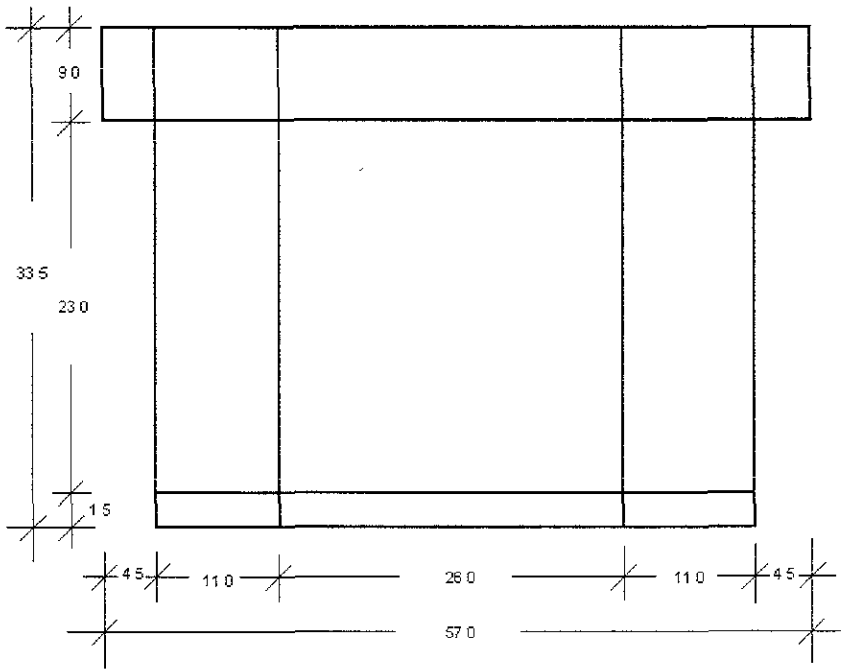
VISTA FRONTAL DE LA PIEZA

NOTA ESTA PIEZA SERA PUNTEADA POR SU PARTE FRONTAL CON LA PIEZA DE LA FIGURA 13 Y POR SU PARTE POSTERIOR SERA PUNTEADA CON LA PIEZA DE LA FIGURA 15, APLICANDOSE SILICON ALREDEDOR DE LA LINEA DE CONTACTO ENTRE LAS PIEZAS

Pallares Rosas Ismael
ACOT CM
CROQUIS NO 14

**ENVOLVENTE DEL  
EVAPORADOR, PARTE  
MEDIA**

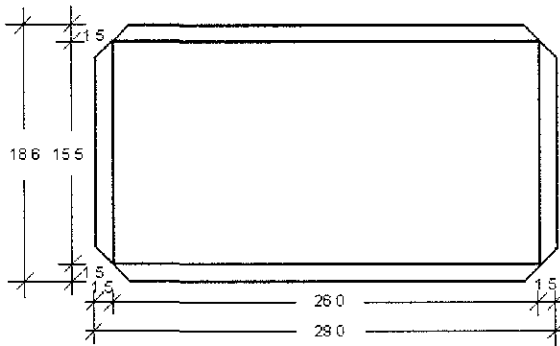




Pallares Rosas Ismael	
ACOT	CM
CROQUIS NO	15

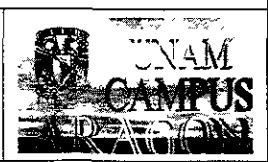
**ENVOLVENTE DEL  
EVAPORADOR, PARTE  
POSTERIOR**

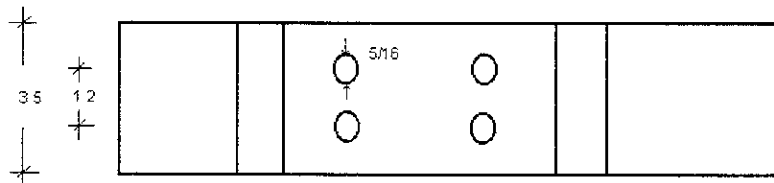
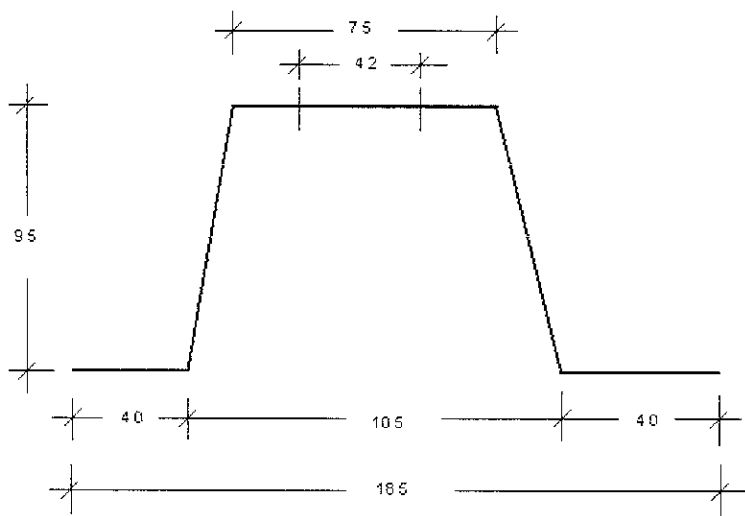




Pallares Rosas Ismael
ACOT CM
CROQUIS NO 16

**TAPA DEL EVAPORADOR**

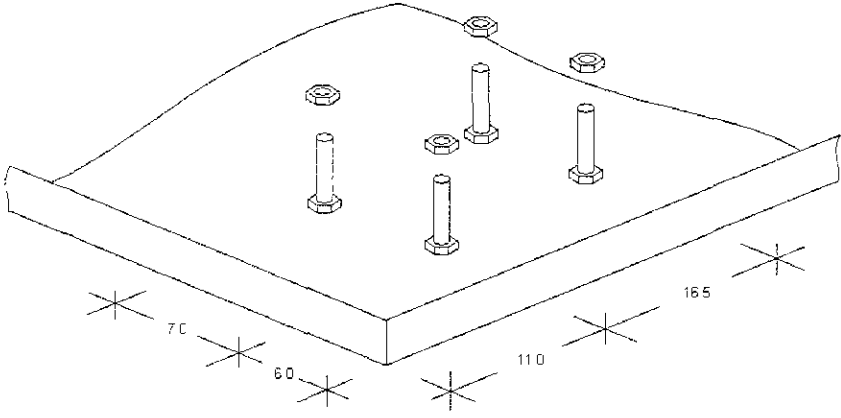




Pallares Rosas Ismael
ACOT CM
CROQUIS NO 17

## BASE DEL MOTOR



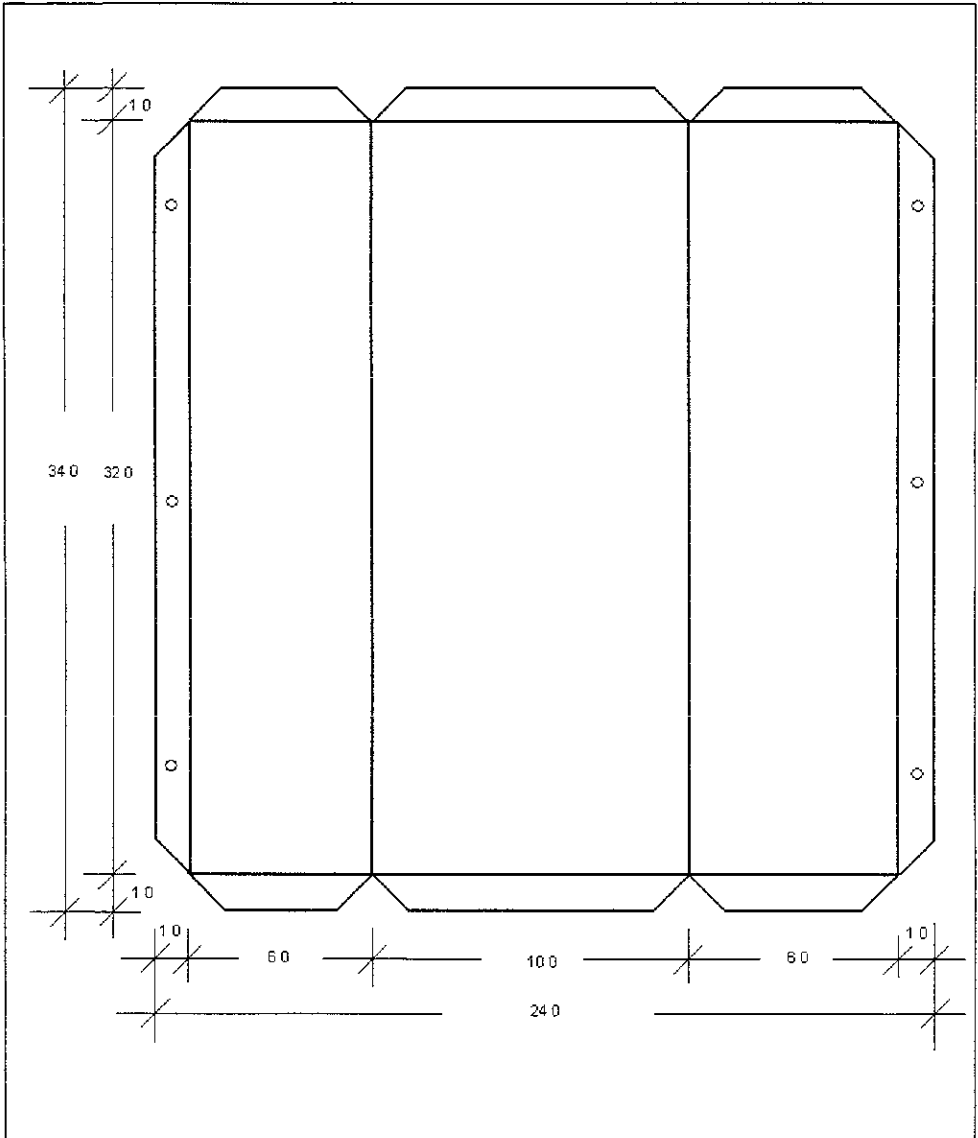


NOTA LOS TORNILLOS O BIRLOS SE DEBERAN SOLDAR CON SOLDADURA DE PLATA PARA EVITAR EL DESPRENDIMIENTO DE LOS MISMOS DEL LA CHAROLA LAS TORNILLOS O BIRLOS DEBEN SER DE 5/8" X 1"

Pallares Rosas Ismael
ACOT CM
CROQUIS NO 18

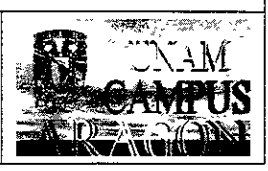
**FIJACIÓN DEL COMPRESOR  
A LA CHAROLA**



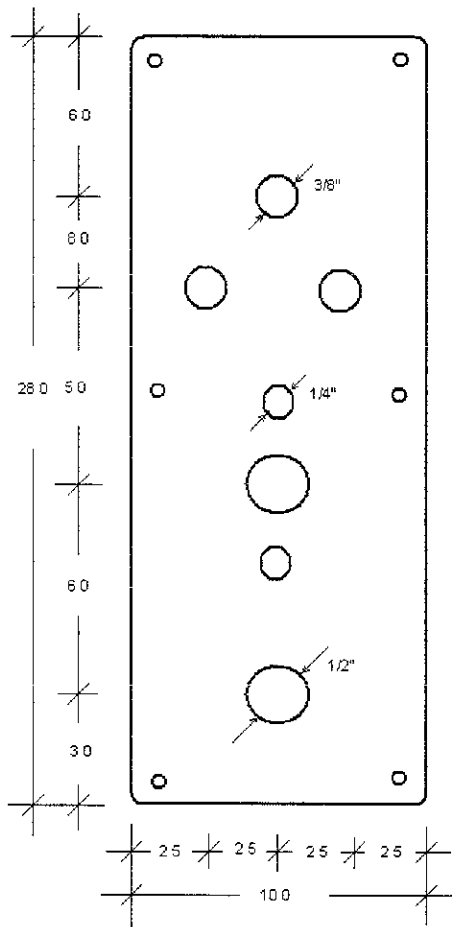


Pallares Rosas Ismael
ACOT CM
CROQUIS NO 19

**CAJA DE CONEXIONES**







NOTA: EN LA PARTE SUPERIOR SE DEBE COLOCAR EL INTERRUPTOR DE ENCENDIDO SEGUIDO ABAJO POR EL FOCO INDICADOR Y EL FUSIBLE, POSTERIORMENTE SE COLOCA EL TERMOSTATO Y HASTA ABAJO EL CABLE DE ALIMENTACION

