

80
22j

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

TESIS MANCOMINADA:

SUMINISTRO DE LA DEMANDA TERMICA EN UNA PLANTA RECUPERADORA DE
SOLVENTES APROVECHANDO ENERGIA SOLAR

Sustentantes:

Eduardo Ramón Osorio Ortega

Francisco Javier Rivas Merino

Carrera Ingeniero Químico

Año 1985



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

INDICE

I INTRODUCCION

II ENERGIA SOLAR

- 2.1 Antecedentes Históricos
- 2.2 El Sol y la Radiación Solar
- 2.3 Equipos y Sistemas Solares

III RECUPERACION DE SOLVENTES

- 3.1 Generalidades
- 3.2 Descripción del Proceso
- 3.3 Cálculo para las Condiciones del Proceso
- 3.4 Cálculo de la Demanda Térmica

IV ADAPTACION AL PROCESO

- 4.1 Método de Cálculo del Area de Colectores
- 4.2 Ejemplo del Diseño de los Colectores Planos y del Cálculo del Area Requerida
- 4.3 Desarrollo
- 4.4 Cálculo del Area de Colectores Concentradores
- 4.5 Subsistema de Interfase Evaporador
- 4.6 Subsistema de Almacenamiento de Energía

V COMPARACION ECONOMICA

- 5.1 Estimación de la Inversión Fija
- 5.2 Estimación de los Costos de Operación
- 5.3 Valor de Rescate
- 5.4 Depreciación de los Equipos
- 5.5 Cálculo del Flujo de Efectivo Anual
- 5.6 Cálculo de la Tasa Interna de Rendimiento (T.I.R.)

VI CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

VII BIBLIOGRAFIA

R E S U M E N

En este trabajo se presenta la opción del empleo de un sistema de aprovechamiento de Energía Solar para satisfacer la demanda térmica de una planta recuperadora de solventes anexa a una unidad productiva, con objeto de disminuir los costos de operación de ésta.

Como ejemplo demostrativo se efectuó el cálculo detallado para un sistema con colectores planos y se calculó el tamaño del campo de colectores concentradores requerido para satisfacer el servicio utilizando colectores concentradores del tipo MAN (MASCHINENFABRIK-AUGSBURG-NURNBERG). Estos últimos se tomaron como propuesta final.

Como punto de comparación económica se efectuó el cálculo de la TIR para un sistema de generación de vapor convencional (caldera), con respecto al sistema de aprovechamiento solar propuesto.

Para obtener los datos necesarios en ambos cálculos se realizó el análisis de los equipos que componen la planta recuperadora de solventes considerando con esto la carga térmica que puede ser suministrada a la planta.

I INTRODUCCION

Como se sabe, la creciente escasez y aumento en los precios de los combustibles --- derivados del petróleo ha obligado al hombre a buscar sustitutos en otras fuentes --- energéticas para satisfacer sus necesidades primordiales.

Entre estas alternativas energéticas está el aprovechamiento de la energía solar, la --- cual es de fácil acceso y disponibilidad en México, debido a su localización geográ--- fica, su radiación solar anual promedio y su gran superficie.

La aplicación de la generación de vapor con energía solar ha sido estudiada a fondo en México por contados institutos de investigación, a pesar de que un 10% (Ref. --- 31) de la energía primaria que se consume en total en nuestro país se utiliza para --- la generación de vapor en un rango de 100°C-140°C, lo que representa un costo --- anual significativo para el país.

Atendiendo a ésta y otras necesidades primordiales de energéticos, en este trabajo se propone el aprovechamiento de la energía solar para generar vapor de baja pre--- sión, para satisfacer la demanda térmica de un caso específico en la industria, en donde se aprovechará para recuperar una de las materias primas del proceso que de otra forma será desechada a la atmósfera, mostrándose con esto un sistema con el que se ha mejorado considerablemente el proceso bajando sus costos de operación --- además de contribuir a la protección del ambiente.

Sin embargo, el aprovechamiento de la energía solar no se limita a aplicaciones --- industriales. También es aplicable a nivel casero, donde hasta el momento ha te--- nido mayor aceptación. Pero, el rápido avance tecnológico que ha habido en otros países en el área de la ingeniería solar, hace pensar que ya se puede -----

competir con sistemas convencionales de generación de vapor, por lo menos a largo plazo, considerando que los combustibles derivados del petróleo suben de precio --- constantemente, mientras que los equipos de aprovechamiento solar se acercan más a un punto óptimo económico que hará posible la fabricación en serie.

En los países industrializados como Japón, Alemania y U.S.A. ya se usan sistemas solares acoplados a las necesidades de proceso en plantas industriales, principalmente para satisfacer demandas térmicas en calentamiento o precalentamiento de fluidos y en algunos casos también para generar vapor de proceso y/o energía eléctrica.

Uno de los principales problemas que se presentan en el aprovechamiento de la ---- energía solar es el almacenamiento de calor, rama en la cual aún se tiene mucho -- que estudiar y asimilar; sin embargo, ya es posible técnica y económicamente almacenar durante varios días energía suficiente para satisfacer la demanda térmica del caso específico que se trata en esta tesis.

Otra rama en la que hay mucho por aprender pero, en la que se avanza aceleradamente, es la generación de energía eléctrica por medio de fotoceldas, lo cual solo se menciona someramente en esta tesis por estar fuera del tema central, pero ---- que, en un futuro muy cercano será un hecho al que seguramente tendremos que -- adaptarnos al igual que a la decadencia de los combustibles derivados del petróleo y su próxima extinción, por ser un recurso no renovable.

En esta tesis se presenta una aplicación concreta y los cálculos e ideas pueden ---- extrapolarse a cualquier caso real.

II. ENERGIA SOLAR

2.1. ANTECEDENTES HISTORICOS.

En 1872 en el desierto del norte de Chile se construyó una planta de destilación solar que cubría 4,700 M² de superficie y suministraba 25,000 litros/día de agua potable a las minas de las Salinas. Para este efecto se cubrían canales de agua salada con láminas de vidrio inclinadas, transmitiendo los rayos del sol y reduciendo la radiación infrarroja perdida, calentando en esta manera el agua. El vapor de agua se condensaba en la cara interna del vidrio, se enfriaba por el aire exterior y una vez condensado se vertía a unos canalones. Esta planta funcionó eficazmente durante 40 años, siendo una notable aplicación en gran escala de la energía solar.

Desde el Siglo XVII se viene experimentando con el uso de espejos para producir temperaturas altas, concentrando la radiación solar con el fin de fundir metales ó calentar agua, una de las primeras demostraciones públicas sobre la utilización de la energía solar para producir vapor y energía mecánica fué la realizada en 1882 por Mouchot y Pifre, en París. Se empleaba un máquina solar de vapor para hacer funcionar una pequeña imprenta en la que imprimían el periódico "Le Soleil".

Para alcanzar las temperaturas que se necesitan en la producción de vapor, lo normal es enfocar los rayos del sol, como se haría con una lente, directamente hacia donde debe hervir el agua. Resulta caro y poco práctico emplear lentes de una pieza del tamaño necesario y, por lo general, se emplean en su lugar espejos curvos. Estos espejos, en su forma ideal, son una sección parabólica con la superficie reflectante del espejo hecha de metal pulido ó, actualmente, de láminas de plástico.

El norteamericano de origen sueco, John Ericson, construyó una máquina de vapor movida por energía solar con una potencia de 2.5 CV, utilizando un espejo cóncavo de cinco metros y medio de diámetro, que expuso en Nueva York.

En 1870, el Franklin Institute de Filadelfia exhibió un modelo de ésta máquina.

En 1901, Franck Shuman construyó una máquina solar en South Pasadena con un enorme reflector de 11 metros de ancho construido de pequeños espejos planos y movido por un mecanismo de relojería, tenía una potencia de 10 C.V. Algunos años más tarde, el inventor Californiano A. Eneas construyó una máquina solar de vapor también en Pasadena, y más tarde otra en Arizona.

En 1908, Shuman construyó una segunda máquina solar en Tacan, Filadelfia, esta vez empleó los llamados colectores planos. Un colector plano consiste, en su forma más sencilla, en una lámina plana de metal negro cubierta de una ó más capas de cristal ó plástico transparente dejando un espacio de aire entre el metal y el cristal ó plástico. Un colector se instala enfocandolo hacia el sur y a un ángulo que permita captar los rayos del sol durante la mayor parte del día.

El aparato de Shuman tenía dos láminas de cristal, un espacio de aire de 3 cms. de espesor, una serie de tubos negros que constituían la superficie del colector y una capa de cinco centímetros de ancho de corcho que aislaba termicamente el aparato por detrás. Para transportar el calor se empleaba eter, seleccionado a causa de su volatilidad y bajo punto de congelación, el eter transportaba el calor de los tubos del colector, a través de un intercambiador de calor, a una máquina de vapor de baja presión con una capacidad media diaria de 14 C.V. el colector tenía dos grandes espejos planos (no concentradores) colocados con la orientación e inclinación necesarios para enfocar al sol, cuya función era la de reflejar la radiación hacia el colector instalado horizontalmente sobre una caja de madera. la máquina de vapor a la que se suministraba energía se usaba para bombear agua de irrigación.

El diseño de Shuman sigue siendo, en lo esencial, el modelo de casi todos los colectores planos que se han construido a partir de entonces para calentar agua, con dos excepciones: el producto utilizado como medio de transporte del calor es agua, y el propio colector está generalmente inclinado en lugar de situarlo horizontalmente teniendo que emplear espejos reflejantes. Esta máquina de Shuman demuestra que es posible producir vapor y energía mecánica con un colector plano no concentrador, pero la temperatura máxima que se puede alcanzar es baja, y el rendimiento termodinámico de la máquina es, consecuentemente, pequeño.

En 1913, Shuman junto con C.V. Boys, construyó una gran central solar cerca de -- El Cairo, Egipto. En esta ocasión Shuman recurrió de nuevo al uso de colectores -- de espejos concentradores y móviles que esta vez tenían forma de canales parabólicos, 572 en total, que se empleaban directamente para calentar los depósitos de agua de un número igual de bombas de vapor. El vapor se empleaba para hacer funcionar -- una bomba de irrigación de 50 C.V. que extraía agua del Nilo.

En 1918, E.E. Willsie y J.F. Boyle construyeron una máquina de 15 C.V. que ----- tenía como colector solar un tanque de agua cubierto con un cristal, e hicieron ---- experimentos con una variedad de líquidos volátiles para transportar el calor, incluyendo amoníaco, éter y dióxido de azufre bajo presión.

Los años 30 vieron la introducción a escala comercial a los calentadores solares de - agua para uso doméstico, sobre todo en Florida, California y los estados del sur de Estados Unidos.

Entretanto, en el terreno de las aplicaciones de la energía solar, el centro de actividad más importante después de la 2ª guerra mundial fué Rusia donde F. Molero -

se dedica a desarrollar maquinas de vapor solares, construyendose en Tashkent una serie de reflectores parabolicos con diametros de hasta 10 m. que suministraban energia a maquinaria de fabricacion de hielo y de refrigeracion.

A partir de los años 50s, el interés por la investigación sobre energía solar ha crecido ininterrumpidamente. Ha aumentado el nivel de financiamiento a instituciones y universidades como resultado de una serie de encuentros y conferencias internacionales importantes dedicadas a este tema.

En 1953, la National Science Foundation patrocinó en la universidad de Wisconsin un seminario sobre aplicaciones generales de la energía solar, y desde 1955 se mantiene en esta universidad un programa de investigación sobre energía solar.

Desde entonces se ha venido realizando periodicamente reuniones, seminarios, congresos, etc. Aquí en México año con año se realiza un congreso organizado por la Asociación Nacional de Energía Solar (ANES) en la que participan investigadores, industriales y particulares relacionados con el tema.

2.2. EL SOL Y LA RADIACION SOLAR

El sol es una esfera formada por gases en constante reacción, de diámetro aproximado de 1.39×10^9 m y se encuentra, en promedio, a 1.495×10^{11} m (i.e. 1 unidad astronómica) de la tierra. Visto desde ésta, tiene un movimiento de rotación de aproximadamente cuatro semanas. Sin embargo, no rota como un cuerpo sólido; al ecuador la lleva aproximadamente 27 días y a la regiones polares cerca de 30 días cada rotación completa.

El sol tiene una temperatura de cuerpo negro perfecto de 5762°K . La temperatura en la región central varía y se estima de 8×10^6 a 40×10^6 K. Su densidad es aproximadamente 100 veces la del agua. Se le puede considerar como un reactor de fusión continuo, donde los gases que lo constituyen se encuentra como en un "recipiente" retenidos por fuerzas gravitacionales. En él se llevan a cabo varias reacciones de fusión que son el origen de la energía irradiada por él, pero la que se considera la mas importante es el proceso en el cual cuatro nucleos de hidrógeno se combinan para formar un núcleo de helio.

De acuerdo a la realación de Einstein $E=mc^2$, y puesto que la masa del He (helio) (4.0026 uma) es menor que la masa de cuatro H (hidrógeno) ($4 \times 1.00797 = 4.02188$ uma), la masa perdida (0.02928 uma) se convierte en energía.

La energía producida en el interior de la esfera solar, a temperaturas de varios millones de grados, se transfiere hacia el exterior de la esfera y se irradia después a través del espacio.

Esa energía de radiación es la que se conoce con el nombre de "ENERGIA SOLAR".

De la energía de radiación que incide en la atmósfera terrestre (1.7×10^{11} Kw -----
± 3.3 %, a medida que la tierra se acerca o se aleja del sol siguiendo su órbita ----
elíptica) una gran parte se refleja al espacio exterior, por la atmósfera y la super---
ficie exterior de las nubes, otra parte la dispersan o la absorben moléculas de dife---
rentes compuestos, pero la mayor parte de la radiación se dispersa por efecto del ---
agua, componente de las nubes, y las partículas de polvo.

Debido a lo anterior, los 1.3986 Kw/m² incidentes en la atmósfera terrestre se ven
reducidos a valores comprendidos entre 0 y 1.046 Kw/m² cuando llegan a la superfi---
cie terrestre. Parte de esta radiación viene directamente del sol, radiación directa,
pero una cantidad que puede llegar al 10% del total, llega a la superficie terrestre
como radiación difusa, aún cuando el sol no esté oculto entre las nubes. Cuando
la nubosidad es alta, la radiación total se ve severamente disminuída, al grado que
la mayor parte de la luz que atravieza las nubes es difusa.

A la radiación solar total (radiación directa + radiación difusa) suele llamarsele -----
técnicamente "Insolación" y puede medirse con distintos tipos de instrumentos, algu---
nos más exactos que otros. Los instrumentos que ofrecen mayor precisión -----
(± 3%) son los piranómetros termoelectrónicos, introducidos por Kimball y Hobbs en --
1923, su funcionamiento está basado en la medición de la diferencia de temperaturas
entre dos superficies, una negra y otra blanca, encerradas en una media esfera de ---
vidrio. La diferencia de temperaturas es consecuencia de los diferentes poderes de --
absorción para la radiación solar de las superficies blanca y negra, esa diferencia es,
a su vez, proporcional a la insolación y se detecta por medio de una serie de termo--
pares cuyo voltaje de salida se mide y se registra sobre papel, cinta magnética o ---
cualquier otro medio de registro.

La radiación media diaria es función de la duración del día en un lugar determinado y está relacionada con la radiación recibida fuera de la atmósfera terrestre (Q_0), --- por la expresión:

$$Q = Q_0 (a + b \frac{S}{S_0})$$

en donde Q es la radiación media en un día recibida en el lugar, S es el número de horas de Sol registradas y S_0 el número máximo posible de horas de sol (horizonte --- no obstruido) en el mismo lugar "a" y "b" son constantes específicas para cada ---- lugar. Como valor medio de Q_0 se toma el valor de 4.19×10^6 J/m²h, multipli----- cado por el coseno de la longitud del lugar.

La mayor parte de las estaciones metereológicas del mundo miden la radiación solar en langleys/min (1 langley = 1 cal de energía radiante/cm²; 1 langley/min = 221 ---- BTU/ft²h) recibidos en una superficie horizontal al nivel del suelo. La intensidad --- varía de acuerdo con el lugar, hora, estación, nubosidad y contenido de polvo en la atmósfera, siendo al rango de variación de 0 a 1.5 cal/cm² min.

Ahora bien, si suponemos una radiación solar de 1 langley/min, un metro cuadrado recibe 10 000 cal/min o bien 10 Kcal/min. El techo de un edificio de 100 M² reci--- birá 1×10^6 cal/min. Suponiendo una media de 1 langley/min durante 480 min al día (8 hrs, o un tercio del día de 24 hrs), el techo de 100 m² recibiría, en ese día, --- 4.8×10^8 cal/día o bien 4.8×10^5 Kcal/día.

Esta energía es equivalente a quemar 52.06 lt de diesel, 50.88 lt. de gasolina, ---- 42.23 Kg de gas LP o 76 Kg de carbón. Convertida a energía eléctrica con un ren--- dimiento del 10% se podría obtener una media de 7 Kw o 56 Kw-hr mientras haya --- sol.

Por ésto, la energía solar recibida en la tierra puede aprovecharse de distintas -----
maneras, usando para ello varios equipos diferentes entre sí de acuerdo con el empleo
deseado.

2.3. EQUIPOS Y SISTEMA SOLARES.

Dentro del aprovechamiento de la energía solar existe una gama muy amplia de ---- equipos y sistemas que pueden utilizarse de acuerdo con las necesidades energéticas - de cada usuario en particular. A todos esos equipos y sistemas se les puede agrupar en:

2.31. Sistemas solares pasivos.

Este grupo está formado básicamente por la helioarquitectura y está basado en el uso del sol y el viento, como únicas fuentes energéticas, para climatizar una construcción dada. Normalmente esa construcción se efectúa empleando, de manera adecuada, ciertos componentes arquitectónicos llamados "reguladores" que captan, transforman, almacenan y transfieren la energía solar necesaria para alcanzar las -- condiciones de confort.

2.32. Sistemas solares de conversión directa.

Los sistemas que componen este grupo son los llamados "sistemas fotovoltaicos" y los "sistemas fototérmicos". Dentro de los primeros se encuentran las fotoceldas, empleada en la generación de energía eléctrica; y en los segundos están --- comprendidos los colectores planos, colectores concentradores o de enfoque, helios- tatos o de punto focal, invernaderos, secadores de grano, etc. Más adelante se - describen someramente, los cuatro primeros sistemas mencionados en este punto.

2.33. Sistemas de aprovechamiento de los efectos colaterales de la energía solar.

Estos sistemas no permiten el aprovechamiento de la energía solar, sino que emplean otros tipos de energías resultantes de los efectos de ésta; tal es el caso - de la Energía Eólica (aerogeneradores, aerobombas, etc.), los procesos de Biocon- versión (digestores), la energía del mar (dinamos marinos), etc.

Estos últimos no son tratados en este trabajo ya que no caen dentro de los objetivos del mismo.

2.31. SISTEMAS SOLARES PASIVOS.

a) Helioarquitectura.- La helioarquitectura es la técnica arquitectónica que emplea los sistemas solares para realizar los diseños constructivos de casas-habitación ó lugares de trabajo, con el fin de aplicar los efectos naturales para la climatización de las construcciones.

El diseño helioarquitectónico requiere como información básica los datos de insolación, temperaturas horarias extremas, diarias y mensuales, altitud del lugar donde se localiza el predio, humedad relativa y absoluta promedio, nubosidad, velocidad y dirección de los vientos dominantes, precipitación pluvial y altitud de la zona.

En general, los diseños arquitectónicos convencionales, estudian el funcionamiento de los espacios, la iluminación, la estética, la protección de los agentes climáticos, etc., pero debido al costo cada vez más elevado de la tierra, de los materiales de construcción y fundamentalmente al auxilio que han proporcionado hasta ahora los energéticos convencionales que calefaccionan, ventilan o enfrían artificialmente los espacios habitables, se han descuidado los efectos naturales factibles de aplicar en la construcción:

El aprovechamiento de la energía solar a través de la helioarquitectura pretende, no solo el brindar protección de los agentes naturales, sino aprovecharlos racionalmente para conseguir niveles de habitabilidad óptimos, haciendo funcionar a la construcción como una envolvente reguladora de la temperatura y ventilación interior:

2.32. SISTEMAS SOLARES DE CONVERSION DIRECTA.

a) Sistemas fotovoltaicos.- Estos sistemas de aprovechamiento de la energía solar basan su funcionamiento en el efecto fotoeléctrico o fotovoltaico. Los equipos que se emplean en estos sistemas son las fotoceldas.

El efecto fotoeléctrico o fotovoltaico se descubrió a partir de una serie de observaciones, tales como las realizadas por E. Becquerel quien observó que al iluminar una de las placas metálicas de una pila electrolítica, se alteraba la fuerza electromotriz generada por la celda; en 1873 Willoughby Smith descubrió que la resistencia del selenio (semiconductor) disminuía bajo iluminación; en 1887 Hertz advirtió que una chispa saltaba con mayor facilidad entre dos esferas cargadas cuando se iluminaban sus superficies con luz ultravioleta y en 1888 Hallerwack descubrió que cuando la luz ultravioleta chocaba con una placa de zinc conectada a un electroscopio, las hojas de este último se unían si la carga neta sobre la placa era negativa; se separaban ligeramente cuando la carga era positiva y se separaban totalmente si la carga era neutra.

En ese tiempo el fenómeno fotoeléctrico, aunque causó gran interés, permaneció sin explicación.

Diversas observaciones y experimentos posteriores, junto con el descubrimiento del electrón (1897 J.J. Thompson), permitieron a P. Lenard en 1900 probar que el efecto observado era debido al desprendimiento de electrones del metal provocado por la iluminación (efecto fotovoltaico).

Este efecto, común en los metales, se provoca con radiación ultravioleta y solo algunos de estos (entre los alcalinos y alcalinoterreos) son sensibles a la luz visible.

Einstein, en 1912, explicó que si un fotón penetra en un material fotoeléctrico, interacciona con el electrón menos sujeto de la substancia, al cual sede toda su energía. Parte de la energía que adquiere el electrón la usa, entonces, para supe--
rarse del material, y el resto de ella es la energía cinética del electrón, cuando ---
deja la superficie.

Si $h\nu$ es la energía del fotón, P es la energía de escape ϕ , como se denomina, la -
función de trabajo del material fotoeléctrico y E_k es la energía cinética del electrón
entonces:

$$h\nu = P + E_k = P + 1/2 mv^2$$

Fué en el año de 1954 cuando Chapin, Fuller y Pearson hicieron la primera celda --
solar con la que demostraron que la radiación solar podía convertirse directamente
en energía eléctrica. Esta celda fué elaborada con un material semiconductor ----
(siliciomonocristalino).

El proceso que ocurre en una celda solar está más relacionado con lo descubierto por
W. Smith (en un semiconductor) que con lo observado por los otros científicos (en --
metales), ya que en la celda solar no hay desprendimiento de electrones del material
semiconductor, unicamente ocurren excitaciones internas provocadas por la absorción
de la luz (radiación electromagnética). A este fenómeno se le denomina efecto ----
fotovoltaico interno.

El voltaje de una fotocelda queda determinado por el material mismo, su preparación
(grado de contaminación) y la temperatura, y es independiente de la intensidad de la
luz (número de fotones) incidente y del tamaño de la celda.

La corriente generada por una fotocelda depende directamente de la intensidad de la luz (número de fotones) que absorba y del área de la celda. A mayor intensidad luminosa, mayor es la corriente que genera y a mayor área de la celda, bajo la misma intensidad luminosa, mayor corriente generará.

La generación de energía eléctrica a partir de energía solar se inició con éxito a partir de los últimos años de los cincuenta, con el desarrollo de celdas fotovoltaicas con una eficiencia de conversión aceptable; estas celdas se usaron inicialmente en los programas espaciales. El Vanguard 1, lanzado en 1958, fue el primer satélite artificial funcionando con energía solar. Desde entonces, las fotoceldas han sido usadas para suministrar la energía eléctrica a casi todos los vehículos espaciales tripulados, laboratorios espaciales y satélites de comunicaciones.

Desde luego, las fotoceldas no son aplicables solamente en programas espaciales, sino también en usos más comunes tales como el servicio eléctrico rural, doméstico e industrial; sin embargo, los costos de generación eléctrica por este medio son todavía elevados y no es posible, por el momento, que compitan con los sistemas de generación convencionales.

b) Sistemas fototérmicos.-

Colectores solares.- Un colector solar es, en esencia, un equipo que transforma la energía solar radiante en alguna otra forma de energía útil⁽⁸⁾. Su funcionamiento está basado en el principio de que cuando un objeto se expone a la radiación solar, su temperatura se eleva hasta que las pérdidas de energía igualan a las ganancias. Las pérdidas dependen de la emisión de radiación del material caliente; del movimiento del aire frío que lo rodea y de la conductividad térmica de los objetos en contacto con él. Las ganancias dependen de la intensidad de la radiación solar y del poder absorbente de la superficie del material a calentar ⁽¹⁰⁾.

Los colectores solares se diferencian en varios aspectos de los intercambiadores de calor convencionales. Estos últimos, normalmente, implican un intercambio de calor fluido-fluido, con una velocidad de transferencia alta y además se considera como un factor sin importancia a la radiación. En los colectores solares, la transferencia de energía se lleva a cabo desde una fuente distante de energía radiante hasta un fluido. Sin concentración óptica, el flux de radiación incidente es en el mejor de los casos, 1100 w/m^2 y es variable. El rango de las longitudes de onda es de 0.3 a 3.0 mm, que es considerablemente más pequeño que el de las radiaciones emitidas por la mayoría de las superficies absorbedoras de energía. Así, el análisis de los colectores solares presenta el problema particular de contar con fluxes de energía bajos y variables y la importancia, relativamente grande, de la radiación. La radiación solar se puede captar de dos maneras fundamentales para producir altas temperaturas:

- I Cubriendo una superficie receptora con una lámina transparente, a la luz del sol, de vidrio o plástico y,
- II Enfocando la radiación solar recibida en una gran superficie a un receptor de superficie pequeña.

Aquellos colectores que captan la energía solar por el primer mecanismo forman el grupo de los llamados colectores planos, mientras que los que lo hacen por el segundo son los colectores concentradores o de enfoque.

Colectores solares planos. Dentro de esta división se agrupan varios tipos de sistemas que, si bien sufren cambios en cuanto a su estructura, el funcionamiento

y los principios de operación fundamentales son, en esencia, los mismos. A este grupo pertenecen los colectores para alberca o desnudos, los colectores planos domésticos e industriales, los Heat Pipe (tubos calientes), (Fig. 1) los colectores de tubos evacuados, etc.

La diferencia más importante entre los colectores anteriores son los gradientes de temperatura que pueden proporcionar con respecto a un nivel constante de temperatura en el fluido de alimentación, además de la eficiencia de absorción y transferencia que presentan.

El caso más sencillo de este tipo de colectores es el que consta de una placa delgada de AL ó Cu, pintada de negro y unida a un haz de tubos, todo esto dentro de una caja aislada y con una cubierta transparente en la parte superior. Existen variaciones de este mismo sistema entre las que se encuentran los colectores con más de una cubierta, los colectores de alberca (los que solo están formados por la placa colectora y el haz de tubos por los que circula el agua), los colectores con superficies selectivas en lugar, o además, de la pintura negra.

Los colectores Heat Pipe son similares a los anteriores pero en lugar de hacer circular el agua por los tubos se hace circular otro fluido (v.g. freón) con un C_p mayor al del agua y punto de ebullición menor, de tal forma que el vapor se desplaza hacia la parte superior en donde hay un intercambiador de calor, por el que circula el agua a calentar, el vapor cede su calor latente y se condensa, subenfriándose el condensado, regresa nuevamente por los tubos hasta la parte inferior del colector, ganando en todo el recorrido una nueva cantidad de energía, cantidad suficiente para permitir nuevamente la evaporación del fluido de trabajo.

Los colectores de tubos evacuados son similares a los colectores planos pero cada tubo se encuentra dentro de una chaqueta de vidrio al vacío, lo que disminuye las pérdidas térmicas. Este tipo de colectores, los colectores planos, es el más conocido y por tanto el más extendido en su uso.

Colectores solares concentradores. El principio operacional de los colectores concentradores consiste en captar la energía solar en un área grande y concentrarla en un área bastante más pequeña. El área pequeña es la superficie de absorción y normalmente se encuentra recubierta con alguna superficie selectiva.

Dentro de este tipo de colectores se encuentra una gran variedad de formas y geometrías. Por su modo de funcionamiento se pueden dividir en:

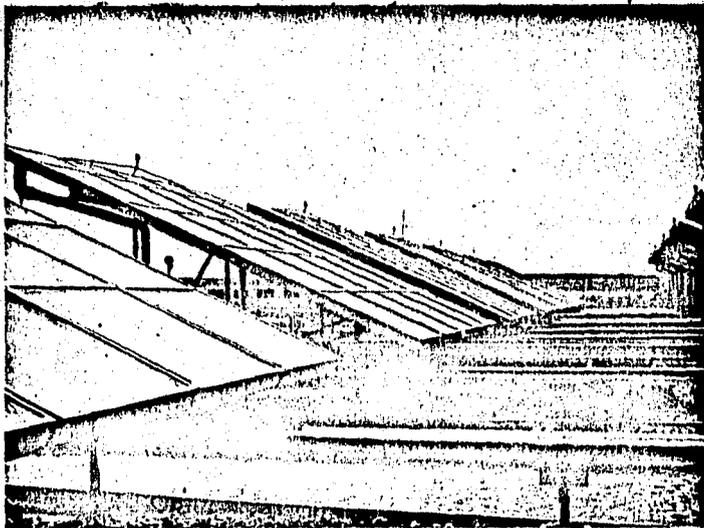
- i) Colectores concentradores fijos
- ii) Colectores concentradores de enfoque con seguimiento solar
- iii) Colectores concentradores de punto focal.

- i) Colectores concentradores fijos.

Son los colectores con relaciones de concentración (c) $1 < C < 10$ y que no tienen ningún sistema de rastreo o seguimiento solar. Normalmente tienen geometrías sencillas y un caso típico es aquel, en donde los espejos reflejan la luz incidente sobre el colector propiamente dicho. El rango de temperaturas de operación fluctúa entre los 20°C y los 150°C .

- ii) Colectores concentradores de enfoque con seguimiento solar.

Este tipo de concentradores pueden tener movimiento en uno o dos ejes dependiendo de la temperatura de salida y eficiencia que se espera del sistema. Las relaciones de concentración de estos colectores están comprendidas en el rango



**MODULOS DE COLECTORES SOLARES
PLANOS TIPO "HEAT PIPE" (DE TUBOS
CALIENTES).**

TESIS PROFESIONAL	
E. Ramón Osorio O.	Fco. Rivas M.
FAC. QUIMICA	U. N. A. M.
FIG. No. 1	1984
COLECTORES HEAT PIPE	

10 C 70 y sus temperaturas de operación están comprendidas entre los 150°C y los 350°C.

El movimiento de seguimiento que todos estos colectores presentan es el de rastreo solar a lo largo del día y el otro será el movimiento de corrección por la posición del sol a lo largo del año.

Un ejemplo del primer caso sería el colector de reflector en la que la superficie se encuentra fija y el absorbente se mueve de tal forma que durante el día capta la radiación solar recibida en el reflejante.

El segundo tipo se puede esquematizar con los colectores de canal cilindro-parabólico mostrados en las figuras 2 y 3.

La superficie absorbente se encuentra localizada a todo lo largo del reflejante y normalmente, está recubierta con una superficie selectiva.

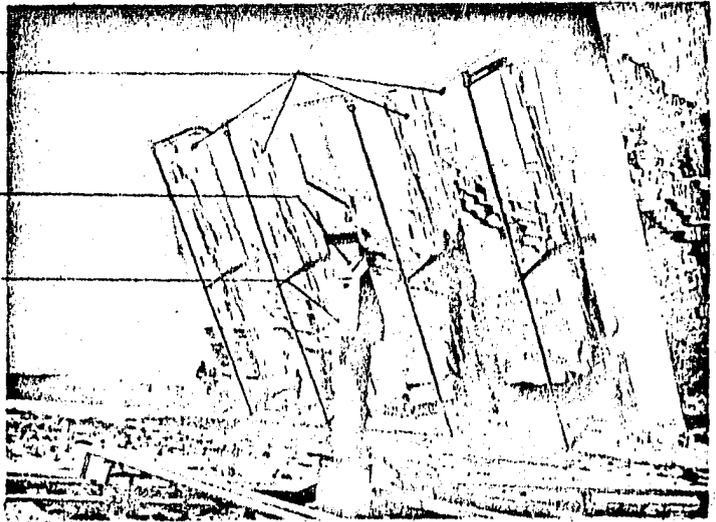
Los colectores concentradores se encuentran conectados en módulos y tienen dispositivos de rastreo. Este mecanismo no es más que una fotocelda encerrada en una caja con una tapa que tiene una hendidura en forma de cruz.

Durante el movimiento diario del sol a la sombra proyectada en la fotocelda debe estar equilibrada en el sentido de derecha a izquierda, produciendo de esta forma una corriente uniforme en ambos lados de la celda. Cuando se presenta una pequeña variación (el sol se ha movido) se registra la variación de corriente en el sistema de control (integrado en la torre de sostén), e inmediatamente se corrige la posición del módulo compensándose las corrientes en ambos lados de la celda. Esto mismo sucede en la corrección de posición por la variación del sol a lo largo del año.

ESPEJOS

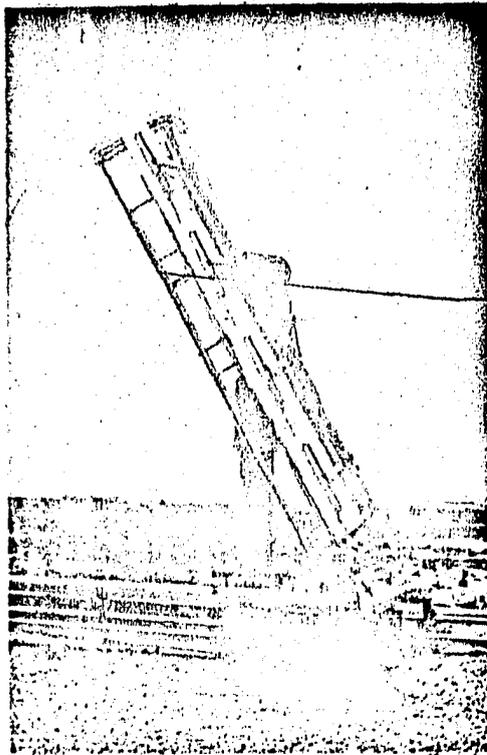
SISTEMA DE
RASTREO

TORRE DE CONTROL



COLECTORES CONCENTRADORES
DE CANAL CILINDRICO-PARABO-
LICO: VISTA FRONTAL: FIG. 2 (A
ARRIBA) Y DE PERFIL: FIG. 3 (IZ-
QUIERDA).

ABSORBEDORES



TESIS PROFESIONAL

E. Ramón Osorio O.

Fco. Rivas M.

FAC. QUIMICA U. N. A. M.

FIG. No. 2 Y 3

1 9 8 4

COLECTORES CONCENTRADORES

Aún cuando se pueden emplear sistemas de rastreo más simples, el descrito anteriormente es uno de los sistemas más exactos para efectuar el seguimiento solar.

Los colectores solares de este tipo se emplean para obtener vapor de proceso. En México se encuentra instalado un campo de colectores concentradores en la planta -- desaladora de la Unidad Regional de Investigación, Operación y Mantenimiento ----- (URIOM) La Paz, de la Dirección General de Aprovechamiento de Aguas Salinas y -- Energía Solar, en La Paz, B.C.S. en el que se emplea el sistema de rastreo descrito anteriormente.

iii) Colectores concentradores de punto focal.

Este tipo de colectores presentan la particularidad de tener un área de absorción extremadamente pequeña, en comparación con el área de captación y reflexión que los componen. Tienen relaciones de concentración mayores de 100 y alcanzan temperaturas de trabajo de 3000°C ó más. El fluido de trabajo empleado en estos sistemas puede ser sodio fundido o alguna sal también fundida.

El principio operacional consiste en captar la energía solar en un campo de reflectores enfocados a un punto, donde se localiza el absorbedor.

En el absorbedor se funden las sales o los metales (v.g. sodio) que servirán de ----- fluido de trabajo. El fluido llega hasta un generador de vapor y regresa nuevamente a la torre, todavía fundido a una temperatura más baja donde se calienta nuevamente.

Los sistemas de este tipo se emplean en las plantas de generación de potencia eléctrica; en la figura 4 se observa el diagrama de flujo de la planta cesa-1.

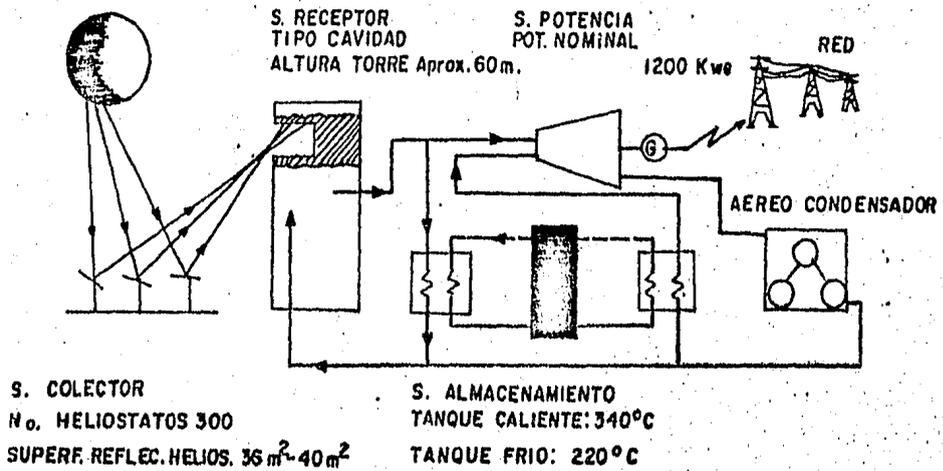


DIAGRAMA DE FLUJO DE LA PLANTA CESA - I

TESIS PROFESIONAL	
E. Ramón Osorio	Fco. Rivas M.
FAC. QUIMICA	U. N. A. M
FIG. No. 4	1984
PLANTA CESA - I	

III. RECUPERACION DE SOLVENTES

3:1. GENERALIDADES.

En cualquier tipo de industria donde se trabaja con resinas y pigmentos, como en la manufactura de pinturas y tintas, los solventes se usan generalmente para disolver los sólidos y así poderlos mezclar, transportar ó depositar, dándoles movilidad y facilidad de manejo.

Algunos de estos solventes una vez usados tienen que ser evaporados por necesidades de proceso y, generalmente se desechan a la atmósfera, aumentando así el costo de producción en forma considerable por no contar con un sistema de recuperación apropiado.

Existen en México y en todo el Mundo, plantas recuperadoras de solventes trabajando con una eficiencia que en algunos casos es mayor al 99%, entre estas plantas se encuentra varios tipos de metodología empleada tal como la condensación parcial, extracción líquido-líquido, adsorción, que son las más frecuentemente usadas.

En la manufacturera de la película para "Hot stamping" ó estampado en caliente, se llevan a cabo mezclas de resinas, ceras y pigmentos, todos previamente disueltos, para después estas mezclas depositarlas sobre una película de poliéster, formando una capa uniforme de pigmento con ciertas propiedades físico-químicas, para lo cual es necesario el secado o evaporación del solvente que se lleva a cabo pasando la película a través de los túneles de secado, por las cuales circula una corriente de aire caliente a contra corriente con la película. La función de esta corriente de aire es evaporar y secar el solvente, dejando así una película de pigmento para diferentes usos sobre un soporte de poliéster.

El solvente evaporado puede ser recuperado o simplemente desechado a la atmósfera con la consecuente contaminación ambiental, razón de peso por la cual creemos no sea necesaria una evaluación técnico-económica entre poner o no una planta recuperadora de solventes; sin considerar también la proyección ascendente en los costos de solventes orgánicos en general. De cualquier forma no se considera esta evaluación económica en el presente trabajo por salirse de nuestros objetivos.

En la manufacturera de la película para estampado en caliente el 90% de las materiales primas como pigmentos, resinas y ceras son perfectamente solubles en acetona, por lo que éste es el solvente que se usa principalmente, siendo el otro 10% -- de las materias primas solubles en metil-etilcetona, metil-isobutil-cetona, etanol y metanol, en orden de importancia, por la proporción en que se mezclan, Por el -- comportamiento físico-químico que presenta al mezclarse y sus propiedades físicas -- se considera que el solvente a recuperar es la acetona, por lo que en este trabajo se expone un método específico y particular para recuperar la acetona; aunado a -- éste, la cetona recuperada requiere una pureza del 95% como mínimo, para poderse usar nuevamente como solvente en el proceso una vez recuperada.

En esta tesis se presenta un sistema convencional para recuperar acetona; este --- método, la adsorción, se efectúa con carbón activado; también, se presenta una nueva alternativa como lo es el empleo de la energía solar para el suministro de --- la carga térmica necesaria en el proceso, para lo cual fué necesario efectuar los --- balances de materia y energía de los equipos que se presentan a continuación de la descripción del proceso.

3.2. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO.

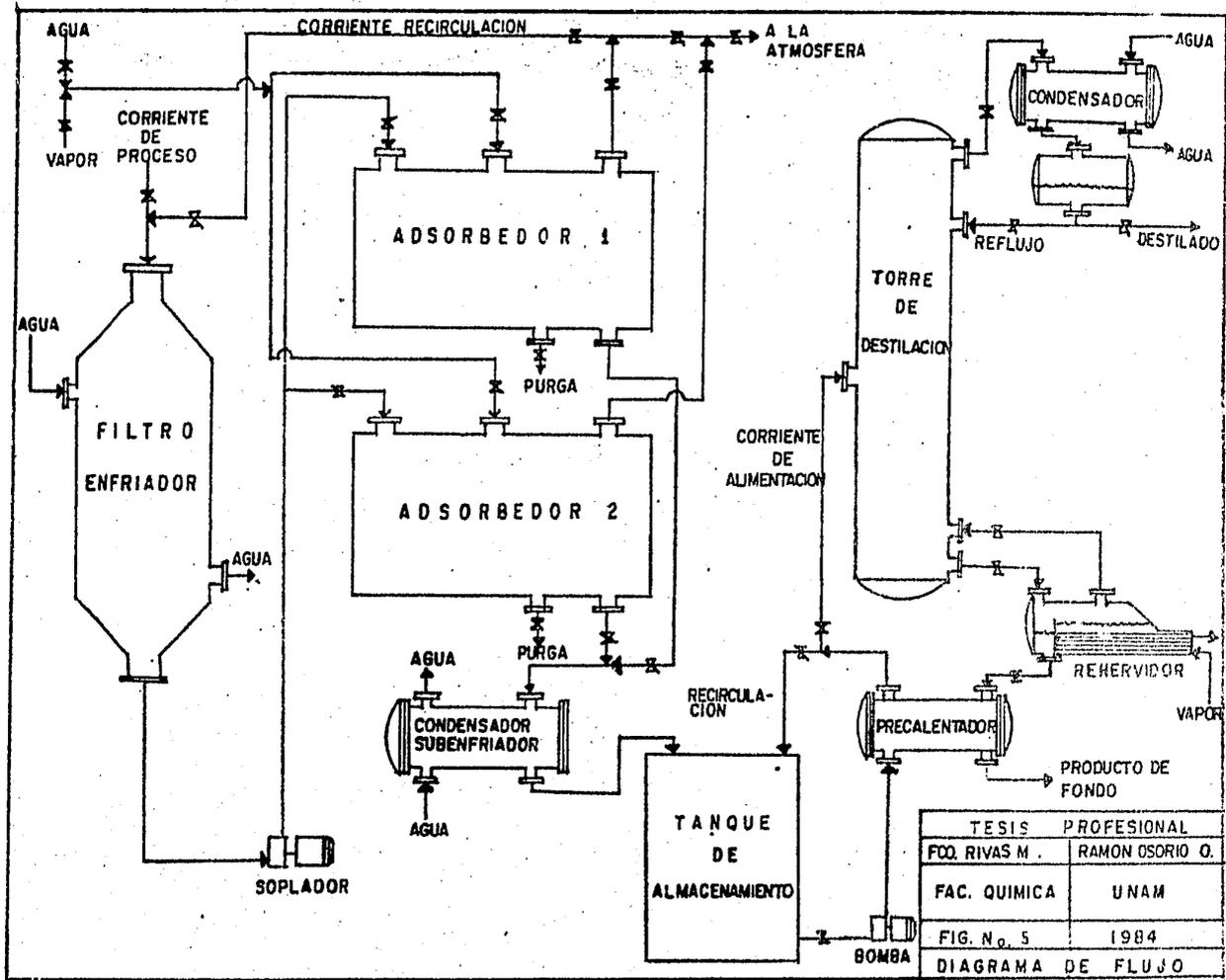
El sistema mostrado en la figura 5 es el diagrama de flujo de la planta para recuperación de solvente, diseñada especialmente para la recuperación de acetona. En la práctica se obtienen eficiencias del 99% con este sistema. El carbón activado empleado para la adsorción es de gran dureza y alta densidad con una máxima capacidad de adsorción y se instala en camas de forma horizontal en adsorbedores cilíndricos de diseño y construcción especial para evitar problemas de corrosión.

La mezcla aire-acetona proveniente de los túneles de secado de la planta se hace pasar primeramente por un filtro-enfriador de malla fina, como medio filtrante, y tubos aletados por donde circula agua para el enfriamiento.

La finalidad de este equipo es bajar la temperatura del aire-acetona a un valor adecuado para la adsorción y la de detener las pequeñas partículas de sólidos arrastrados que puedan tapan los poros del carbón activado. Esta corriente se maneja por medio de un soplador de tiro inducido que alimenta directamente al adsorbedor en turno. El sistema cuenta con dos adsorbedores, de iguales dimensiones, que trabajan alternativamente; uno adsorbe dando tiempo a que el otro se regenere desorbiendo la acetona.

La desorción de la acetona del carbón activado se efectúa suministrando el calor de desorción requerido. Esto se logra alimentando vapor de agua saturado a la cama, que además de suministrar el calor de desorción necesario, sirve como medio de arrastre para la acetona.

La mezcla vapor de agua-acetona, que sale de los adsorbedores se lleva a un condensador-subenfriador, que condensa y enfría la corriente.



TESIS PROFESIONAL	
PCO. RIVAS M.	RAMON OSORIO O.
FAC. QUIMICA	UNAM
FIG. N.º 5	1984
DIAGRAMA DE FLUJO	

Una vez condensada y subenfriada se lleva a un tanque de almacenamiento de donde posteriormente se bombea a una torre de destilación para separar la mezcla acetona-agua, obteniéndose como producto de cola agua al 93% la que se usa para precalentar la alimentación de la torre de destilación.

El producto principal acetona al 97% se regresa a los tanques de almacenamiento para posteriormente usarse como solvente en el proceso principal.

3.3. CALCULO PARA LAS CONDICIONES DEL PROCESO.

3.31) FILTRO-ENFRIADOR

Como ya se explicó el proceso empieza con el enfriamiento de la corriente de aire-acetona que proviene de los túneles de secado de la planta. Este enfriamiento se llevará a cabo en un tramo del ducto ensanchado y acondicionado con tubos aletados por los cuales circulará agua para el enfriamiento de la corriente del proceso.

La corriente se debe enfriar para poder cumplir con las condiciones de operación requeridas en los adsorbedores, como se verá posteriormente.

En el mismo ducto se colocan mallas de fieltro, ó de algún otro material filtrante, con el fin de retener las partículas sólidas que puedan tapan los poros del carbón activado.

a) Condiciones de operación a la salida del túnel de secado.

Flujo volumétrico	1700 pies ³ /min
Concentración de acetona	7.85 lbs/1000 pies ³
Temperatura	250°F
Presión	1 atm

Propiedades físicas promedio, determinadas a las condiciones de operación, de la corriente

$$\bar{p}_m = 30.9 \text{ lbs/lbmol}$$

$$\delta = 0.0595 \text{ lbs/pie}^3$$

$$\frac{\lambda}{c_p} = 0.2618 \text{ BTU/lb}^{\circ}\text{F}$$

$$\mu = 0.0190 \text{ cps}$$

$$k = 0.0194 \text{ BTU/hr pie}^2 (\text{°F/pie})$$

b) Cálculo del Area de transferencia de calor.

El enfriamiento de la corriente de proceso se lleva a cabo en una sección ensanchada del ducto que la transporta. El ducto es de forma rectangular con dimensiones de 2.5x2.0 pies y una gran longitud. Esta sección del ducto está acondicionada con tubos aletados acomodados en bancos verticales y alternados en un arreglo triangular, como se usa en el caso de enfriamiento de gases.

El método de cálculo que a continuación se presenta está basado en la referencia (20) por lo que se usará la misma nomenclatura y secuencia.

1) BALANCE TERMICO:

$$\text{Aire - acetona: } Q = (6471.2) (0.2618) (250-86) = 277,842.3 \text{ BTU/hr}$$

$$\text{agua: } Q = (9261.5) (1) (95-65) = 277,842.3 \text{ BTU/hr.}$$

2) DIFERENCIA DE TEMPERATURAS (ΔT)

FLUIDO CALIENTE °F	FLUIDO FRIO °F	DIFERENCIA °F
temperatura alta 250	95	155
temperatura baja 86	65	21
diferencia 164	30	134

$$\text{L.M.T.D.} = 67^{\circ}\text{F}$$

$$R = 164/30 = 5.4$$

$$S = 30/185 = 0.162$$

$$\text{FT} = 0.97 \text{ Fig. 16.17 - D Ref (20)}$$

$$\Delta T = (67) \text{ °F } (0.97) = 65^{\circ}\text{F}$$

Se usa la Fig 16.17-D Ref (20), debido a que en el tunel de secado, por ser un ducto bastante largo y por haber más de un banco de tubos, el fluido de proceso se considera mezclado. En cambio la pequeña longitud en los tubos de enfriamiento y el arreglo que presentan no dan oportunidad a que se forme un mezclado completo en el fluido de enfriamiento.

Para enfriadores de gases, los valores del coeficiente de transferencia de calor tienen un amplio rango, por lo que para resumir cálculos se presenta la suposición correcta del valor de:

$$U_{di} = 75 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Este valor corresponde al referido a la superficie interna del tubo, por lo que el área calculada con este coeficiente es el área interna del tubo.

Se tiene que:

$$A_i = Q/U_{di}\Delta T = 277,842.3 \text{ BTU/hr} / (75 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}) (65 \text{ } ^\circ\text{F})$$

$$A_i = 57 \text{ pies}^2$$

Tomando en cuenta experiencias prácticas en la industria donde se maneja el enfriamiento de gases en condiciones de operación semejantes y también por datos encontrados en la literatura Ref.(28), para este servicio, se emplean tubos de 3/4 de pulg D.E., 14 B W G, aletados; las aletas tienen una altura de 3/8 pulg, 20 B.W.G, (espesor 0.035 pulg), y están espaciadas 1/10 de pulgada.

De acuerdo a las especificaciones de los tubos y al tamaño del ducto es posible acomodar bancos verticales de 16 tubos cada uno y tubos alternantes en bancos de 15 tubos para paso triangular.

Para tubos de 3/4 pulg 14 B W G $a''_i = 0.1529$ pies²/pie lineal

Sup. interior/banco = (no tubos) a''_i (longitud de los tubos)

La longitud máxima de los tubos es de 2.5 pies

Sup. interior/banco = (16) (0.1529 pie²/pie) (2.5 pies) = 6.11 pies²

Número de bancos = A1/sup. Interior/banco

Número de bancos = 37 pies²/6.11 pies²

= 10 bancos

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor

4) TEMPERATURAS PROMEDIO.

$T_c = 168^{\circ}\text{F}$ y $t_c = 80^{\circ}\text{F}$

5) CALCULO DEL DIAMETRO EQUIVALENTE PARA EL TUBO ALETADO.

Ver Fig. (8a)

$$de = \frac{2 (\text{área aletada} + \text{área tubo liso})}{(\pi) (\text{perímetro tubo proyectado})} \quad \text{Ec. (3:1)}$$

$$D_1 = 0.75 \text{ pulg}, \quad D_2 = 0.75 \text{ pulg} + (2) (3/8 \text{ pulg}) = 1.5 \text{ pulg}$$

Donde:

D_1 = Diámetro del tubo liso

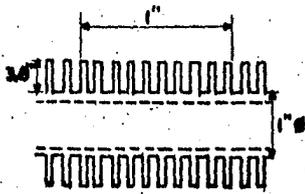
D_2 = Diámetro del tubo con aleta

Area de la altea (Aa)

$$Aa = \frac{\pi D_a^2}{4}; \quad D_a = \text{Diámetro de la aleta} \quad \text{Ec. (3:2)}$$

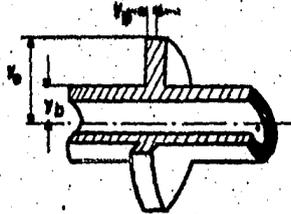
$$D_a = D_2 - D_1$$

$$Aa = \frac{\pi (D_2^2 - D_1^2)}{4} \quad \text{Ec. (3:2A)}$$



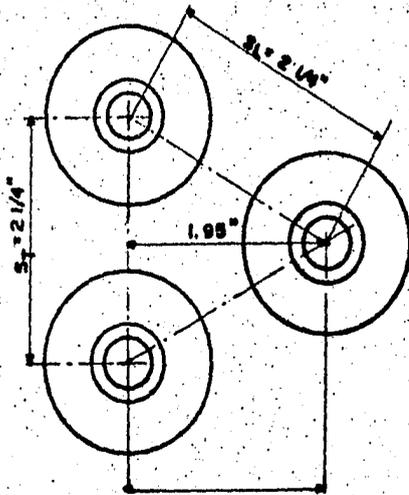
(a)

PROYECCION



(b)

ALETA ANULAR ESPESOR CONSTANTE



SECCION
VOLUMETRICA

(a)

TESIS PROFESIONAL	
Fco. Rivas M.	Ramon Osorio Q.
FAC. QUIMICA	U N A M
Fig No. 6	1984
SUPERFICIE EXTENDIDA	

Sustituyendo valores:

$$Aa = \frac{\pi(1.5^2 - 0.75^2)}{4} = 1.325 \text{ pulg}^2/\text{lado aleta}$$

Si las aletas se encuentran separadas 1/10 de pulgada, en una pulgada hay 10 aletas, y cada aleta tiene 2 lados ó caras, por lo tanto:

$$Aa = (1.325 \text{ pulg}^2/\text{lado aleta}) (10 \text{ aletas}/1 \text{ pulg tubo}) (12 \text{ pulg}/1 \text{ pie}) (2 \text{ lados})$$

$$Aa = 318 \text{ pulg}^2/\text{pie tubo.}$$

Area del tubo liso (Ao)

Ao = Area total tubo = Area total ocupada por el espesor de las aletas

$$Ao = (\pi) (D) (L) \left[1 - (\text{Espesor aleta}) (\text{No. de aletas}) \right]$$

Donde:

D = Diámetro nominal del tubo

L = Longitud del tubo; el cálculo se hace por unidad. Sustituyendo los valores y realizando operaciones:

$$Ao = 18.37 \text{ pulg}^2/\text{pie tubo}$$

perímetro proyectado (Pp).

Se entiende por perímetro del tubo proyectado al perímetro que proyecta al flujo el tubo con sus aletas. Ver Fig. (8c)

$$Pp = (2) (\text{Altura aleta}) (2 \text{ lados}) (\text{No. aletas/pulg}) (12 \text{ pulg/pie})$$

$$+ (2) (D E) / \text{pulg tubo} (12 \text{ pulg}/1 \text{ pie}) - (\text{espesor}) (\text{No. aletas/pulg})$$

$$(12 \text{ pulg}/\text{pie}) \text{ ----- Ec. (3:3)}$$

Sustituyendo valores y efectuando cálculos

$$Pp = 186.9 \text{ pulg}/\text{pie tubo}$$

Sustituyendo valores en la ecuación (3:1)

$$de = \frac{2 (318 + 18.37) \text{ pulg}^2/\text{pie}}{(186.9) \text{ pulg}/\text{pie tubo}} = 1.14 \text{ pulg.} = 0.095 \text{ pies}$$

$$de = 0.095 \text{ pies}$$

6) AREA LIBRE EN LA CORAZA presentada al flujo (a_s)

a_s = Area del ducto - área total ocupada por los tubos

Area total ocupada por los tubos aletados (a_t)

$$a_t = (\text{No. tubos}) (D E) (\text{long}) - (\text{No. tubos}) (2) \left(\begin{array}{c} \text{espesor} \\ \text{aleta} \end{array} \right) \left(\begin{array}{c} \text{altura} \\ \text{aleta} \end{array} \right)$$

$$(\text{No. aletas}) (\text{longitud}) \text{ ----- Ec. (3:4)}$$

Donde:

D E : Se refiere al diámetro nominal del tubo

long : Referido a la longitud máxima del tubo

$$a_t = 187.2 \text{ pulg}^2 = 1.30 \text{ pies}^2$$

a_s = Area ducto - a_t

$$a_s = (2.5 \text{ pies}) (2.0 \text{ pies}) - 1.30 \text{ pies}^2 = 3.7 \text{ pies}^2$$

TUBOS: FLUIDO FRIO (AGUA)

$$7) G_t = W/a_t = \text{lbs/hr pie}^2$$

$$a_t = N_t (a'_t/144 n) \text{ Ref. (20)}$$

$$a'_t = 0.268 \text{ pulg}^2 \text{ tabla 10 Ref. (20)}$$

Si cada banco lleva todo el flujo de agua, $N_t = 16$, $n = 1$ paso

$$a_t = 16 (0.268 \text{ pulg}^2 / (144 \text{ pulg}^2 / \text{pies}^2)) (1)$$

$$a_t = 0.0297 \text{ pies}^2$$

$$G_t = \frac{92.61.5 \text{ lbs/hr.}}{0.0297 \text{ pies}^2} = 311,835 \text{ lbs/hr pie}^2$$

$$8) \quad V = G_t / 3600 ; H_2O|_{80^\circ F} = 62.2 \text{ lbs/pe}^3$$

$$V = 1.30 \text{ pies/seg}$$

$$h_i = 365 \quad \text{Fig. 25 Ref. (20)}$$

$$h_{di} = 1/R_{di} ; R_{di} = 0.003 \quad \text{figura 12 Ref. (20)}$$

$$h'i = (h_i) (h_{di}) / (h_i + h_{di}) = 174 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ F$$

CORAZA: FLUIDO CALIENTE (AIRE)

$$7') \quad a_s = 3.7 \text{ pies}^2$$

$$g_s = Wt/a_s = \text{lbs/hr} / \text{pies}^2$$

$$= 6471.2/3.7 = 1749 \text{ lbs/hr pie}^2$$

$$= 0.019 \text{ cps} \times 2.42 \text{ lbs/hr pie/cp} = 0.0459$$

$$8') \quad Re_s = De G_s / \mu$$

$$Re_s = 3619$$

$$9') \quad J_f = 35 \quad \text{figura 16.18 Ref. (20)}$$

$$10') \quad \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} = 0.85$$

$$11') \quad h_f = K_f (k/De) (\bar{C}_p^{1/4} / \bar{K})^{1/3}$$

$$h_f = 6.1 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } \circ\text{F}$$

$$h'f = (h_{do}) (hf) / (h_{do} + hf)$$

$$h_{do} = 1/R_{do}; R_{do} = 0.002 \quad \text{Tabla 12}$$

$$h_{do} = 500$$

$$h'f = 6.02 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } \circ\text{F}$$

Corrección del coeficiente de transferencia de calor para aletas transversales, referido a la figura (6b)

$$\text{para latón } k_e = 60 \text{ BTU/hr pie}^2 \quad \text{Tabla 3 Ref (20)}$$

$$(Re - R_b) (h'f/k_e Y_b)^{1/2} = 0.26$$

$$Re/R_b = 0.75/0.375 = 2$$

En la figura 16.13 (A) Ref. (20) leemos que es el factor de corrección del coeficiente de película por el aumento de área de transferencia por las aletas de los tubos, y nos indica la eficiencia del aleta.

Con los valores de $(Re - R_b) (h'f/k_e Y_b)^{1/2}$ y Re/R_b , tenemos $\Omega = 0.96$ para aletas de espesor constante

$h'fi$ = coeficiente película corregido

$$h'fi = (\Omega + A_a + A_o) (h'f/a''_i) \quad \text{Ref. (20)}$$

$$h'fi = 0.96 + (318 \text{ pulg}^2/\text{pie tubo}) (1 \text{ pie}^2 / 144 \text{ pulg}^2) + (18.3 \text{ pulg}^2/\text{pie})$$

$$(1 \text{ pie}^2/144 \text{ pulg}^2)$$

$$\frac{6.1 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } \circ\text{F}}{0.1529 \text{ pies}^2/\text{pie}}$$

$$h'f_i = 131 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

U_d = coeficiente total de transferencia de calor

$$U_d = (h'f_i) (h'i)/h'f_i + h'i$$

$$U_d = (131) (174.1)/131 + 174.1$$

u_d = 74.7 BTU/hr pie² °F, valor que se aproxima al supuesto, que se usó para el cálculo del número de bancos de tubos, el enfriador-filtro queda especificado de acuerdo a las siguientes características:

DUCTO: Fluido de Proceso

TUBOS: Agua.

Dimensiones: 2.5 pies Ancho

2.0 pies Alto

$$- W_t = 6471.2 \text{ lbs/hr}$$

$$- w_t = 277.842$$

$$- T_1 = 250 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$- t_1 = 65 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$- T_2 = 86 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$- t_2 = 95 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$- \bar{C}_p = 0.2618 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

$$- C_p = 1 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

$$- \mu = 0.019 \text{ cp}$$

$$- \mu = 1 \text{ cp}$$

$$- G_s = 1749 \text{ lbs/hr pie}^2$$

$$- De = 3/4 \text{ pulg, 14 B W G}$$

$$- \bar{k} = 0.0194 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ (} ^\circ\text{F/pie)}$$

Δp = Despreciable por un primer cálculo ya efectuado.

Aleta :

- Altura $3/8$ pulg
- Espesor constante: 0.035 pulg
- Espaciamiento: $1/10$ pulg
- Eficiencia de aleta: 96%
- Latón 20 B W G
- Bancos verticales: 8
- Tubos/banco: 16
- Tubos en bancos alternantes: 15
- Arreglo triangular
- pasos por banco: 1

3.32) ADSORBEDORES

Un método comunmente empleado en la recuperación de solventes, es el de la adsorción, que permite una recuperación del 99% ó mayor a partir de mezclas de bajas concentraciones de solvente en aire.

El sistema de adsorción consta de dos adsorbedores de lecho estacionario que funcionan alternativamente, el sólido adsorbente (carbón activado) es del tipo granular y no en polvo, para así evitar pérdidas de presión en el manejo del fluido.

La mezcla vapor-aire previamente enfriada y filtrada (filtro enfriador) es alimentada al adsorbedor durante un intervalo de tiempo, previamente estimado, al final del cual, la corriente de aire que sale del adsorbedor deberá tener una concentración mínima del solvente y que pueda ser desechada a la atmósfera.

Después de este intervalo de adsorción, la corriente deberá alimentarse al segundo adsorbedor para permitir la regeneración del primero.

Una vez que la cama de adsorción se satura, se procede a su regeneración, lo que se efectúa suministrando la misma cantidad de calor desprendida en la adsorción, por medio de la alimentación de vapor saturado de baja presión, el cual al condensarse, suministra el calor necesario, sirviendo como medio de arrastre para la acetona desorbida.

La mezcla vapor de agua-vapor solvente es alimentada posteriormente a un condensador, para después separarse por destilación. Una vez terminada

la desorción el lecho se satura con agua fresca, manteniendo así una temperatura constante en él.

Todos estos procedimientos que emplean calor como medio de regeneración, se llaman, algunas veces, procedimientos de oscilación térmica.

a) CALCULO DE LOS ADSORBEDORES.

El objetivo del cálculo de los adsorbedores es conocer el valor numérico del calor de adsorción, dato indispensable para suministrar la carga térmica al sistema por medio de la energía solar.

El diseño de un adsorbedor de lecho fijo involucra cálculos fuera del alcance de esta tesis; por ejemplo, el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor y el -- cálculo de la concentración de solvente en el sólido en el equilibrio, para los cuales hay que emplear métodos sofisticados con un gran porcentaje de error, pues son métodos muy restringidos a ciertos casos de idealidad.

Los cálculos que a continuación se presentan son los suficientes para conocer los requerimientos de la carga térmica para el sistema de adsorción que será suministrada por el sistema de energía solar, finalidad de la tesis, omitiéndose el cálculo de los adsorbedores.

El material adsorbente que generalmente se usa en la recuperación de solventes es el carbón activado. El usado en esta operación es un carbón con las siguientes especificaciones: *

MEDIO ADSORBENTE -----	CARBON ACTIVADO ORIGEN ANIMAL
NOMBRE COMERCIAL -----	PICACTIF A.G.E.
POROSIDAD (X) -----	50 - 80 %
DENSIDAD APARENTE (δ) -----	25 - 35 lbs/pie ³
DIAMETRO PROMEDIO DEL PORO, (d_p) -----	0.009 - 0.0095 pies
TAMAÑO PARTICULA -----	6 - 8 MALLAS

* Fuente: Directa.

AREA SUPERFICIAL (S_p) ----- 1000 - 1600 m²/gr

CAPACIDAD ADSORCION (C_{ads}) ----- 0.2 - 0.6 gr/gr carbón

DENSIDAD EN CAMA EMPACADA (δ_c) ----- 40 lbs/pie³

b) CALCULO DE LA CAPACIDAD DE ADSORCION DEL CARBON ACTIVADO A LAS CONDICIONES DE OPERACION.