Pillares Rosas  
Ismael

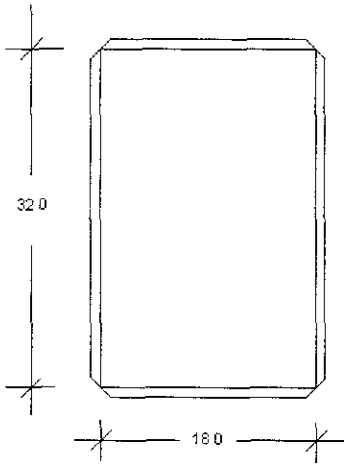
ACOT CM

CROQUIS NO. 20

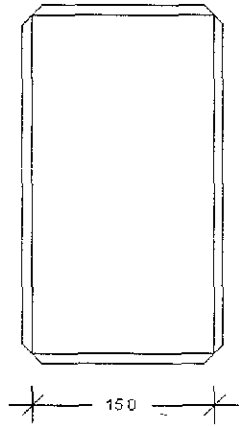
### TAPA DE LA CAJA DE CONEXIONES



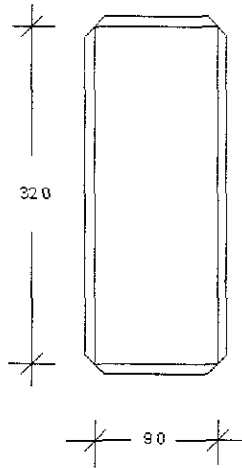
PARED 1



PARED 2



PARED 3



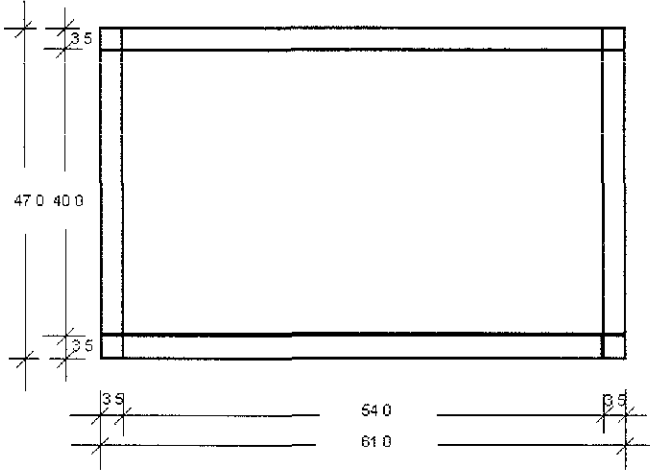
Pallares Rosas  
Ismael

ACOT CM

CROQUIS NO 21

**PAREDES**

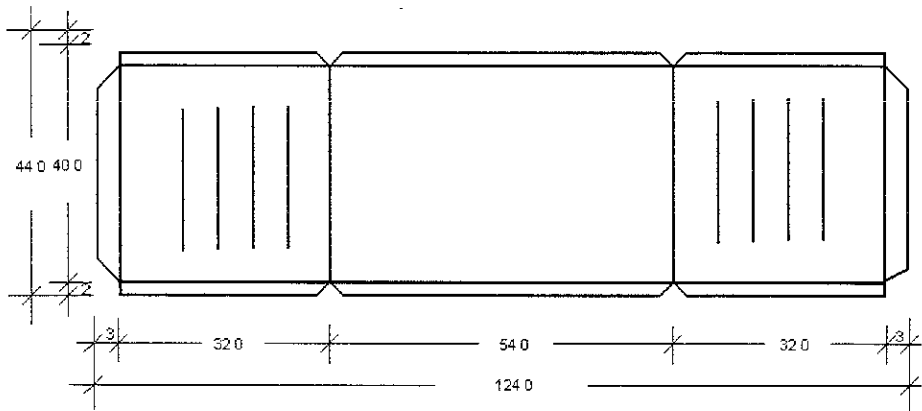




Pallares Rosas Ismael	
ACOT	CM
CROQUIS NO	22

**CHAROLA**



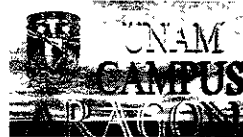


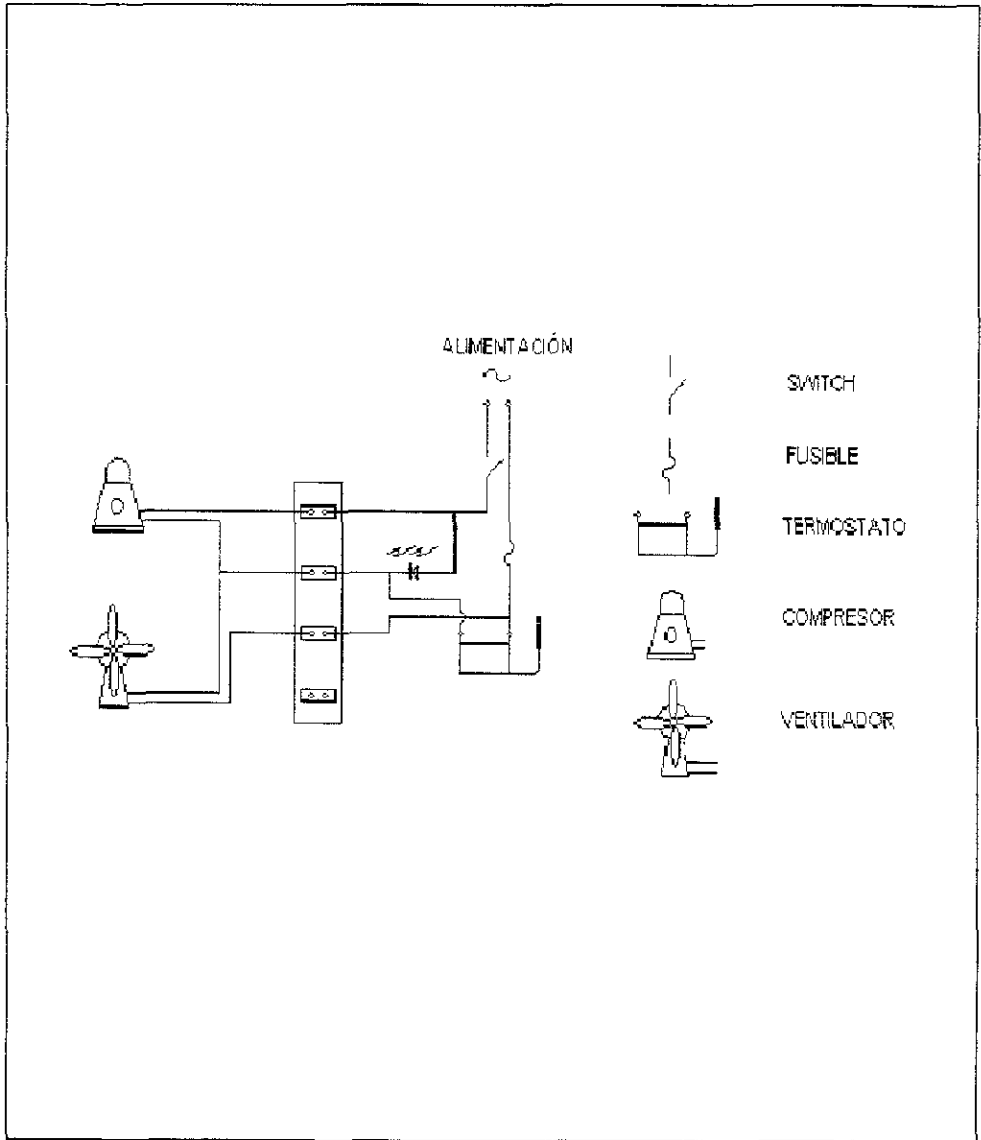
Pallares Rosas  
Ismael

ACOT CM

CROQUIS NO 23

# CUBIERTA





Pallares Rosas Ismael
ACOT CM
CROQUIS NO 24

**DIAGRAMA ELECTRICO DEL  
EQUIPO DE AIRE  
ACONDICIONADO**



## LISTA DE MATERIAL PARA EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

- Pijas de 1/2"X1/8"
- Lamina de acero calibre 24
- Lamina de acero inoxidable calibre 24
- Motor 1/40 de HP a 0.9 amp 127v
- Aspas de 8" de diámetro
- Jaula de ardilla de 5" de diámetro y para eje de 3/16
- Deshidratador para compresor de 1/8 de HP
- Tubo capilar para compresor de 1/8 de HP
- Tubo de cobre de 1/4" de diámetro
- Unicel de 1/2 de espesor
- Compresor de 1/8 de HP a 127v
- Lamina de acero inoxidable calibre 22
- Válvula pivote de 1/4" de diámetro
- Remache pop de 1/8"
- Estaño para soldar
- Termostato para aire acondicionado tipo paquete de 0°C a 60°C
- Cable calibre 12AWG de 60°C a 300 volts
- Foco indicador de 40w a 127v
- Interruptor de encendido para 10A
- Fusible y porta fusible de 20A

## LISTA DE MATERIAL PARA EL GABINETE

- solera de aluminio 3/16"X1 1/2"
- ángulo de aluminio de 3/16"X1 1/2"
- Multipanel de 1.10mX 3.00m X 0.038m, color blanco o arena
- Canal interior inferior para panel de 1 1/2
- Esquinero exterior de 1.07mX1.07X3.05m
- Pija autorroscante galvanizada de 1/4"X 3/4" con arandelas
- Remache pop AM-54
- Sellador Sikaflex 1-a
- 2 llantas compactas fijas de 5" de diámetro
- 2 llantas compactas locas de 5" de diámetro
- Tubo inoxidable de 1/2"

## VI.2 PROCESO DE FABRICACIÓN

Los diseños se pueden presentar por medio de dibujos, modelos, patrones, especificaciones u otros medios de comunicación semejantes. Cualesquiera que sean los medios con que se dé a conocer el diseño se ha de proporcionar también detalles del proceso de fabricación si se desea llegar a la culminación de este. A continuación se presenta el proceso de fabricación de forma simplificada en donde se especifican los procesos a efectuar, el equipo y herramienta especializada a emplear así como la secuencia de la revisión de los dibujos para la fabricación del aire acondicionado (Tabla 6.1 y 6.2).

SISTEMA	SUBSISTEMA	OPERACIÓN	IDENTIFICACIÓN
CONDENSADOR	1. SERPENTIN	a. DOBLADO	CONDENSADOR 1.a
	2. ALETAS	a. TRAZADO	CONDENSADOR 2.a
		b. CORTADO	CONDENSADOR 2.b
		c. BARRENADO	CONDENSADOR 2.c
		d. ENSAMBLADO	CONDENSADOR 2.d
	3. SOPORTE	a. TRASADO	CONDENSADOR 3.a
		b. CORTADO	CONDENSADOR 3.b
		c. BARRENADO	CONDENSADOR 3.c
d. DOBLADO		CONDENSADOR 3.d	
e. ENSAMBLADO		CONDENSADOR 3.e	
4. ENVOLVENTE	a. TRASADO	CONDENSADOR 4.a	
	b. CORTADO	CONDENSADOR 4.b	
	c. DOBLADO	CONDENSADOR 4.c	
	d. ENSAMBLADO	CONDENSADOR 4.d	
EVAPORADOR	1. SERPENTIN	a. DOBLADO	EVAPORADOR 1.a
	2. ALETAS	a. TRAZADO	EVAPORADOR 2.a
		b. CORTADO	EVAPORADOR 2.b
		c. BARRENADO	EVAPORADOR 2.c
		d. ENSAMBLADO	EVAPORADOR 2.d
	3. SOPORTE	a. TRASADO	EVAPORADOR 3.a
		b. CORTADO	EVAPORADOR 3.b
		c. BARRENADO	EVAPORADOR 3.c
d. DOBLADO		EVAPORADOR 3.d	
e. ENSAMBLADO		EVAPORADOR 3.e	
4. ENVOLVENTE	a. TRASADO	EVAPORADOR 4.a	
	b. CORTADO	EVAPORADOR 4.b	
	c. DOBLADO	EVAPORADOR 4.c	
	d. ENSAMBLADO	EVAPORADOR 4.d	

COMPRESOR		b. FIJACION a. CONEXIÓN	COMPRESOR a. COMPRESOR b.
TUBO CAPILAR		a. CONEXIÓN	TUBO CAPILAR a.
MOTOR	1 BASE	a. TRASADO b. CORTADO c. BARRENADO d. DOBLADO e. ENSAMBLADO	MOTOR 1.a MOTOR 1.b MOTOR 1.c MOTOR 1.d MOTOR 1.e
SISTEMA ELECTRICO		a. CONEXION	SISTEMA E. a

Tabla 6 1

IDENTIFICACION	DESCRIPCION
CONDENSADOR 1.a	Se emplea un doblador para tubo de un 1/4", realizando los dobleces de acuerdo a la figura 8.
CONDENSADOR 2.a	El trazado se realiza de acuerdo a la figura 8, empleando tinta azul violeta, rallador, regla y escuadra.
CONDENSADOR 2.b	El cortado de las aletas se realiza por medio de una cizalladora siguiendo los trazados realizados.
CONDENSADOR 2.c	Este se realiza con broca de 9/32", efectuándose la operación en un taladro de mesa.
CONDENSADOR 2.d	Las aletas son colocadas en el serpentín con un espaciamiento de 5.5 aletas por pulgada. Las aletas son soldadas con autógena con aportación de estaño.
CONDENSADOR 3.a	El trazado se realiza de acuerdo a la figura 9, empleando tinta azul violeta, rallador, regla y escuadra.
CONDENSADOR 3.b	El cortado de las aletas se realiza por medio de una cizalladora siguiendo los trazados realizados. donde se requiera se empleara cincel y maceta para los cortes complicados.
CONDENSADOR 3.c	Este se realiza con broca de 9/32", efectuándose la operación en un taladro de mesa.
CONDENSADOR 3.d	El doblado se realiza con la dobladora manual.