Como se sabe, la adsorción es un fenómeno exotérmico por lo que la temperatura modifica la cantidad de gas adsorbido en el sólido, si la temperatura se incrementa, la cantidad de gas adsorbido decrece, a presión constante; del mismo modo, si la temperatura decrece, hay un aumento en la cantidad de gas adsorbido en el sólido, a presión constante.

A una temperatura constante, el gas adsorbido varía en forma proporcional a la presión parcial del gas en el medio teniendo como límite superior el valor de la presión parcial que sea igual a la presión de saturación del vapor a esa temperatura.

A continuación se presentan datos para la adsorción de acetona sobre carbón activado a diferentes presiones parciales, a 30°C y una atmósfera de presión, los cuales nos sirven para conocer la capacidad de adsorción de nuestro carbón activado en las condiciones de operación, interpolando datos.

<u>grs acet/grs carbón</u>	<u>0.00</u>	<u>0.10</u>	<u>0.20</u>	<u>0.30</u>	<u>0.35</u>
Presión parcial de la acetona	0	2	12	42	92
mmHg					

De acuerdo a lo anterior, la capacidad de adsorción del carbón a 30°C, y con una presión parcial de acetona de 50 mmHg es:

$$C_{ads} = 0.29 \text{ lbs acet. / lb carbón}$$

c) CARBON NECESARIO PARA LA ADSORCION

El tiempo total que se requiere trabajar al sistema de adsorción es de 8 horas al día y con un sistema de recuperación que consta de dos adsorbedores cada uno deberá -- adsorber cuatro horas al día, por lo que se satisfacen los requerimientos con dos -- etapas de adsorción de dos horas por cada adsorbedor, quedando entre etapa y etapa tiempo suficiente para la regeneración y enfriamiento del lecho. Los cálculos son -- los siguientes:

CANTIDAD TOTAL DE ACETONA ADSORBIDA.

$$W_A = w_A \theta_{(ads)}$$

$$W_A = 800 \text{ lbs/hr (2 hrs)}$$

$$W_A = 1600 \text{ lbs acetona}$$

Donde:

W_A = acetona total adsorbida (lbs)

θ_{ads} = tiempo de adsorción

w_A = Flujo de acetona

La cantidad de carbón necesaria para la adsorción, L_s , es:

$$L_s = W_A (1/C_{ads})$$

$$L_s = 1600 \text{ lbs acet} (1/0.29) = 5520 \frac{\text{lbs Carbón}}{\text{lbs Acetona}}$$

El dimensionamiento de la cama se obtiene fácilmente de las ecuaciones basadas en el "concepto de la zona de transferencia de masa" Ref. (22, 23, 24) para el diseño de adsorbedores. El cálculo es el siguiente:

Sea:

$$W_A = G (Y_e - Y_o) A_x \theta \text{-----} \text{Ec. (3:5)}$$

Donde:

W_A = Acetona adsorbida en el lecho = lbs

G = Velocidad másica superficial = lb/hr pie²

Y_e = concentración de acetona en la corriente de entrada = lbs acet/lb alim

Y_o = concentración de acetona en la corriente de salida = lbs acet/lb alim

A_x = área presentada al flujo = pies²

θ = período de adsorción = hr.

y

$$W_A = L A_x \theta \delta_B (X_e - X_o) \text{-----} \text{Ec. (3:6)}$$

Donde:

L = Longitud del lecho = pies

δB = densidad de la cama empacada = lb/pie³

X_e = concentración del adsorbato en el sólido al equilibrio =
lbs acet/100 lbs carbón

X_o = concentración del adsorbato en el sólido al inicio de la
adsorción = lbs acet/100 lbs carbón

La cantidad total de carbón L_s , en la cama, está dada por:

$$L_s = L A_x \delta_B = \text{lbs} \text{-----} \text{Ec. (3:7)}$$

Entonces:

$$W_A = L_s (X_e - X_o) \text{-----} \text{Ec. (3:6 A)}$$

Iguando la Ec (3:5) con la Ec (3:6 A) se obtiene:

$$L_s (X_e - X_o) = G (Y_e - Y_o) A_x \theta$$

De donde:

$$A_x = \frac{L_s (X_e - X_o)}{G (Y_e - Y_o) \theta} \text{-----} \text{Ec. (3:8)}$$

Con las ecuaciones (3:8) y (3:7) se puede dimensionar el lecho; los valores de las -
variables son: (para una velocidad máxima del fluido recomendada de 1.8 pies/seg -

Ref. (25)

$$G = 39\ 917 \text{ lbs/hr. pie}^2$$

$$W_A = 1\ 600 \text{ lbs}$$

$$Y_e = 0.1236 \text{ lbs/lb}$$

$$Y_o = 0.0037 \text{ Lbs/lb}$$

$$\delta B = 40 \text{ lbs/pie}^3$$

$$X_e = 29 \text{ lbs acet/100 lbs carbón}$$

$$X_o = 0 \text{ lbs acet/100 lbs carbón}$$

$$\theta = 2 \text{ hrs}$$

$$L_s = 5520 \text{ lbs}$$

El espesor de una cama no debe exceder de 3 pies, para evitar estratificaciones, por lo que las dimensiones y características de la cama son las siguientes:

Largo -----	9 pies
Ancho -----	6 pies
Espesor -----	3 pies
Area -----	18 pies ²
Volúmen -----	162 pies ³
Peso -----	6480 lbs

d) CÁLCULO DEL CALOR DE DESORCIÓN.

Una forma de calcular el calor desprendido en el fenómeno de adsorción es partir del calor de adsorción diferencial (H) que, por definición, es la cantidad de calor que se libera a temperatura constante cuando una cantidad unitaria de adsorbato, acetona en este caso, es adsorbida sin que exista antes adsorbato en el sólido es decir, cuando la concentración de adsorbato en el sólido es cero.

Se sabe, por la teoría de Langmuir, que el calor de adsorción es proporcional a la superficie del sólido cubierta por el adsorbato; a temperatura constante, por lo tanto:

$$(-\bar{H}) = \varphi(x)$$

Donde:

x = concentración de adsorbato en el sólido

Por lo que el calor total de adsorción H_{ads} es la suma de los calores desprendidos a diferentes concentraciones de adsorbato en el sólido y se puede calcular con la ecuación:

$$H_{ads} = \int_0^x (-\bar{H}) dx \text{----- Ec. (3:9)}$$

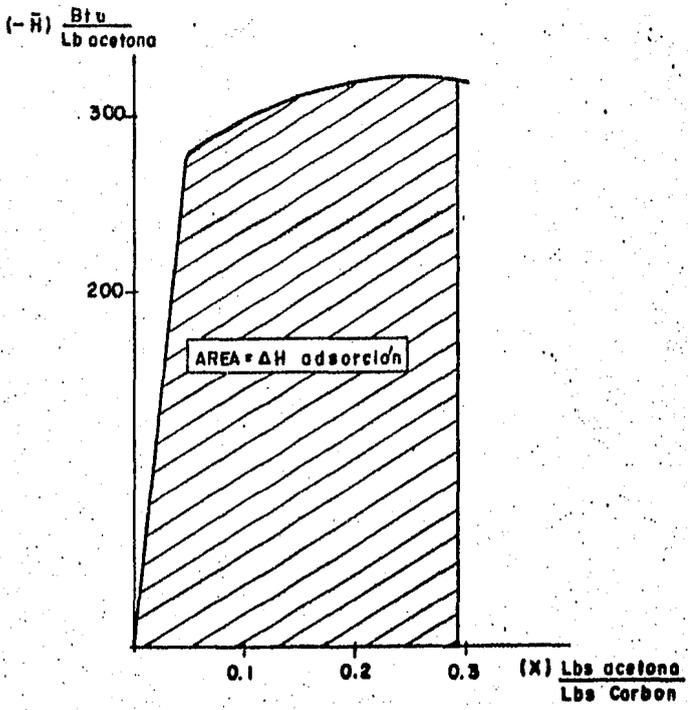
Donde:

H_{ads} = BTU/lbs adsorbato referido al vapor puro

La integral se puede evaluar graficamente, determinando el área bajo la curva de una gráfica de $(-\bar{H})$ Vs. x

En la literatura, Ref. (29), se encuentran los valores de $(-\bar{H})$ para diferentes valores de x , y se grafica en la fig. (7) para adsorción de acetona a 30°C y 1atm de presión.

x	$\frac{\text{lbs Acetona}}{\text{lbs Carbón}}$	$(-\bar{H})$ Btu/lb acetona
0.05	-----	275
0.10	-----	295
0.15	-----	308
0.20	-----	310
0.25	-----	318
0.30	-----	314



TESIS PROFESIONAL	
Fca. Rivas Merino	Ramon Osorio O.
PAC. QUIMICA.	U.N.A.M
Fig. No. 7	1984
CALOR DE ADSORCION	

El valor del área bajo la curva es de 77 BTU/lb carbón, que corresponde al calor ---- integral de adsorción referido a la acetona vapor, pero la corriente se encuentra a ---- 30°C y a 1 atmósfera de presión, condiciones a las cuales la acetona se encuentra en fase líquida. El calor de adsorción referido a la acetona líquida se calcula de la siguiente forma:

$$H = H'_{ad} + \lambda_A = \text{BTU/lb carbón} \dots\dots\dots \text{Ec. (3110)}$$

Donde:

$$\lambda_A = \text{Calor latente de vaporización} = 237 \text{ BTU/lb a } 30^\circ\text{C}$$

$$H'_{ad} = \text{Calor de adsorción referido a la acetona vapor}$$

$$H = \text{Calor de adsorción referido a la acetona líquida}$$

Entonces: $H_{ads} = H_{desorción} = 45816 \text{ BTU}$

e) CALOR TOTAL NECESARIO PARA LA REGENERACION DEL LECHO

En los procesos denominados de oscilación térmica la desorción se lleva a cabo a --- temperaturas más altas que en la etapa de adsorción, efecto con el que se logra la regeneración del lecho, dado que es posible desorber el adsorbato completamente.

Para alcanzar la temperatura requerida para la desorción es necesario considerar factores importantes en el lecho, como son el calor sensible del recipiente y del lecho, necesarios para alcanzar la temperatura; el calor latente de vaporización del adsorbato y si es necesario, el calor sensible del mismo.

Los cálculos correspondientes son:

La cantidad de calor mínima necesaria para cambiar la temperatura del lecho adsorbente es:

$$Q_s = L_s C_{p_s} (t_s^o - T_f^o) \text{-----} \text{Ec. (3:11)}$$

Donde:

$$Q_s = \text{calor} = \text{BTU}$$

$$L_s = \text{masa del lecho} = \text{lb}$$

$$C_{p_s} = \text{capacidad calorífica del lecho} = \text{BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

$$t_s^o = \text{temperatura inicial del lecho} = ^\circ\text{F}$$

$$T_f^o = \text{temperatura de la corriente térmica (vapor)} = ^\circ\text{F}$$

La corriente mínima para la regeneración varía por cada adsorbato-adsorbente.

Para la desorción de acetona-carbón activado, ésta temperatura está comprendida en un rango de 250-380°F, en la literatura, Ref. (22, 23), se encontró que para la desorción efectuada con vapor de agua saturado se recomienda la temperatura de 280°F que corresponde a vapor de 50 psi. Los valores de las variables son los siguientes:

$$L_s = 6480 \text{ lb}$$

$$C_{p_s} = 2.7 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

$$t_s^o = 86 ^\circ\text{F}$$

$$T_f^o = 280 ^\circ\text{F}$$

Sustituyendo valores y efectuando los cálculos

$$Q_s = 3\,394\,224 \text{ BTU}$$

El calor necesario para evaporar la acetona que está adsorbida y que se encuentra muy cerca de su punto de burbuja es el siguiente:

$$Q_A = W_A \lambda_A$$

Entonces:

$$Q_A = (1552 \text{ lb}) (237 \text{ BTU/lb}) = 367\,824 \text{ BTU}$$

Despreciando el calor sensible necesario para elevar la temperatura del recipiente, por su valor bajo con respecto a los demás, así como las pérdidas de calor por radiación. El calor total necesario para la regeneración del lecho es:

$$Q_t = Q_{des} + Q_s + Q_A$$

$$Q_t = 3\,807\,864 \text{ BTU}$$

Calor que será proporcionado por vapor de 50 psi generado en un sistema de aprovechamiento de energía solar.

3:33) CONDENSADOR-SUBENFRIADOR.

Se requiere condensar la corriente proveniente de los adsorbedores, subenfriandola para ser almacenada en un recipiente del que será bombeada posteriormente a la torre de destilación.

El rango de condensación de la mezcla acetona-agua está tomado del diagrama de curva de equilibrio calculado en la sección de destilación; se hace uso de las entalpías -- promedio para cada temperatura ya que el rango de condensación es estrecho.

El intercambiador propuesto para ésta operación es uno de tipo horizontal 1-2, coraza-tubo y tiene las siguientes especificaciones.

CORAZA

I.D = 15 1/4 pulg

Espacio entre
reflectores = 12 pulg

Pasos = 1

TUBOS

Número = 124

D.E. = 3/4 pulg 16 B W G

Pitch = 1 pulg

Pasos = 2

Arreglo : cuadrado

Longitud = 10 pies

A continuación se muestra el cálculo del área de transferencia de calor, basado en el método propuesto por D. Kern, Ref. (20), que, además, servirá como base para los siguientes equipos donde se requiera hacer el mismo cálculo.

La corriente tiene un flujo de 5673 lbs/hr con un 0.105 fracción mol de acetona, el rango de condensación es de 168-140 °F y se tiene agua disponible para el enfriamiento a 65°F.

a) AGUA DE ENFRIAMIENTO REQUERIDA:

El calor total, Q_T , removido en el proceso, es la suma del calor de condensación, Q_C , y el calor de subenfriamiento, Q_S .

El calor de condensación Q_C está dado por:

$$Q_C = W t \lambda = (5673 \text{ lb/hr}) (777.5 \text{ BTU/lb}) = 4410757 \text{ BTU/hr}$$

Para llevar el condensador a una temperatura de 90°F , el calor de subenfriamiento está dado por:

$$Q_S = W t \bar{C}_p \Delta T; \text{ con un } \bar{C}_p = 0.9 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$$

$$Q_S = (5673 \text{ lbs/hr}) (0.9 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}) (140-90) ^\circ\text{F} = 255285 \text{ BTU/hr.}$$

Si al agua de enfriamiento se le permite un incremento máximo de temperatura de 30°F , el agua necesaria es:

$$W_{H_2O} = Q_T / C_p \Delta T = 4\,666\,042 \text{ (BTU/hr)} / 1 \text{ (BTU/lb } ^\circ\text{F)} (95-65) ^\circ\text{F}$$

$$W_{H_2O} = 155\,541 \text{ lbs/hr.}$$

b) CALCULO DEL AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

i) Balance de energía

$$\text{Agua: } Q = (155\,541) (1) (95-65) = 4\,666\,042 \text{ BTU/hr}$$

$$\text{Acetona-Agua: } Q = (5673) (777) + (5673) (0.9) (140-90) = 4\,666\,042 \text{ BTU/hr.}$$

ii) Cálculo de ΔT balanceada

Variación de temperatura durante la condensación

$$\Delta t_{H_2O} = Q_C / C_p W = 4410757 / (1) (155541) = 28.3^\circ\text{F}$$

$$T_c = L.M.T.D. = 73.1 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_s = L.M.T.D. = 45 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T = Q_t / (Q/\Delta t)$$

$$Q/\Delta t = Q_c / T_c + Q_s / T_s = 66011 \text{ BTU/hr } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta t = 4666042/66011 = 70.7 \text{ } ^\circ\text{F}$$

iii) Area de transferencia de calor para la condensación.

Tomando el valor correcto del coeficiente U_D , obtenido a partir de un cálculo iterativo; $U_D = 460 \text{ BTU/hr } ^\circ\text{F pie}^2$

$$A_c = Q_c / U_D \quad T_c = 4410757 / (173.1) (460) = 131 \text{ pies}^2$$

$$A_c = (\text{Número de tubos}) (\text{Longitud}) (\text{Superficie externa/pie})$$

Para tubos 3/4 pulg Superficie/pie = 0.1963 pies²/pie y para una longitud de 10 pies:

$$\text{Número de tubos} = 67$$

iv) Area de transferencia de calor para el subenfriamiento:

Con un valor supuesto de $U_D = 116 \text{ BTU/hr pie}^2\text{ } ^\circ\text{F}$, se tiene:

$$A_s = Q_s / U_D \quad T_s = 255285 / (9116) (45) = 50 \text{ pies}^2$$

$$\text{Número de tubos} = 50 \text{ pies}^2 / (10 \text{ pies}) (0.1963 \text{ pies}^2/\text{pie}) = 25$$

$$\text{Número de tubos totales} = 92$$

$$\% \text{ de tubos inundados} = 25/92 \times 100 = 27\%$$

c) CALCULOS PARA CONDENSACION.

TUBOS: FLUIDO FRIO (AGUA)

$$1) a't = 0.182 \text{ pulg}^2$$

$$at = N_t a't/144 n; \text{ para } n = 2$$

$$at = 0.078 \text{ pies}^2$$

$$2) Gt = W/at = 155541/0.078 = 1994115 \text{ lbs/hr pie}^2$$

$$V = Gt/(3600) (3); P_{H_2O} = 62.2 \text{ lbs/pie}^3$$

$$V = 9 \text{ pies/seg}$$

$$h_i = 1800 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ °F Fig. (25) Ref. (20)}$$

$$h_{io} = (h_i) (I.D./O.D.); I.D. = 0.584 \text{ pulg tabla 10 Ref. (20)}$$

$$O.D. = 0.75 \text{ pulg}$$

$$h_{io} = 1401 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ °F}$$

CORAZA: FLUIDO CALIENTE (VAPOR)

$$1') G'' = W_t / (\text{long}) (Nt)^{2/3} = 5673 / (10) (124)^{2/3} = 23 \text{ lbs/hr pie lin}$$

$$2') \text{ Suponer } \bar{h} = h_o = 905 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ °F}$$

Temperatura Promedio del Condensante;

$$T_v = (168 + 140) / 2 = 154 \text{ °F}$$

$$T_w = T_a + (h_o / h_o + h_{io}) (T_v - t_a); t_a = (95+65)/2 = 80 \text{ °F}$$

$$T_w = 104.6 \text{ } ^\circ\text{F}; T_F = (T_v + T_w) / 2 = 129.3 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Propiedades Físicas Promedio A T_F :

$$\bar{\mu} = 0.46 \text{ cps}$$

$$\bar{k} = 0.25 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/pie}$$

$$S_{gr} = 0.89$$

En la fig. 12.9 Ref. (20) se busca $\bar{h} \cong 910$ que se aproxima al valor supuesto

$$1/UD = 1/h_o + 1/h_i + R_d$$

$$R_d \text{ combinado} = 0.0005$$

$$U_d = 461.5 \cong 460 \text{ supuesto}$$

Area De Transferencia De Calor Para El Subenfriamiento

$$2') h_o = 1800 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F (vapor condensante)}$$

Para la coraza:

$$3') a_s = 1D \times c'B / 144 P_t$$

$$a_s = 15.25 \times 0.25 \times 12/144 \times 1$$

$$a_s = 0.3117 \text{ pies}^2$$

$$4') G_s = W/a_s = 5673/0.3117 = 18\ 200 \text{ lbs/hr pie}^2$$

$$5') a_{t_a} = 80 \text{ } ^\circ\text{F } \mu = 0.74 \text{ cp} \times 2.42 = 1.8 \text{ lbs/pie hr}$$

$$6') De = 0.95/12 = 0.079 \text{ pies Fig. 28 Ref. (20)}$$

$$Re_s = \frac{18200 \times 0.079}{1.8} = 798$$

$$7') J_h = 15 \text{ Fig. 28 Ref. (20)}$$

$$8') \bar{h} \text{ coef} = 0.2 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/ft}^2$$

$$\left(\bar{C}_p \frac{\mu}{k}\right)^{2/3} = \left(\frac{0.9 \times 1.8}{0.2}\right)^{2/3} = 4$$

$$9') h_o = J_h \frac{k}{De} \left(\frac{\bar{C}_p \mu}{k}\right)^{2/3}$$

$$h_o = \frac{(15) \times (0.2) \times (4)}{0.079} = 152 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\frac{1}{UD} = \frac{1}{h_i o} + \frac{1}{h_o} + R_d$$

$$R_d \text{ Combinado} = 0.0015$$

$$\frac{1}{UD} = \frac{1}{1800} + \frac{1}{152} + 0.0015 = 116 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Que se aproxima satisfactoriamente al valor supuesto, por lo tanto el intercambiador propuesto, si cumple con los requisitos de operación.

3:34) TORRE DE DESTILACION

Después de que la acetona se desorbe y condensa, es necesario separar la mezcla ----- acetona-agua, lo que se realiza con una torre de fraccionamiento de platos perforados.

La torre de destilación está constituida también por un condensador de reflujo, un precalentador de la corriente de alimentación, y por un reherbido, el cual tiene como medio de calentamiento vapor generado por el sistema de aprovechamiento de la energía solar. La finalidad del cálculo de la torre de destilación y de sus equipos auxiliares es conocer la cantidad de energía térmica necesaria para su funcionamiento.

La mezcla acetona-agua, se almacena en un tanque a 85 °F y presión atmosférica, de donde se bombea a la torre de destilación haciéndola pasar, previamente, por un precalentador.

El precalentador usa como medio de calentamiento los productos de fondo de la torre de destilación, aprovechándose la energía térmica de rechazo del sistema y aumentando así la eficiencia de operación.

El producto, puede usarse con una pureza de 97% para la manufacturera de la película para "Hot-Stamping" (estampado en caliente), por lo que se parte de esta base para el dimensionamiento de los equipos, además, se sabe que un producto de cola con una concentración de acetona del 3%, es satisfactorio técnica y económicamente* en operaciones industriales de este tipo.

* Información de fuentes directas.

Para el cálculo de la torre de destilación es necesario construir los diagramas de punto de ebullición y de equilibrio de los componentes de la mezcla alimentada. Para una mezcla agua-acetona, donde las polaridades de cada uno intervienen sensiblemente en el rango de ebullición de la mezcla, es necesario el empleo del concepto de fugacidad y coeficientes de fugacidad dando, con esto, más veracidad a los resultados. La construcción de los diagramas se presenta al final de apartado.

a) BALANCE DE MATERIA EN LA TORRE

$$\text{Balance total : } F = D + W \text{ ----- Ec. (3:12)}$$

$$\text{Para acetona : } (F) (X_A^F) = (D) (X_A^D) + (X_A^W) \text{ ----- Ec. (3:13)}$$

$$\text{Para agua : } (F) (X_B^F) = (D) (X_B^D) + (X_B^W) \text{ ----- Ec. (3:14)}$$

Ver. Fig. (8)

Donde:

$$F = 256.6 \text{ mol/hr de alimentación}$$

$$X_A^D = 97\% \text{ de acetona (destilado)}$$

$$X_A^W = 3\% \text{ de acetona (fondo)}$$

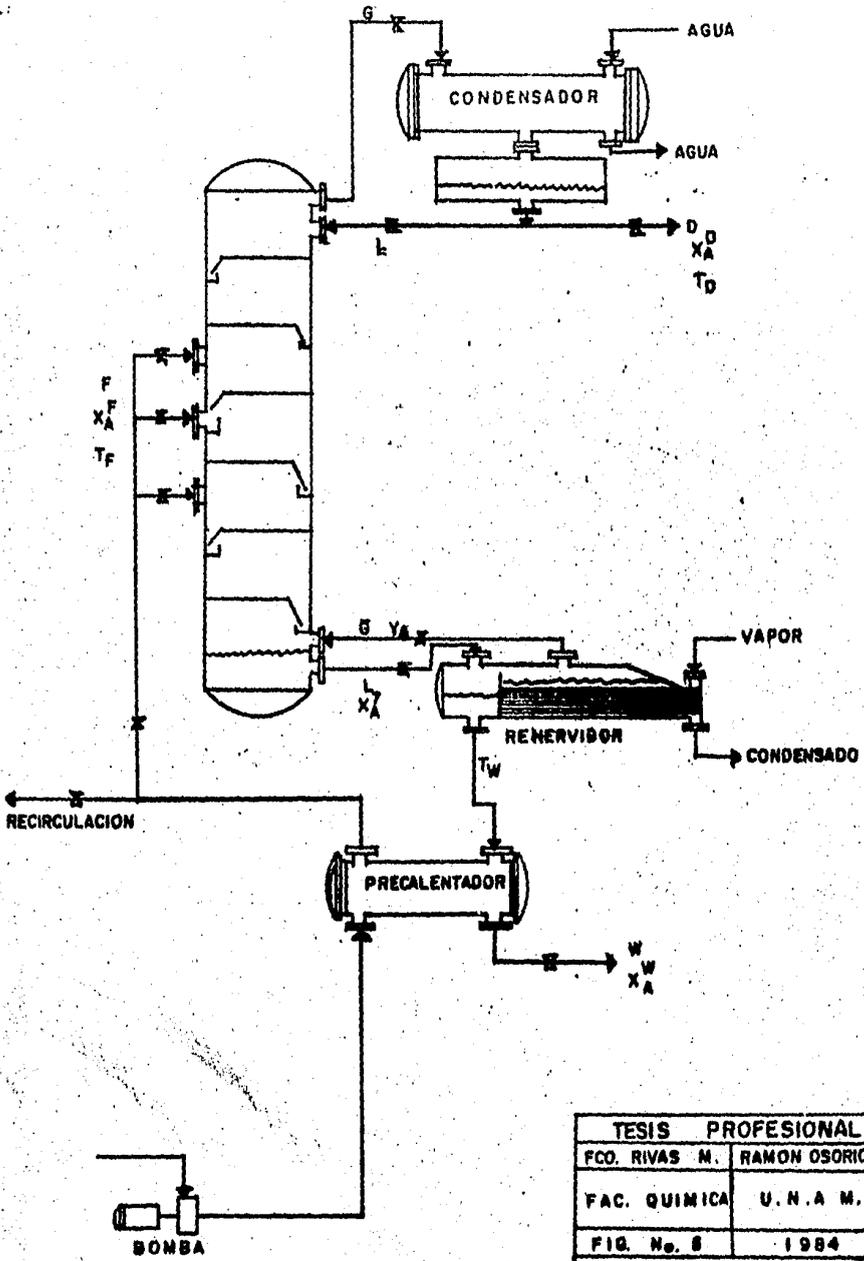
$$X_A^F = 10.5\% \text{ de acetona (alimentación)}$$

Todos los porcentajes son % en mol

Calculando W y D con las ecuaciones (3:12) y (3:14) se obtiene:

$$W = 236.1 \text{ mol/hr}$$

$$D = 20.5 \text{ mol/hr}$$



TESIS PROFESIONAL	
FCO. RIVAS M.	RAMON OSORIO G.
FAC. QUINICA	U.N.A.M.
FIG. No. 8	1984
TORRE DE DESTILACION	

b) NUMERO DE PLATOS TEORICOS

La corriente de alimentación se calienta, antes de entrar a la torre, hasta alcanzar una temperatura próxima a su punto de burbuja. Las condiciones de operación en la torre son las siguientes:

ALIMENTACION:

$$F = 256.6 \text{ mol/hr}$$

$$X_A^F = 0.105 \text{ mol}$$

$$\overline{PM} = 22.2 \text{ lb/lb mol}$$

$$T_F = 110^\circ\text{F}$$

FONDOS

$$W = 236.1 \text{ mol/hr}$$

$$X_A^W = 0.03 \text{ mol}$$

$$\overline{PM} = 19.2 \text{ lb/lb mol}$$

$$T_w = 195^\circ\text{F} \text{ (Correspondiente al punto de burbuja)}$$

DESTILADO

$$D = 20.5 \text{ mol/hr}$$

$$X_A^D = 0.97 \text{ mol}$$

$$\overline{PM} = 56.8 \text{ lb/lb mol}$$

$$T_D = 124^\circ\text{F} \text{ (Temperatura de saturación de la mezcla)}$$

1) CALCULO DE LA LINEA q

Para una corriente de alimentación la pendiente de la línea "q" está dada por:

$$q = \frac{\text{Calor necesario para convertir el líquido a vapor saturado}}{\text{Calor de vaporización del líquido}}$$

$$= \frac{H_v}{\lambda_v} \quad \text{Ec. (3:15)}$$

Donde:

H_v : Entalpía del vapor saturado a una temperatura, referida al estado líquido a otra temperatura en BTU/lb mol

λ_v : Calor latente de vaporización BTU/lb mol

λ_v : $H_v - H_f$

H_f : Entalpía de la alimentación en el punto de burbuja, referida a la temperatura de alimentación.

DATOS:

Para una corriente con un 10.5% mol de acetona, del diagrama del punto de ebullición:

Temperatura de burbuja = 140°F

Temperatura de rocío = 167°F

Calores latentes de vaporización a 167°F

Acetona: $\lambda_v^A = 176 \text{ BTU/lb}$

Agua: $\lambda_v^B = 1134 \text{ BTU/lb}$

$\bar{C}_{P(F)} = 0.87 \text{ BTU/lb } ^\circ\text{F}$

La entalpía de la corriente de alimentación (H_f) en el punto de burbuja (140 °F), referida a la temperatura de alimentación (110°F), es:

$$H_f = (\bar{C}_p) (\bar{P}\bar{M}) \Delta t = 584 \text{ BTU/lb mol} \text{ ----- Ec. (3:16)}$$

La entalpía del vapor saturado a la temperatura de rocío (167°F), referida a la temperatura de alimentación (110°F), por unidad de masa es:

$$H_v = \left[(X_A^F) (PM_A) C_{PA} \Delta T + \lambda_A \right] + \left[(1-X_A^F) (PM_B) C_{PB} \Delta T + \lambda_B \right] \text{ ----- Ec. (3:17)}$$

$$\Delta T = (167 - 110) \text{ °F} = 57 \text{ °F}$$

Sustituyendo valores y realizando operaciones:

$$H_v = 20\,450 \text{ BTU/lb mol.}$$

Sustituyendo valores en la ecuación ----- (3:15)

$$q = \frac{H_v}{H_v - H_f} = \frac{20\,450}{20\,450 - 584} = 1.030$$

Recordando que una torre de destilación con dos secciones, rectificación y agotamiento, sus líneas de operación se intersectan en la línea "q" y que ésta línea está representada por la ecuación:

$$y = \frac{q}{q-1} X - \frac{Z_F}{q-1} \text{ ----- Ec. (3:18) Ref. (27)}$$

Donde:

$q/q-1$ = Pendiente de la línea

y = Fracción mol acetona (vapor)

x = Fracción mol acetona (líquido)

Z_F = Fracción mol acetona (alimentación)

La pendiente "m" de la línea es:

$$m = q/q - 1 = 1.03/1.03 - 1 = 34.17$$

Con un valor de reflujo recomendado de 1.5 veces al mínimo, es posible conocer la ordenada al origen de la línea de rectificación, que intercepta con la línea de agotamiento en la línea "q", haciendo posible el cálculo gráfico del número de platos teóricos, mostrado en la figura (8).

La línea de reflujo mínimo tiene como origen la línea de 45° para $X_A = 0.97$ y pasa por el cruce entre la línea "q" y la curva de equilibrio e intercepta a la ordenada en: $X_A^D / (R_m + 1)$, Ref. (27), donde R_m es el reflujo mínimo de la gráfica, por lo que:

$$X_A^D / (R_m + 1) = 0.37$$

si

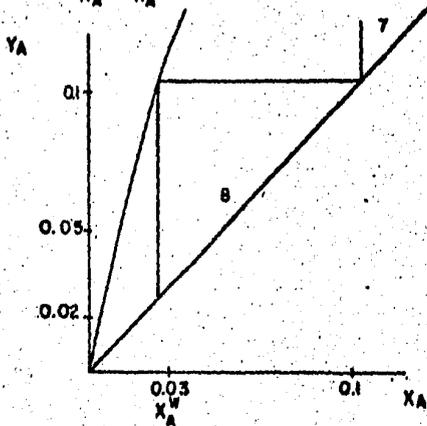
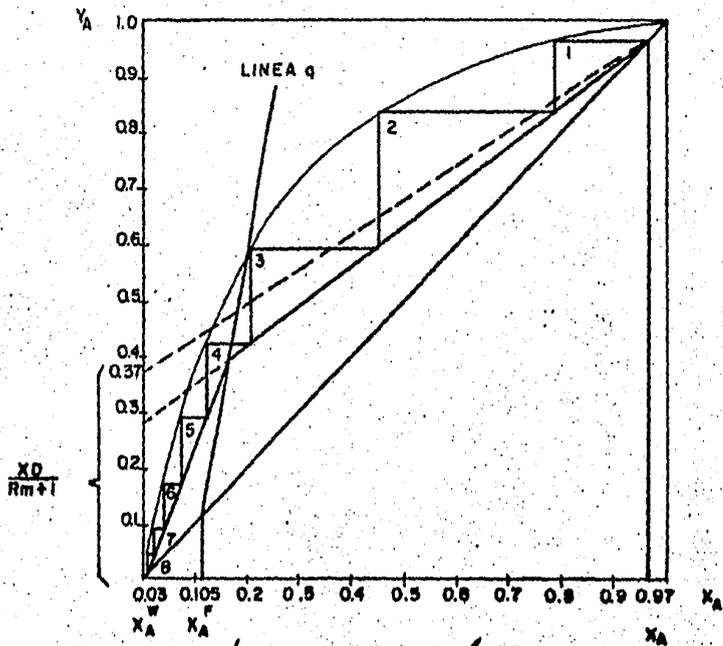
$$X_A^D = 0.97 \text{ entonces:}$$

$$R_m = \frac{X_A^D}{0.37} - 1 = 1.62$$

$$\text{REFLUJO} = R = (1.5) (1.62) = 2.43 \text{ mol reflujo/mol destilado}$$

Con este valor de reflujo ya se puede calcular la ordenada al origen de la línea de rectificación y trazarla con la línea de agotamiento.

$$\frac{X_A^D}{R + 1} = \frac{0.97}{2.43 + 1} = 0.282$$



TESIS PROFESIONAL	
FCO. Rivas Merino	Ramon Osorio Q
FAC. QUIMICA	U. N. A. M
Fig. N° 3	1984
No. PLATOS TEORICOS .	

En la figura (9) se muestra la gráfica y el cálculo del número de platos teóricos.

$$\text{No. platos teóricos} = 8$$

c) BALANCES PARCIALES DE MATERIALES

Sección de rectificación:

$$R = L/D; \quad L = (R) (D)$$

Sustituyendo:

$$L = (2.43) (20.5) = 49.8 \text{ lb mol/hr}$$

$$G = L + D$$

$$G = 49.8 \text{ lb mol/hr} + 20.5 \text{ lb mol/hr} = 70.3 \text{ lb mol/hr}$$

Sección de agotamiento:

Haciendo un balance térmico total a la torre

$$(\bar{L} - L) H_L = (\bar{G} - G) H_G + F H_F \text{ ----- Ec. (3:19)}$$

y un balance de materiales

$$F + L + \bar{G} = G + L \text{ ----- Ec. (3:20)}$$

Combinando Ecs. (3:19) y (3:20) y despejando $(\bar{L} - L)$, se tiene:

$$(\bar{L} - L) = \frac{H_G - H_F}{H_G - H_L} F$$

Donde:

$$H_G - H_F / H_G - H_L = q$$

Entonces:

$$\bar{L} = q F + I \text{ sustituyendo valores y efectuando la operación}$$

$$\bar{L} = 314 \text{ mol/hr}$$

Combinando las ecuaciones (3:19) y (3:20) y despejando (\bar{G})

$$\bar{G} = F (q - 1) + G \text{ sustituyendo valores y efectuando operaciones:}$$

$$\bar{G} = 78 \text{ mol/hr}$$

La concentración de acetona a la entrada al rehervidor es la siguiente:

$$\bar{L} X_A^7 = \bar{G} Y_A^8 + W X_A^W$$

De la curva de equilibrio, para $X_A^W = 0.03$, corresponde una concentración de acetona en el vapor de $X_A^8 = 0.125$.

Por lo que,

$$X_A^7 = (\bar{G} Y_A^8 + W X_A^W) / \bar{L}$$

Sustituyendo valores y realizando la operación

$$X_A^7 = 0.05 \text{ mol}$$

d) CONSTRUCCION DE DIAGRAMAS

Para una mezcla acetona-agua, donde la polaridad de cada componente interviene sensiblemente en el rango de ebullición, es necesario usar las fugacidades y los coeficientes de fugacidad en los cálculos para la construcción del diagrama de equilibrio y del de punto de ebullición.

Tenemos que:

$$f_i = P_i^0 X_i \gamma_i \quad \Sigma f_i = P_t$$

Donde:

P_t = Presión total en mm de Hg

f_i = Fugacidad del componente i

X_i = Fracción mol del i-ésimo componente en el líquido

γ_i = Coeficiente de fugacidad del i-ésimo componente

P_i^0 = Presión parcial en mm de Hg del i-ésimo componente

Para una mezcla de dos componentes:

$$P_t = P_A^0 X_A \gamma_A + P_B^0 \gamma_B (1 - X_A) \quad \text{Ec. (3:21)}$$

Sea γ_{AB} la fugacidad relativa de un componente respecto a otro definida como:

$$\gamma_{AB} = \frac{P_A^0}{P_B^0} = \frac{Y_A X_B}{Y_B X_A} = \frac{Y_A (1 - X_A)}{X_A (1 - Y_A)} \quad \text{Ec. (3:22)}$$

De donde:

$$Y_A = \frac{(AB)(X_A)}{1 + X_A(\overline{P}_{AB} - 1)} \quad \text{Ec. (3:22 A)}$$

La ecuación de Van-Laar, para cualquier pareja de compuestos mezclados, es:

$$\log \gamma_A = \frac{\overline{A}_{AB}}{1 + (\overline{A}_{AB})(X_A)^2} \quad \text{y} \quad \log \gamma_B = \frac{\overline{A}_{BA}}{1 + (\overline{A}_{BA})(X_B)^2} \\ \frac{(\overline{A}_{BA})(X_B)}{(\overline{A}_{AB})(X_A)} \quad \text{Ec. (3:23 A) y (3:23 B)}$$

Haciendo uso de las ecuaciones (3:23) y dando valores a X se calculan los coeficientes de fugacidad para ambos componentes. Los resultados están tabulados en la tabla (1).

Para el sistema acetona-agua las constantes de Van-Lar son:

$$\bar{A}_{AB} = 0.9972 \text{ y } \bar{A}_{BA} = 0.6105 \text{ Ref. (28)}$$

Con estos valores y con la ecuación (3:21), usando un método iterativo donde se supone una temperatura para la cual la suma de los productos de la presión de vapor, coeficientes de fugacidad y la fracción mol, coincide con la presión total del sistema. Una vez obtenido este valor correcto de temperatura, se calcula la volatilidad relativa a esta temperatura, y con ecuación (3:22 A), se obtiene el valor de la fracción mol de acetona en la fase vapor.

De este modo se obtiene la tabla (2), con la cual se grafican los diagramas de equilibrio y de punto de ebullición de la mezcla. fig.(10).

T A B L A 1

Fracción mol de
acetona en el
líquido

A

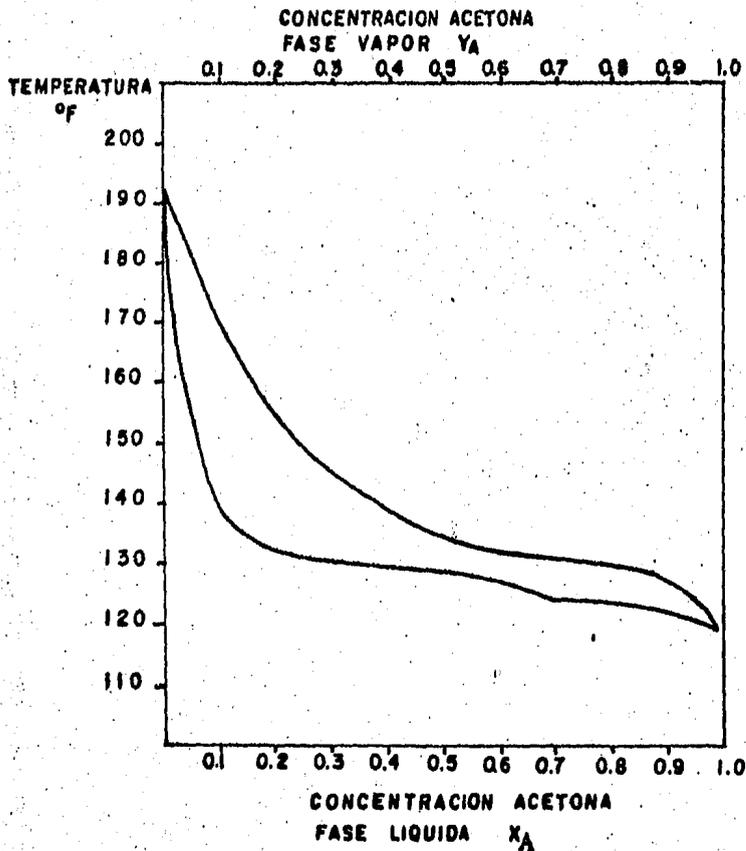
B

XA

0.005	9.75	1.00
0.025	8.29	1.00
0.05	7.0	1.0
0.10	5.18	1.03
0.20	3.18	1.12
0.30	2.21	1.26
0.40	1.69	1.46
0.50	1.39	1.71
0.60	1.21	2.03
0.70	1.10	3.04
0.80	1.04	3.38
0.90	1.00	3.43
0.990	1.00	4.00
1.00	-	4.07

T A B L A 2

Xa	a	b	T (°F)	P _a ^o	P _b ^o	P _T	ab	Ya
.005	9.75	1.00	190.6	2016.69	489.23	585.1	4.12	.02
.025	8.29	1.00	169.4	1417.75	298.71	584.7	4.74	.10
.05	7.0	1.00	153.5	1100.58	209.6	584.3	3.25	.21
.10	5.18	1.03	140.	863.40	149.4	583.9	5.78	.39
.20	3.18	1.12	132.3	748.03	122.41	585.4	6.11	.60
.30	2.21	1.26	130.8	726.97	117.42	585.5	6.19	.72
.40	1.69	1.46	130.0	715.94	114.90	585.7	6.23	.80
.50	1.39	1.71	129.1	403.68	112.20	585.	6.27	.86
.60	1.21	2.03	127.7	684.94	108.05	585.	6.33	.90
.70	1.10	3.04	124.5	643.59	99.05	585.9	6.49	.94
.80	1.04	3.38	123.1	626.14	95.32	585.3	6.56	.96
.90	1.00	3.43	122.15	614.51	92.86	585.	6.61	.98
.99	1.00	4.00	119.8	586.48	87.0	584.2	6.74	.99
1.0	-	4.07	-	-	-	-	-	-



TESIS PROFESIONAL	
Fco. Rivas M.	Ramon Osorio O.
FAC. QUINICA	U.N.A.M
Fig. No. 10	1984
DIAG. PUNTO DE EBULLICION	

Se trata de condensar la corriente de vapor que sale de la torre de destilación con una concentración del 97% de acetona y que entre a un condensador a su temperatura de rocío (vapor saturado), para lo que se usará un condensador horizontal enfriado con agua.

a) BALANCE DE ENERGIA

Debido a la concentración de la corriente G (97% acetona), las propiedades físicas se tomarán iguales a las de la acetona.

$$Q = G \lambda_A$$

$$G = 70.3 \text{ lb mol/hr} \cdot 58 \text{ lb/lb mol} = 4077 \text{ lbs/hr}$$

$$\text{Temperatura de saturación de G: } T_s = 121 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\lambda_A \text{ a } 121 \text{ } ^\circ\text{F}$$

por lo tanto:

$$Q = 652\,320 \text{ BTU/hr}$$

El agua requerida para la condensación, con un incremento máximo de temperatura permisible de 30°F es:

$$W_{\text{H}_2\text{O}} = Q / C_p \Delta t = 21\,744 \text{ lbs/hr}$$

b) CALCULO DEL AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La secuencia de cálculo, previamente presentada, sigue el método de D. Kern.

A continuación se presentan los resultados, resumiendo la secuencia de cálculo, para fines de simplicidad y por mostrarse en un capítulo anterior la secuencia detallada - de estos.

El intercambiador propuesto tiene las siguientes características:

CORAZA (VAPOR)

I D = 12 pulg

Pasos = 1

Espacio entre deflectores = 24 pulg

TUBOS (AGUA)

Número = 86

Longitud = 6 pies

D.E. = 3/4 pulg 14 BWG

Arreglo : triangular

Pasos = 4

Pitch 5/16 pulg

Area de transferencia de calor requerida = 98 pies²

Coficiente total de transferencia de calor, calculado Ud= 170 BTU/hr 2F pie²

Por la baja concentración de acetona en la corriente de fondos, esta se considera -- como un líquido sustancialmente puro con un punto de ebullición constante, además -- la temperatura de la corriente de entrada al rehervidor es muy aproximada a su temperatura de burbuja, por lo que no es necesario el precalentamiento.

Para este servicio se propone un caldereta de marmita, la cual es esencialmente un intercambiador 1-2, con rebozadero en la coraza, el cual asegura un nivel de líquido constante sobre los tubos protegiendolos de un sobrecalentamiento.

a) BALANCE ENERGIA

La corriente \bar{L} que entra al rehervidor con una concentración de acetona de 0.05 --- mol tiene una temperatura de saturación de 154 °F (del diagrama de punto de ebu--- llición). La cantidad de calor requerida para la evaporación es:

$$Q = (\bar{G}) (\overline{PM}) (\bar{\lambda})$$

de donde:

$\bar{\lambda}$ = calor latente de vaporización de la mezcla promedio

y está dado por:

$$\bar{\lambda} = \lambda_A X_A + \lambda_B X_B = 885 \text{ BTU/lb}$$

Y el $\overline{PM} = 20 \text{ lbs/lb mol}$

$$Q = 1\ 380\ 660 \text{ BTU/hr}$$

Vapor necesario para el calentamiento:

Empleando vapor de las mismas características que el usado para los adsorbedores,

i.e., vapor de 50 psi, para el cual $v = 924$ BTU/lb, entonces:

$$Q = W_s \lambda_v; W_s = \text{lbs/hr de vapor}$$

$$W_s = \frac{Q}{\lambda_v} = \frac{1\,380\,600 \text{ BTU/hr}}{924 \text{ BTU/lb}}$$

$$W_s = 1494 \text{ lbs/hr}$$

c) CALCULO DEL AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Seguendo el método de Kern para el cálculo del área de transferencia:

1) Balance de Calor

$$\text{Agua-acetona } Q = (\dot{G}) (\overline{PM}) (\overline{\lambda}) = (78) (20) (885) = 380\,600 \text{ BTU/hr}$$

$$\text{Vapor } Q = W_s \lambda_v = (1494) (924) = 1\,380\,600 \text{ BTU/hr}$$

2) Para ebullición isotérmica.

$$\Delta T = L M T D = 154 \text{ } ^\circ\text{F}$$

3) Area de transferencia

Se muestra el cálculo para el valor supuesto correspondiente al U_D correcto.

$$U_D = 80 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$A = Q / U_D \Delta T = 1\,380\,600 / (80) (154)$$

$$A = 112 \text{ pies}^2$$

No. tubos = Area/ (longitud) (Sup/pie tubo)

Para tubos de 3/4" Sup/pie = 0.1963 pie²/pie

Con una longitud propuesta de 6 pies:

No. tubos = 112 / (0.1963) (6) = 96 tubos

El intercambiador propuesto para este servicio es el siguiente:

CORAZA (AGUA-ACETONA)

ID = 12"

Pasos: 1

Espacio entre
deflectores: 12" pulg

TUBOS (VAPOR)

Número : 105

Longitud : 6 pies

DE = 3/4", 14 B W G

Arreglo: triangular

Pasos : 1

Pitch : 5/16"

3:37) PRECALENTADOR

El cálculo del intercambiador empleado en el precalentamiento de la corriente de alimentación a la torre de destilación está basado en el método de D. Kern, por lo que a continuación se presentan los resultados obtenidos en un cálculo previamente efectuado.

De un tanque de almacenamiento a 85°F se bombea la mezcla acetona-agua a través de un intercambiador que deberá incrementar su temperatura a 110°F, para así entrar a la torre de destilación; el medio de calentamiento es el producto de fondo de la torre, agua al 97% a una temperatura de 195 °F.

1) Balance de energía.

$$\text{Fondos } Q = (236.1) (18.8) (1) (195-167) = 124896 \text{ BTU/hr}$$

$$\text{Alimentación } Q = (256.6) (22.2) (0.877) (110-85) = 124896 \text{ BTU/hr}$$

2) Cálculo de Δt .

$$L M T D = 83.7 \text{ °F}$$

$$R = 1.1 \text{ y } S = 0.23; \text{ de la Fig. 18 Ref. (20) } F_T = 0.97$$

$$\Delta t = (83.7) (0.97) = 81 \text{ °F}$$

Para un valor de $U_D = 6 \frac{1}{2} \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ °F}$

El área de transferencia de calor $A = 24 \text{ pies}^2$

El intercambiador propuesto es el siguiente:

CORAZA (FLUIDO FRIO)

I D = 8 pulg

Espacio entre deflectores: 10 pulg

Pasos = 1.

TUBOS (FLUIDO CALIENTE)

Número = 36

Longitud = 4 pies

D.E. = 3/4 pulg 14 B W G

Arreglo : triangular

Pasos = 1

Pitch = 15/10 pulg

3.4) CALCULO DE LA DEMANDA TERMICA.

En la sección anterior se realizó el cálculo y dimensionamiento de los equipos empleados en el sistema de recuperación de solventes, con la finalidad de conocer, en detalle, los requerimientos térmicos reales del proceso. Ahora se presentan resumidos los resultados que servirán para calcular los equipos que conformarán el sistema de aprovechamiento de la energía solar que suministrará la energía térmica requerida (carga térmica) por el sistema de recuperación de solventes.

La planta de recuperación de solventes funciona cinco días a la semana un solo turno durante el día (por requerimientos de operación de la planta principal), por lo que la demanda de energía térmica se lleva a cabo durante el día.

Como se explicó, el funcionamiento del sistema de recuperación de solventes es cíclico, por el modo de operación, por lo que la demanda de vapor se efectúa en tiempos iguales al tiempo de regeneración de las camas de adsorción, no siendo así, la demanda térmica del rehervidor de la torre que es constante durante un intervalo determinado.

El proceso de fabricación de las películas para "Hot-Stamping", únicamente evapora solventes durante el día en un período comprendido de las 8:00 a las 18:00 horas, durante el cual se efectuará la recuperación del solvente, facilitando esto el funcionamiento del sistema de aprovechamiento de la energía solar para el suministro de la carga térmica.

A continuación se muestra una tabla que resume el funcionamiento de los equipos y su demanda térmica durante el día considerando 2 horas de adsorción por 1 de -----

regeneración y 1 de enfriamiento por adsorbedor y, el tiempo de operación de la torre de destilación requerido para procesar toda la acetona adsorbida durante el día.

Este cálculo se muestra a continuación:

Si en un ciclo (2 horas) se adsorben 1552 lbs, al día* se tiene:

$$W_A \text{ total} = \frac{1552 \text{ lbs}}{2 \text{ hr}} \times 10 \text{ hr} = 7760 \text{ lbs}$$

Se alimentan a la torre de destilación

$$F = 256.6 \text{ lb mol/hr con } X_A = 0.105 \text{ mol acetona}$$

$$F_A = 1562.8 \text{ lbs de acetona/hr}$$

Por lo tanto:

El tiempo total requerido para destilar la acetona durante el día es:

$$\theta = 7760 \text{ lbs}/1562 \text{ lbs/hr} = 5 \text{ horas}$$

El calor total requerido para la regeneración de los adsorbedores es:

$$Q = 3\,807\,864 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \times 5 \text{ hrs} = 19\,039\,320 \text{ BTU}$$

Que es suministrado como vapor saturado de 50 psi

El calor total requerido para el rehedidor en un período de 5 horas a partir de las 13:00 hrs, es:

$$Q = 1\,380\,600 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \times 5 \text{ hrs} = 6\,903\,000 \text{ BTU}$$

La demanda de energía térmica durante el día se encuentra resumida en la tabla (3).

* Ver sección adsorbedores.

T A B L A 3

HORA	EQUIPO	OPERACION	BTU/hr
8 - 9	ADSORBEDOR 1	ADSORBE	-
9 - 10	ADSORBEDOR 1	ADSORBE	-
10 - 11	ADSORBEDOR 1	REGENERA	3 807 864
	ADSORBEDOR 2	ADSORBE	-
11 - 12	ADSORBEDOR 2	ADSORBE	-
	ADSORBEDOR 1	ADSORBE	-
12 - 13	ADSORBEDOR 2	REGENERA	3 807 864
	ADSORBEDOR 1	ADSORBE	-
13 - 14	TORRE	DESTILA	1 380 600
	ADSORBEDOR 2	ADSORBE	-
14 - 15	ADSORBEDOR 1	REGENERA	3 807 864
	TORRE	DESTILA	1 380 600
	ADSORBEDOR 2	ADSORBE	-
15 - 16	TORRE	DESTILA	1 380 600
	ADSORBEDOR 2	REGENERA	3 807 864
16 - 17	ADSORBEDOR 1	ADSORBE	-
	TORRE	DESTILA	1 380 600
	ADSORBEDOR 1	ADSORBE	-
17 - 18	TORRE	DESTILA	1 380 600
18 - 19	ADSORBEDOR 1	REGENERA	3 807 864
T O T A L -			26 M BTU/día

IV ADAPTACION AL PROCESO

4:1) METODO DE CALCULO DEL AREA DE COLECTORES.

El cálculo del área de colectores se realizó de acuerdo al método de Duffie y Beckman.

- DESCRIPCION.

El funcionamiento de un colector solar se puede describir por medio de un balance de energía que indique la distribución entre la energía solar incidente, la energía útil ganada y las pérdidas. El balance de energía en el colector completo puede describirse como:

$$Ac \{ [HR (\tau \alpha)_b] + [HR, (\tau \alpha)_d] \} = Q_u + Q_l + Q_s \text{ ----- Ec. (4.1)}$$

donde:

H : Radiación incidente, directa o difusa en una unidad de área, en cualquier orientación.

R : Factor de conversión de radiación directa o difusa al equivalente en el plano de colector.

$(\tau \alpha)$: Producto de la transmitancia por la absorbencia del sistema convertidor para radiación directa o difusa.

A_c : Area de colección

Q_u : Calor transferido útil para trabajar en el fluido del intercambiador solar.

Q_l : Es el flujo de energía del colector a los alrededores por radiación, convección y por conducción a través de los soportes, de la placa absorbadora, etc. Las pérdidas debidas a reflexión de las cubiertas están incluidas en el término anterior $(\tau \alpha)$.

Q_s : La cantidad de energía almacenada en el colector.

Un parámetro para determinar el funcionamiento del colector es la eficiencia de colección definida como la relación de la ganancia útil en cualquier período de tiempo sobre la energía solar incidente en el mismo intervalo, esto es:

$$\eta = \frac{\int Q_u}{A_c} dT \div \int HR dT \text{----- Ec. (4.2)}$$

4.1.1. Características generales de los colectores solares planos:

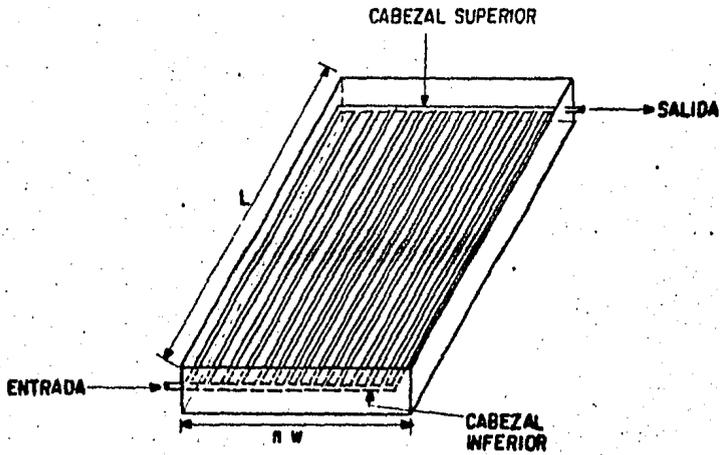
El análisis detallado de un colector solar es un problema muy complicado. Afortunadamente un análisis relativamente simple arrojará resultados muy útiles que mostrarán las variables importantes, como están relacionadas y como afectan al funcionamiento de un colector solar. Para ilustrar estos principios básicos se examinará primero una configuración simple como la mostrada en la figura (11)

El análisis que se presenta sigue los principios básicos de Hottel y Whillier (1958), Bliss (1959), Whillier (1953, 1967).

Para entender completamente el procedimiento que se presentará, es deseable entender los gradientes de temperatura que existen en un colector solar construido como se muestra en la figura (11)

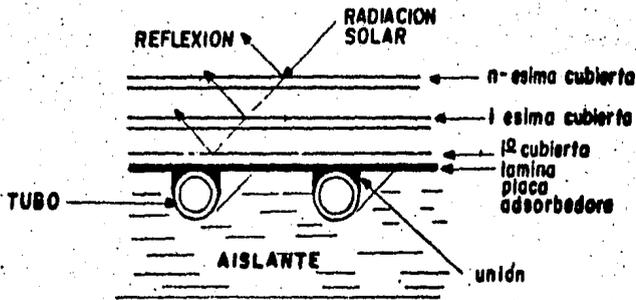
La figura(12 a) muestra la región entre dos tubos. Parte de la energía solar absorbida por la placa debe conducirse a través de ésta, hasta la región de los tubos. Así la temperatura en la mitad de la distancia entre los tubos será mayor que la temperatura en las regiones más cercanas a estos. La temperatura sobre los tubos será prácticamente uniforme debido a la unión soldada entre los tubos y la placa.

La energía transferida a el fluido lo calienta causando un gradiente de temperatura en la dirección del flujo. Sin embargo en cualquier región del colector, el nivel general de temperatura depende del nivel de temperatura del fluido en esa región,



(a)

COLECTOR SOLAR DE LAMINA Y TUBO



(b)

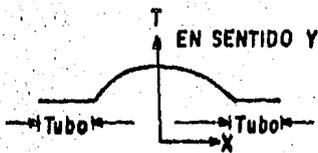
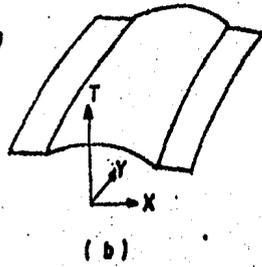
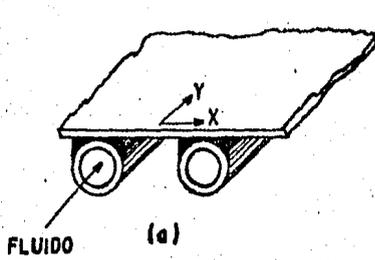
REGION ENTRE DOS TUBOS

TESIS PROFESIONAL	
Fco. Rivas M.	Ramón Osorio O.
FAC. QUIMICA	U.N.A.M
Fig No. 11	1984
COLECTOR SOLAR	

por lo que se puede esperar una situación semejante a la mostrada en la figura ---- (12b) en cualquier punto "Y", la distribución general de temperaturas en la dirección "X" se muestra en la figura (12c), y en cualquier posición "X", la distribución de temperaturas en la dirección "Y" se observará como en la figura (12d)

Para obtener un modelo que se apegue a la situación mostrada en la figura 12 se pueden hacer una serie de simplificaciones para basar los fundamentos sin alterar --- la situación real física. Estas suposiciones son:

- 1.- La operación se efectúa en estado estacionario.
- 2.- La construcción del colector es de tipo tubo y lámina.
- 3.- Los cabezales cubren un área pequeña del colector que puede ser despreciable.
- 4.- Los cabezales proveen de flujo uniforme a los tubos.
- 5.- No hay absorción de energía solar en las cubiertas, tal que afecte las pérdidas del colector.
- 6.- Hay un flujo de calor unidimensional a través de las cubiertas.
- 7.- Hay una caída de temperatura despreciable en las cubiertas.
- 8.- Hay un flujo de calor unidimensional a través de la base aislada.
- 9.- El medio ambiente puede considerarse como un cuerpo negro para radiaciones de longitudes de onda grandes equivalentes a la temperatura del -- cielo.
- 10.- Los gradientes de temperatura alrededor de los tubos se pueden despreciar.
- 11.- Los gradientes de temperatura en la dirección del flujo y entre los tubos pueden tratarse de manera independiente.
- 12.- Las propiedades son independientes de la temperatura.
- 13.- Las pérdidas en el frente y en la parte posterior del colector son a la misma temperatura ambiente.



(c)



(d)

TESIS PROFESIONAL	
Romón Osorio O.	Fco. Rivas Merino
FAC. QUIMICA	U. N. A. M
Fig. N.º 12	1984
DISTRIBUCION DE TEMPERATURA	

14.- El polvo y la mugre en el colector son despreciables.

15.- El sombreado en la placa de absorción del colector es despreciable.

Más adelante muchos de los puntos anteriores se estudiarán en base a su efecto.

4.1.2. Coeficiente total de transferencia de calor del colector.

Consideramos el trabajo térmico neto para el sistema de tres cubiertas mostrado en la figura (13 a) En algún punto típico, localizado en la placa, donde la temperatura es T_p se absorbe una cantidad S de energía solar; donde:

$$S = HR (\tau \alpha) \text{ directa} + HR (\tau \alpha) \text{ difusa} \text{ ----- Ec. (4.3)}$$

Esta energía absorbida se distribuye en pérdidas a través de la cubierta superior, -- pérdida por la cubierta inferior, pérdida en los lados y la energía útil ganada.

El propósito de esta sección es convertir el trabajo térmico neto de la figura (13 a)--- en trabajo térmico neto de la figura (13 b)

Las pérdidas a través de la parte inferior del colector están representadas por dos resistencias en serie, R_1 y R_2 . R_1 representa la resistencia al flujo de calor en -- el aislante y R_2 representa la resistencia de la convección y radiación del medio -- ambiente. Las magnitudes de R_1 y R_2 son tales que es posible que R_2 es cero y -- toda la resistencia al flujo de calor se debe al aislante. Así, el coeficiente de ---- pérdidas en la parte posterior del colector, U_b , es aproximadamente*:

$$U_b = \frac{1}{R_1} = \frac{k}{L} \text{ ----- Ec. (4.4)}$$

Donde k y L son la conductividad térmica del aislante y el espesor, respectivamen- te.

* Las pérdidas en la parte posterior no son, realmente a la misma temperatura que en la parte superior.

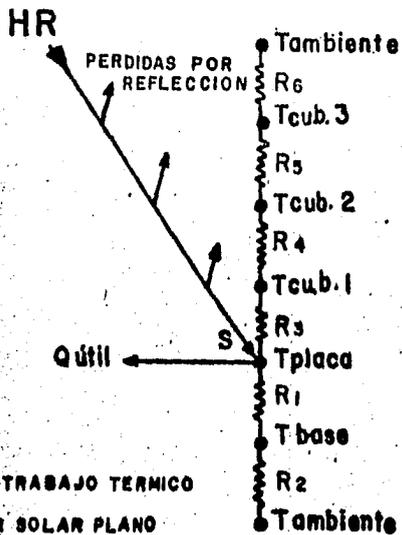


FIGURA (13a) RED DE TRABAJO TERMICO
PARA UN COLECTOR SOLAR PLANO

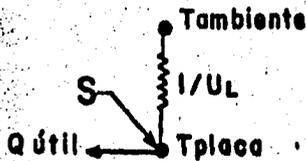


FIGURA (13 b) RED DE TRABAJO
TERMICO EQUIVALENTE PARA
UN COLECTOR SOLAR

TESIS PROFESIONAL	
E. RAMON OSORIO	FCO. RIVAS M.
FAC. QUIMICA	U. N. A. M.
FIG. No. 13	1964
RED DE TRABAJO TERMICO NETO	

Para la mayoría de los colectores, la evaluación de las pérdidas laterales es muy complicada; sin embargo en un sistema bien diseñado las pérdidas laterales son tan pequeñas que no es necesario predecirlas con gran exactitud. Tabor (1958) recomienda que el aislante lateral sea de igual espesor que el aislante de la base. Las pérdidas laterales se estiman entonces suponiendo un flujo de calor lateral unidimensional, alrededor del perímetro del sistema colector.

El coeficiente de pérdidas para la superficie superior es el resultado de la convección y la radiación entre las placas paralelas. La energía transferida entre la placa a T_p y la primera cubierta de vidrio a T_{c1} es exactamente la misma que entre cualesquiera de las otras dos placas de vidrio adyacentes y es, también, igual a la energía perdida en los alrededores de la cubierta superior de vidrio. (Esto no sucede, en instante alguno, si se considera el almacenamiento de energía en el vidrio ó si éste absorbe energía solar).

Las pérdidas a través de la superficie superior por unidad de área son entonces, según Duffie:

$$q_{\text{perd, sup.}} = h_{p-cl} (T_{\text{placa}} - T_{c1}) + \frac{\sigma(T_{\text{placa}}^4 - T_{c1}^4)}{(1/\epsilon_{\text{placa}}) + (1/\epsilon_{\text{vidrio}}) - 1}$$

----- Ec. (4.5)

Donde h_{p-cl} es el coeficiente de transferencia de calor entre dos placas paralelas inclinadas. Si el término de la radiación se introduce, puede usarse el coeficiente de transferencia de calor por radiación y entonces las pérdidas de calor seán:

$$q_{\text{perd, sup.}} = (h_{p-cl} + hr_1) (T_{\text{placa}} - T_{c1})$$

----- Ec. (4.6)

donde;

$$hr_1 = \sigma (T_{\text{placa}} + T_{\text{cl}}) (T_{\text{placa}}^2 + T_{\text{cl}}^2) \left[\frac{1}{\epsilon_{\text{placa}}} \right] +$$

$(1/\epsilon_{\text{vidrio}}) - 1]$. La resistencia, R_3 , puede expresarse entonces por:

$$R_3 = \frac{1}{hp - c_1 + hr_1} \quad \text{Ec. (4.7)}$$

Puede escribirse una expresión similar para cada una de las resistencias entre las --- placas de vidrio. Con un grado de aproximación razonable, las resistencias R_4 y R_5 son iguales. Estas resistencias, generalmente, no son iguales a R_3 puesto que esta -- contiene a la emitancia de la placa que no es igual a la emitancia del vidrio. La - placa puede tener una superficie selectiva tal que presente una alta absortividad para la radiación solar y una baja emitancia para radiaciones de longitud de onda larga.