CONDENSADOR 3.e	El soporte es fijado al condensador por medio de remaches pop de 1/8" y en la parte inferior se emplea la punteadora eléctrica para fijarla a la charola, tomar como referencia las figuras 6 y 7.
CONDENSADOR 4.a	El trazado se realiza de acuerdo a la figura 10, empleando tinta azul violeta, rallador, regla y escuadra.
CONDENSADOR 4.b	El cortado de la lámina se realiza por medio de una cizalladora siguiendo los trazados realizados y en los casos necesarios con tijeras para lámina.
CONDENSADOR 4 c	Esta operación se realiza con una dobladora manual y en los casos que se requiera piedra de acentar y martillo de cabeza plana. Las pestañas se doblaran hacia fuera. Ver figuras 6 y 7.
CONDENSADOR 4.d	El envoltente es punteado en la parte inferior con una punteadora eléctrica y en las pestañas superiores es remachado con el soporte del condensador.
EVAPORADOR 1.a	Se emplea un doblador para tubo de 1/4", realizando los dobleces de acuerdo a la figura 11.
EVAPORADOR 2.a	El trazado se realiza de acuerdo a la figura 11, empleando tinta azul violeta, rallador, regla y escuadra.
EVAPORADOR 2.b	El cortado de las aletas se realiza por medio de una cizalladora siguiendo los trazados realizados.
EVAPORADOR 2.c	Este se realiza con broca de 9/32", efectuándose la operación en un taladro de mesa.
EVAPORADOR 2.d	Las aletas son colocadas en el serpentín con un espaciamiento de 5.5 aletas por pulgada. Las aletas son soldadas con autógena con aportación de estaño.
EVAPORADOR 3.a	El trazado se realiza de acuerdo a la figura 12, empleando tinta azul violeta, rallador, regla y escuadra.
EVAPORADOR 3.b	El cortado de las aletas se realiza por medio de una cizalladora siguiendo los trazados realizados, donde se requiera se empleara cincel y maceta para los cortes complicados.

EVAPORADOR 3.c	Este se realiza con broca de 9/32", efectuándose la operación en un taladro de mesa.
EVAPORADOR 3.d	El doblado se realiza con la dobladora manual.
EVAPORADOR 3.e	El soporte es fijado al condensador por medio de remaches pop de 1/8" y en la parte inferior se emplea la punteadora eléctrica para fijarla a la charola, tomar como referencia las figuras 6 y 7.
EVAPORADOR 4.a	El trazado se realiza de acuerdo a las figuras 13, 14 y 15 empleando tinta azul violeta, rallador, regla y escuadra.
EVAPORADOR 4.b	El cortado de la lámina se realiza por medio de una cizalladora siguiendo los trazados realizados y en los casos necesarios con tijeras para lamina.
EVAPORADOR 4.c	Esta operación se realiza con una dobladora manual y en los casos que se requiera piedra de acentar y martillo de cabeza plana. Las pestañas se doblaran hacia dentro. Ver figuras 6 y 7.
EVAPORADOR 4 d	El envoltente es punteado en la parte inferior con una punteadora eléctrica y en las pestañas superiores es remachado con el soporte del evaporador. La parte exterior del evaporador es forrado con unicel al igual que la tapa del mismo en su parte interior.
COMPRESOR a.	Se soldan cuatro tornillos con autógena y material de aporte plata. como se muestra en la figura 18 para luego ser montado el compresor y fijado con tuerca.
COMPRESOR b	Las conexiones se realizan con soldadura de plata para que no existan fugas de gas en el sistema. Ver figura 6.
TUBO CAPILAR a.	La admisión del tubo capilar se conecta al condensador y la parte de descarga es soldada con el evaporador, estas conexiones se aplican con aporte de plata.
MOTOR 1.a	El trazado se realiza de acuerdo a la figura 17, empleando tinta azul violeta, rallador, regla y escuadra.
MOTOR 1.b	El cortado de la lamina se realiza por medio de una cizalladora siguiendo los trazos realizados.

MOTOR 1.c	Este se realiza con broca de 5/16", efectuándose la operación en un taladro de mesa.
MOTOR 1.d	Esta operación se realiza con una dobladora manual y en los casos que se requiera piedra de acentar y martillo de cabeza plana.. Ver figuras 7 y 17.
MOTOR 1.e	La base es punteada en la parte inferior con la punteadora eléctrica y en su parte superior es fijado el motor del ventilador con cuatro tornillos de 1/8"X1/2". Una vez colocado el motor son montadas las aspas en la parte del condensador y la jaula de ardilla del lado del evaporador.consultar figuras 6 y 7.
SISTEMA E. a	El cable a emplear para este sistema debe ser de calibre 16 AWG sencillo y dúplex. Ver figura 24.

Tabla 6.2

Algunos componentes no se incluyeron dentro de la anterior tabla, debido a que no se consideran como sistemas, los cuales son: cubierta, caja de conexiones, tapa del evaporador, paredes y charola; el diseño de estos elementos no son complicados por que se pueden fabricar siguiendo sus dibujos representativos y para la colocación como un conjunto dentro del equipo de aire acondicionado se puede auxiliar con los croquis 6 y 7.

Se debe considerar la instalación de un deshidratador para atrapar el vapor de agua que se haya quedado durante el proceso de purgado del sistema, el cual debe colocarse entre la salida del condensador y la entrada del tubo capilar.

Para el caso del presente proyecto se buscó la conveniencia de que la presión del refrigerante dentro del sistema fuese la menor posible para que de esta manera el compresor requiriera menos potencia (menor amperaje) para su funcionamiento, pero teniendo cuidado que el avaporador no se congelara para que su funcionamiento sea el más adecuado.

### VI.3 PRUEBAS DEL COMPORTAMIENTO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

Las pruebas efectuadas al equipo de aire acondicionado se realizaron dentro de las instalaciones del Instituto Mexicano del Petróleo particularmente dentro del Laboratorio de Calibración bajo condiciones atmosféricas presentadas en las tablas siguientes. Para estas pruebas previamente programadas para efectuarse dentro del gabinete para tal propósito, se utilizo un horno para las pruebas, el cual tiene un volumen muy parecido al espacio diseñado en el gabinete, se considera que las paredes del horno presentan la misma resistencia térmica que la diseñada ya que estas contienen poliuretano de 1½" de espesor cubierta por lámina, la carga térmica a retirar por el equipo fue simulada por un compresor de 100W, con estas consideraciones se efectuaron las pruebas de la siguiente manera:

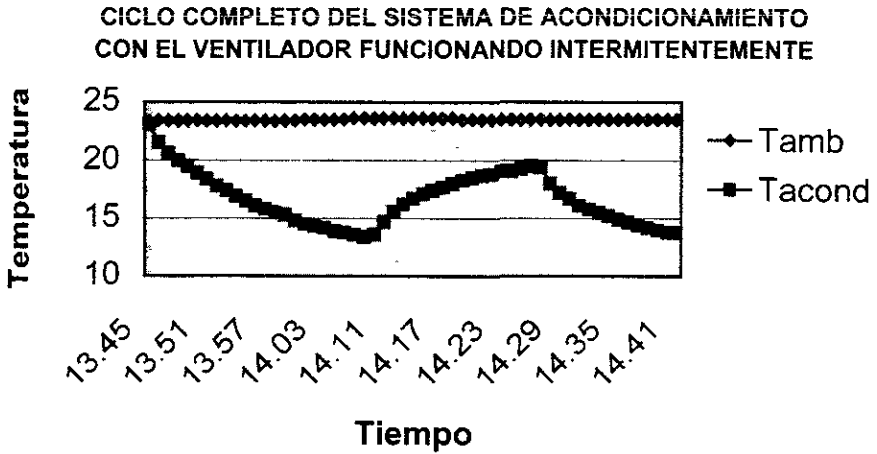
En la parte frontal del horno se coloco el equipo de aire acondicionado simulando una empotración de este sobre el horno retirándose previamente la puerta del mismo para dicha situación, el equipo se prepara de tal manera que al ser este enchufado arrancara, esto para evitar una manipulación posterior. Se colocaron termómetros dentro del horno así como fuera para poder medir la temperatura de acondicionamiento y la temperatura ambiente durante la prueba; el área que no fue cubierta por el equipo en la parte frontal del horno fue forrada por hule, escogiéndose este para que existiera carga térmica a retirar por parte del equipo, considerándose esta carga como la que provocaría la radiación solar sobre el gabinete. En esta prueba cuando el compresor paraba también el motor del ventilador paraba esto para realizar un análisis posterior de que es mejor si esta circunstancia o teniendo el motor del ventilador funcionando constantemente para el banco de baterías. Bajo estas condiciones se realizaron las primeras pruebas y las cuales quedan registradas en la Tabla 6.3 y la Gráficas 6.1.

En la siguiente prueba se le aplico una carga térmica extra de 100W que seria la carga térmica producida por el analizador en funcionamiento, en esta prueba se mantuvo el motor del ventilador encendido constantemente, para ello se tenia que manipular el tablero del equipo de aire acondicionado provocando con ello que entrara una gran cantidad de masa de aire significando una excesiva carga térmica dentro del espacio acondicionado. por esta circunstancia los datos aquí presentados no son los que en realidad se tendrían si se tuviera un espacio totalmente sellado como seria el caso del gabinete, por lo que se recomienda la fabricación del mismo y la realización nuevamente de la prueba para así obtener datos exactos del comportamiento del equipo. Los datos obtenidos quedan registradas en la Tabla 6.4 y la Gráfica 6.2.

PRUEBA DEL AIRE ACONDICIONADO CON EL VENTILADOR PAGANDOSE					
PRUEBA	HORA	Tambiente	Tacondicionado	Thule	OBSERVACIONES
1	13 45	23,3	23,1	23,2	Etapa de funcionamiento del sistema de aire acondicionado
2	13 46	23,4	21,5	23,4	
3	13 47	23 4	20,6	23,3	
4	13 48	23 4	20	23,2	
5	13 49	23,4	19,5	23,3	
6	13 50	23 4	18,9	23,3	
7	13 51	23,4	18,4	23	
8	13 52	23,4	17,8	22,8	
9	13 53	23,4	17,4	22,6	
10	13 54	23 4	16,9	22,8	
11	13 55	23,4	16,5	22,7	
12	13 56	23,4	16,1	22,4	
13	13 57	23,4	15,8	22,2	
14	13 58	23 4	15,5	22	
15	13 59	23,4	15,3	21,9	
16	14 00	23,4	14,8	21,8	
17	14 01	23,5	14,5	21,7	
18	14 02	23,5	14 3	21,7	
19	14 03	23,5	14,2	21,8	
20	14 04	23,5	13,9	21,7	
21	14,05	23,5	13,8	21,5	
22	14 06	23,6	13,6	21,5	
23	14 07	23,6	13,4	21,5	
24	14 08	23,6	13 6	21,5	
25	14 11	23,6	14,7	21 3	
26	14 12	23,6	15,6	21,4	
27	14 13	23,6	16,2	21,6	
28	14 14	23,6	16 7	21,6	
29	14 15	23,6	17,1	21,7	
30	14 16	23,6	17,4	21 7	
31	14 17	23,6	17,7	21 8	
32	14 18	23,6	18	21,8	
33	14 19	23 5	18,3	22	
33	14 20	23,5	18,5	22	
34	14 21	23,5	18,7	22 1	
35	14 22	23,5	18 8	22,2	
36	14,23	23,5	19,1	22,2	
37	14 24	23,5	19,1	22,3	
38	14 25	23 5	19,3	22,4	
39	14 26	23,5	19,5	22,4	

40	14 27	23,5	19,4	22,3	Etapa de funcionamiento del sistema de aire acondicionado
41	14 28	23,5	18	22,4	
42	14 29	23,5	17,2	22,3	
43	14 30	23,5	16,7	22,2	
44	14 31	23,5	16,1	22,2	
45	14 32	23,5	15,8	22,2	
46	14 33	23,5	15,5	22,1	
47	14 34	23,5	15,2	22,1	
48	14 35	23,5	14,9	21,9	
49	14 36	23,5	14,7	21,9	
50	14 37	23,5	14,4	21,9	
51	14 38	23,5	14,2	21,8	
52	14 39	23,5	14	21,8	
53	14 40	23,5	13,8	21,6	
54	14 41	23,5	13,8	21,6	

Tabla 6 3



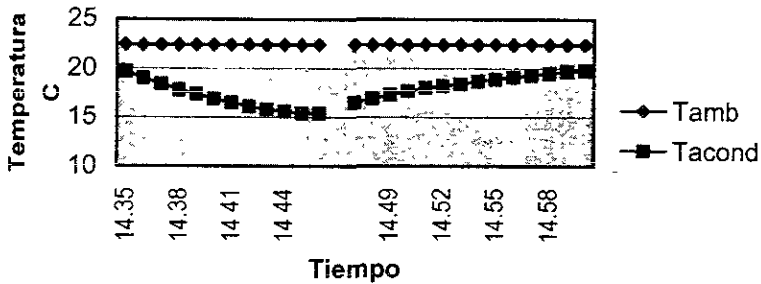
Gráfica 6 1

**ACONDICIONAMIENTO DE AIRE CON EL VENTILADOR FUNCIONANDO  
CONSTANTEMENTE**

LECTURA	HORA	Temp amb	Tacond	Thule	CONCLUSIONES
17	14 35	22,4	19,7	20,7	EN LA LECTURA 28 A LA 29 EXISTE UN BRINCO DE TEMPERATURA DEBIDO A LA ENTRADA EXSESIVA DE MASA DE AIRE
18	14 36	22,4	19	20,7	
19	14 37	22,4	18,4	20,7	
20	14.38	22,4	17,8	20,6	
21	14.39	22,4	17,4	20,6	
22	14 40	22,4	16,9	20,5	
23	14 41	22,4	16,5	20,5	
24	14 42	22,4	16,1	20,4	
25	14.43	22,4	15,8	20,4	
26	14.44	22,4	15,6	20,3	
27	14.45	22,4	15,4	20,2	
28	14 46	22,4	15,4	20,2	
29	14.47	22,4	16,5	20,3	
30	14 48	22,4	16,9	20,3	
31	14 49	22,4	17,3	20,4	
32	14 50	22,4	17,7	20,4	
33	14.51	22,4	18	20,4	
34	14.52	22,4	18,2	20,3	
35	14 53	22,4	18,4	20,3	
36	14.54	22,4	18,7	20,2	
37	14.55	22,4	18,9	20,1	
38	14.56	22,4	19,1	20,1	
39	14.57	22,4	19,3	20,1	
40	14 58	22,4	19,5	20,1	
41	14 59	22,4	19,7	20,2	
42	15 00	22,4	19,8	20,2	

Tabla 6 4

## CICLO COMPLETO DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE CON EL VENTILADOR FUNCIONANDO CONSTANTEMENTE



Grafica 6.2

Como puede observarse en los datos registrados el funcionamiento intermitente del motor del ventilador no es conveniente debido a que existen un mayor numero de veces por día en que tiene que entrar en operación el compresor y por lo tanto afectan al banco de baterías al exigírseles una gran demanda de potencia, no en cambio cuando el ventilador funciona constantemente por que este numero de veces en que entra en funcionamiento disminuye y es aconsejable que las baterías tengan una carga constante y no un cambio que de un momento dado tenga que entregar una gran potencia. En las tablas V.5 y V.6 se presenta las condiciones de funcionamiento del aire acondicionado y en la tabla V.7 se presenta un comparativo entre la capacidad del equipo de aire acondicionado por diseño y la máxima que puede proporcionar el mismo, así como una estimación del comportamiento del equipo si se remplazara el compresor por uno de capacidad de 1/6 de HP.



**CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO DEL AIRE ACONDICIONADO ALIMENTADO POR ENERGÍA SOLAR A 12TV  
CON FUNCIONAMIENTO DEL VENTILADOR ALTERNATIVAMENTE**

DATOS PREVIOS DE CADA OPERACIÓN	CORRIENT (AMP)	PRESIÓN DEL SISTEMA A 25°C (IN DE HG)	TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO (MIN)	TEMPERATURA DEL ESPACIO A ACONDICIONAR PARA UN VOLUMEN DE 0.16 M <sup>3</sup> (°C)	DIFERENCIA ENTRE T <sub>AMB</sub> Y T DEL EVAP (°C)	POTENCIA PARA SU FUNCIONAMIENTO (WATTS)
1ER PERIODO DE ARRANQUE DEL SISTEMA	12.5	52	0	25	0	1580W INSTANTANEO
1ER PARO DEL SISTEMA DEL AIRE ACONDICIONADO	2.6	15	20	14	11	330W EN OPERACIÓN
REINICIO DEL ARRANQUE DEL SISTEMA	9.5	36	15	19	6	1200W INSTANTANEO
2DO PERIODO DE PARO DEL AIRE ACONDICIONADO	2.6	15	13	14	11	330W EN OPERACIÓN

Tabla 5.5

NOTA los datos aquí mostrados no son los que se obtendrían en un gabinete totalmente sellado debido a que las pruebas fueron desarrolladas en un gabinete en la que el lado donde fue empotrado el equipo no se encontraba aislado y por lo tanto existía mayor pérdida de calor de lo que realmente ocurriría

**CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DEL AIRE ACONDICIONADO ALIMENTADO POR ENERGIA SOLAR A 127V  
CON FUNCIONAMIENTO DEL VENTILADOR CONSTANTE**

DATOS PREVIOS DE CADA OPERACIÓN	CORRIENT (AMP)	PRESIÓN DEL SISTEMA A 25°C (IN DE HG)	TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO (MIN)	TEMPERATURA DEL ESPACIO A ACONDICIONAR PARA UN VOLUMEN DE 0.16 M <sup>3</sup> (°C)	DIFERENCIA ENTRE T AMB Y T DEL EVAP (°C)	POTENCIA PARA SU FUNCIONAMIENTO (WATTS)
1ER PERIODO DE ARRANQUE DEL SISTEMA	12.5	52	0	25	0	1580W INSTANTANEO
1ER PARO DEL SISTEMA DEL AIRE ACONDICIONADO	2.6	15	20	14	11	330W EN OPERACIÓN
REINICIO DEL ARRANQUE DEL SISTEMA	10	41	19	19	6	1270W INSTANTANEO
2DO PERIODO DE PARO DEL AIRE ACONDICIONADO	2.6	15	13	14	11	330W EN OPERACIÓN

Tabla 5.6

NOTA: los datos aquí mostrados no son los que se obtendrían en un gabinete totalmente sellado debido a que las pruebas fueron desarrolladas en un gabinete en el que el lado donde fue empotrado el equipo no se encontraba aislado y por lo tanto existía mayor pérdida de calor de lo que realmente ocurriría.

COMPARATIVO ENTRE LA CAPACIDAD DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO POR DISEÑO Y LA MÁXIMA CAPACIDAD QUE PROPORCIONA EL MISMO

	NO DE ANALIZADORES A ACONDICIONAR	VOLUMEN DEL ESPACIO A ACONDICIONAR	CARGA TÉRMICA A RETIRAR	TEMPERATURA AMBIENTE DE DISEÑO	TEMPERATURA DEL EVAPORADOR	CORRIENTE DE ARRANQUE DEL SISTEMA	CORRIENTE DE FUNCIONAMIENTO	POTENCIA DE FUNCIONAMIENTO
CAPACIDAD DEL SISTEMA POR DISEÑO	1	0.20 M <sup>3</sup>	174.2 Kcal	40°C	15°C	12.5 Amp	2.6 Amp	330 W
CAPACIDAD MÁXIMA DEL AIRE ACONDICIONADO	3	0.60 M <sup>3</sup>	500 Kcal	40°C	20°C	17.0 Amp	3.3 - 3.5 Amp *	420-445 W
CAPACIDAD DEL EQUIPO PARA LA INSTALACION DEL COMPRESOR DE 1/6	5	1.00 M <sup>3</sup>	750 Kcal	40°C	25°C	17.0 Amp	3.3 - 3.5 Amp *	420-445 W

Tabla 5.7

\* La corriente aumenta debido a que se requiere suministrar mayor cantidad de refrigerante (Freón 12) dentro del sistema

## VII CONCLUSIONES

En el Laboratorio de Calibración, perteneciente al Area de Monitoreo dependiente de la Gerencia Ciencias del Ambiente de la Subdirección de Protección Ambiental del IMP, surgió la necesidad de diseñar y construir sistemas de monitoreo autónomos con el propósito de mejorar la calidad de los monitoreos, para esta finalidad se vio la necesidad de construir un sistema de acondicionamiento de aire que funcione por medio de energía solar, el cual proporcionara acondicionamiento a los analizadores para asegurar su mejor funcionamiento en campo. empleando para este propósito una fuente de energía eléctrica a base de celdas fotovoltaicas y de un banco de baterías para su alimentación y a la vez proporcionar autonomía de operación a los equipos

Después de realizados los cálculos pertinentes para el sistema de acondicionamiento de aire y adecuándonos a la existencia de componentes en el mercado y a las limitaciones presupuestales, se fabrico un prototipo que es muy conveniente para el acondicionamiento de un gabinete que contenga un mínimo de tres analizadores y hasta un máximo de cinco operando simultáneamente. esto debido a la capacidad del equipo; es también de observarse que se empleo un refrigerante (R12) el cual se encuentra en un proceso de eliminación gradual, entrando con gran proyección los refrigerantes ecológicos, esto fue debido a la inexistencia de algún compresor que se adecuara para el equipo y que funcionara además con un refrigerante ecológico comercial, aunado a ello se tenía que considerar el costo del mismo refrigerante. El actual equipo es un prototipo experimental para futuros desarrollos que mejoren el actual sistema y en donde se tiene considerado el uso de un refrigerante ecológico

En posteriores trabajos se pretende que la revisión del este diseño. se realice un análisis detallado del funcionamiento del analizador el cual dará la pauta a seguir sobre la mejora del diseño del aire acondicionado, tal análisis incluirá particularmente la identificación de los componentes del analizador que requieran proporcionárseles aisladamente aire acondicionado reduciéndose de esta manera la carga térmica a retirar. El actual conocimiento que se tiene de este proyecto hace ver la adaptación de un sistema de ventilación forzada en lugar de un acondicionamiento de aire. debido a que el analizador funciona adecuadamente a temperaturas ligeramente por arriba de 25°C y solo se necesita mantener aquella temperatura constante para que los cambios de temperatura no afecten el buen funcionamiento del equipo. si las pruebas proporcionan datos que no permitan el desarrollo de lo antes mencionado, se insistirá en la mejora del actual sistema de compresión buscando en el mercado internacional un compresor que cumpla con las características requeridas y además se realice una investigación de nuevas tecnologías (componentes) para mejorar el actual sistema. El proyecto realizado, es un intento formal de resolver un problema técnico que permita acercarnos hacia la calidad en los trabajos de Monitoreo Ambiental.

## VII.I RECOMENDACIONES

Con el propósito de concretar este proyecto y poderlo pasar a la etapa de operación en campo se propone:

- 1) Terminación de la fabricación del prototipo diseñado en este proyecto de forma integral.
- 2) Evaluar el prototipo en el laboratorio y campo.
- 3) Evaluación del Optimización del sistema, lo cual comprende:
  - Cambio de componentes del equipo de aire acondicionado para reducir consumo de energía y peso.
  - Elaboración de un manual de operación de este equipo.
  - Identificación de componente más adecuadas para lograr la factibilidad técnica económica de actual sistema.
  - Visualizar expectativas de este desarrollo hacia el futuro.

El actual equipo de aire acondicionado, podría funcionar como un sistema eléctrico híbrido el cual comprende el suministro de corriente alterna y otro de corriente directa vía energía solar, esto con el propósito de garantizar el suministro de energía El proyecto en donde se propone emplear un colector solar de tipo evacuado para proporcionar acondicionamiento de aire sigue considerándose de gran interés en cuanto este se encuentre disponible en el mercado el cual es el motor de dicho sistema.

Considero que es de gran importancia la conclusión de este modelo experimental, debido a que los datos que se recaben de su experimentación tanto en laboratorio como en campo permitirán adquirir nuevos conocimientos y experiencia sobre este diseño, obteniéndose de este caso, información suficiente para mejorar el diseño y construir futuros equipos que permitan al área de Monitoreo ser más competitiva, aumentando de esta manera su capacidad de monitoreo.

## BIBLIOGRAFIA

- Energía Solar, Acosta.
- Energía Solar y Edificación, Svzokolax.
- Energía Solar en la Edificación,Chauliaguet.
- Energía solar para viviendas, Juan Cusa.
- Panorama actual de la Energía solar.
- Aislamiento y protección de las construcciones, R Cardiergues.
- Aislamiento Térmico y Acústico.
- Análisis de funcionamiento de un colector solar de agua a circulación natural, R Martínez. Tesis de Licenciatura.
- Normalización de Colectores Solares. L castillo, R Martínez.
- *Química Inorgánica Moderna*, Mellor.
- XIII Coloquio sobre fisico-química.
- Ingeniería del Ambito Térmico.
- Métodos de producción en frío. Universidad Nacional de México.
- Principios de Transferencia de Calor, Keith.
- Refrigeración y acondicionamiento de aire, Stoecker.
- Transferencia de Calor, José A Manrique.
- Transferencia de Calor, Holman.
- Transferencia de Calor, Ozisik.
- Fundamentos de Termodinámica. Van.
- Ingeniería Termodinámica, Reynolds.
- Diseño en Ingeniería Mecánica.