En general, se pueden tener tantas cubiertas como se desee pero la práctica las ---- limita, al parecer, a tres, usando la mayoría de los sistemas una o dos cubiertas.

La última resistencia, de la cubierta superior a los alrededores, tiene la misma ---- forma de la ecuación (4.7), pero el coeficiente de transferencia de calor por ----- convección está dado para el viento que sopla sobre el colector. El valor aproxima-- do para este coeficiente se calcula por la ecuación:

$$hw = 5.7 + 3.8 (v) (*) \quad \text{Ec. (4.8)}$$

$$hw [=] \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad V [=] \text{ m/s}$$

(*) (expresión dimensional dada por Mc. Adams)

La resistencia, a la radiación, de la cubierta superior se considera por intercambio de radiación con el cielo a T_{cielo} . Para simplificar, esta resistencia se referirá a la temperatura del aire, así que la conductancia de la radiación se puede escribir -- como:

$$hr_6 = \epsilon_{\text{vidrio}} \sigma (T_{C,n} + T_{\text{cielo}}) (T_{C,n}^2 + T_{\text{cielo}}^2)$$

$$\frac{T_{C,n} - T_{\text{cielo}}}{T_{C,n} - T_{\text{amb}}} \text{----- Ec. (4.9)}$$

Donde $T_{C,n}$ es la temperatura de la cubierta superior. La resistencia debida a los alrededores está dada por:

$$R_6 = \frac{1}{hw + hr_6} \text{----- Ec. (4.10)}$$

Para este sistema de tres cubiertas, el coeficiente de pérdidas por la superficie superior desde la placa colectora hasta el medio ambiente es

$$U_t = 1 / (R_3 + R_4 + R_5 + R_6) \text{----- Ec. (4.11)}$$

Las pérdidas de calor al medio ambiente, por convección, de las cubiertas de vidrio, debidas a una velocidad del viento de 5 m/s, son normalmente alrededor de cinco veces las pérdidas de calor por radiación.

Si suponemos que usamos un cuerpo negro a la temperatura de radiación del cielo, que no es igual a la temperatura del aire, no se verá afectado significativamente el coeficiente de pérdidas totales ni las pérdidas de calor.

Dado que el cálculo del coeficiente de pérdidas por la superficie superior del colector es un proceso tedioso, se han preparado varias gráficas con las que se puede determinar rápidamente. Como un ejemplo de estas gráficas se encuentran las de Duffie (Ref. 9) que presentan el coeficiente de pérdidas de la superficie superior para una, dos y tres cubiertas de vidrio espaciadas 2.54 cm, además para temperaturas ambiente de 40, 10 y 20°C; para velocidades de viento de 0, 5 y 10 m/s; para placas colectoras con emitancias de 0.95 y 0.10; y para un rango de temperaturas de placa de 10 a 130°C.

Aún cuando los coeficientes de pérdidas de la superficie superior, presentados en las gráficas de Duffie, son para placas separadas 2.54 cm, pueden usarse, con errores pequeños, en separaciones diferentes. El coeficiente de transferencia de calor por convección entre las placas paralelas es proporcional al espaciamiento de las placas a la $(3n-1)$ potencia, donde n es:

0.281 para planos horizontales, flujo de calor ascendente y

$$10^4 < Gr < 10^7$$

0.310 para planos a 45º hor., flujo de calor ascendente y

$$10^4 < Gr < 10^7$$

0.327 para planos verticales y $1.5 \times 10^5 < Gr < 10^7$

0.381 para planos verticales $1.5 \times 10^4 < Gr < 1.5 \times 10^5$

donde Gr es el número de Grashof que está dado por:

$$Gr = (g\beta\Delta TL^3)/\alpha$$

donde

g = constante gravitacional

β = coeficiente volumétrico de expansión del aire (1/T para gases ideales)

ΔT = diferencia de temperaturas entre las placas

α = viscosidad cinemática

Como se aprecia, n depende, sobre otras variables, del ángulo de inclinación y ----- tiene valores muy cercanos a 1/3, lo cual elimina toda dependencia del coeficiente de transferencia de calor por convección con el espaciamiento entre las placas. En efecto, el exponente es 1/3 para las correlaciones de Drapkin y Somerscales.

$$N_r = \left[0.069 - 0.020 \left(\frac{S}{90} \right) \right] (Gr Pr)^{1/3} (Pr)^{0.074} \text{ ----- Ec. (4.12)}$$

Pr = No. de Prandtl

S = \angle de inclinación en grados

Consecuentemente, la dependencia de U_t con la separación de las placas es muy -- pequeña. Una variable más importante es la inclinación o pendiente, S. Los valores que se encuentran en gráficas, normalmente se obtienen usando una inclinación de 45°. La inclinación puede corregirse por el medio de la ecuación propuesta por Klein (1973):

$$\frac{U_t (s)}{U_t (45)} = 1 - (S-45) (0.00259 - 0.00144 \epsilon_p) \text{ ----- Ec. (4.13)}$$

Donde S representa la inclinación en grados.

Las gráficas de U_t son adecuadas para cuando los cálculos se hacen de manera ma--- nual, pero dificultan el uso de simuladores por computadora. La solución de todo -- el grupo de ecuaciones anterior, puede llevar mucho tiempo aún cuando se use una calculadora digital de alta velocidad ya que se pueden requerir varios miles de iterac_ ciones. Sin embargo, Kelin (1973) dedujo una ecuación empírica para encontrar U_t , siguiendo los procedimientos básicos de Hottel y Woertz (1942). Esta nueva relación ajusta las gráficas para U_t con temperaturas de placa entre los 40 y los 130°C con un error de $\pm 0.02 \text{ w/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$U_t = \left(\frac{N}{(344/tp) \left[\frac{(T_p - T_a)}{(N+1)} \right] 0.31 + \frac{1}{hw}} \right)^{-1} + \frac{\sigma (T_p - T_a) (T_p^2 + T_a^2)}{\left[\epsilon_p + 0.0425N (1 - \epsilon_p) \right]^2 + \left[(2N + 1)/\epsilon_g \right] N} \text{ ----- Ec. (4.14)}$$

donde

N = número de cubiertas de vidrio

$$f = (1.0 - 0.04 hw + 5.0 \times 10^{-4} hw^2) (1 + 0.058N)$$

ϵ_g = emitancia del vidrio (Normalmente 0.88)

ϵ_p = emitancia de la placa

T_a = temperatura ambiente (°K)

T_p = temperatura de placa (°K)

hw = coeficiente de transferencia de calor para el viento

$$(hw = 5.7 + 3.8 v)$$

v = velocidad del viento m/s.

Las ecuaciones (4.13) y (4.14) son convenientes cuando los cálculos se hacen en una calculadora digital. Para usar estas o las otras relaciones empíricas o ecuaciones más exactas pero más complicadas para encontrar U_t , es necesario conocer la temperatura media de placa, T_p . Más adelante se describe un método para estimar T_p .

El procedimiento que se discutió para el cálculo del coeficiente de pérdidas por la parte superior, está basado en el uso de cubiertas de vidrio que son opacas a la radiación de longitud de onda grande. Si se emplea un material plástico para sustituir una o más cubiertas, la ecuación para U_t debe modificarse para considerar la fracción de la radiación infrarroja que pase directamente a través de la cubierta.

Para una sola cubierta que es parcialmente transparente a la radiación infrarroja, la energía radiante neta transferida directamente entre la placa colectora y el medio ambiente será

$$q_{\text{placa medio}} = \tau \epsilon_p \sigma (T_p^4 - T_{\text{amb}}^4) \text{ ----- Ec. (4.15)}$$

donde

τ Es la transmitancia de la cubierta para radiación a T_p y T_{amb} (i.e. se asume que la transmitividad es independiente de la fuente de temperatura). El coeficiente de pérdidas por la parte superior será, entonces:

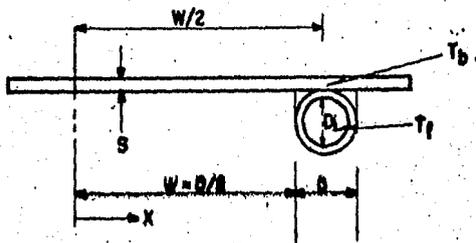
$$U_t = \tau \epsilon_p \sigma \frac{(T_p - T_a)}{(T_p - T_a)} + \left(\frac{1}{hp - c + hr, p - c} + \frac{1}{hw + hr, c - s} \right) \text{ Ec. (4.16)}$$

Además de la ecuación (4.16), Whillier (1967) ha presentado el coeficiente de pérdidas por la parte superior para colectores con sistemas de cubiertas de una cubierta de vidrio sobre una cubierta de plástico, dos cubiertas de plástico, y una cubierta de vidrio sobre dos cubiertas de plástico.

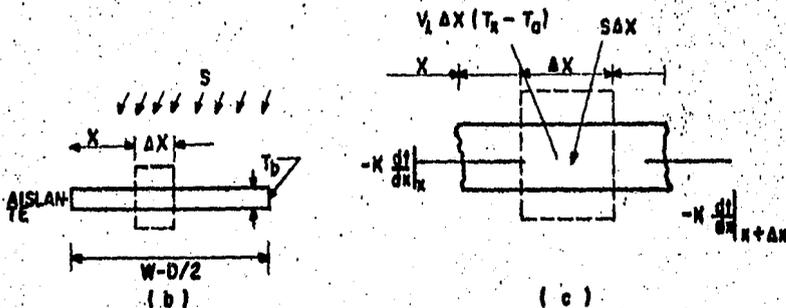
4.1.3. Distribución de la temperatura entre los tubos y el factor de eficiencia del colector.

La distribución de temperatura entre dos tubos se puede derivar si se supone, por el momento, que el gradiente de temperatura en la dirección del flujo es despreciable. Considere la configuración tubo-placa mostrada en la figura (14)a.

Sean W , la distancia entre los tubos, D el diámetro de los tubos y el espesor de la placa. dado que el material de la placa es un buen conductor, el gradiente de temperatura a través de la placa es despreciable. Supondremos que la lámina está sobre la unión y que esta está, básicamente, a la misma temperatura, t_b . Entonces la región entre la separación de las líneas centrales de los tubos y la base de estos puede considerarse como un clásico problema de aletas.



DIMENSIONES DE LAMINA Y TUBO
(a)



BALANCE DE MASA Y ENERGIA DE UN ELEMENTO FINITO

TESIS PROFESIONAL	
Fco. Rivas M.	Ramón Osorio O.
FAC. QUIMICA	U. N. A. M
FIG. No. 14	1984
COLECTORES SOLARES	

La aleta, mostrada en la figura (14 a) tiene una longitud $(W-D)/2$.

En la figura (14 b) se muestra una región elemental de ancho ΔX y de una unidad de longitud en la dirección del flujo. Un balance de energía en este elemento resultará como:

$$S\Delta x + U_L \Delta X (T_a - T) + \left(-k\delta \frac{dT}{dx} \right) \Big|_x - \left(-k\delta \frac{dT}{dx} \right) \Big|_{x+\Delta x} = 0 \quad \text{Ec. (4.17)}$$

Dividiendo entre Δx y encontrando el límite cuando Δx tiende a cero se obtiene:

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{U_L}{k} \left(T - T_a - \frac{S}{U_L} \right) \quad \text{Ec. (4.18)}$$

Las dos condiciones a la frontera necesarias para resolver esta ecuación diferencial de segundo orden son simétricas en la línea central y conociendo la raíz de la temperatura, se obtiene:

$$\frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} = 0, \quad T \Big|_{x=(W-D)/2} = T_b \quad \text{Ec. (4.19)}$$

Si se define $m^2 = U_L / \delta k$ y $\Psi = T - T_a - S/U_L$,

$$m = \left(U_L / k\delta \right)^{1/2} \quad \text{Ec. (4.20)}$$

y la ecuación (4.18) quedará como:

$$\frac{d^2 \Psi}{dx^2} - m^2 \Psi = 0 \quad \text{Ec. (4.21)}$$

La que tiene como condiciones a la frontera

$$\frac{d\Psi}{dx} \Big|_{x=0} = 0; \quad \Psi \Big|_{x=(W-D)/2} = T_b - T_a - S/U_L \quad \text{Ec. (4.22)}$$

y la solución general, es entonces:

$$\psi = C_1 \sinh mx + C_2 \cosh mx \text{ ----- Ec. (4.23)}$$

Las constantes C_1 y C_2 se pueden encontrar sustituyendo las condiciones a la frontera, ecuación (4.22), en la solución general. El resultado es:

$$\frac{T - T_a - S/U_L}{T_b - T_a - S/U_L} = \frac{\cosh mx}{\cosh (m (W-D)/2)} \text{ ----- Ec. (4.24)}$$

La energía conducida a la región de los tubos por unidad de longitud en la dirección del flujo se puede encontrar evaluando la Ley de Fourier en la base de la aleta:

$$\begin{aligned} q'_{\text{base aleta}} &= -k \delta \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x = (W-D)/2} \\ &= \frac{k \delta m}{U_L} \left[S - U_L (T_b - T_a) \left(\frac{\tanh m (W-D)/2}{2} \right) \right] \text{ ----- Ec. (4.25)} \end{aligned}$$

Pero $k \delta m / U_L$ es solamente $1/m$. Con la ecuación (4.25) se calcula la energía en un solo lado del tubo por lo tanto, para ambos lados del tubo, la energía colectada será:

$$q'_{\text{base aleta}} = (W-D) \left[S - U_L (T_b - T_a) \right] \left[\frac{\tanh m (W-D)/2}{m (W-D)/2} \right] \text{ ----- Ec. (4.26)}$$

Es conveniente el uso del concepto de eficiencia de aleta para reescribir la ecuación (4.26) como

$$q'_{\text{base aleta}} = (W-D) F \left[S - U_L (T_b - T_a) \right] \text{ ----- Ec. (4.27)}$$

donde

$$F = \frac{\tanh m (W-D)/2}{m (W-D)/2} \text{ ----- Ec. (4.28)}$$

La función F es la eficiencia de aleta estandar, para aletas rectas con perfil rectangular.

La ganancia útil del colector también incluye la energía colectada sobre la región de los tubos. La energía ganada en la región de los tubos es

$$q'_{\text{tubos}} = D \left[S - U_L (T_b - T_a) \right] \text{----- Ec. (4.29)}$$

y la ganancia útil para el colector por unidad de longitud en la dirección del flujo -- queda representada por

$$q'_{\text{u}} = \left[(W-D) F + D \right] \left[S - U_L (T_b - T_a) \right] \text{----- Ec. (4.30)}$$

Finalmente, la ganancia útil de la ecuación (4.30) debe ser transferida al fluido. -- La resistencia al flujo de calor hacia el fluido, resulta de la unión y de la resistencia de los tubos hacia el fluido. La ganancia útil puede expresarse en términos de esas dos resistencias como

$$q'_{\text{u}} = \frac{T_b - T_f}{1 / (h_{f,i} \pi Di) + 1 / C_b} \text{----- Ec. (4.31)}$$

Donde Di es el diámetro interno de los tubos y $h_{f,i}$ es el coeficiente de transferencia de calor entre el fluido y la pared del tubo. La conductancia de la unión, C_b , puede estimarse conociendo la conductividad térmica de la unión, k_b , el espesor promedio de la unión, \bar{y} y su longitud, b. Así que, por unidad de longitud de unión:

$$C_b = \frac{k_b b}{\bar{y}} \text{----- Ec. (4.32)}$$

La conductancia de la unión puede ser muy importante en la descripción exacta del funcionamiento de los colectores, Whillier y Saluja (1965) demostraron experimentalmente que con solo amarrar sujetar los tubos a la lámina se obtienen pérdidas significativas en la operación. Concluyeron que es necesario tener un buen contacto metal-metal para que la resistencia de la unión sea menor que $0.03 \text{ m } \text{ }^{\circ}\text{C/W}$.

Ahora, deseamos eliminar T_b de las consideraciones y obtener una expresión para la ganancia útil en términos de dimensiones conocidas, algunos otros parámetros físicos y de la temperatura local del fluido. Despejando T_b de la ecuación (4.31), sustituyendo la ecuación (4.30) y resolviendo para la ganancia útil, se obtiene:

$$q'_U = WF' [S - U_L (T_f - T_a)] \quad \text{Ec. (4.33)}$$

Donde F' , es el factor de eficiencia del colector dado por:

$$F' = \frac{1/U_L}{W \left[\frac{1}{U_L [D + (W - D)F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D h_{f,i}} \right]} \quad \text{Ec. (4.34)}$$

Por ésto, pero no para todas las geometrías, una interpretación física clara para el parámetro F' se obtiene cuando se reconoce al denominador de la ecuación (4.34) como la resistencia a la transferencia de calor del fluido al medio ambiente. Esta resistencia estará dada por el símbolo $1/U_o$. El numerador es la resistencia a la transferencia de calor de la placa absorbadora al medio ambiente. F' es entonces la relación entre estos dos coeficientes de transferencia de calor.

$$F' = U_o/U_L \quad \text{Ec. (4.35)}$$

Otra interpretación para F' resulta de la ecuación (4.33). De una manera particular, F' representa la relación entre la ganancia de energía útil, y la ganancia de energía útil si la superficie de absorción del colector estuviera a la temperatura local del fluido.

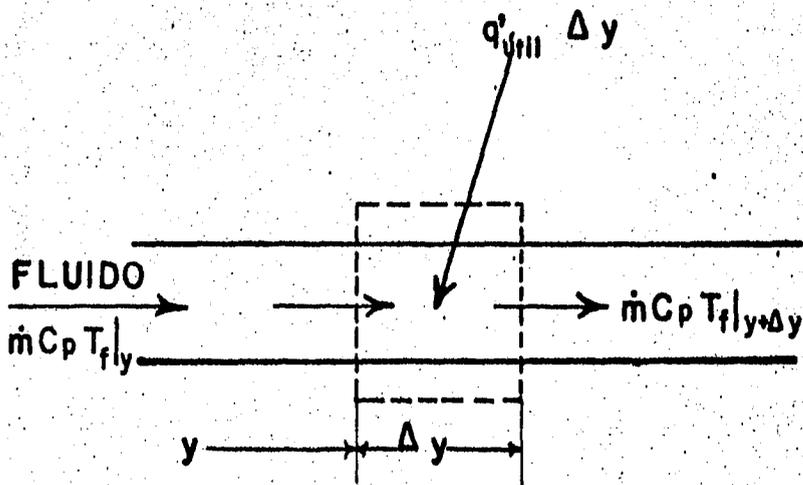
El factor de eficiencia del colector es, esencialmente, una constante para un colector diseñado y una velocidad de flujo del fluido. La relación de U_L y C_b , la de U_L y $h_{f,l}$ y el parámetro F , (eficiencia de aleta) son las únicas variables que aparecen en la ecuación (4.34) que pueden ser funciones de la temperatura. En la mayoría de los colectores diseñados F es la más importante de esas variables que determinan F' pero no depende fuertemente de la temperatura.

Si se analiza la ecuación (4.34), se observa que el factor de eficiencia del colector decrece al incrementar la distancia de centro a centro de los tubos y crece al incrementar el espesor del material y la conductividad térmica; aumentando el coeficiente total de pérdidas disminuye F' , y al incrementar el coeficiente de transferencia de calor se incrementa F' .

4.1.4. Distribución de temperaturas en la dirección del flujo.

La ganancia útil por unidad de longitud en la dirección del flujo, como se expresó en la ecuación (4.33), se transfiere, por último, al fluido. El fluido entra al colector a una temperatura $T_{f,i}$ que se incrementa hasta la salida donde su valor es $T_{f,o}$. Refiriéndose a la figura (15) se puede expresar un balance de energía para el fluido que pase a través de un tubo de longitud y como:

$$\dot{m} C_p T_{f|y} - \dot{m} C_p T_{f|y + \Delta y} + \Delta y q'_{u} = 0 \quad \text{Ec. (4.36)}$$



BALANCE DE ENERGIA EN UN ELEMENTO DE FLUJO

TESIS PROFESIONAL	
E. RAMON OSORIO	FCO. RIVAS M.
FAC. QUIMICA	U. N. A. M.
FIG. NO. 15	1984
BALANCE DE ENERGIA	

Dividiendo todo entre Δy , encontrando el límite cuando Δy tiende a cero y sustituyendo la ecuación (4.33) para q'_u se obtiene:

$$\dot{m} C_p \frac{dF_f}{dy} - W F' \left[S - U_L (T_f - T_a) \right] = 0 \quad \text{Ec. (4.37)}$$

Si se supone que F' y U_L son independientes de la posición, entonces el resultado a cualquier posición "y" (fijando las condiciones de entrada a una temperatura del fluido $T_{f,i}$) es:

$$\frac{T_f - T_a - S/U_L}{T_{f,i} - T_a - S/U_L} = \exp \left[\frac{U_L W F' y}{\dot{m} C_p} \right] \quad \text{Ec. (4.38)}$$

Si el colector tiene una longitud "L" en la dirección del flujo, entonces la temperatura de salida del fluido, $T_{f,o}$ se encuentra sustituyendo "L" por "y" en la ecuación (4.38).

4.1.5. Factor de remoción de calor y factor de flujo del colector.

Es conveniente definir una cantidad que relacione la ganancia útil si la superficie completa del colector estuviera a la temperatura de entrada del fluido. Matemáticamente, el factor de remoción de calor del colector, F_R , es entonces:

$$F_R = \frac{G C_p (T_{f,o} - T_{f,i})}{\left[S - U_L (T_{f,i} - T_a) \right]} \quad \text{Ec. (4.39)}$$

donde G es la velocidad de flujo por unidad de área de colector.

El factor de remoción de calor del colector puede expresarse como:

$$F_R = \frac{G C_p}{U_L} \left[\frac{T_{f,o} - T_{f,i}}{S/U_L - (T_{f,i} - T_a)} \right]$$

$$= \frac{G C_p}{U_L} \left[\frac{(T_{f,o} - T_a - S/U_L) - (T_{f,i} - T_a - S/U_L)}{(S/U_L - (T_{f,i} - T_a))} \right] \text{-----Ec. (4.40)}$$

ó

$$F_R = \frac{G C_p}{U_L} \left[1 - \frac{S/U_L - (T_{f,o} - T_{f,i})}{S/U_L - (T_{f,i} - T_a)} \right] \text{----- Ec. (4.41)}$$

Con lo cual, de la ecuación (4.38) con $y = L$, se puede expresar como:

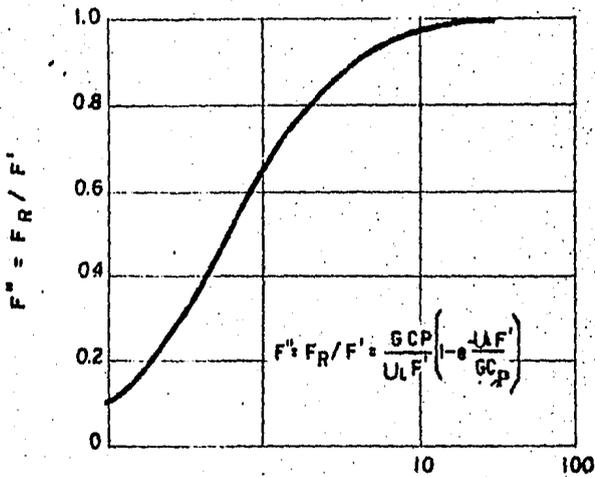
$$F_R = \frac{G C_p}{U_L} \left[1 - \exp \left(- (U_L F' / G C_p) \right) \right] \text{----- Ec. (4.42)}$$

Para representar, gráficamente a la ecuación (4.42), conviene definir una nueva variable, F'' , la que es igual a F_R/F' . Este factor de flujo del colector es una función -- única de la variable $U_L F' / G C_p$ (ó $U_o / G C_p$) y se muestra en la figura (18) Para una -- apreciación del significado de ésta gráfica, es conveniente reexaminar la ecuación ---- (4.39) pero en una forma un tanto diferente:

$$Q_u = A_C F_R \left[S - U_L (T_{f,i} - T_a) \right] \text{----- Ec. (4.43)}$$

dónde Q_u es la ganancia total de energía útil del colector.

Con esta ecuación la ganancia de energía útil se calcula como una función de la temperatura de entrada del fluido. Esta representación es conveniente cuando se analizan los sistemas de energía solar en los que la temperatura de entrada del fluido se conoce. Sin embargo, debe recordarse que las pérdidas basadas en la temperatura de entrada son demasiado pequeñas comparadas con las ocurridas a todo lo largo del colector



FACTOR F'' COMO FUNCION DE $GCP / U_L F'$

TESIS PROFESIONAL	
Fco. RIVAS M.	R. OSORIO O.
FAC. QUIMICA	U.N.A.M.
FIG. 16	1984
COLECTORES SOLARES	

y que, por otro lado, el fluido ha ido incrementando su temperatura en la dirección del flujo. El efecto del multiplicador, F_R , es la reducción de la ganancia de energía útil calculada de la que hubiera tenido el colector completo estando a $T_{f,i}$, --- para que se use realmente un fluido que incrementa su temperatura conforme fluye a través del colector. Conforme la velocidad de flujo másico, disminuye. Esto -- causa una disminución en las pérdidas y un correspondiente incremento en la ganancia de energía útil cuando la temperatura promedio del colector es baja. Este incremento en la ganancia de la energía útil se refleja como un incremento en el --- factor de remoción de calor del colector, F_R , tan grande, como aumente la velocidad de flujo másico.

Nótese que el factor de remoción de calor F_R nunca puede exceder al factor de -- eficiencia del colector F' . Cuando la velocidad de flujo llega a ser muy grande, el incremento de temperatura desde la entrada hasta la salida decrece hasta tender a cero, pero la temperatura de la superficie de absorción será, aún, mayor que la temperatura del fluido. Esta diferencia de temperaturas se explica por el factor -- de eficiencia del colector, F' .

4:16. Temperatura media de placa.

Para evaluar el funcionamiento del colector es necesario conocer el coeficiente ---- global de pérdidas U_L . Sin embargo, U_L es una función de la temperatura de placa y es necesario, entonces, emplear un método de aproximación por iteraciones. La temperatura media del fluido se puede encontrar integrando la ecuación (4.38) desde cero hasta L :

$$T_{f,m} = \frac{1}{L} \int_0^L T_{f,y} dy \text{ ----- Ec. (4.44)}$$

Realizando esta integración y sustituyendo F_R de la ecuación (4.42) y Q_u de la ecuación (4.43), la temperatura media del fluido será (Klein 1973):

$$T_{f,m} = T_{f,i} + \frac{Q_u/A}{U_L F_R} \left[1 - F_R/F' \right] \text{----- Ec. (4.45)}$$

La temperatura media de placa siempre será mayor que la temperatura media del fluido, debido a la resistencia entre la superficie de absorción y el fluido. Esta diferencia de temperaturas es normalmente pequeña para sistemas con líquidos, pero puede ser significativa para sistemas con aire o con otros gases.

La diferencia de temperaturas entre la placa absorbidora y el fluido no es constante a lo largo de la dirección del flujo debido a los cambios de pérdidas de calor en el colector. Sin embargo, como una aproximación, la temperatura media del fluido y la temperatura media de placa están relacionadas por

$$T_{p,m} - T_{f,m} = Q_u R_{p-f} \text{----- Ec. (4.46)}$$

Donde R_{p-f} es la resistencia a la transferencia de calor entre la placa y el fluido.

Para ambos sistemas, con líquidos y con aire la mayor resistencia a la transferencia de calor entre la placa y el fluido es la debida a la transferencia de calor por convección.

Para una aleta y tubo colector esto supone que tanto la conductancia de la unión como la eficiencia de aleta son altas.

Así, R_{p-f} para líquidos fluyendo en tubos está dado por $1/(h_f i \pi D_i n L)$ donde "n" y "L" son el número de tubos y sus longitudes, respectivamente. Para un sistema simple de aire (como el mostrado en la figura (10)) ésta resistencia es solamente el recíproco del coeficiente de transferencia de calor de la placa al aire en el intervalo del área del colector.

Las ecuaciones (4.45) y (4.46) se pueden resolver con un proceso iterativo con la ecuación (4.14). Primero se hace una estimación de la temperatura media de placa con la que se calcula U_L . Con valores aproximados de F_R , F' y Q_u , se obtiene una nueva temperatura de placa de las ecuaciones (4.45) y (4.46) y se usará para encontrar un nuevo valor del coeficiente de pérdidas U_L .

Este nuevo valor se empleará para refinar F_R , F' , y el proceso se repite. Con una suposición inicial razonable este proceso iterativo se hace raramente muy largo. Esta aproximación, para sistemas que trabajan con líquidos puede considerarse como

$$T_{p,m} = (T_{f,i} + T_{f,o}) / 2 \text{ Ref. (10) ----- Ec. (4.46a)}$$

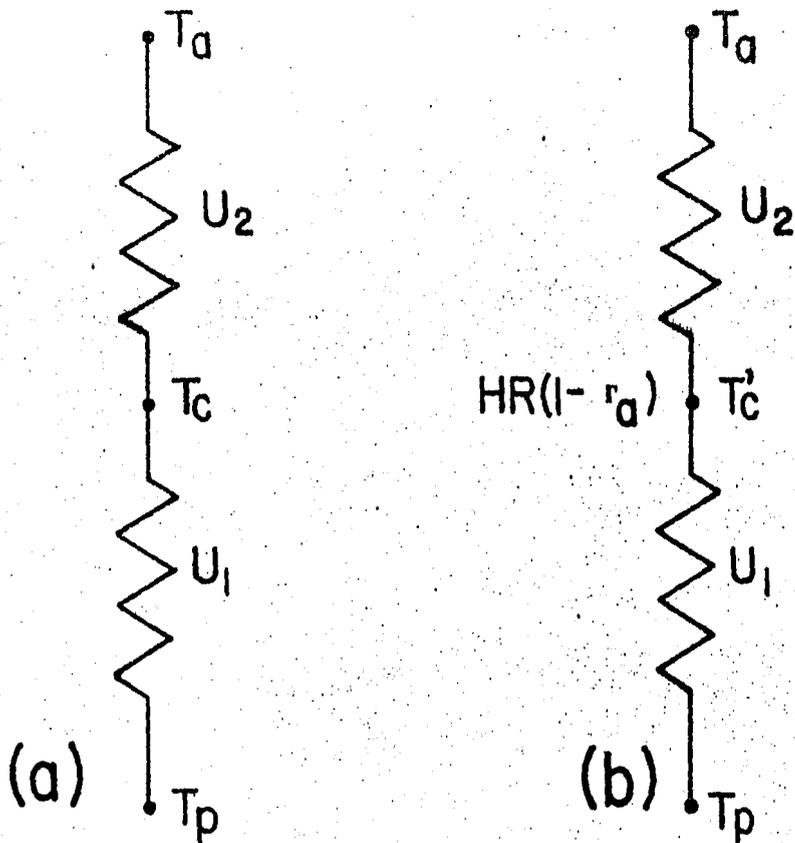
4.1.7 Producto efectivo transmitancia absorbencia.

En la sección 4.1.2 se derivaron las expresiones para U_L suponiendo que la cubierta del sistema no absorbía radiación solar. A fin de mantener la simplicidad de la ecuación (4.43) y considerar la reducción de pérdidas debida a la absorción solar por el vidrio, se introducirá el producto efectivo transmitancia-absorbencia.

Toda la radiación que se absorbe en un sistema de cubiertas, no se pierde, ya que ésta energía absorbida tiende a incrementar la temperatura de la ó de las cubiertas y, consecuentemente, reduce las pérdidas de la placa. Consideremos el modelo térmico de un sistema con una sola cubierta como el mostrado en la figura (17)

La energía solar absorbida por la cubierta es $HR (1 - \tau_a)$, donde τ_a es la transmitancia — considerando solamente la absorción.

Las pérdidas para (a), sin absorción, son $U_1 (T_p - T_c)$ y las pérdidas para (b), con absorción, son $U_1 (T_p - T_c')$. Aquí hemos supuesto que la pequeña cantidad absorbida por la cubierta y, consecuentemente, el incremento de la temperatura de la cubierta -



TRABAJO TERMICO NETO DE LAS PERDIDAS SUPERIORES PARA UN COLECTOR DE UNA CUBIERTA CON (a) Y SIN (b) - SUPERFICIE SELECTIVA.

TESIS PROFESIONAL	
E. RAMON OSORIO	FCO. RIVAS M.
FAC. QUIMICA	U. N. A. M.
FIG. No. 17	1984.
TRABAJO TERMICO NETO	

no cambia la magnitud de U_1 ni de U_2 . La diferencia de pérdidas, D , entre los dos - términos

$$D = U_1 [(T_p - T_c) - (T_p - T_c')] \text{----- Ec. (4.47)}$$

La diferencia de temperaturas $(T_p - T_c)$ puede expresarse como:

$$(T_p - T_c) = (T_p - T_a) U_L / U_1 \text{----- Ec. (4.48)}$$

Dónde U_L es el coeficiente global de pérdidas y es igual a $U_1 U_2 / (U_1 + U_2)$.

Para simplificar, se supone que el coeficiente global de pérdidas y el coeficiente de pérdidas por la superficie superior son iguales.

La diferencia de temperaturas $(T_p - T_c')$ puede expresarse como:

$$(T_p - T_c') = \frac{U_2 (T_p - T_a) - HR (1 - \tau_a)}{U_1 + U_2} \text{----- Ec. (4.49)}$$

Por lo tanto,

$$D = (T_p - T_a) U_L - \left[\frac{U_1 U_2 (T_p - T_a)}{U_1 + U_2} \right] + \left[\frac{HR (1 - \tau_a) U_1}{(U_1 + U_2)} \right] \text{----- Ec. (4.50)}$$

ó

$$D = HR (1 - \tau_a) \frac{U_1}{U_2} \text{----- Ec. (4.51)}$$

La cantidad "D" representa la reducción en pérdidas del colector debida a la absorción en la cubierta, pero se puede considerar en la ecuación del colector como un término adicional. La ganancia útil de un colector, es entonces:

$$q_u = F_R \left\{ H_R \left[(\tau\alpha) + (1-\tau_a) \frac{U_L}{U_2} \right] - U_L (\tau_{f,i} - T_a) \right\} \text{----- Ec. (4.52)}$$

Si se define el término $(\tau\alpha) + (1-\tau_a) U_L/U_2$ como el producto efectivo transmitancia-absorbancia, se puede mantener la simplicidad de la ecuación (4.43). Para un sistema de una cubierta:

$$(\tau\alpha)_e = (\tau\alpha) + (1-\tau_a) \frac{U_L}{U_2} \text{----- Ec. (4.53)}$$

De un análisis general para un sistema de "n" cubiertas idénticas, se obtiene:

$$(\tau\alpha)_e = (\tau\alpha) + (1-\tau_a) \sum_{i=1}^N a_i \tau^{i-1} \text{----- Ec. (4.54)}$$

donde a_i es la relación entre el coeficiente global de pérdidas y el coeficiente de pérdidas de la i-ésima cubierta hacia los alrededores y τ_a es la transmitancia de una sola cubierta. Esta ecuación se dedujo suponiendo que la transmitancia de la i-ésima cubierta se puede aproximar a la transmitancia de una sola cubierta elevada a la i-1 potencia.

Para un sistema de cubiertas compuesto de diferentes materiales (v.gr. una combinación de vidrio y plástico) el producto efectivo transmitancia-absorbancia es:

$$(\tau\alpha)_e = (\tau\alpha) + (1-\tau_{a,1}) \alpha_1 + (1-\tau_{a,2}) \alpha_2 \tau_1 + (1-\tau_{a,3}) \alpha_3 \tau_2 + \dots \text{Ec. (4.54a)}$$

donde τ_1 es la transmitancia del sistema de cubiertas sobre la cubierta i+1 y $\tau_{a,i}$ es la transmitancia debida a la absorción de la i-ésima cubierta. El valor, de τ_i depende, ramente, de la temperatura de placa, la temperatura ambiente y la velocidad del viento. En la tabla (4) aparecen los valores de τ_i para una, dos y tres cubiertas y para emitancias de placa de 0.95, 0.50, y 0.10. Esos valores se calcularon usando una velocidad de viento de 3 m/s, una temperatura de placa de 100°C. y una temperatura del aire ambiente y de cielo de 10°C.

La dependencia de τ_i con la temperatura es pequeña y puede despreciarse, pero su dependencia con la velocidad del viento puede ser significativa. Por ejemplo, τ_1 y τ_2 son 0.09 y 0.6 para un colector de dos cubiertas que tiene una emitancia de placa de 0.95 con una velocidad de viento de 10 m/s. Sin embargo, la suma de τ_1 y τ_2 para una velocidad de viento de 5 m/s es de 0.77, y para la de 10 m/s es 0.69. En otras palabras, usando los valores de τ_i para 5 m/s se obtiene una diferencia de 10% en la evaluación de la cantidad de radiación que se absorbe en el vidrio que contribuye a la ganancia útil. Sin embargo, ya que la cantidad absorbida por el vidrio debe ser pequeña, un 10% de error no es significativo. La dependencia angular de $(\tau\alpha)_e$ puede evaluarse usando la dependencia angular propia de $(\tau\alpha)$, τ_a y τ .

TABLA 4
CONSTANTES PARA USARSE EN LAS ECUACIONES
(4.54) y (4.54a)

CUBIERTAS	α_j	$\epsilon_p = 0.95$	$\epsilon_p = 0.50$	$\epsilon_p = 0.10$
1	a1	0.27	0.21	0.13
2	a1	0.15	0.12	0.09
	a2	0.62	0.53	0.40
3	a1	0.14	0.08	0.06
	a2	0.45	0.40	0.31
	a3	0.75	0.67	0.53

4.1.8. Efectos del polvo y las sombras.

Los efectos del polvo y las sombras, son difíciles de generalizar. Los datos de Dietz (1963) muestran que en todos los ángulos de interés (0 a 50°) la influencia del polvo puede ser tan alta como un 5%. De sus experimentos, de mucho tiempo, en el área de Boston, Hottel y Woertz (1942) encontraron que el funcionamiento de los colectores decrece aproximadamente en 1% debido al polvo localizado en el vidrio. En un experimento de 30 días, en la India, Garg (1974) encontró que el polvo reduce la transmitancia de un promedio de 8% para vidrios inclinados a 45°. Para propósitos de diseño sin pruebas extensas, se sugiere reducir a la radiación absorbida por la placa en un factor $(1-d)$ donde d es 0.02, valor promedio calculado como la influencia del polvo.

Los efectos del sombreo también pueden ser significativos, toda vez que el ángulo de incidencia no es normal alguna estructura podrá interceptar la radiación solar. Parte de esta radiación se reflejará a la placa de absorción si las paredes laterales del soporte son de un material altamente reflejante. Hottel y Woertz recomiendan que la radiación absorbida por la placa se reduzca en un 3% para así contabilizar los efectos del sombreo, si el área neta del vidrio que se usa en todos los cálculos es el área neta del vidrio calculando el bloqueo de los soportes del vidrio. Estos soportes pueden contribuir de manera significativa a las pérdidas por sombreo en algunos diseños, y puede ser necesario hacer un análisis más elaborado.

4.1.9. efectos de la capacidad de calentamiento en los colectores planos.

La operación de la mayoría de los sistemas de energía solar es inherentemente -----
dinámica; no hay cosas tales como operaciones estáticas cuando uno considera los -----
movimientos naturales de las fuerzas motrices. Esta observación se obtuvo de un -----
estudio numérico hecho por Klein, Duffie y Beckman (1973) sobre los efectos de -----
la capacidad de calentamiento en el funcionamiento de los colectores. Los efectos -----
pueden considerarse de dos formas distintas; la primera es debida al calentamiento ----
del colector en la mañana, temprano, a bajas temperaturas, hasta su temperatura -----
final de operación en la tarde. El segundo tipo se debe a la conducta intermitente ---
durante el día de las fuerzas directoras del proceso, como la radiación solar y los -----
rápidos cambios que presenta el viento.

Klein et Al. demostró que el calentamiento diario matutino resulta en una pérdida ---
que puede ser significativa pero es despreciable por varias situaciones.

La cantidad de precalentamiento que ocurrirá en un colector dado, se puede calcular
resolviendo las ecuaciones parciales del balance de energía para las varias partes del
colector. Aún cuando estas ecuaciones pueden desarrollarse para casi cualquier grado
de exactitud deseada, las fuerzas directoras tales como la radiación solar, la velo-----
cidad del viento y la temperatura ambiente, se conocen normalmente solo por in-----
tervalos de una hora. Esto quiere decir que cualquier predicción del funcionamiento
momentáneo entre los intervalos de una hora será solamente aproximada, de igual ---
forma que con un análisis extensivo. Consecuentemente, un análisis simplificado es
suficiente para determinar si se justifica uno más detallado.

Para ilustrar el método, considérese un colector de una sola cubierta. Supóngase que la placa absorbedora, el agua en los tubos y el aislante de la parte posterior están a la misma temperatura. Supóngase también que la cubierta está a una sola temperatura, pero diferente a la de la placa. Un balance de energía en la placa absorbedora, el agua y el aislante posterior, quedaría expresado como:

$$(mC)_p \frac{dT_p}{d\tau} = A \left[S + U_1 (T_c - T_p) \right] \text{----- Ec. (4.55)}$$

Donde los subíndices "c" y "p" representan la cubierta y la placa, respectivamente, y U_1 es el coeficiente de pérdidas, de la placa a la cubierta.

El balance de energía en la cubierta estaría dado por:

$$(mC)_c \frac{dT_c}{d\tau} = A_c \left[U_1 (T_p - T_c) + U_2 (T_a - T_c) \right] \text{----- Ec. (4.56)}$$

Donde U_2 es el coeficiente de pérdidas, de la cubierta a el aire ambiente, y T_a es la temperatura ambiente. Es posible resolver estas dos ecuaciones simultáneamente; sin embargo, el problema puede simplificarse si se supone que $(T_c - T_a) + (T_p - T_a)$ permanece constante y es un valor de estado estacionario. En otras palabras, sí se supone que la siguiente relación es válida:

$$U_2 (T_c - T_a) = U_1 (T_p - T_a) \text{----- Ec. (4.57)}$$

Donde U_L es el coeficiente global de pérdidas, $U_1 U_2 / (U_1 + U_2)$, y si se diferencia la ecuación 457, suponiendo que T_a es constante, se obtiene -----

$$\frac{dT_c}{d\tau} = \frac{U_L}{U_2} \frac{dT_p}{d\tau} \text{----- Ec. (4.57a)}$$

Si se suma la ecuación (4.55) a la (4.56) y se usa la (4.57a) se obtiene la siguiente ecuación diferencial para la temperatura de placa:

$$(mC)_p + U_L/U_2 (mC)_c \frac{dT_p}{dt} = A_c [S - U_L (T_p - T_a)] \quad \text{Ec. (4.58)}$$

El término dentro de los parentesis cuadrados representa la capacidad efectiva de calentamiento de colector. Por el mismo razonamiento, la capacidad efectiva de calentamiento de un colector con "n" cubiertas será:

$$(mC)_e = (mC)_p + \sum_{i=1}^N a_i (mC)_{c,i} \quad \text{Ec. (4.59)}$$

donde a_i es la relación del coeficiente global de pérdidas y el coeficiente de pérdidas de la cubierta en cuestión, con los alrededores.

Esta es la misma cantidad que la presentada en la tabla (4)

La simplificación que se introdujo a través del uso de la ecuación (4.57) es muy significativa en el problema de la determinación de los efectos de la capacidad de calentamiento dado que se redujo a la resolución de una ecuación diferencial en lugar de n + 1 ecuaciones diferenciales. El error que se introduce por esta simplificación es difícil de evaluar, por todas las condiciones, sin resolver el grupo de ecuaciones diferenciales; pero, normalmente, el error es muy pequeño. (El peor caso de análisis será suponer que todos los a_i 's son iguales a la unidad, pero ésta suposición hará mayores las pérdidas de capacidad de calentamiento de las que realmente son).

Si se supone que S y T_a permanecen constantes para algún período, por decir una hora, la solución de la ecuación (4.58) será:

$$\frac{S - U_L (T_p - T_a)}{S - U_L (T_{p, inicial} - T_a)} = \exp\left(\frac{- A_c U_L r}{(mC)_e}\right) \quad \text{Ec. (4.60)}$$

La temperatura de placa del colector, T_p , puede evaluarse al final de cada período, conociendo S , U_L , T_a y la temperatura de placa del colector al principio de ese período. La aplicación repetida de la ecuación (4.60), para cada hora, antes de que el colector opere realmente, sirve para estimar la temperatura del colector como una función del tiempo. Se puede obtener, entonces, una estimación de la ganancia útil multiplicando la capacidad efectiva de calentamiento del colector por el incremento de temperatura necesario para llevar al colector a su temperatura inicial de operación.

Una pérdida similar, debida a la capacidad de calentamiento, ocurre siempre que el promedio final de temperaturas del colector, en la tarde, excede al promedio inicial de temperaturas. Esta pérdida se puede estimar fácilmente multiplicando la capacidad efectiva de calentamiento del colector por esa diferencia de temperaturas.

Finalmente, Klein et Al. demostró que los efectos del sombreado intermitente, el cambio en la velocidad del viento y el de la temperatura ambiente fueron siempre despreciables para un colector de construcción normal.

4.1.10 Colectores de otras geometrías.

En los subcapítulos anteriores, solo se ha considerado un diseño de colectores: una lámina y tubos calentadores de agua. Sin embargo, hay muchos diseños diferentes de colectores planos, pero, afortunadamente, no es necesario desarrollar un nuevo análisis completo para cada situación. Hottel y Whillier (1958), Whillier (1967) y Bliss (1959) han demostrado que las relaciones generales desarrolladas para el caso de tubo y lámina, se aplican a la mayoría de los diseños de los colectores. Sin embargo, es necesario derivar la forma apropiada del factor de eficiencia del colector, F' , pudiéndose

usar las ecuaciones (4.42) y (4.43) para predecir el funcionamiento térmico. Bajo algunas circunstancias, el coeficiente de pérdidas U_L tendrá que modificarse ligeramente.

La figura (11) muestra ocho diseños de colectores para líquidos y gases que se han estudiado. también en esta figura están las ecuaciones para los factores de eficiencia de colector que se derivaron para cada una de esas geometrías.

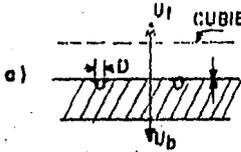
Un diseño no convencional es (h), el colector de Speyer (1965), el cual usa tubos de vidrio evacuados como cubierta. debido a la geometría circular, se puede evacuar el sistema, y consecuentemente, reducir las pérdidas de calor por convección. Las pérdidas por radiación se pueden reducir a valores relativamente pequeños con una superficie de absorción selectiva y una superficie de baja emitancia en la parte posterior.

A fin de ilustrar el procedimiento para derivar F' y U_L para un calentador de aire, derivaremos las ecuaciones para la figura (10 d) en la figura (10), se muestra un esquema del colector y un diagrama del proceso térmico.

Para esta derivación, supóngase que las pérdidas para la parte posterior del colector son despreciables.

En algún punto, a lo largo de la dirección del flujo, la energía solar absorbida calienta la placa a una temperatura T_p . La energía se transfiere de la placa al fluido a T_f por medio del coeficiente de transferencia de calor por convección h_c y a la base de la cubierta de vidrio por radiación. La energía se transfiere a la cubierta de vidrio desde el fluido por medio del coeficiente de transferencia de calor h_f y, finalmente, la energía se pierde al aire ambiente por medio del coeficiente combinado de convección y radiación U_a . Notese que U_a puede calcularse para cubiertas múltiples.

$$U_L = U_t + U_b$$

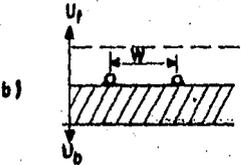


$$F = \frac{W U_L}{D h} + \frac{W U_b - W}{C_{\text{cond}} D + (W-D) F}$$

$$F = \frac{\text{Tanh } m(W-D)/2}{m(W-D)/2}$$

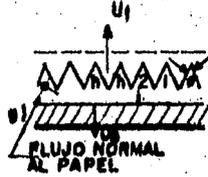
$$m^2 = U_L / k$$

$$U_L = U_t + U_b$$



$$F = \frac{W U_L}{D h} + \frac{1}{\frac{D}{W} + \frac{1}{C_{\text{cond}} \frac{W}{(W-D) F}}}$$

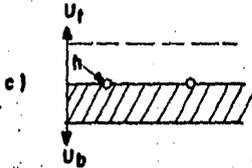
F = mismo que (a)



$$U_L = U_t + U_b$$

U_t ES BASADA EN EL AREA PROYECTADA

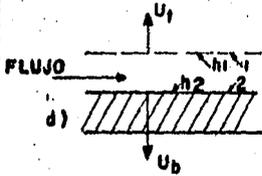
F' es mismo que (a) CON h, RELACIONADA POR N/ Sen θ



$$U_L = U_t + U_b$$

$$F = \frac{W U_L - W}{D h + D h W - D F}$$

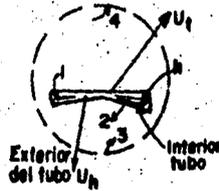
F = Mismo que (a)



$$U_L = \frac{U_t + U_b}{1 + \frac{(U_t + U_b) h_2}{h_1 h_2 + h_1 h_2}}$$

$$F = \frac{1}{1 + \frac{h_r U_t}{h_1 h_2 + h_1 h_2 + h_1 h_2}}$$

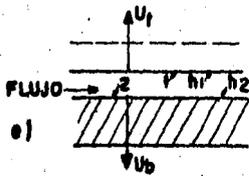
$$h_r = \frac{1}{\frac{1}{2} - 1}$$



$$U_L = U_t + U_b$$

$$F = \frac{1}{1 + \frac{U_b}{h}}$$

VALIDA SOLO CON CALOR TRANSFERENCIA ENTRE FLUIDO INTERIOR Y EXTERIOR



$$U_L = U_t + U_b$$

$$F = \frac{1}{1 + \frac{U_b}{h_1 + \frac{1}{h_2 + h_r}}}$$

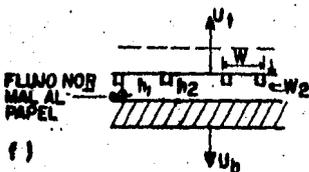
h_r = Mismo que (d)

$$F_0 = F' \text{ DE (e)}$$

$$F' = F_0 \left[1 + \frac{1 - F_0}{\frac{F_0^2}{F_D} + \frac{W h_1}{W h_2 F_1}} \right]$$

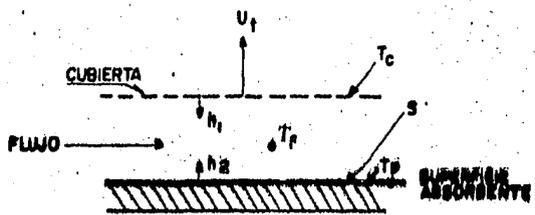
F_D = EFICIENCIA DE PLATO FINITA

F_1 = EFICIENCIA FINITA DE ALETA



(f)

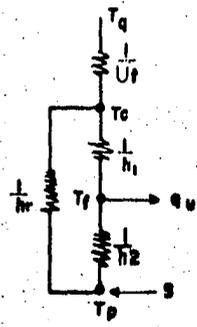
TESIS PROFESIONAL	
Fco. Rivas M.	Ramón Osorio O.
FAC. QUIMICA	U.N.A.M.
Fig. 19	1984
COLECTORES SOLARES	



$$h_f \cdot \frac{\sigma (T_p^2 + T_c^2)(T_p + T_c)}{\frac{1}{\epsilon p} + \frac{1}{\tau c} - 1}$$

(a)

TIPO DE CALENTADOR SOLAR DE AIRE



TRABAJO TERMICO NETO

(b)

TESIS PROFESIONAL	
FAC. QUIMICA	RAMON OSORIO O.
FAC. QUIMICA	U. N. A. M
FIG. N.º 18	1984
COLECTORES SOLARES	

Los balances de energía en la cubierta, la placa y el fluido estarán dados por las ecuaciones siguientes:

$$U_t (T_a - T_c) + h_r (T_p - T_c) + h_1 (T_f - T_c) = 0 \text{ ----- Ec. (4.61)}$$

$$S + h_2 (T_f - T_p) + h_r (T_c - T_p) = 0 \text{ ----- Ec. (4.62)}$$

$$h_1 (T_c - T_f) + h_1 (T_p - T_f) = q_u \text{ ----- Ec. (4.63)}$$

Para resolver las tres ecuaciones anteriores, la ganancia útil se expresa como una función de U_t , h_1 , h_r , T_c y T_a . En otras palabras T_p y T_c se deben eliminar. En algebra sin embargo, resulta algo tediosa y por eso solo se daran el menor número de pasos intermedios necesarios.

Resolviendo las primeras dos ecuaciones para $(T_p - T_f)$ y $(T_c - T_f)$ se obtiene:

$$(T_p - T_f) = \frac{S (U_t + h_r + h_1) - h_r U_t (T_f - T_a)}{h_2 U_t + h_2 h_r + h_2 h_1 + h_r U_t + h_r h_1} \text{ ----- Ec. (4.64)}$$

$$(T_c - T_f) = \frac{h_r S - (h_2 + h_r) U_t (T_f - T_a)}{h_2 U_t + h_2 h_r + h_2 h_1 + h_r U_t + h_r h_1} \text{ ----- Ec. (4.65)}$$

Sustituyendo estas en la ecuación para q_u y reordenando, se obtiene:

$$q_u = F' [S - U_t (T_f - T_a)] \text{ ----- Ec. (4.66)}$$

donde;

$$F' = \left(1 + \frac{h_r U_t}{h_r h_1 + h_2 U_t + h_2 h_r + h_1 h_2} \right)^{-1} \text{ ----- Ec. (4.67)}$$

$$U_L = \frac{U_t}{1 + (U_t h_2)/(h_1 h_2 + h_1 h_r + h_2 h_r)} \quad \text{Ec. (4.68)}$$

Notese que para este colector U_L es, no sólo el coeficiente de pérdidas por la parte superior en ausencia de pérdidas por la parte inferior, sino también calcula la transferencia de calor entre la superficie de absorción y la base de la cubierta. Siempre que el calor a extraer por el fluido esté en contacto con una cubierta transparente, U_L será modificado en una forma similar. Con objeto de calcular las pérdidas por la parte posterior, puede agregarse una resistencia de la placa a los alrededores y seguirse el mismo procedimiento básico. Sin embargo, el algebra se torna extremadamente complicada y las expresiones resultantes para F' y U_L se hacen innecesariamente incómodas. Dado que las pérdidas posteriores, en un sistema bien diseñado, son siempre pequeñas es suficiente con adicionar el coeficiente de pérdidas por la base, U_b , al coeficiente de pérdidas por la superficie U_t . Esto supone que las pérdidas de la base ocurren a T_c en lugar de T_b , pero el error resultante es pequeño.

4.1.11 Operación de colectores en períodos cortos.

Esta parte se refiere a la predicción de la operación instantánea del colector usando la ecuación 4.45. Se ha mostrado que, básicamente, son tres parámetros los que dictan el funcionamiento del colector: F_R , U_L y $\tau \alpha$. F_R es una función débil de la temperatura a través de la dependencia de U_L pero, normalmente, se considera constante para efectos de diseño. Cuando el F_R está en el orden de 0.95 el incremento de U_L por un factor de 2 hará decrecer a F_R por solo, 0.04. Este mismo efecto tan pequeño se presentaría si la velocidad de flujo a través del colector se duplicara. Así, las variaciones extensas, en condiciones de operación, producirán solamente efectos pequeños en el F_R para la mayoría de los casos.

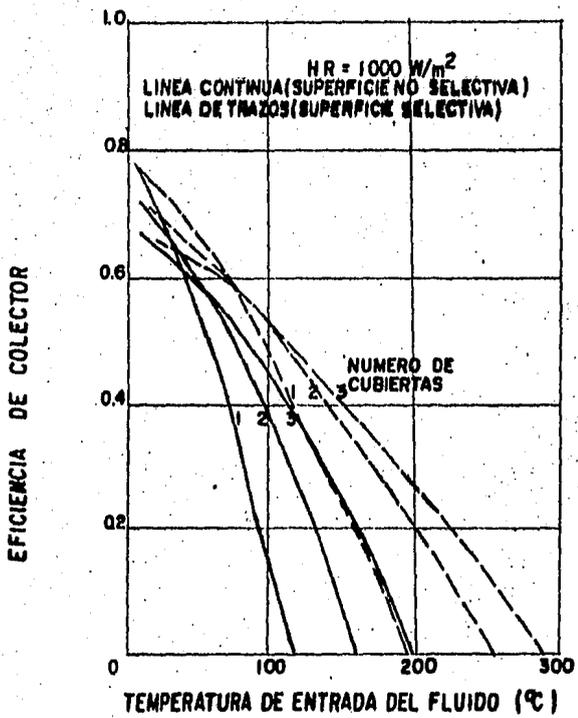
El coeficiente total de pérdidas U_L , es una función de la temperatura. Sin embargo, para muchas aplicaciones se puede seleccionar un solo valor de U_L .

Sí esto no es satisfactorio, U_L se puede evaluar como una función de la temperatura usando, por ejemplo, la ecuación (4.14).

La eficiencia instantánea del colector está dada por las figuras (20) y (21).

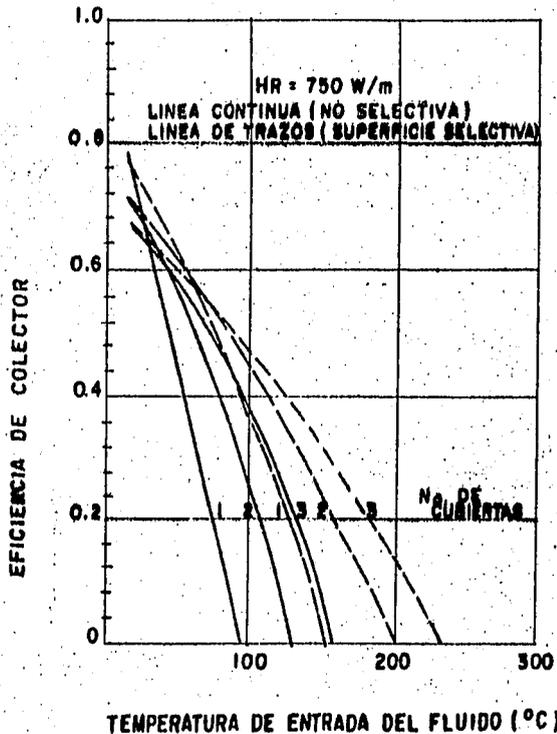
para estas figuras, F_R y F' son ambas específicas, así que no es necesario determinar la velocidad del flujo másico a través del colector. La única diferencia entre estas dos figuras es el nivel de la incidencia de la radiación solar. Para ambas figuras, el valor de U_L se calculó sin tomar en cuenta las pérdidas de la base que se consideran despreciables.

Si se hubiera usado un valor constante de U_L para el trazo de las gráficas, todas las curvas serían líneas rectas. Por ejemplo, en la figura (20), si se hubiera usado una temperatura de entrada de 100°C para evaluar U_L para un colector de dos cubiertas sin superficie selectiva, la curva de operación sería una línea recta desde el valor de 10°C ($\eta = 0.72$) hasta el valor de 100°C ($\eta = 0.37$). Esta aproximación es razonablemente exacta para temperaturas de entrada no muy lejanas a 100°C . Si ese mismo valor de U_L se usa cuando el nivel de radiación se reduce a 750 W/m^2 , las características de funcionamiento aparecerían como una línea recta en la figura (23b) del mismo punto a 10°C , a la intersección con la temperatura de entrada de 100°C , con una eficiencia de alrededor de 25%. Otra vez, la línea recta no es una mala aproximación a las características de operación real. Notese que normalmente es mejor hacer estimaciones de U_L basadas en días de buena radiación dado que estos son los días que producen la mayor parte de la ganancia útil.



$F = 0.95$, $F = 0.90$, LATITUD = 45°, VIENTO = 5 m/seg, $T_{amb} = 10^{\circ}C$, $T_{ciclo} = 10^{\circ}C$, $\epsilon_p = 0.99$ (NO SELECTIVA), $\epsilon_p = 0.10$ (SELECTIVA), $K_L = 0.0$, $T_a = 0.87$ (UNA CUBIERTA), $T_a = 0.80$ (DOS CUBIERTAS), $T_a = 0.75$ (TRES CUBIERTAS)

TESIS PROFESIONAL	
Fco. Rivas M.	Romón Osorio O.
FAC. QUÍMICA	U. N. A. M
FIG. No. 28	1984
COLECTORES SOLARES	



$F' = 0.95$, $F_R = 0.90$, LATITUD = 45° , VIENTO = 5 m/s , $T_{AMB} = 10^\circ\text{C}$, $T_{CIELO} = 10^\circ\text{C}$, $E_p = 0.95$
 (NO SELECTIVA), $E_p = 0.10$ (SELECTIVA) $K_L = 0.0$, $\tau_x = 0.87$ (UNA CUBIERTA), $\tau_x = 0.80$
 (DOS CUBIERTAS), $\tau_x = 0.75$ (TRÉS CUBIERTAS)

TESIS PROFESIONAL	
Fco. Rivas Merino	Romón Osorio O.
FAC. QUIMICA	U.N.A.M.
FIG. No. 21	1984
COLECTORES SOLARES	

Finalmente, el producto absorbancia-transmitancia también puede considerarse como independiente de variaciones, y por lo tanto una constante para muchas aplicaciones. La dependencia de la transmisión y absorción, con el ángulo de inclinación, es pequeña para ángulos de incidencia menores de 45° . Durante el mediodía, cuando la mayor parte de la colección ocurre, el ángulo de incidencia no cambia significativamente. Si la orientación es tal que el ángulo de incidencia es menor que 45° durante este período, se puede usar un solo valor de $\tau\alpha$. De igual forma si el ángulo de incidencia es mayor que 45° , puede usarse sin problemas un solo valor $\tau\alpha$ durante el mediodía, si se usa un promedio apropiado. Para un colector bien diseñado, las correcciones de α para calcular las múltiples reflexiones y la absorción en el vidrio (i. e., $(\tau\alpha)$ y $(\tau\alpha)_e$) son, normalmente, pequeñas.

La razón de la discusión del procedimiento es la observación de que con una buena selección de valores de F_R , U_L y $\tau\alpha$, el funcionamiento del colector puede predecirse con un grado de exactitud razonable. Estas simplificaciones son vitales cuando se trabaja con simuladores a gran escala si se considera dentro del orden de la reducción de costos de computación. Una gran cantidad de diseños y análisis de sistemas se pueden realizar con el modelo del colector simple. Con frecuencia no es necesario el uso de funciones, dependientes del tiempo y la temperatura, más complicadas para los tres parámetros del colector.

4.1.12 Operaciones de colectores en períodos largos.

Hasta aquí, se ha examinado el funcionamiento instantáneo de un colector solar.

En adelante, se integrarán los colectores solares en sistemas y dentro de sistemas de evaluación de operación. Sin embargo, bajo algunas circunstancias, se puede ---

separar al colector del sistema y evaluar su funcionamiento en períodos largos de operación. Hottel y Whillier (1958) diseñaron un método para combinar el clima (condiciones solares) con el funcionamiento del colector dentro de una relación simple que llamaron "utilizabilidad".

Liu y Jordan (1963) extienden ese concepto e introducen las "curvas generalizadas de utilizabilidad". Sin embargo, hay diferencias significativas, en la predicción del funcionamiento al usar las curvas generalizadas con respecto al uso de las curvas para una localización específica. La razón de esas diferencias no está clara por lo que se hace necesario un estudio adicional.

Aparentemente, de acuerdo a la ecuación (4.43) para un colector dado, con una inclinación específica y una temperatura de entrada sobre la ambiente, hay un valor de radiación solar en el cual la energía solar absorbida y las pérdidas térmicas son iguales. Este valor mínimo crítico de la radiación solar horizontal está dado por:

$$H_c = \frac{U_L - (T_{f,i} - T_a)}{R (\tau \alpha)} \quad \text{Ec. (4.69)}$$

La ganancia instantánea de energía útil del colector se puede expresar en términos de H_c , donde $(H - H_c)$ es positivo, como

$$Q_u = A_c F_R R (\tau \alpha) (H - H_c) \quad \text{Ec. (4.70)}$$

En esta expresión, F_R es constante pero R y $(\tau \alpha)$ varían con el tiempo durante el día. Sin embargo, para cualquier par de horas en particular, antes y después del medio día solar, $R (\tau \alpha)$ se acerca a una constante para un mes completo. Consiguientemente, se puede integrar la ecuación (4.70) para cada par de horas usando datos medidos para H .

El promedio de la ganancia de energía útil para una hora, en particular, del medio día está dado por:

$$\frac{Q_u}{A_c} = F_R R (\tau \alpha) H_{prom} \left(\frac{1}{n} \right) \sum_N \left(\frac{H}{H_{prom}} - \frac{H_c}{H_{prom}} \right)^+ \quad \text{Ec. (4.71)}$$

donde n es el número de horas usadas en la colección. El superscrito $+$ indica que solo deben usarse los valores positivos en la suma. Relativamente, se usan datos de varios años para determinar este promedio.