- Dibujo de Ingeniería, Thomas E French, Charles J Vierch.
- Procesos de Manufactura.
- Manual de operación del analizador serie 43, Thermo Electron Corporation.
- Boletín Técnico 1 y 4 Multipanel, nov. 1994.

**DIFERENCIA DE TEMPERATURAS SOLARES  
PARA SUPERFICIES VERTICALES Y HORIZONTALES**

30° LATITUD

HORA	DIRECCIÓN DE LA SUPERFICIE VERTICAL							
	N.E	E.	S.E	S	S.O	O	N.O	SUP. HORIZONTAL
8.00 AM	3,5	4,0						
9	14	19	0					3
10	18	24,3	14,5					16
11	13,5	22	15,5					25,3
12	7	15	13,5	0,5				35
1.00 PM		6	9	3				37
2			1	3,5	1			38
3				3	8	6		37
4				0,5	13,5	15	7	35
5					15,5	22	13,5	25,5
6					14,5	24,5	18	16
7					8	18	14,5	5
8						4	3,5	

COLORES  
OBSCUROS

(NEGRO,  
VERDE OSCURO)

COLORES  
MEDIOS

(ROJO, CAFÉ,  
VERDE CLARO)

HORA	DIRECCIÓN DE LA SUPERFICIE VERTICAL							
	N.E	E.	S.E	S	S.O	O	N.O	SUP. HORIZONTAL
8.00 AM	0,5	1						
9	6	9	4					5
10	10	14	8					9,5
11	7	13	9					10
12	3	9	7					10
1.00 PM		3	4					15
2				0,5				15
3					4	3		15
4					7	9	3	10
5					9	13	7	10
6					8	14	10	9,5
7					4	9,5	5	5
8						1	0,5	

HORA	DIRECCIÓN DE LA SUPERFICIE VERTICAL							
	N.E	E.	S.E	S	S.O	O	N.O	SUP. HORIZONTAL
8.00 AM								
9	3,5	4,5	1					7
10	4,5	7	3,5					7
11	3	6	4					7
12		4	3					10,5
1.00 PM			0,5					12
2								17
3					0,5			12
4					3	4		10,7
5					4,5	5	3	8
6					3,5	7	4,5	4
7					1	4,5	3,5	
8								

COLORES  
CLAROS

(BLANCO,  
ALUMINIO)

Tabla A-1



Propiedades físicas de los gases

$T$ (°F)	$\rho$ (lb <sub>m</sub> /ft <sup>3</sup> )	$c_p$ (Btu/lb <sub>m</sub> -°F)	$\mu \times 10^4$ (lb <sub>m</sub> /ft-sec)	$\nu \times 10^3$ (ft <sup>2</sup> /seg)	$k$ (Btu/hr-ft-°F)	$\alpha$ (ft <sup>2</sup> /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2$ (1/°F-ft <sup>2</sup> )
<i>Aire</i>									
0	0.0862	0.240	1.09	0.126	0.0132	0.639	0.721	2.18	4.39 × 10 <sup>6</sup>
30	0.0810	0.240	1.15	0.142	0.0139	0.714	0.716	2.04	3.28
60	0.0764	0.240	1.21	0.159	0.0146	0.798	0.711	1.92	2.48
80	0.0735	0.240	1.24	0.169	0.0152	0.855	0.708	1.85	2.09
100	0.0710	0.240	1.28	0.181	0.0156	0.919	0.703	1.79	1.76
150	0.0651	0.241	1.36	0.209	0.0167	1.06	0.698	1.64	1.22
200	0.0602	0.241	1.45	0.241	0.0179	1.24	0.694	1.52	0.840
250	0.0559	0.242	1.53	0.274	0.0191	1.42	0.690	1.41	0.607
300	0.0523	0.243	1.60	0.306	0.0203	1.60	0.686	1.32	0.454
400	0.0462	0.245	1.74	0.377	0.0225	2.00	0.681	1.16	0.264
500	0.0413	0.247	1.87	0.453	0.0246	2.41	0.680	1.04	0.163
600	0.0374	0.251	2.00	0.535	0.0270	2.88	0.680	0.944	79.4 × 10 <sup>3</sup>
800	0.0315	0.257	2.24	0.711	0.0303	3.75	0.684	0.794	50.6
1000	0.0272	0.263	2.46	0.906	0.0337	4.72	0.689	0.685	27.0
1500	0.0203	0.277	2.92	1.44	0.0408	7.27	0.705	0.510	7.96

Nota: Todas las propiedades de los gases son para presión atmosférica

$T$ (°F)	$\rho$ (lb <sub>m</sub> /ft <sup>3</sup> )	$c_p$ (Btu/lb <sub>m</sub> -°F)	$\mu \times 10^4$ (lb <sub>m</sub> /ft-sec)	$\nu \times 10^3$ (ft <sup>2</sup> /seg)	$k$ (Btu/hr-ft-°F)	$\alpha$ (ft <sup>2</sup> /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2$ (1/°F-ft <sup>2</sup> )
<i>Vapor de agua</i>									
212	0.0372	0.493	0.870	0.234	0.0145	0.794	1.06	1.49	0.873 × 10 <sup>6</sup>
250	0.0350	0.483	0.890	0.254	0.0155	0.920	0.994	1.41	0.698
300	0.0327	0.476	0.960	0.294	0.0171	1.10	0.963	1.32	0.493
400	0.0289	0.472	1.09	0.377	0.0200	1.47	0.924	1.16	0.262
500	0.0259	0.477	1.23	0.474	0.0228	1.85	0.922	1.04	0.148
600	0.0234	0.483	1.37	0.585	0.0256	2.29	0.920	0.944	88.9 × 10 <sup>3</sup>
800	0.0197	0.498	1.63	0.828	0.0321	3.27	0.912	0.794	37.8
1000	0.0170	0.517	1.90	1.12	0.0390	4.44	0.911	0.685	17.2
1500	0.0126	0.564	2.57	2.05	0.0580	8.17	0.906	0.510	3.97

Propiedades físicas de los líquidos

<i>Líquidos</i>									
$T$ (°F)	$\rho$ (lb <sub>m</sub> /ft <sup>3</sup> )	$c_p$ (Btu/lb <sub>m</sub> -°F)	$\mu \times 10^4$ (lb <sub>m</sub> /ft-sec)	$\nu \times 10^3$ (ft <sup>2</sup> /seg)	$k$ (Btu/hr-ft-°F)	$\alpha \times 10^3$ (ft <sup>2</sup> /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2 \times 10^{-4}$ (1/°F-ft <sup>2</sup> )
<i>Agua</i>									
32	62.4	1.01	1.20	1.93	0.319	5.06	13.7	-0.350	
60	62.3	1.00	0.760	1.22	0.340	5.45	8.07	0.800	17.2
80	62.2	0.999	0.578	0.929	0.353	5.67	5.89	1.30	48.3
100	62.1	0.999	0.458	0.736	0.364	5.87	4.51	1.80	107
150	61.3	1.00	0.290	0.474	0.383	6.26	2.72	2.80	403
200	60.1	1.01	0.206	0.342	0.392	6.46	1.91	3.70	1,010
250	58.9	1.02	0.160	0.272	0.395	6.60	1.49	4.70	2,045
300	57.3	1.03	0.130	0.227	0.399	6.70	1.22	5.60	3,510
400	53.6	1.08	0.0830	0.174	0.382	6.58	0.950	7.80	8,350
500	49.0	1.19	0.0700	0.143	0.349	5.98	0.859	11.0	17,350
600	42.4	1.51	0.0579	0.137	0.293	4.58	1.07	17.5	30,300

Tabla A-2

$T$ (°F)	$\rho$ (lb <sub>m</sub> /ft <sup>3</sup> )	$c_p$ (Btu/lb <sub>m</sub> -°F)	$\mu \times 10^4$ (lb <sub>m</sub> /ft-sec)	$\nu \times 10^4$ (ft <sup>2</sup> /sec)	$k$ (Btu/hr-ft-°F)	$\alpha \times 10^4$ (ft <sup>2</sup> /hr)	Pr	$\beta \times 10^4$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2 \times 10^{-4}$ (1/°F-ft <sup>2</sup> )
<i>Freon-12</i>									
-40	94.5	0.202	125	1.32	0.0650	3.40	14.0	9.10	168
-30	93.5	0.204	123	1.32	0.0640	3.35	14.1	9.60	179
0	90.9	0.212	116	1.28	0.0578	3.00	15.4	11.4	225
30	87.4	0.221	106	1.24	0.0564	2.92	15.3	13.1	277
60	84.0	0.230	99.6	1.19	0.0528	2.74	15.6	14.9	341
80	81.3	0.238	94.0	1.16	0.0504	2.60	16.0	16.0	384
100	78.7	0.246	88.4	1.12	0.0480	2.48	16.3	17.2	439
150	71.0	0.271	74.8	1.05	0.0420	2.18	17.4	19.5	625

$T$ (°F)	$\rho$ (lb <sub>m</sub> /ft <sup>3</sup> )	$c_p$ (Btu/lb <sub>m</sub> -°F)	$\mu \times 10^4$ (lb <sub>m</sub> /ft-sec)	$\nu \times 10^4$ (ft <sup>2</sup> /sec)	$k$ (Btu/hr-ft-°F)	$\alpha \times 10^4$ (ft <sup>2</sup> /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2 \times 10^{-4}$ (1/°F-ft <sup>2</sup> )
<i>Alcohol n-butyl</i>									
60	50.5	0.55	225	4.46	0.100	3.59	44.6		
80	50.0	0.58	180	3.60	0.099	3.41	38.0	0.25	6.23
100	49.6	0.61	130	2.62	0.098	3.25	29.1	0.43	2.02
150	48.5	0.68	68	1.41	0.098	2.97	17.1		

$T$ (°F)	$\rho$ (lb <sub>m</sub> /ft <sup>3</sup> )	$c_p$ (Btu/lb <sub>m</sub> -°F)	$\mu \times 10^4$ (lb <sub>m</sub> /ft-sec)	$\nu \times 10^4$ (ft <sup>2</sup> /sec)	$k$ (Btu/hr-ft-°F)	$\alpha \times 10^4$ (ft <sup>2</sup> /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2 \times 10^{-4}$ (1/°F-ft <sup>2</sup> )
<i>Aniline</i>									
60	64.0	0.480	305	4.77	0.101	3.29	52.3		
80	63.5	0.485	240	3.78	0.100	3.25	41.8		
100	63.0	0.490	180	2.86	0.100	3.24	31.8	0.45	17.7
150	61.6	0.503	100	1.62	0.0980	3.16	18.4		
200	60.2	0.515	62	1.03	0.0962	3.10	12.0		
250	58.9	0.527	42	0.714	0.0947	3.05	8.44		
300	57.5	0.540	30	0.522	0.0931	2.99	6.28		

$T$ (°F)	$\rho$ (lb <sub>m</sub> /ft <sup>3</sup> )	$c_p$ (Btu/lb <sub>m</sub> -°F)	$\mu \times 10^4$ (lb <sub>m</sub> /ft-sec)	$\nu \times 10^4$ (ft <sup>2</sup> /sec)	$k$ (Btu/hr-ft-°F)	$\alpha \times 10^4$ (ft <sup>2</sup> /hr)	Pr	$\beta \times 10^3$ (1/°F)	$g\beta\rho^2/\mu^2 \times 10^{-7}$ (1/°F-ft <sup>2</sup> )
<i>Ammonia</i>									
-60	43.9	1.07	20.6	0.471	0.316	6.74	2.52	0.94	132
-30	42.7	1.07	18.2	0.426	0.317	6.93	2.22	1.02	265
0	41.3	1.08	16.9	0.409	0.315	7.06	2.08	1.1	467
30	40.0	1.11	16.2	0.402	0.312	7.05	2.05	1.19	757
60	38.5	1.14	15.0	0.391	0.304	6.92	2.03	1.3	1130
80	37.5	1.16	14.2	0.379	0.296	6.79	2.01	1.4	1650
100	36.4	1.19	13.5	0.368	0.287	6.62	2.00	1.5	2200
120	35.3	1.22	12.6	0.356	0.275	6.43	2.00	1.68	3180