Hottel y Willier definen la utilizabilidad, ϕ , como

$$\phi = \left(\frac{1}{n} \right) \sum_N \left(\frac{H}{H_{prom}} - \frac{H_c}{H_{prom}} \right)^+ \quad \text{Ec. (4.72)}$$

Donde las curvas ϕ se grafican como una función de H_c/H_{prom} para una localidad, pero para diferentes pares de horas. Consecuentemente las curvas construidas para un par de horas, por decir de 10:00 a 11:00 y de 13:00 a 14:00, son suficientes para el día completo.

Con el objeto de usar las curvas ϕ para predecir el funcionamiento a largo plazo de los colectores, es necesario conocer los promedios, de un tiempo grande, del nivel de radiación crítico, H_c . Si la diferencia, del promedio mensual entre la temperatura ambiente y la temperatura de entrada del fluido, se conoce para cada hora, entonces se puede calcular el valor promedio de H_c . (Cuando se considera el sistema completo, esto puede ser solamente de manera aparente debido a que muchos sistemas operan con variaciones grandes en la temperatura de entrada de cada colector, por lo tanto, bajo estas circunstancias se dificulta la determinación del promedio mensual de H_c para cada hora).

4.2 EJEMPLO DEL DISEÑO DE LOS COLECTORES PLANOS Y DEL CÁLCULO DEL ÁREA REQUERIDA.

4.2.1 Algoritmo

1. Se obtienen datos climatológicos y de localización geográfica del lugar donde se instalará el sistema de energía solar.
2. De acuerdo a las necesidades de diseño, se selecciona la temperatura a la que deberá salir el fluido del sistema T_s , y se fija la temperatura de entrada al mismo T_e .

3. Con los datos del punto dos se obtiene la temperatura de placa - - - - -

$$T_p = (T_s + T_e)/2 \quad \text{Ref. (10)}$$

4. Con los flujos y diámetros recomendados, y usando T_p se obtiene $h_{i,f}$ - - - - -

$$h_{i,f} = 1056 (0.02T - 4.06) V^{0.8} / D_i^{0.2} \quad \text{Ref. (21)}$$

5. Con T_e , T_s , Ambiente (T_a), T_p y velocidad del viento, se calcula U_L - - - - -

$$U_L = U_t + U_b \quad (\text{ecuaciones 4.4. y 4.14}) \text{ variando el número de cubiertas (n).}$$

6. Con U_L y las propiedades del material del colector analizado se calcula m (ecuación 4.20).

7. Usando m y los datos de la geometría escogida se encuentra F (ecuación 4.28).

8. Con U_L , F , $h_{i,f}$ y los datos del material y geometría seleccionados se obtiene F' (ecuación 4.34). Ref. (9).

9. Con el flujo recomendado ($0.02 \text{ Kg/m}^2 \text{ seg}$) Ref. (1) el C_p del fluido de trabajo, F' y U_L se calcula F_R (ecuación 4.42), y con F_R , las propiedades de las cubiertas, la insolación global (I), T_a , T_c y U_L se obtiene Q/A ,

$$Q/A = F_R \left[\tau \cdot I - U_L (T_c - T_a) \right] \text{ Ref. (9)}$$

10. Se grafica Q/A Vs. T_p y se escoge el modelo más adecuado de los seleccionados.

11. Usando la relación $A = Q_R / (Q/A)$ se obtiene el área total de colectores planos en función de T_p .

4:3 DESARROLLO

4.3.1 Lugar donde se localizará el sistema:

TABLA 5

a) Nombre del poblado

Cuernavaca, Morelos, México.

b) Localización geográfica:

Latitud N 18° 46'

Longitud W 99° 15'

Altura S N M 1529 m

c) Velocidad de viento mensual promedio:*

TABLA 6

Año	Mes	Dirección	Velocidad (m/s)
1971	Enero	SE	2
	Febrero	S	2
	Marzo	-	-
	Abril	-	-
	Mayo	-	-
	Junio	S	2
	Julio	SW	2
	Agosto	Variable	0
	Septiembre	S	2
	Octubre	S	2
	Noviembre	SW	2
	Diciembre	SW	2

Prom. anual 1.778 m/s

* Fuente: Ref. (3)

Año	Mes	Dirección	Velocidad (m/s)
1972	Enero	S	2
	Febrero	S	1
	Marzo	S	2
	Abril	N	2
	Mayo	S	2
	Junio	SE	2
	Julio	S	2
	Agosto	SW	2
	Septiembre	-	-
	Octubre	SW	2
	Noviembre	SE	2
	Diciembre	SW	2

prom. anual 1.91 m/s

1973	Enero	NW	1
	Febrero	NE	2
	Marzo	-	-
	Abril	Variable	0
	Mayo	-	-
	Junio	SW	2
	Julio	SW	1
	Agosto	-	-
	Septiembre	N	2
	Octubre	Variable	0
	Noviembre	-	-
	Diciembre	-	-

Prom. anual 1.143 m/s

Año	Mes	Dirección	Velocidad (m/s)
1974	Enero	S	1
	Febrero	SE	1
	Marzo	-	-
	Abril	N	2
	Mayo	S	2
	Junio	S	2

Prom. semestral 1.33 m/s

Promedio global 1.66 m/s

irradiación Global (media diaria)*

TABLA 7

Mes	Radiación cal/cm ² día	Radiación w/m ²
Enero	445	646.9
Febrero	450	654.2
Marzo	545	792.3
Abril	675	981.3
Mayo	640	930.4
Junio	500	726.9
Julio	450	654.2
Agosto	395	574.2
Septiembre	385	559.7
Octubre	465	676.0
Noviembre	475	690.5
Diciembre	455	661.4
Anual	490	712.3

* Fuente: Ref. (15)

e) Datos de Temperatura

TABLA 8

Temperatura anual 15°C.

3.2. Selección de temperaturas.

TABLA 9

Ts = Variable, de acuerdo al ejemplo

Te = Variable, de acuerdo al ejemplo

4.3.3 Temperatura de placa

Se seleccionaron temperaturas de placa con una diferencia de 5°K entre una y otra para mostrar el comportamiento de los parámetros que intervienen en el diseño.

Al fijar T_e ó T_s queda determinada la otra temperatura por la relación:

$$T_p = (T_e + T_s)/2$$

TABLA 10

No. Dato	T_p °K
1	290
2	295
3	300
4	305
5	310
6	315
7	320
8	325
9	330
10	335
11	340
12	345
13	350
14	355
15	360

No. Dato

Tr 9K

16

365

17

370

18

375

19

380

20

385

21

390

22

395

23

400

24

405

25

410

26

415

4.3.4. Cálculo de $h_{i,f}$:

Usando $G = \frac{W}{A}$ ([] Kg/m² seg) = 0.02 Kg/m² seg; donde "W" es el flujo másico y "A" área de colectores, D=3/8" y D= 1" para los cabezales. ----

W= V.S. donde "V" es la velocidad de flujo y "S" la sección transversal del tubo, se obtuvieron los datos:

TABLA 11

No. Dato	$h_{i,f}$ w/m ² °K
1	2936.69
2	3105.47
3	3274.24
4	3443.02
5	3611.79
6	3780.57
7	3949.34
8	4118.12
9	4286.89
10	4455.67
11	4624.44
12	4793.22
13	4961.99
14	5130.77
15	5299.54

No. Dato	$h_{l,f}$ w/m ² °K
16	5468.32
17	5637.09
18	5805.87
19	5974.65
20	6143.42
21	6312.20
22	6480.97
23	6649.75
24	6818.52
25	6987.30
26	7156.07

4.3.5 Cálculo de $U_L = U_t + U_b$.

Con las ecuaciones (4.4) y (4.14)

y usando $\epsilon_p = 0.981$, $T_a = 15^\circ\text{C}$ (288°K), $n = 1, 2$ y 3 cubiertas, k del aislante = $0.038 \text{ w/m}^\circ\text{C}$ y, $l = 5.08 \times 10^{-2} \text{ m}$, se obtuvieron los valores:

TABLA 12

No. Dato	Una Cubierta	Dos Cubiertas	Tres Cubiertas
1	4.9305	3.0607	2.3418
2	5.4686	3.3303	2.5144
3	5.7757	3.4915	2.6200
4	6.0087	3.6169	2.7034
5	6.2037	3.7239	2.7751
6	6.3758	3.8194	2.8399
7	6.5326	3.9074	2.8999
8	6.6788	3.9902	2.9566
9	6.8174	4.0691	3.0110
10	6.9504	4.1453	3.0637
11	7.0793	4.2195	3.1152
12	7.2053	4.2923	3.1658
13	7.3292	4.3641	3.2159
14	7.4515	4.4352	3.2657
15	7.5730	4.5059	3.3153

No. Dato	Una Cubierta	Dos Cubiertas	Tres Cubiertas
16	7.6940	4.5765	3.3648
17	7.8150	4.6471	3.4145
18	7.9361	4.7180	3.4644
19	8.0576	4.7893	3.5146
20	8.1799	4.8610	3.5653
21	8.3031	4.9333	3.6163
22	8.4273	5.0063	3.6679
23	8.5528	5.0800	3.7201
24	8.6796	5.1546	3.7729
25	8.8079	5.2302	3.8264
26	8.9377	5.3066	3.8806

4.3.6 Cálculo de "m"

Para el cálculo de "m" se empleó la ecuación (4.20) usando $k = 385 \text{ w/m}^2\text{C}$,
 $= 4.82 \times 10^{-4} \text{ m}$ y los valores de " U_L " de la tabla 12.

TABLA 13

No. Dato	Una Cubierta	Dos Cubiertas	Tres Cubiertas
1	5.15	4.06	3.55
2	5.43	4.24	3.68
3	5.58	4.34	3.76
4	5.69	4.41	3.82
5	5.78	4.48	3.87
6	5.86	4.54	3.91
7	5.93	4.59	3.95
8	6.00	4.64	3.99
9	6.06	4.68	4.03
10	6.12	4.73	4.06
11	6.18	4.77	4.10
12	6.23	4.81	4.13
13	6.28	4.85	4.16
14	6.34	4.89	4.20
15	6.39	4.93	4.23
16	6.44	4.97	4.26
17	6.49	5.00	4.29
18	6.54	5.04	4.32

No. Dato	Una Cubierta	Dos Cubiertas	Tres Cubiertas
19	6.59	5.08	4.35
20	6.64	5.12	4.38
21	6.69	5.16	4.41
22	6.74	5.19	4.43
23	6.79	5.23	4.48
24	6.84	5.27	4.51
25	6.89	5.31	4.54
26	6.94	5.35	4.57

4.3.7 Cálculo de F.

Con la ecuación (4.28) la distancia entre los tubos del colector de 12.7 cm, $D = 3/8$ " y los valores de "m" del apartado anterior se obtuvieron los valores de F para:

TABLA 14

No. Dato	Una Cubierta	Dos Cubiertas	Tres Cubiertas
1	0.9721	0.9824	0.9865
2	0.9691	0.9809	0.9855
3	0.9674	0.9800	0.9849
4	0.9662	0.9794	0.9844
5	0.9651	0.9787	0.9840
6	0.9642	0.9781	0.9837
7	0.9634	0.9777	0.9834
8	0.9626	0.9772	0.9830
9	0.9618	0.9768	0.9827
10	0.9611	0.9763	0.9824
11	0.9604	0.9759	0.9821
12	0.9598	0.9756	0.9818
13	0.9592	0.9752	0.9816
14	0.9584	0.9748	0.9812
15	0.9578	0.9744	0.9810
16	0.9572	0.9739	0.9807
17	0.9565	0.9736	0.9804
18	0.9559	0.9732	0.9802

No. Dato	Una Cubierta	Dos Cubiertas	Tres Cubiertas
19	0.9553	0.9728	0.9799
20	0.9546	0.9724	0.9796
21	0.9540	0.9720	0.9794
22	0.9533	0.9717	0.9790
23	0.9527	0.9712	0.9787
24	0.9520	0.9708	0.9784
25	0.9513	0.9704	0.9781
26	0.9507	0.9700	0.9779

4.3.8 Cálculo de F'

Usando la ecuación 4.23 y $C_b = 385 \text{ w/m}^2\text{C}$ (conductividad térmica para la unión de la lámina absorbente y los tubos de cobre), se obtienen los valores de F' .

TABLA 15

No. Dato	Una Cubierta	Dos Cubiertas	Tres Cubiertas
1	0.9666	0.9789	0.9838
2	0.9635	0.9774	0.9828
3	0.9169	0.9766	0.9823
4	0.9608	0.9760	0.9819
5	0.9599	0.9755	0.9816
6	0.9592	0.9750	0.9813
7	0.9586	0.9747	0.9811
8	0.9579	0.9743	0.9808
9	0.9573	0.9740	0.9806
10	0.9568	0.9736	0.9804
11	0.9562	0.9733	0.9801
12	0.9558	0.9731	0.9799
13	0.9553	0.9728	0.9798
14	0.9546	0.9724	0.9794
15	0.9542	0.9721	0.9793
16	0.9537	0.9717	0.9790
17	0.9531	0.9715	0.9788
18	0.9526	0.9711	0.9786

No. Dato	Una Cubierta	Dos Cubiertas	Tres Cubiertas
19	0.9521	0.9708	0.9784
20	0.9515	0.9705	0.9781
21	0.9510	0.9701	0.9780
22	0.9504	0.9699	0.9776
23	0.9499	0.9694	0.9774
24	0.9493	0.9691	0.9771
25	0.9487	0.9687	0.9769
26	0.9482	0.9684	0.9767

4.3.9 Cálculo de F_R y de Q/A

Se calculo F_R con la ecuación (4.42) y Q/A haciendo:

$$Q/A = F_R \left[\tau \cdot \alpha I - U_L (T_e - T_a) \right]$$

Empleando $I = 508.80 \text{ w/m}^2$ equivalente a $350 \text{ cal/cm}^2\text{-día}$.

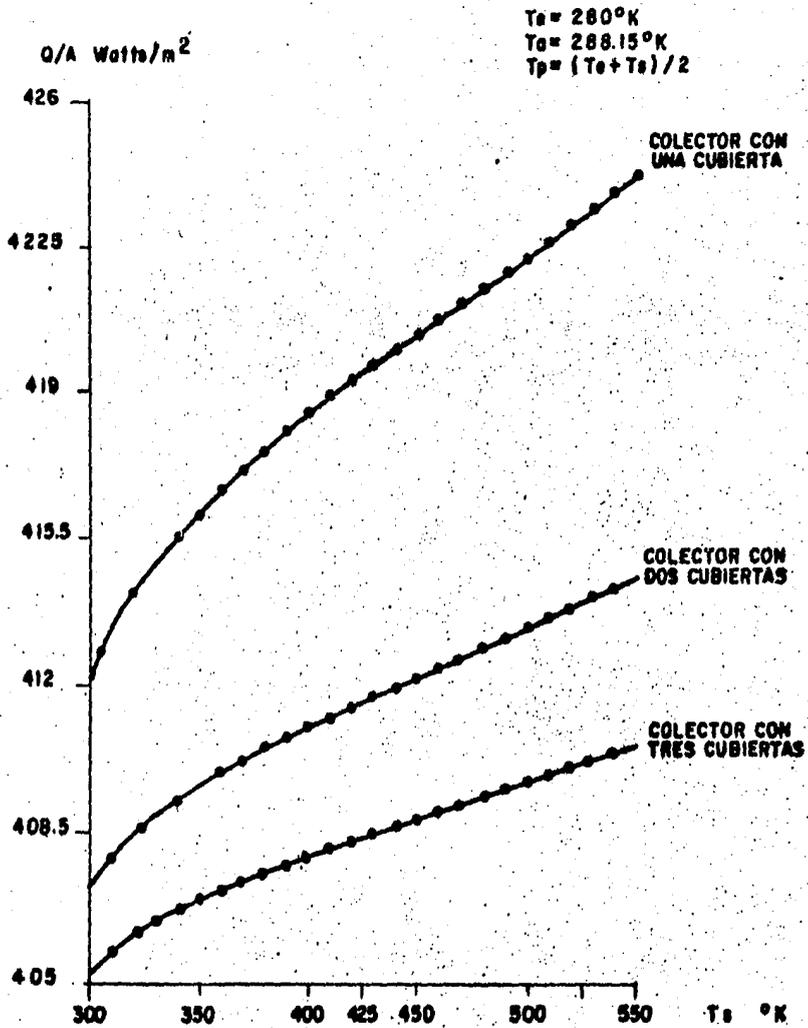
(Se tomó este valor considerando que es más bajo que el registrado en la zona, para proteger completamente el usuario en días de insolación extremadamente baja).

Los valores Q/A se pueden ver en las gráficas de las figuras (22a, b, c, d, e y f). Estas curvas se trazaron para $T_a = 15^\circ \text{ C}$.

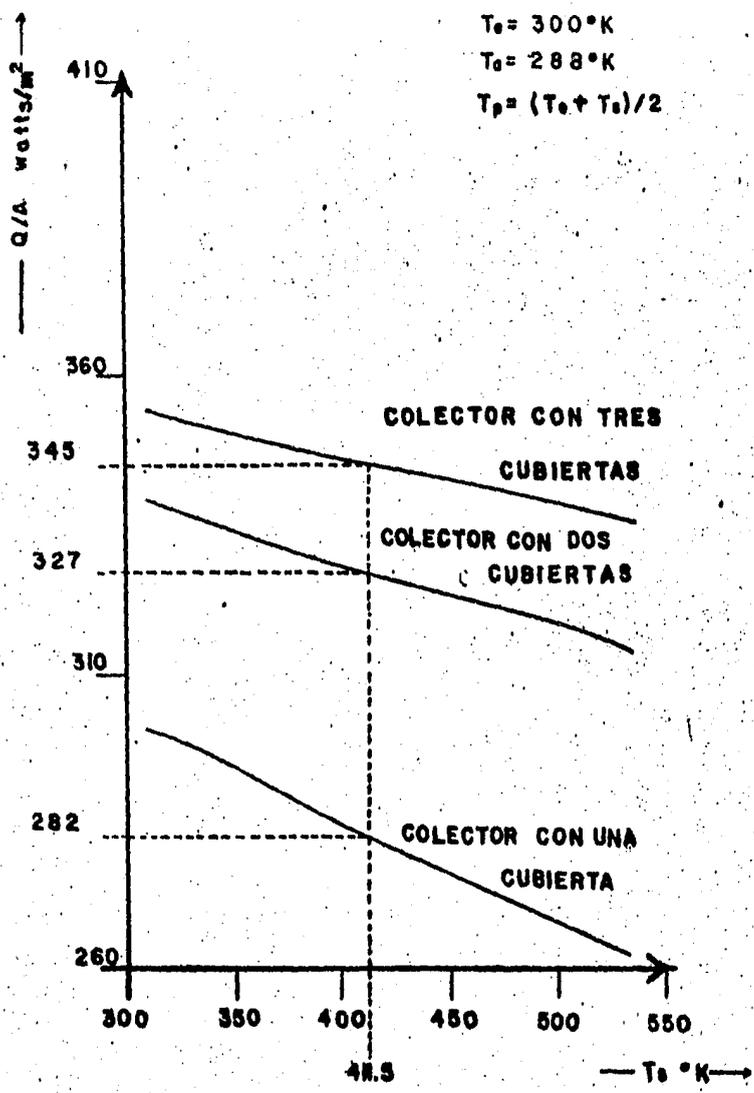
TABLA 16

No. Dato	Una Cubierta	Dos Cubiertas	Tres Cubiertas
1	0.9396	0.9616	0.9704
2	0.9338	0.9586	0.9684
3	0.9307	0.9570	0.9674
4	0.9291	0.9557	0.9665
5	0.9260	0.9546	0.9658
6	0.9250	0.9536	0.9651
7	0.9236	0.9529	0.9640
8	0.9222	0.9520	0.9640
9	0.9209	0.9513	0.9635
10	0.9198	0.9505	0.9630
11	0.9186	0.9498	0.9624
12	0.9173	0.9492	0.9620

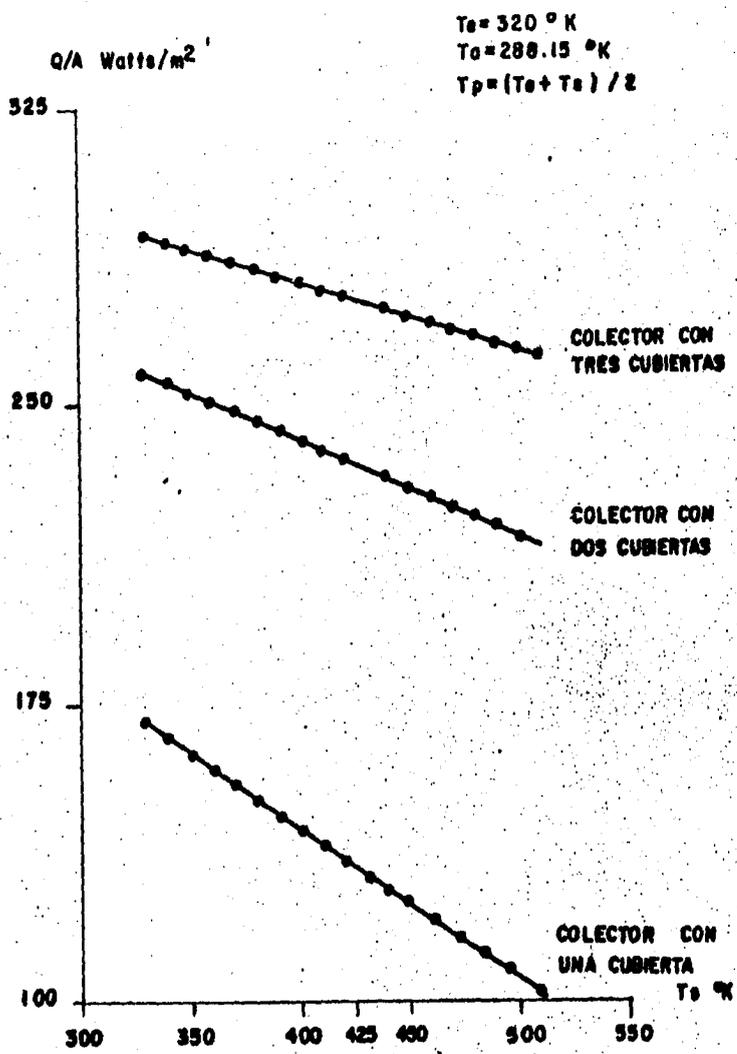
No. Dato	Una Cubierta	Dos Cubiertas	Tres Cubiertas
13	0.9164	0.9485	0.9616
14	0.9152	0.9478	0.9609
15	0.9142	0.9471	0.9606
16	0.9131	0.9463	0.9600
17	0.9119	0.9458	0.9595
18	0.9109	0.9450	0.9591
19	0.9098	0.9443	0.9586
20	0.9086	0.9437	0.9580
21	0.9075	0.9429	0.9576
22	0.9064	0.9423	0.9570
23	0.9053	0.9414	0.9565
24	0.9041	0.9408	0.9559
25	0.9029	0.9400	0.9554
26	0.9018	0.9393	0.9549



TESIS PROFESIONAL	
Ramón Osorio O.	Fco. Rivas M.
FAC. QUIMICA	U.N.A.M
FIG. No. 22 A	1984
VALOR DE Q/A V. P. 7	



TESIS PROFESIONAL	
E. RAMON OSORIO	FCO. RIVAS M.
FAC. QUIMICA	U. N. A. M.
FIG. No. 22 B	1984
GRAFICAS Q/A Vs T ₀	

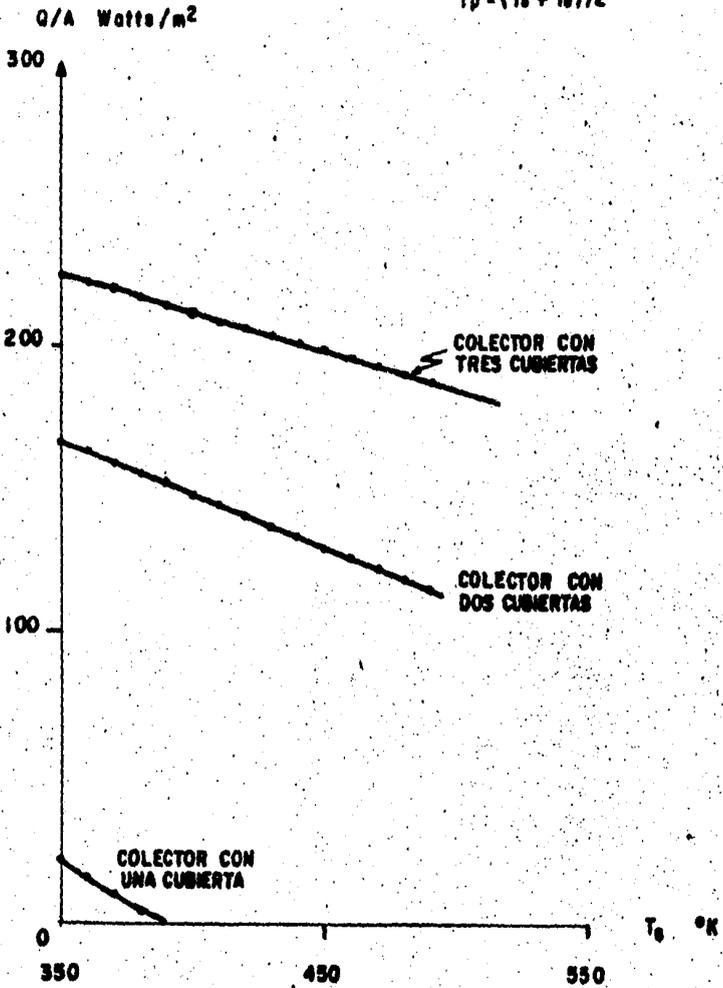


TESIS PROFESIONAL	
Ramón Osorio O.	Fco. J. Rivas Merino
FAC. QUIMICA	U. N. A. M.
FIG. No. 22 C	1984
VALOR DE Q/A Vs T	

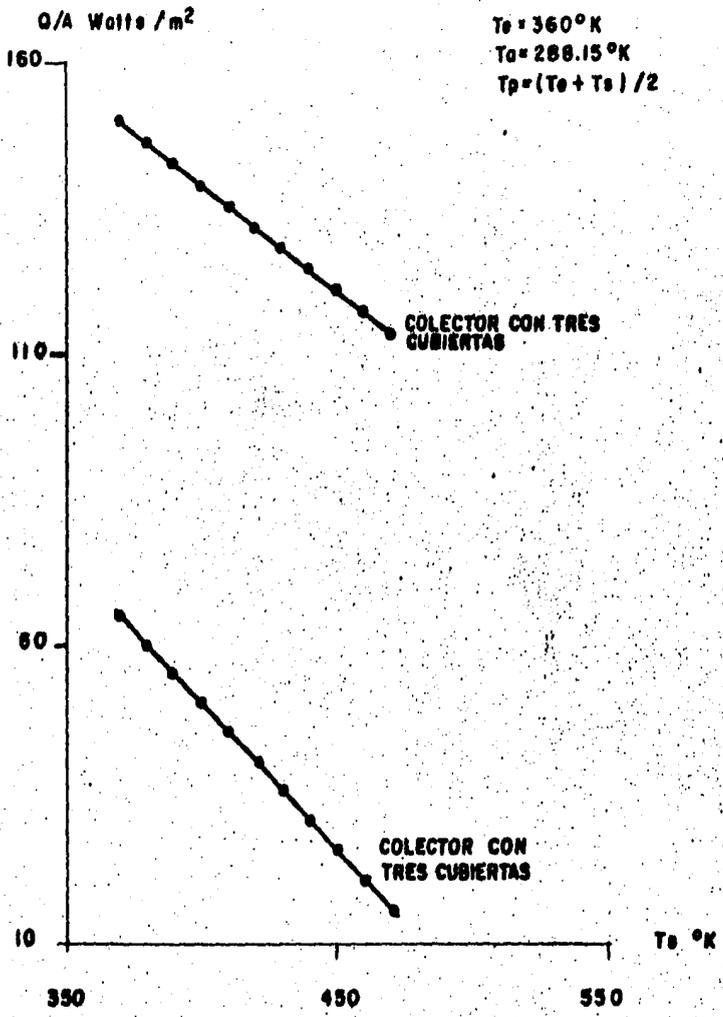
$$T_e = 340^{\circ}\text{K}$$

$$T_a = 288.15^{\circ}\text{K}$$

$$T_p = (T_e + T_a)/2$$



TESIS PROFESIONAL	
Fco. Rivas Merino	Ramón Osorio O.
FAC. QUIMICA	U.N.A.M.
Fig. No. 22 D	1984
VALOR DE Q/A Vs T	



COLECTOR CON UNA CUBIERTA NO OPERA ESTA TEMPERATURA DE ENTRADA EN ESTAS CONDICIONES

TESIS PROFESIONAL	
Rodrigo Osorio O.	Fca Rivas M.
FAC. QUIMICA	U.N.A.M.
FIG. No. 22 E	1984
VALOR DE Q/A Vs T	

Q/A Watts/m

75

$T_e = 380^\circ\text{K}$

$T_a = 288.15^\circ\text{K}$

$T_p = (T_e + T_a) / 2$

60

45

COLECTOR CON TRES
CUBIERTAS

30

T_s °K

350

400

450

COLECTOR CON DOS CUBIERTAS NO OPERA CON ESTA TEMPERATURA DE ENTRADA, EN ESTAS CONDICIONES COLECTOR CON UNA CUBIERTA. NO OPERA CON ESTA TEMPERATURA DE ENTRADA, EN ESTAS CONDICIONES

TESIS PROFESIONAL

Ramón Oporto O. Fco. Rivas M.

FAC. QUIMICA U. N. A. M.

FIG. No. 22F 1984

VALOR DE Q/A Vs T

De la gráfica 2SB con temperatura de entrada de 300°K se lee que para obtener una temperatura de salida T_s de 411.8°K correspondiente a líquido saturado del vapor de 50 PSI el colector de una cubierta proporciona $Q_{D_1} = 282 \text{ watts/m}^2$; el de dos cubiertas $Q_{D_2} = 327 \text{ watts/m}^2$ y el de 3 cubiertas $Q_{D_3} = 345 \text{ watts/m}^2$.

La demanda térmica pico de la planta recuperadora de solventes es de $5.5 \times 10^6 \text{ Btu/hr.}$ ($1,611,000 \text{ watts}$) por lo que, considerando $6 \times 10^6 \text{ Btu/hr.}$ ($1,758,420 \text{ watts}$) se tiene que:

$$A_c = Q_R / Q_D \quad \text{De donde:}$$

$$A_{c_1} = 1,758,420 \text{ watts} / 282 \text{ watts/m}^2 = 6,235 \text{ m}^2$$

$$A_{c_2} = 1,758,420 \text{ watts} / 327 \text{ watts/m}^2 = 5,377 \text{ m}^2$$

$$A_{c_3} = 1,758,420 \text{ watts} / 345 \text{ watts/m}^2 = 5,096 \text{ m}^2$$

Dado que con estas áreas solo se obtiene el líquido saturado, requeriríamos un área mucho mayor para obtener el vapor saturado de 50 PSI, por lo tanto es necesario calcular el área de colectores concentradores.

Esto último se efectúa tomando en cuenta que aunado al valor de los colectores planos habría que agregar el valor del terreno infraestructura e instalación necesaria que los haría antieconómicos. Aquí se calculó el área de colectores planos para ilustrar el proceso de cálculo de colectores que ya sean planos, concentradores o de punto focal en esencia es el mismo.

4.4 CALCULO DEL AREA DE COLECTORES CONCENTRADORES.

No obstante que los conceptos básicos de las sección anterior son aplicables a los colectores de enfoque; para su diseño, se hace necesario considerar las complicaciones derivadas del uso de este tipo de colectores. Entre éstas se encuentran las características ópticas del concentrador, el flux no uniforme en los absorbedores, la gran variedad de formas, las temperaturas de operación y pérdidas térmicas de los absorbedores, y la introducción de factores ópticos adicionales en el balance de energía.

La eficiencia de los colectores concentradores está determinada principalmente por parámetros de diseño y operación.

Algunos parámetros típicos de diseño son:

- relación de concentración
- reflectividad del espejo
- transmitividad de la chaqueta de vidrio
- absorptividad y emisividad de la cubierta absorbedora
- aislamiento del absorbedor, que depende del grado de evacuación
- intercepción reflector/absorbedor

y como ejemplos de los parámetros típicos de operación se encuentran:

- perfil de insolación
- perfil de nubosidad
- temperatura ambiente
- distribución de la velocidad del viento
- sistema de rastreo y exactitud del mismo
- efectos del ensuciamiento.