Tabla A-2

# HFC-134a

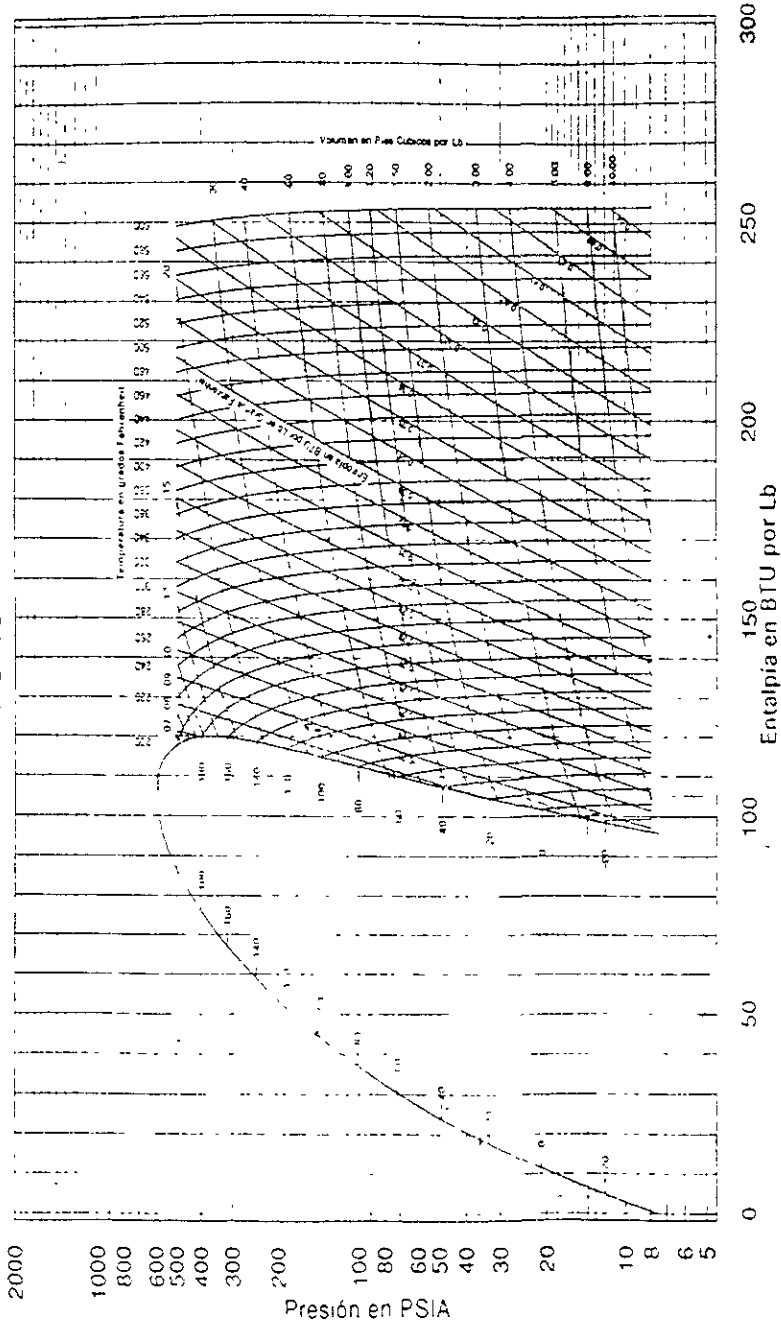
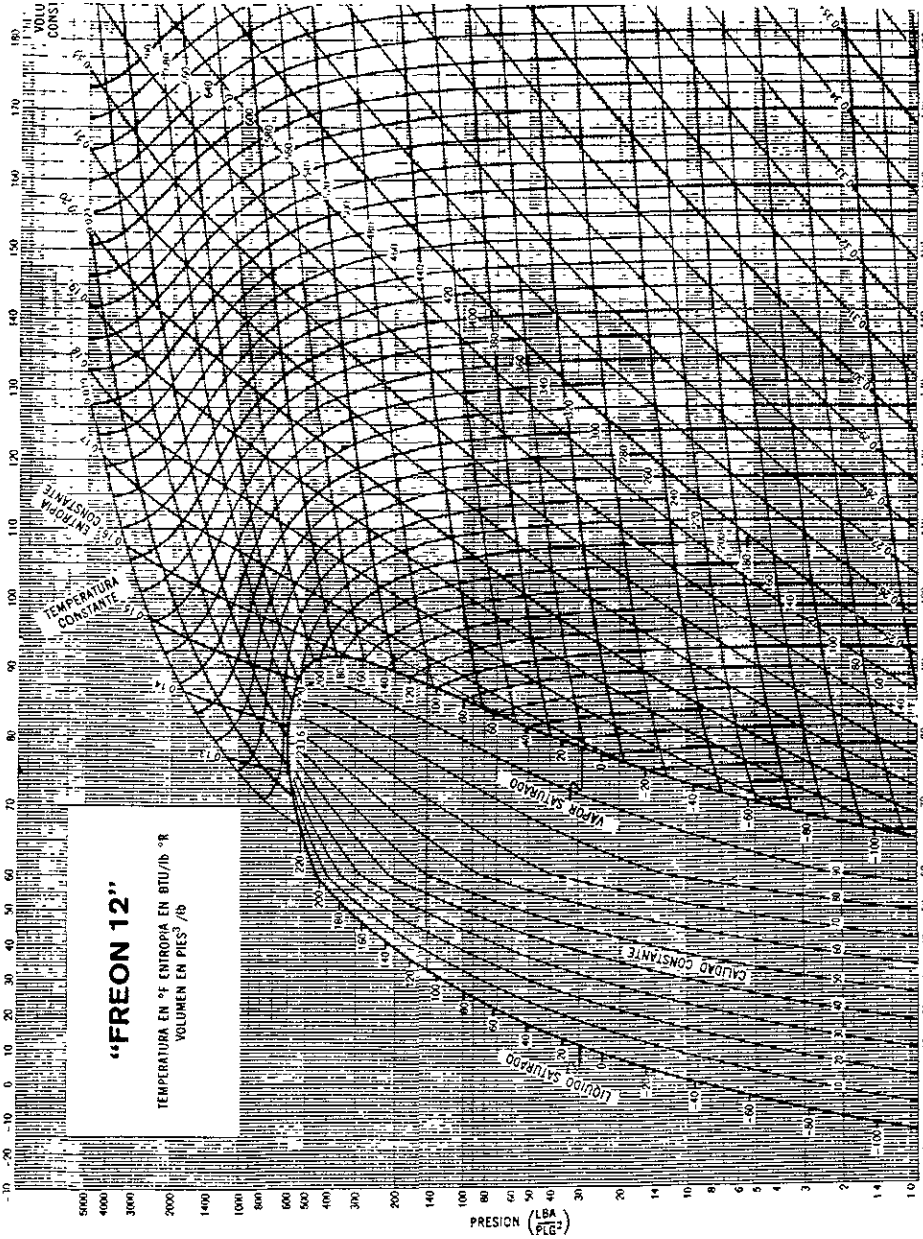


Figura A-3

# DIAGRAMA PRESION-ENTALPIA

## "FREON 12"

TEMPERATURA EN °F ENTROPIA EN BTU/lb °R  
VOLUMEN EN PIES<sup>3</sup>/lb



Temp. °C	Presión kg/cm <sup>2</sup>	V específico Vapor m <sup>3</sup> /kg	Densidad Líquido kg/m <sup>3</sup>	Entalpia orig - 40°C		Entropia orig 40°C	
				Líquido Cal/kg	Vapor Cal/kg	Líquido Cal/(kgK)	Vapor Cal/(kgK)
-52	0,36006	0,423495	1549,01	-2,5135	39,1750	-0,011052	0,177453
-51	0,37900	0,402343	1546,34	-2,3051	39,2862	-0,010110	0,177102
-50	0,40000	0,384099	1543,64	-2,0963	39,3974	-0,009177	0,176768
-49	0,42101	0,365855	1540,95	-1,8875	39,5086	-0,008244	0,176433
-48	0,44285	0,348512	1538,25	-1,6785	39,6198	-0,007314	0,176104
-47	0,46638	0,332973	1535,54	-1,4693	39,7310	-0,006390	0,175787
-46	0,48990	0,317435	1532,83	-1,2601	39,8422	-0,005466	0,175470
-45	0,51494	0,303145	1530,10	-1,0505	39,9532	-0,004548	0,175166
-44	0,54119	0,289854	1527,36	-0,8405	40,0640	-0,003633	0,174870
-43	0,56744	0,276563	1524,62	-0,6305	40,1748	-0,002719	0,174575
-42	0,59599	0,264733	1521,86	-0,4203	40,2856	-0,001811	0,174291
-41	0,62519	0,253320	1519,10	-0,2101	40,3964	-0,000905	0,174010
-40	0,65438	0,241908	1516,33	0,0000	40,5072	0,000000	0,173730
-39	0,68376	0,231637	1513,56	0,2104	40,6177	0,000900	0,173460
-38	0,71830	0,221886	1510,77	0,4214	40,7277	0,001796	0,173190
-37	0,75204	0,212624	1507,97	0,6324	40,8381	0,002690	0,172934
-36	0,78697	0,203823	1505,16	0,8437	40,9483	0,003580	0,172682
-35	0,82315	0,195462	1502,34	1,0555	41,0583	0,004468	0,172430
-34	0,86062	0,187512	1499,51	1,2673	41,1681	0,005353	0,172186
-33	0,89941	0,179948	1496,67	1,4791	41,2777	0,006235	0,171952
-32	0,93955	0,172749	1493,83	1,6915	41,3876	0,007114	0,171718
-31	0,98104	0,165901	1490,97	1,9036	41,4971	0,007991	0,171485
-30	1,02395	0,159372	1488,10	2,1166	41,6061	0,008864	0,171260
-29	1,06843	0,153192	1485,22	2,3291	41,7156	0,009734	0,171044
-28	1,11438	0,147301	1482,34	2,5421	41,8246	0,010602	0,170828
-27	1,16188	0,141682	1479,44	2,7554	41,9332	0,011467	0,170619
-26	1,21088	0,136319	1476,53	2,9689	42,0417	0,012329	0,170412
-25	1,26144	0,131201	1473,61	3,1827	42,1502	0,013189	0,170210
-24	1,31364	0,126316	1470,68	3,3967	42,2587	0,014046	0,170016
-23	1,36747	0,121647	1467,74	3,6109	42,3669	0,014901	0,169824
-22	1,42295	0,117186	1464,80	3,8254	42,4745	0,015752	0,169630
-21	1,48018	0,112922	1461,84	4,0399	42,5824	0,016602	0,169450
-20	1,53909	0,108849	1458,87	4,2549	42,6899	0,017449	0,169270
-19	1,60002	0,104967	1455,88	4,4699	42,7974	0,018294	0,169090
-18	1,66276	0,101259	1452,89	4,6854	42,9045	0,019136	0,168918
-17	1,72720	0,097689	1449,87	4,9013	43,0115	0,019975	0,168744
-16	1,79360	0,094280	1446,85	5,1173	43,1184	0,020812	0,168582
-15	1,86194	0,091020	1442,83	5,3333	43,2249	0,021647	0,168420
-14	1,93237	0,087897	1440,79	5,5497	43,3309	0,022479	0,168258
-13	2,00480	0,084907	1437,73	5,7667	43,4369	0,023309	0,168102
-12	2,07924	0,082039	1434,67	5,9837	43,5427	0,024137	0,167948
-11	2,15576	0,079286	1431,58	6,2008	43,6483	0,024962	0,167804
-10	2,23435	0,076649	1428,50	6,4188	43,7538	0,025786	0,167650
-9	2,31527	0,074117	1425,38	6,6363	43,8583	0,026607	0,167516
-8	2,39834	0,071691	1422,27	6,8546	43,9633	0,027426	0,167372
-7	2,48363	0,069356	1419,14	7,0731	44,0677	0,028243	0,167238
-6	2,57119	0,067117	1415,99	7,2915	44,1716	0,029058	0,167104
-5	2,66104	0,064962	1412,85	7,5111	44,2761	0,029871	0,166970
-4	2,75341	0,062897	1409,68	7,7301	44,3795	0,030682	0,166844

Tabla A-5

Tabla A-3. Refrigerante 12—Propiedades del líquido y del vapor saturado (Continuación)

Temp. °C	Presión kg/cm <sup>2</sup>	V. específico Vapor m <sup>3</sup> /kg	Densidad Líquido kg/m <sup>3</sup>	Entalpía sat. — 40°C		Entropía sat. — 40°C	
				Líquido Cal/kg	Vapor Cal/kg	Líquido Cal/(kg·°K)	Vapor Cal/(kg·°K)
— 3	2,84815	0,060910	1406,49	7,9499	44,4829	0,031490	0,166718
— 2	2,94527	0,058999	1403,29	8,1699	44,5859	0,032297	0,166592
— 1	3,04485	0,057159	1400,07	8,3901	44,6886	0,033102	0,166468
0	3,14694	0,055389	1396,85	8,6111	44,7911	0,033905	0,166350
1	3,25171	0,053688	1393,60	8,8319	44,8931	0,034707	0,166234
2	3,35907	0,052050	1390,35	9,0531	44,9947	0,035505	0,166124
3	3,46904	0,050472	1387,08	9,2748	45,0963	0,036303	0,166016
4	3,58170	0,048951	1383,79	9,4969	45,1973	0,037099	0,165908
5	3,69702	0,047485	1380,49	9,7194	45,2983	0,037893	0,165800
6	3,81526	0,046075	1377,17	9,9424	45,3983	0,038686	0,165692
7	3,93624	0,044714	1373,85	10,1654	45,4983	0,039476	0,165590
8	4,06011	0,043402	1370,50	10,3892	45,5981	0,040266	0,165490
9	4,18680	0,042135	1367,14	10,6132	45,6975	0,041053	0,165390
10	4,31642	0,040913	1363,75	10,8372	45,7961	0,041839	0,165300
11	4,44920	0,039736	1360,35	11,0622	45,8946	0,042624	0,165200
12	4,58491	0,038599	1356,94	11,2875	45,9926	0,043407	0,165110
13	4,72371	0,037500	1353,51	11,5133	46,0904	0,044188	0,165020
14	4,86556	0,036438	1350,06	11,7395	46,1878	0,044969	0,164930
15	5,01056	0,035413	1346,60	11,9661	46,2844	0,045748	0,164840
16	5,15891	0,034423	1343,11	12,1931	46,3809	0,046525	0,164750
17	5,31045	0,033466	1339,60	12,4206	46,4766	0,047302	0,164670
18	5,46525	0,032541	1336,07	12,6486	46,5722	0,048077	0,164584
19	5,62332	0,031646	1332,54	12,8771	46,6672	0,048851	0,164502
20	5,78478	0,030780	1328,97	13,1061	46,7616	0,049624	0,164420
21	5,94977	0,029943	1325,40	13,3356	46,8557	0,050396	0,164348
22	6,11824	0,029133	1321,80	13,5661	46,9493	0,051166	0,164266
23	6,29019	0,028349	1318,17	13,7965	47,0423	0,051936	0,164194
24	6,46564	0,027589	1314,54	14,0278	47,1351	0,052705	0,164112
25	6,64464	0,026854	1310,87	14,2594	47,2266	0,053473	0,164040
26	6,82745	0,026142	1307,18	14,4918	47,3182	0,054240	0,163968
27	7,01410	0,025453	1303,48	14,7248	47,4092	0,055006	0,163896
28	7,20421	0,024784	1299,75	14,9584	47,4994	0,055772	0,163824
29	7,39840	0,024136	1295,99	15,1926	47,5893	0,056537	0,163752
30	7,59596	0,023508	1292,23	15,4272	47,6783	0,057301	0,163680
31	7,79774	0,022899	1288,42	15,6632	47,7668	0,058064	0,163608
32	8,00332	0,022309	1284,61	15,8992	47,8548	0,058827	0,163546
33	8,21312	0,021736	1280,75	16,1359	47,9421	0,059589	0,163474
34	8,42643	0,021180	1276,88	16,3736	48,0285	0,060351	0,163404
35	8,64424	0,020640	1272,99	16,6116	48,1144	0,061113	0,163340
36	8,86627	0,020117	1269,07	16,8511	48,1998	0,061874	0,163268
37	9,09210	0,019609	1265,11	17,0905	48,2841	0,062634	0,163206
38	9,32270	0,019117	1261,13	17,3314	48,3679	0,063396	0,163136
39	9,55732	0,018637	1257,13	17,5729	48,4513	0,064156	0,163073
40	9,79587	0,018170	1253,10	17,8149	48,5333	0,064916	0,163010
41	10,03948	0,017719	1249,03	18,0579	48,6148	0,065676	0,162938
42	10,28760	0,017279	1244,94	18,3018	48,6954	0,066437	0,162874
43	10,53972	0,016852	1240,82	18,5466	48,7755	0,067197	0,162811
44	10,79620	0,016437	1236,67	18,7923	48,8545	0,067958	0,162742
45	11,05753	0,016033	1232,48	19,0388	48,9324	0,068718	0,162675

Tabla A-5. Viscosidades de los refrigerantes \*

En centipoises

Temp. °C	Líquidos a p. saturación				Vapores a 1 atmósfera			
	R. 11	R. 12	R. 22	NH <sub>3</sub>	R. 11	R. 12	R. 22	NH <sub>3</sub>
- 40	0,980	0,432	0,351	.....	0,0088	0,0106	0,0105	.....
- 34	0,899	0,399	0,335	.....	0,0089	0,0107	0,0106	.....
- 30	0,818	0,376	0,319	.....	0,0091	0,0108	0,0108	.....
- 25	0,757	0,358	0,307	.....	0,0093	0,0110	0,0110	.....
- 20	0,701	0,342	0,296	.....	0,0095	0,0112	0,0112	.....
- 15	0,654	0,328	0,286	0,250	0,0096	0,0113	0,0114	0,0085
- 10	0,613	0,316	0,277	.....	0,0098	0,0115	0,0116	.....
- 5	0,575	0,304	0,268	0,238	0,0099	0,0116	0,0118	0,0089
0	0,544	0,294	0,262	.....	0,0101	0,0117	0,0120	.....
5	0,514	0,285	0,255	0,230	0,0103	0,0119	0,0122	0,0093
10	0,489	0,277	0,249	.....	0,0104	0,0121	0,0124	.....
15	0,463	0,269	0,243	.....	0,0105	0,0122	0,0125	.....
20	0,443	0,263	0,238	.....	0,0107	0,0124	0,0127	.....
25	0,423	0,257	0,233	0,212	0,0109	0,0125	0,0129	.....
30	0,405	0,251	0,229	.....	0,0110	0,0126	0,0130	.....
35	0,389	0,245	0,225	0,203	0,0112	0,0128	0,0132	0,0104
40	0,373	0,240	0,221	.....	0,0113	0,0129	0,0133	.....
45	0,359	0,235	0,217	.....	0,0114	0,0130	0,0135	.....

\*Tabla obtenida por transformación de unidades inglesas a métricas e interpolación, a partir de la tabla de «Air Conditioning Refrigerating Data Book, Design Volume», 10<sup>a</sup> ed., Cap. 7, Tablas 3 y 4, American Society of Refrigerating Engineers, Nueva York, 1957-1958.

Tabla A-6. Conductividades térmicas de refrigerantes \*

En Cal/(h)(m)(°C)

	Refrigerante	Temperatura		
		- 17,8°C	10,0°C	37,8°C
Vapores	Refrigerante 11	0,0062	0,0068	0,0073
	Refrigerante 12	0,0064	0,0074	0,0086
	Refrigerante 22	0,0083	0,0092	0,0103
Líquidos	Amoniaco	0,0171	0,0196	0,0225
	Refrigerante 11	0,107	0,097	0,088
	Refrigerante 12	0,089	0,079	0,070
	Refrigerante 22	0,115	0,100	0,085
	Amoniaco (-15°C a 30°C)	0,43	—	—

Tabla A-6 obtenida por transformación de unidades inglesas a métricas de la tabla de W. H. Markwood y A. F. Bessing, Thermal Conductances and Heat Transmission Coefficients of «Freon» Refrigerants, *Engrg.*, vol. 45, sépm. 2, pág. 95, febrero, 1943.

F. G. Keyes, *Tech. Rep.* 37, Project Squid, Abril 1, 1952.

# genetron



## TABLA DE PRESION DE TEMPERATURAS

TEMP. °C	TEMP. °F	113	116	123	11	114	124	134a	12	800	22	802	128/143a	128	128	13	25	803
-101.1	-150.0																	
-85.5	-140.0																	
-90.0	-130.0						29.7	29.8	29.6	29.5	29.4	29.1	29.3	28.7	28.6	20.8	81.2	18.9
-84.4	-120.0						29.8	29.4	29.1	29.2	29.1	28.6	28.9	28.1	27.9	18.8	17.1	11.1
-78.8	-110.0						29.8	29.4	29.1	29.8	28.5	27.8	28.2	27.2	26.8	11.8	11.4	3.5
-73.3	-100.0						29.5	29.1	28.9	29.3	27.7	26.7	27.3	25.9	25.3	4.5	3.9	3.1
-67.7	-90.0						29.3	28.7	27.9	27.5	26.6	25.3	26.9	24.2	23.3	2.1	2.9	8.3
-62.2	-80.0						29.7	29.5	29.0	29.9	25.1	23.3	23.9	21.8	21.0	80.5	7.8	9.0
-56.6	-70.0						29.5	29.3	28.5	27.1	25.8	24.9	23.0	21.2	20.7	18.7	14.3	26.3
-51.1	-60.0	29.7	29.7	29.6	29.4	28.6	26.9	25.7	24.1	22.9	20.2	17.2	17.6	14.7	11.8	22.5	26.3	37.7
-45.5	-50.0	29.6	29.5	29.2	28.8	27.1	25.0	23.7	22.0	20.3	18.8	17.2	13.0	9.8	9.7	32.3	38.0	51.5
-40.0	-40.0	29.4	29.0	28.6	28.3	26.1	22.0	21.6	19.0	17.0	11.9	7.2	7.0	3.1	1.1	43.8	82.0	87.3
-37.2	-35.0	29.3	28.8	28.6	28.0	25.4	20.7	12.5	8.4	12.8	6.1	0.2	0.3	2.4	5.9	57.6	88.7	88.1
-34.4	-30.0	29.2	28.6	28.3	27.7	24.7	19.3	8.7	5.5	7.8	0.6	4.1	4.8	7.3	11.8	73.3	88.4	107.8
-31.6	-25.0	29.1	28.5	28.1	27.7	24.9	17.7	8.4	2.3	4.8	2.6	6.5	7.5	10.1	15.2	82.2	99.4	119.9
-28.8	-20.0	29.0	28.0	28.1	27.7	24.9	15.9	3.8	0.6	1.2	4.9	9.2	10.4	13.2	18.9	91.6	111.3	132.8
-26.1	-15.0	28.8	27.7	27.3	26.5	21.8	13.9	0.0	2.5	1.2	7.5	12.1	13.6	16.5	23.0	101.7	124.1	146.7
-23.3	-10.0	28.6	27.3	26.9	25.9	20.6	11.9	2.0	4.5	3.2	10.2	15.3	17.0	20.2	27.5	112.5	137.8	181.4
-20.5	-6.0	28.4	26.9	26.4	25.3	19.3	9.1	4.1	6.7	5.4	13.2	18.8	20.8	24.3	32.4	123.9	152.5	177.1
-17.7	0.0	28.1	26.4	25.8	24.6	17.8	6.4	6.5	9.2	7.4	18.5	22.6	25.0	28.6	37.8	136.1	168.2	183.9
-15.0	6.0	27.8	25.8	25.2	23.9	16.2	3.4	9.1	11.8	10.4	20.1	26.7	29.5	33.4	43.5	149.1	185.0	211.8
-12.2	10.0	27.5	25.2	24.5	23.0	14.4	0.1	12.0	14.7	13.3	23.0	31.1	34.3	38.8	48.8	162.9	203.0	230.5
-9.4	18.0	27.1	24.5	23.7	22.1	12.4	1.7	15.1	17.7	18.4	28.3	36.9	39.5	44.1	58.6	177.4	222.0	250.5
-6.6	26.0	26.7	23.7	22.8	21.0	10.2	3.7	18.4	21.1	19.7	32.8	41.0	45.1	50.2	63.9	192.8	242.4	271.7
-3.8	34.0	26.2	22.6	21.8	19.8	7.8	5.8	22.1	24.6	23.3	37.8	46.5	51.2	56.6	71.8	209.1	263.9	294.1
-1.1	42.0	25.7	21.8	20.7	18.5	5.1	8.1	26.1	28.5	40.8	43.1	52.8	57.7	63.6	80.2	228.3	286.9	317.8
1.8	50.0	25.1	20.7	19.5	17.1	2.2	10.8	30.4	32.6	31.4	48.8	58.8	64.6	71.1	89.3	244.4	311.2	342.8
4.4	40.0	24.4	19.5	18.1	15.5	0.4	13.3	35.0	37.0	40.8	51.5	72.8	79.9	87.7	109.4	283.6	364.5	397.2
7.2	45.0	23.7	18.1	16.6	13.8	2.1	18.2	40.0	41.7	46.0	68.5	80.5	88.3	96.9	120.5	304.8	393.5	426.6
10.0	50.0	22.9	16.7	15.0	12.0	3.9	19.4	45.4	46.7	51.8	76.1	88.7	97.3	106.7	132.4	327.1	424.3	457.5
12.7	55.0	21.9	15.1	13.1	9.9	5.9	22.8	51.2	52.1	57.5	84.1	87.4	106.8	117.1	145.0	350.4	457.0	490.2
15.5	60.0	20.9	13.4	11.2	7.7	8.0	26.5	57.4	57.8	63.8	92.6	106.6	116.9	128.2	158.4	375.0	491.8	524.5
18.3	65.0	19.8	11.5	9.0	5.3	10.3	30.4	64.0	63.8	70.6	101.8	116.4	127.8	140.0	172.8	400.9	528.3	560.7
21.1	70.0	18.6	9.4	6.6	2.7	12.7	34.8	71.1	70.2	77.7	111.3	126.7	139.0	152.5	187.7	428.1	567.3	598.7
23.8	75.0	17.2	7.2	4.1	0.1	15.3	39.1	78.8	77.0	84.2	121.4	137.6	151.0	163.7	203.7	456.1	608.7	
26.6	80.0	15.8	4.8	1.3	1.8	18.2	43.9	86.7	84.2	93.4	132.2	149.1	163.7	179.7	220.6	487.2	652.7	
29.4	85.0	14.2	2.3	0.0	3.2	21.2	49.0	95.2	91.7	101.9	143.7	161.2	177.1	194.5	238.5	519.4		
32.2	90.0	12.4	0.2	2.5	6.8	24.4	54.4	104.3	99.7	110.9	155.7	174.0	191.3	210.2	257.4			
35.0	95.0	10.5	1.7	4.2	8.8	27.8	60.2	113.9	106.2	120.5	166.4	187.4	205.2	230.7	277.3			
37.7	100.0	8.5	3.2	6.1	8.8	31.4	66.3	124.1	117.0	130.5	181.9	201.4	222.0	244.1	298.4			
40.5	105.0	6.2	4.8	8.1	10.9	35.3	72.8	134.9	129.4	141.1	196.0	216.2	236.6	262.4	320.5			
43.3	110.0	3.8	6.8	10.2	13.2	39.4	79.7	146.3	138.2	152.2	210.8	231.7	256.1	281.6	343.8			
46.1	115.0	1.7	8.4	12.8	15.7	43.8	87.0	158.4	146.5	163.9	228.4	247.9	274.8	301.8	368.2			
48.8	120.0	0.7	10.4	15.0	18.3	48.4	94.7	171.1	158.6	178.3	242.8	264.9	294.0	323.1	393.9			
51.6	125.0	2.2	12.4	17.7	21.1	53.3	102.6	184.5	168.8	189.2	260.0	282.7	314.4	345.3	420.9			
54.4	130.0	3.8	14.6	20.5	24.0	58.4	111.4	198.7	180.5	202.7	278.1	301.3	335.9	368.7	449.2			
57.2	135.0	5.5	16.9	23.5	27.1	63.9	120.4	213.5	192.8	216.9	297.0	320.6	354.8	390.1	478.9			
60.0	140.0	7.3	19.3	26.7	30.5	69.8	129.9	229.2	205.9	231.8	316.7	341.2	382.4	418.6	510.0			
62.7	145.0	9.2	21.8	30.2	34.0	75.8	139.9	245.6	219.5	247.4	337.4	382.8	407.5	445.4	542.5			
65.5	150.0	11.3	24.4	33.8	37.7	82.0	150.4	262.8	232.7	260.7	351.7	406.4	481.7	502.4	612.1			

NUMEROS EN  
ROJO INDICAN  
VACIO EN  
PULGADAS DE  
MERCURIO

Tabla A-7



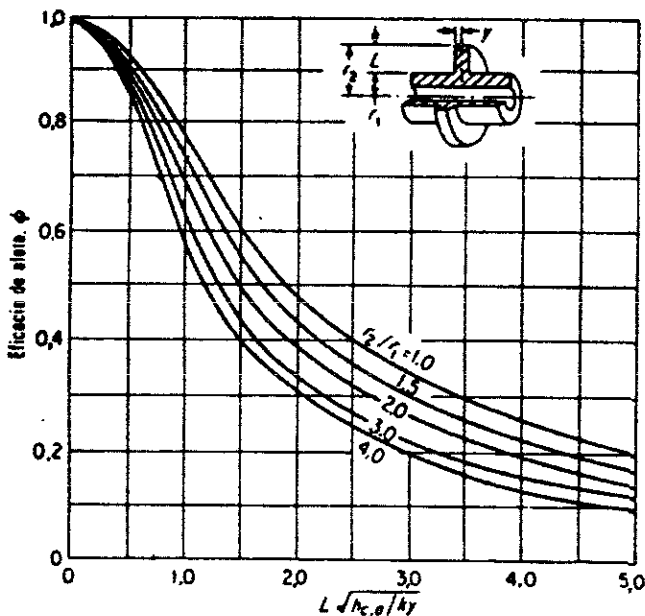


Figura A-8 Eficacia de una aleta de placa circular de espesor uniforme. (Reproducido de «Efficiency of Extended Surfaces» de K. A. Gardner, ASME Trans., Vol. 67, 1945, pág. 625, con permiso del editor, ASME.)

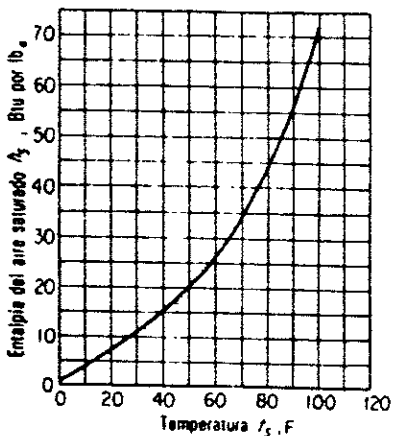


Fig A-9 Entalpia del aire saturado como función de la temperatura para 14.696 psia de presión

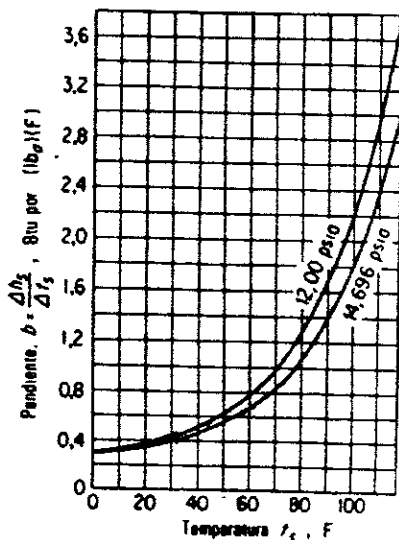
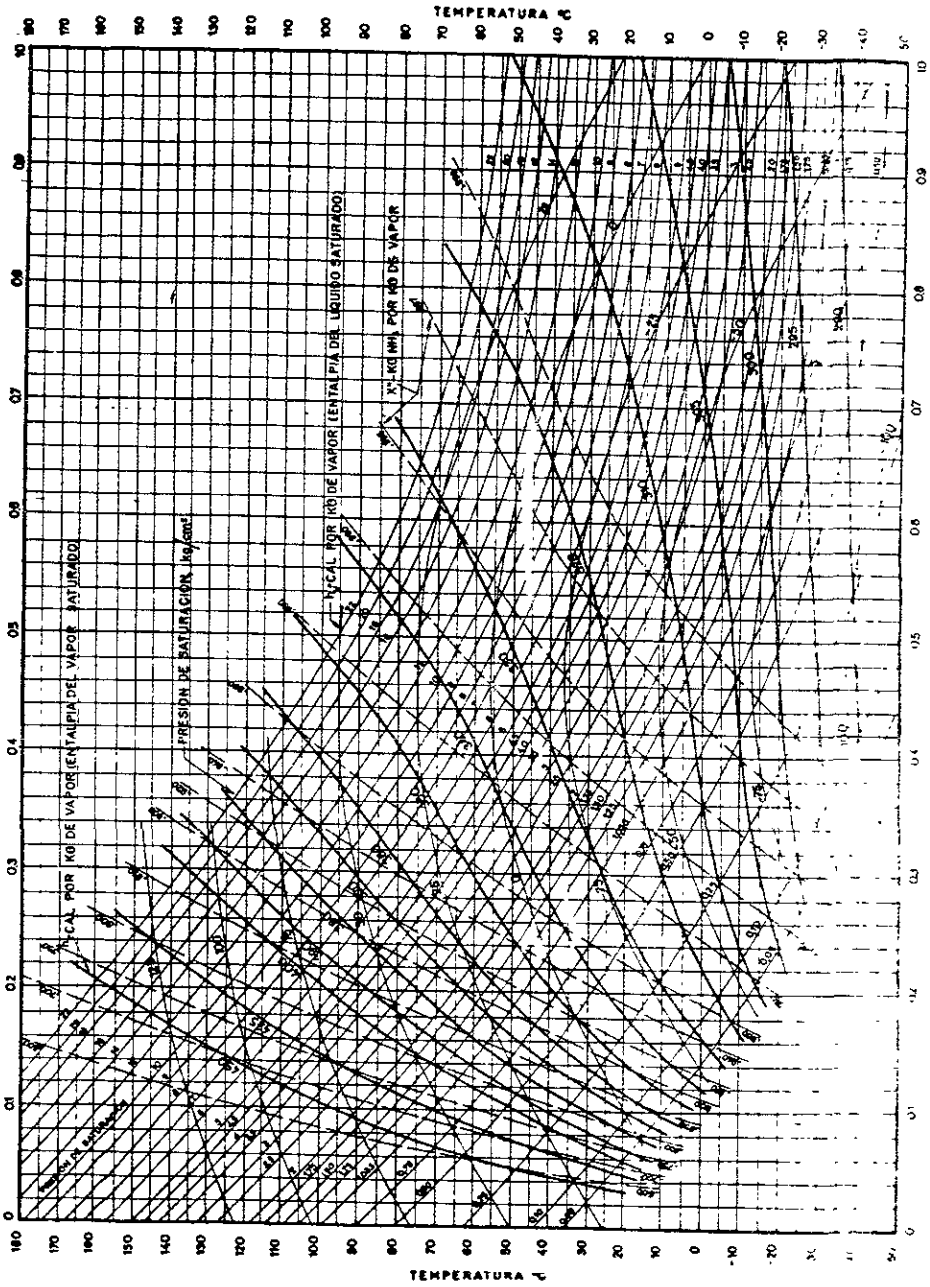


Fig A-10 Pendiente  $\Delta h_s/\Delta t_s$  para aire saturado.



X-FRACCION EN PESO DE AMONIAO EN LIQUIDO SATURADO-KG NH<sub>3</sub> POR KG DE LIQUIDO

Figura A-II (p. 4) del sistema de refrigeración con amoníaco de Ref 194

Compañía de sistemas frigoríficos  
 Frigoríficos del Camino S. A. Madrid

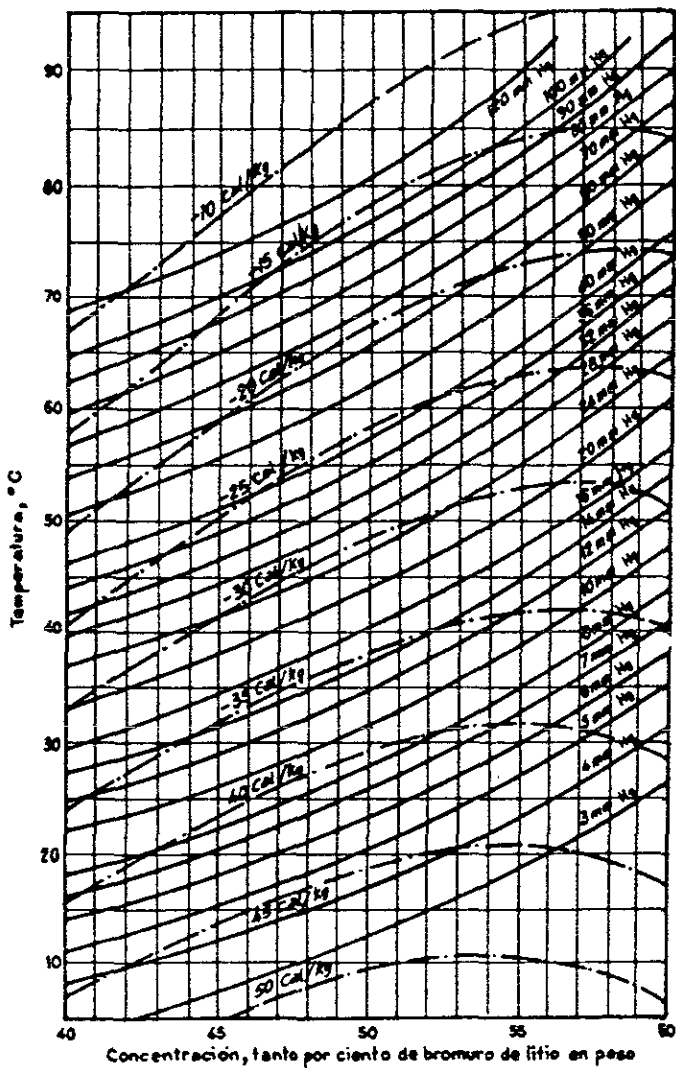


Figura A-12 Propiedades de las soluciones agua-bromuro de litio. (Basada en datos de "International Critical Tables" y Lange y Schwartz, Z. Physik. Chem., vol. 113, pág. 129, 1933.)