Para la eficiencia del campo de colectores concentradores deben considerarse otros parámetros adicionales que son de gran importancia, tales como:

- la configuración y localización del campo
- el espaciamiento de los colectores (efectos de sombreado y pérdidas térmicas y en el bombeo)
- flujo másico promedio para la transferencia de calor
- requerimiento de energía eléctrica

La eficiencia de un campo de colectores concentradores está definida como la relación de la ganancia de energía útil entre la radiación directa recibida en el área del colector normal al sol y puede expresarse de una manera simple por la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{Q}{\phi \cdot c} = \left[K_1 - K_2 (T_m - T_a) / \phi \right] - K_3 (T_m - T_a) / \phi^* \text{ ----- Ec. (4.73)}$$

donde:

η = eficiencia del campo de colectores concentradores

Q = potencia de salida específica útil = W/m^2

ϕ = radiación solar específica directa normal a la abertura

$$[=] W/M^2.$$

c = relación de concentración (área de colección efectiva/área del receptor) =

T_m = temperatura promedio del fluido $[=] ^\circ K$

T_a = temperatura ambiente $[=] ^\circ K$

* Ref. (12)

K_1 es una medida de la calidad óptica de la unidad reflectora absorbidora y es el producto de la absorptividad (α) del receptor de la radiación solar, la transmitividad (τ) de la chaqueta de vidrio, la reflectividad (ρ) de la superficie reflejante y el factor de intercepción (γ). Este último no sólo depende de la calidad del material, del proceso de manufactura o de otros factores similares, sino también de la relación de concentración de la unidad óptica reflector-absorbedor.

El término $K_2 (T_m - T_a)/\phi$ representa las pérdidas de calor del colector; tanto las pérdidas por convección, como las debidas a la radiación. K_2 es una expresión bastante compleja, que está influenciada especialmente por la configuración espacial del colector. Los factores que se incluyen en él son el coeficiente de transferencia de calor k , que depende del sistema seleccionado; la emisividad de la superficie del tubo absorbedor, la relación de concentración y la temperatura de la chaqueta de vidrio.

El último término $K_3 (T_m - T_a)/\phi$, representa las pérdidas de calor de la tubería, debidas a la convección, radiación y conducción. K_3 es el producto de la conductividad térmica de la tubería y la longitud de los tubos por metro cuadrado de área de colección (L/A).

Para una buena concentración con colectores acanalados (parabólicos) y en campos de concentradores, deben alcanzarse los valores siguientes:

$$0.60 \leq K_1 \leq 0.70$$

$$0.40 \leq K_2 \leq 0.55$$

$$0.07 \leq K_3 \leq 0.30$$

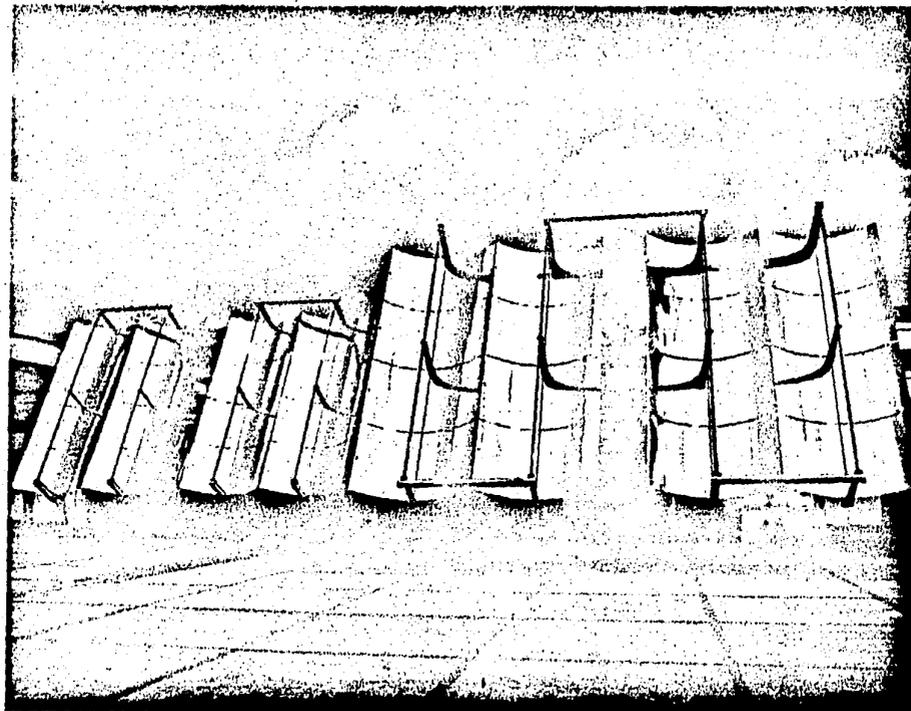
Considerando las necesidades específicas de este trabajo y auxiliándose de la figura (24) se observa que los equipos solares adecuados serán los colectores concentradores de canal cilíndrico parabólico con una relación de concentración mínima de 10.

Un colector que presenta estas características es el tipo Helioman de la compañía MAN Fig. (23) que tiene una relación de concentración de 42, presenta seguimiento solar en dos ejes (E-W, N-S) por medio de un sensor fotovoltaico (este sistema de seguimiento se detallará más adelante), superficie selectiva en el absorbedor y un sistema de control que evita el sobrecalentamiento del fluido de trabajo y protege el colector en caso de tormentas, granizo, nieve, etc.

Dado que en la sección anterior se realizó un ejemplo de diseño para los colectores planos y que el diseño de los colectores concentradores se basa en los mismos principios, el cálculo del área de colectores concentradores se hará empleando los datos proporcionados por el fabricante.

La figura (25) muestra las curvas de eficiencia media de los colectores, de los módulos de colectores y la eficiencia del campo de colectores concentradores.

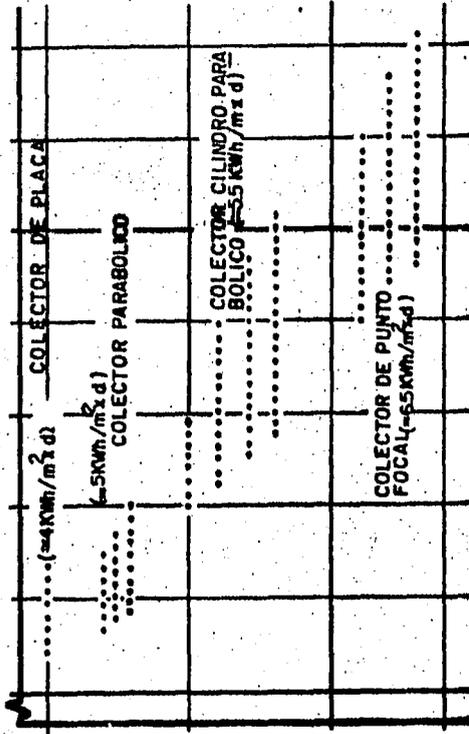
Un módulo está compuesto por cuatro colectores concentradores de canal cilíndrico-parabólico de 8 m^2 cada uno, conectados en serie. Las curvas de eficiencia están elaboradas experimentalmente y la curva del campo se determinó con aproximadamente 500 m^2 de colectores concentradores Ref. (12). Para campos más pequeños la eficiencia será ligeramente más alta y para campos más grandes será ligeramente más baja.



MODULOS "HELIOMAN"

TESIS PROFESIONAL	
E. RAMON OSORIO	FCD. RIVAS M.
FAC. QUIMICA	U. N. A. M.
FIG. No. 23	1984
COLECTORES CONCENT.	

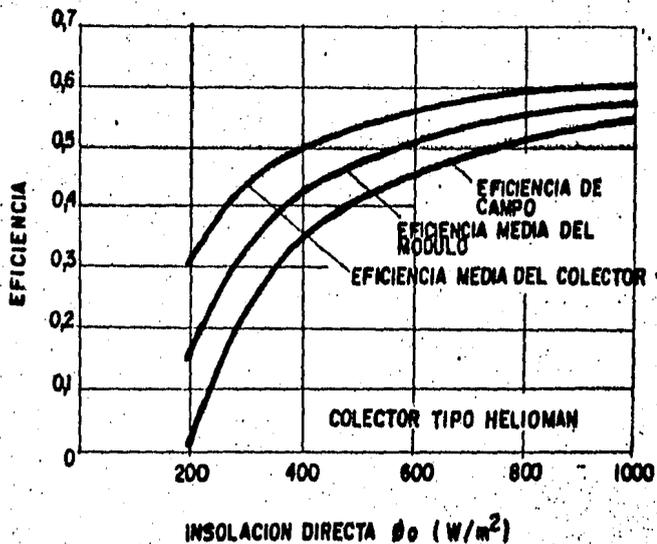
TEMPERATURA DE SALIDA DEL COLECTOR °C



RADIO DE CONCENTRACION

RANGOS DE APLICACION TIPICO DE DIFERENTES TIPOS DE COLECTORES

TESIS PROFESIONAL	
Ramón Osorio O.	Fca Rivas Merino
FAC. QUIMICA	U. N. A. M
Fig. No. 24	1984
RANGOS DE APLICACION	



EFICIENCIA DE COLECTOR, MODULO Y CAMPO PARA $500 m^2$
 CAMPO CON COLECTORES CON SEGUIMIENTO EN 2 EJES A
 $T_m = 260^\circ C$

TESIS	PROFESIONAL
Fco. RIVAS MERNO	Ramón OSORIO O.
FAC. QUINCA	U.N.A.M
Fig. No. 25	1984
EFICIENCIA DE COLECTOR	

Para nuestro problema específico, la insolación global anual es de $490 \text{ cal/cm}^2 \text{ día}$ ---- (712.32 w/m^2). Si se considera un 50% de radiación directa tendremos entonces $245 \text{ cal/cm}^2 \text{ día}$ (356.16 w/m^2) como promedio durante el año.

Usando la figura (25) se observa que el campo trabajaría con una eficiencia del 31% ---- aproximadamente.

Aún cuando se puede suponer que este valor se verá afectado por la latitud geográfica debido a las pérdidas por sombreado, en la zona comprendida entre los 20° de latitud norte y sur estas pérdidas son de alrededor del 2.5% y no se afectan por la latitud Figura (26).

Por lo tanto con el valor obtenido en la gráfica Figura (25) y empleando la ecuación (4.73), se obtiene.

$$0.31 = Q_D / 356.16 \text{ w/m}^2 \quad (42)$$

Donde " Q_D " es la energía disponible transferida al fluido de trabajo y en la dirección del flujo por unidad de área de colector y será igual a:

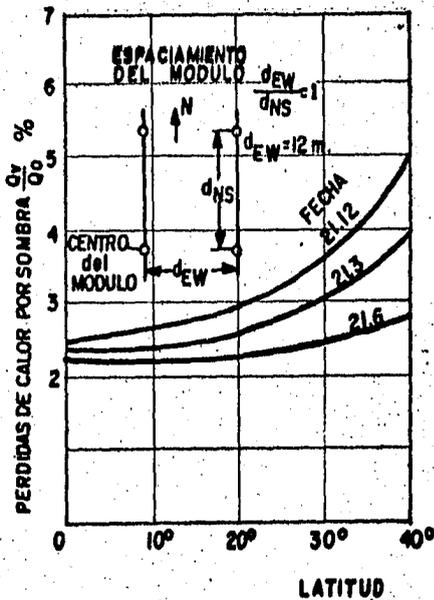
$$0.31 (42) 356.16 \text{ w/m}^2 = 4637.20 \text{ watt/m}^2$$

El requerimiento térmico pico de la planta recuperadora de solventes es de 5.5×10^6 BTU/hr (16 11885 watts).

La relación

$$\frac{Q_R}{Q_D} = A$$

expresa el área de colección necesaria para suministrar la energía requerida Q_R a partir de la energía disponible en la unidad de área Q_D , por lo que considerando ----



INFLUENCIA DE LATITUD Y FECHA EN EL COLECTOR POR SOMBRAS

TESIS PROFESIONAL	
Fco. RIVAS MERINO Romón OSORIO O.	
FAC. QUIMICA	U.N.A.M
Fig. No. 28	1984
PERDIDAS DE CALOR	

4.5) SUBSISTEMA DE INTERFASE.

- EVAPORADOR -

El subsistema de interfase es la conexión entre el sistema captador de energía y el sistema que consume la energía captada y almacenada. Para este caso, el subsistema de interfase será un sistema de evaporación capaz de suministrar 4700 lb/hr de vapor de 50 psi para proporcionar la carga térmica demandada por el consumidor.

En la figura 27 se muestra un evaporador del tipo más empleado como sistema de interfase. Este evaporador está manufacturado por Bertrams y consta de tres tubos dentro de una chaqueta conformados en forma de espiral.

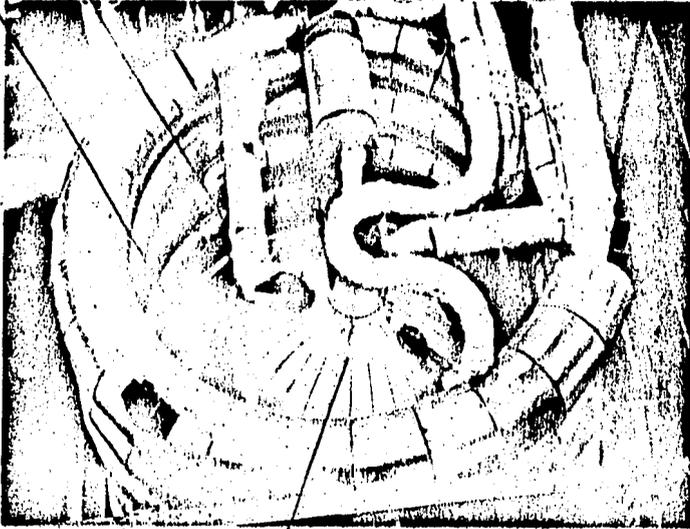
El aceite caliente que proviene del subsistema de almacenamiento de energía, se hace circular primero por la esfera No. 1 de la figura 27 siendo esta el denominado "almacen de vapor" empleado para las condiciones de demanda pico del consumidor, después se hace circular por el evaporador propiamente dicho, desde la parte más alta y en contracorriente con el agua a evaporar, observándose tres regiones en el evaporador: precalentamiento, evaporación y sobrecalentamiento.

Realmente el vapor que se envía al consumidor es el contenido en el "almacen de vapor" y el vapor que se genera en el evaporador se manda a dicho almacén, salvo en las condiciones de demanda pico del consumidor, en cuyo caso tanto el vapor que se encuentra en el "almacen de vapor" como el generado en el evaporador se proporcionan al consumidor.

2 ZONA DE PRECALENTAMIENTO

3 ZONA DE EVAPORACION

4 ZONA DE SOBRECALENTAMIENTO



1 ALMACEN DE VAPOR

GENERADOR Y ALMACEN DE VAPOR

TESIS PROFESIONAL	
E. RAMON OSORIO	FCO. RIVAS M.
FAC. QUIMICA	U. N. A. M.
FIG. No. 27	1964
GENERADOR DE VAPOR	

4.6) SUBSISTEMA DE ALMACENAMIENTO DE ENERGÍA

Las ganancias y las necesidades de energía difieren, en muchos casos, unas de otras. Por lo tanto, uno de los problemas más importantes en la utilización de la energía solar es la forma de almacenar la energía calorífica. Esto puede hacerse de muchas maneras diferentes.

Para seleccionar el sistema más adecuado deben tomarse en cuenta los puntos que a continuación se enlistan:

- 1) Pérdidas pequeñas de energía .
- 2) Pérdidas pequeñas en la calidad de la energía almacenada (la operación de almacenamiento debe ser reversible y la caída media de la temperatura durante la carga y la descarga debe ser despreciable; debe evitarse mezclar fluidos con temperaturas diferentes).
- 3) Tiempo de vida alta; deben poderse efectuar muchos ciclos de carga y descarga sin detrimento de las cualidades de los tanques de almacenamiento.
- 4) Bajo costo.

Debido a las ventajas que ofrece el Thermo-oil en este sistema, se seleccionó como medio de transporte y almacenamiento de energía. Esas ventajas son:

- 1) Baja presión en el sistema.
- 2) Se pueden realizar las operaciones de carga y descarga, de los tanques de almacenamiento, simultáneamente.
- 3) Su circulación se controla fácilmente.

El sistema de almacenamiento para el problema que nos ocupa estará formado por tres tanques de 36 m³ cada uno, haciendo un volumen total de 108 m³, suficiente para trabajar los equipos el 50% del tiempo total de trabajo sin usar los colectores concentradores. Esto es una ventaja en los días que amanecen con niebla.

La capacidad normal de almacenamiento por m³ es:

$$V (\Delta H) \rho = Q_{Alm}$$

$$145 \text{ BTU/Lb} (43.75 \text{ lb/ft}^3) 1 \text{ ft}^3 / (0.3048)^3 = 22\,4027.4 \text{ BTU/m}^3$$

y el total del sistema será:

$$108 \text{ m}^3 (224027.4) \text{ BTU/m}^3 = 24\,19461.03 \text{ BTU}$$

En días de insolación extremadamente alta, se puede almacenar más energía que la que se requiere para una operación de aproximadamente un día.

Una vez terminado el análisis técnico del sistema de aprovechamiento de la energía solar y sabiendo que la planta de recuperación de solventes puede trabajar con un sistema convencional de generación de vapor es menester elaborar una comparación económica entre ambas alternativas con objeto de conocer aquella que ofrece las mayores ventajas y que, por lo tanto sea la propuesta final de ésta tesis.

V. COMPARACION ECONOMICA.

5.1) ESTIMACION DE LA INVERSION FIJA

ALTERNATIVA (A) SISTEMA CONVENCIONAL DE GENERACION DE VAPOR

El equipo principal de este sistema lo constituye una caldera, y para estimar su inversión fija se consultó con varios fabricantes y proveedores de éstos equipos.

Para una demanda térmica de 5.2 M de BTU/hr y 5600 lbs/hr, de vapor a 50 pis, a 1538 m S.N.M.⁺, fué recomendada una caldera con las siguientes especificaciones.

CABALLOS DE VAPOR CALDERA		200 B H P
	TOTAL	19' - 7"
LONGITUD	CUERPO DE LA CALDERA	15' - 0"
	BASE DE LA ESTRUCTURA	14' - 11"
	TOTAL	6'
ANCHO	CALDERA DIAMETRO INTERNO	5'
ALTURA	TOTAL	7' - 2"
CHIMENEA	DIAMETRO (CONEXION DE BRIDA)	16"
	PUERTA VAIVEN TRASERA	2' - 8"
CLARO MINIMO PARA	PUERTA VAIVEN DELANTERA	5' - 7"
	REMOCION DEL TUBO TRASERO	14' - 2"
	REMOCION DEL TUBO DELANTERO	13' - 2"

+ Altura de la Ciudad de Cuernavaca, Modelos, sobre el nivel del mar.

PESO APROXIMADO

15 900 lbs

CONSUMOS
APROXIMADOS

DIESEL

60 G P H

ACEITE PESADO

56 G P H

REQUERIMIENTOS
ELECTRICOS

MOTOR SOPLADOR

10 HP

BOMBA ACEITE

1 HP

CALENTADOR ACEITE OPCIONAL

5 HP

También se pidieron cotizaciones a los diferentes fabricantes y en promedio se obtuvo lo siguiente⁺:

CALDERA \$ 3'670,601.00

SUAVIZADOR DE AGUA 240,000.00

EQUIPO AUXILIAR 653,518.00

CHIMENEA 6 m 37,188.00

DOS TANQUES DIESEL 300 lts. 72,135.00

INSTALACION Y OBRA CIVIL 200,000.00

FLETES 200,000.00

T O T A L : \$ 5'073,442.00
=====

La caldera de 200 B H P incluye tanque de condensados, bomba de alimentación de agua y soplador con motor⁺⁺.

+ Precios de marzo de 1983

++ Fuente: SELMEC

Como equipo auxiliar se tienen manómetros, válvulas de seguridad y check, alarma de presión, tuberías y accesorios ya sea de alimentación de agua, de aceite y líneas de purga.

La instalación, obra civil y fletes son estimados para la Ciudad de Cuernavaca, Morelos.

ALTERNATIVA (B) SISTEMA DE APROVECHAMIENTO DE LA ENERGIA SOLAR PARA GENERACION DE VAPOR.

Los costos que a continuación se presentan son los costos estimados por unidad de área de colección e incluyen los costos por concepto de materiales de instalación y equipos auxiliares; este precio es reportado anualmente en publicaciones especializadas⁺ de las que fué tomado, faltando únicamente considerar los gastos de mano de obra y fletes.

Entre los materiales de instalación que se incluyen están tuberías, válvulas y accesorios, soporte o base de colectores. Los equipos auxiliares son los necesarios para su operación como bombas, tanques de almacenamiento de líquido térmico, mecanismo de seguimiento solar e instrumentos de control automático.

Si el costo por metro cuadrado de colector es de \$ 60,000.00⁺ y el área mínima de colección fué estimada en 384 m² se tiene:

\$ 60,000.00/m ² x 384 m ²	\$ 23'040,000.00
Instalación	500,000.00
Fletes	200,000.00
T O T A L :	\$ 23'740,000.00

+ Precios de Marzo de 1983.

5.2) ESTIMACION DE LOS COSTOS DE OPERACION

- ALTERNATIVA (A)

Los satisfactores necesarios que hacen posible el funcionamiento correcto de una caldera se pueden resumir en lo siguiente:

- COMBUSTIBLE
- ENERGIA ELECTRICA
- MANTENIMIENTO
- MANO DE OBRA DE OPERACION

El combustible que empleará la caldera en Cuernavaca, Mor., deberá ser Diesel, -- ya que en esta Ciudad no se usa el gas LP para este servicio (1983).

El consumo de energía eléctrica de la caldera lo constituyen tres motores. El motor del soplador de la caldera (10 HP), el motor de la alimentación de agua a la caldera (3 HP) y el motor de alimentación de combustible a la caldera (1 HP).

Una de las formas de mantenimiento preventivo que tiene un monto significativo en los costos de operación es el uso de reactivos agregados al agua^(*) y se estima que por cada 100³ litros de agua tratada que se alimenta a la caldera se requieren 2 --- grs de sales disueltas a 10 ml de solución, cuando se trate de líquidos, variando un poco de acuerdo al reactivo de que se trate y las propiedades del agua^h. Este ---- consumo es diario y se considera mantenimiento preventivo del equipo.

Otra clase de mantenimiento preventivo, que no es trascendente por su costo, es el efectuado con las purgas y desfuegos en los que se pierde vapor y por ende dinero. La frecuencia con la que se realiza este tipo de operaciones variará de ----- acuerdo al uso de que se le dé a la caldera y, en este caso, no será considerado.

* Para evitar incrustaciones y crecimientos bacteriológico.

+ Fuente: Anderson Clayton.

5.3) VALOR DE RESCATE

El valor de rescate de los equipos es el que tienen en el momento de su venta al finalizar la vida útil de éstos, dado que la vida útil del equipo solar es de 20 años, para fines comparativos, el sistema convencional se depreciará en diez años al final de los cuales se hará una nueva inversión depreciándose también en 10 años.

El valor de rescate del sistema convencional se estima en 6%⁺ de su costo inicial y para el sistema de aprovechamiento solar se considera el 8%⁺ del costo inicial, -- los resultados son:

SISTEMA CONVENCIONAL:

$$\text{\$ } 3'670,601.00 \times 0.06 \qquad \qquad \qquad \text{\$ } 220,236.00$$

SISTEMA DE APROVECHAMIENTO DE LA ENERGIA SOLAR:

$$\text{\$ } 60,000.00/\text{m}^2 \times 384 \text{ m}^2 \times .08 \qquad \qquad \qquad \text{\$ } 1'843,200.00$$

Estos datos serán empleados para estimar la depreciación anual, necesaria para ---- calcular el flujo efectivo neto para ambas opciones.

+ Inf. directa (fabricantes).

5.4) DEPRECIACION DE LOS EQUIPOS.

Considerando una depreciación lineal se tiene que:

$$D_A = \frac{I_A - V_{RA}}{n}$$

donde

D_A = Depreciación del equipo (A) en miles \$/año

I_A = Inversión fija del equipo (A) en miles \$/año

V_{RA} = Valor de rescate del equipo (A) en miles \$/año

n = período de depreciación en años

SISTEMA CONVENCIONAL:

$$D_A = \frac{5,073 - 220}{10} = M \$ 485.3/\text{año}$$

SISTEMA DE APROVECHAMIENTO DE LA ENERGIA SOLAR:

$$D_B = \frac{23,740 - 1842}{20} = M \$ 1094/\text{año}$$

Otro tipo de mantenimiento preventivo de la caldera, es la limpieza y desincrustación de los tubos. Para esto es necesario abrirla y efectuar la limpieza de éstos por medio de equipo de escobetas, regaderas, soluciones y reactivos especiales, la frecuencia con que se realiza esta operación varía según el uso de la coladera. Para nuestro caso se recomienda realizar esta operación cada dos años⁺.

A pesar del mantenimiento preventivo para el equipo, se estima que es necesario cambiar tubos por lo menos una vez dentro de su vida útil, lo cual representa un costo aproximado del 15% del costo inicial de la caldera (diez años de vida).

Por último, es necesario incluir en los costos de operación la mano de obra de un trabajador, quien está encargado de la vigilancia del correcto funcionamiento de la caldera y sistemas auxiliares que lo requieren, así como del mantenimiento preventivo de ésta.

Los costos de operación anuales se resumen a continuación:

COMBUSTIBLE DIESEL:	\$/AÑO
892.5 lts/día ⁽⁺⁾ ⁽⁺⁺⁾ x 14 \$/lt ^(*) x 260 días/año	\$ 3,248,700.00

ENERGIA ELECTRICA:	
178 Kwatts/día ⁽⁺⁾ ⁽⁺⁺⁾ x 4.2 \$/Kwatt ^(*) x 260 días/año	194,376.00

MANTENIMIENTO

Preventivo:

Reactivos

5853 \$/día ^(*) x 260 días/año	1,520,473.00
---	--------------

+ Fuente: Anderson Clayton.

++ Consumo aproximado para el modelo propuesto.

* 1983

LIMPIEZA Y DESINCRUSTANTES

\$ 45,000.00⁽⁺⁾ ⁽⁺⁺⁾ / 3 años

\$ 15,000.00

CORRECTIVO

\$ 550,590⁽⁺⁾ ⁽⁺⁺⁾ / 10 años

55,059.00

MANO DE OBRA

\$ 455⁽⁺⁾ ⁽⁺⁺⁾ / día | x 365 días/año

166,075.00

TOTAL :

\$ 5'199,683.00/año

| Un día de trabajo caldera igual a cinco horas

+ Precio marzo 1983 (Cuernavaca, Mor.)

- ALTERNATIVA (B)

Los costos de operación para esta alternativa son notoriamente menores que para la opción anterior, resumiéndose en:

- Energía Eléctrica
- Mantenimiento y supervisión.
- Supervisión

La demanda de energía eléctrica la efectúa la bomba de alimentación de aceite - térmico al sistema (10 H P) y por los sistemas de control automático y de segui----- miento solar, en total tienen un consumo aproximado de 642.5 Kwatts/día, conside-- rando un día de trabajo once horas de operación.

El mantenimiento se considera como un porcentaje de su inversión fija para el transcurso de su vida útil (20 años), ya que esta inversión es una función -- del área de colección, 64% aplicado a México en particular ^(*). Dentro de este --

++ Fuente: Anderson Clayton.

+ Fuente: DIGAASES.

mantenimiento se incluye el preventivo y correctivo, el primero consiste principalmente en limpieza y revisión de los equipos, lubricación y engrase; el segundo incluye los gastos estimados por descomposturas o cambio de alguna de sus partes como pueden ser empaques, aislantes y partes del sistema de bombeo donde se puedan presentar puntos de fuga. Por otro lado, se hace imprescindible la supervisión de un técnico que se responsabilice del mantenimiento y correcto funcionamiento del sistema.

Todos estos gastos están estimados en el porcentaje indicado para las condiciones del país, los resultados son los siguientes:

ENERGIA ELECTRICA:

\$/AÑO

$$642.5 \frac{\text{Kw}}{\text{día}} \times \frac{4.2 \text{ \$}}{\text{Kw.}} \times \frac{260 \text{ días}}{1 \text{ año}}$$

\$ 701,610.00

MANTENIMIENTO

$$\text{\$ } 60\,000 \text{ \$/m}^2 \times 384 \text{ m}^2 \times 0.64 \times 1/20 \text{ años}$$

\$ 744,190.00

T O T A L:

\$ 1,445,800.00/año

5.5) CALCULO DEL FLUJO DE EFECTIVO ANUAL.

Como método de comparación económica entre ambas alternativas, se realiza el cálculo de la tasa interna de retorno (TIR), usando un valor presente para los costos y desembolsos calculados al primer año de operación en ambas opciones, para lo cual se calcula el balance de pérdidas y ganancias para ambos. Debido a que la vida útil operativa de la alternativa (B) es el doble de años que el de la alternativa (A), se considera un reemplazo de la caldera a los 10 años de operación, también, es necesario tomar en cuenta que este reemplazo implica un valor de rescate por concepto de venta del equipo usado, también es necesario tomar en cuenta la suposición de que en el segundo periodo de vida de la opción (A) son los mismos desembolsos que en la primera etapa.

Lo anterior se toma en cuenta en cálculo de la tasa interna de retorno (TIR). Los cálculos aquí efectuados están basados en la referencia bibliográfica N.(36).

El estado de pérdidas y ganancias que a continuación se presenta se puede resumir en un concepto, entradas o ganancias menos salidas o pérdidas. El resultado afectado por impuesto y reparto de utilidades, el resultado es el desembolso total correspondiente a ese equipo.

ESTADO DE PERDIDAS Y GANANCIAS.

ALTERNATIVA (A).

	\$(000)
COSTOS DE OPERACION:	
energía eléctrica - - - - -	194.4
combustible - - - - -	3,248.7
mantenimiento - - - - -	<u>1,756.6</u>
total	5,199.3
DEPRECIACION - - - - -	<u>485.3</u>
total gastos de operación	5,684.6
GASTOS (ADMINISTRATIVOS Y SUPERVICION) - - - - -	<u>100.0</u>
ingreso grabable	5,584.6
I.S.R. (4%) - - - - -	2,345.5
REPARTO DE UTILIDADES (8%) - - - - -	<u>446.7</u>
DESEMBOLSOS ANUALES TOTALES	2,792.3

ESTADO DE PERDIDAS Y GANANCIAS

ALTERNATIVA (B)

	\$(000)
COSTOS DE OPERACION:	
energía eléctrica - - - - -	701.6
mantenimiento - - - - -	<u>744.2</u>
total	1,445.8
DEPRECIACION - - - - -	<u>1,094.0</u>
total gastos de operacion	2,539.8
GASTOS (ADMINISTRATIVOS Y SUPERVISION) - - - - -	<u>100.0</u>
ingreso grabable	2,439.8
I.S.R (42%) - - - - -	1,024.7
REPARTO DE UTILIDADES (8%) - - - - -	<u>195.2</u>
DESEMBOLSOS ANUALES TOTALES	1,219.9

6) CALCULO DE LA T.I.R.

Los conceptos de estudio se resumen en:

	ALTERNATIVA (A) \$(000)	ALTERNATIVA (B) \$(000)
COSTO INICIAL	5,073.0	23,740.0
VIDA ECONOMICA	10 años	20 años
VALOR DE RESCATE	220.0	1,843.0
DESEMBOLSOS ANUALES	2,792.3	1,219.9

Se desea encontrar la tasa de interés para la cual el valor total presente de las alternativas es el mismo, (diferencia de valores presentes igual a cero), esta tasa de interés es la T.I.R.

Para comodidad de calculo se presenta el valor encontrado por método iterativo en un calculo previo este valor corresponde a $i=7\%$. los datos de $(P/F, i, 10)$, $(P/F, i, 20)$ y $(P/A, i, 20)$, se encuentran tabulados como capitalizacion discreta en libros de Ingeniería Economica especializados. ver ref. (36). los valores son los siguientes:

ALTERNATIVA (A)		\$(000)
INVERSION ORIGINAL	- - - - -	-5,073.0
REEMPLAZO $5,073.0(P/F, i, 10)$	- - - - -	2,578.6
DESEMBOLSOS ANUALES $2,792.3(P/A, i, 20)$	- - - - -	29,581.6
(MENOS) VALOR DE RESCATE $220.0(P/F, i, 10)$	- - - - -	<u>(111.8)</u>
TOTAL		37,120.8

ALTERNATIVA (B).

	\$(000)
INVERSION ORIGINAL - - - - -	23,740.0
DESEMBOLSO ANUAL 1219.9(P/A,1,20) - - - - -	<u>12,923.0</u>
TOTAL	36,663.6

Valor aproximado al encontrado para la alternativa (A).

VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

De acuerdo a los resultados obtenidos en este trabajo y dadas las condiciones económicas por las que atraviesa el mundo, en las que se hace cada vez más necesario el disminuir el consumo de los energéticos convencionales debido a su constante aumento de precio, se puede concluir:

Que los sistemas y equipos solares empiezan a entrar en competencia con los equipos convencionales, ya que son sistemas de suministro de energía a bajo costo, limpia (no contaminante), y tecnológicamente accesible.

En el transcurso de unos años, a los sistemas solares se les han visto grandes perspectivas de uso, no solo por los países altamente desarrollados sino también por instituciones internacionales dedicadas a la investigación del aprovechamiento racional de la energía, como es el caso de la Organización Latino-Americana de Energía (OLADE) y de la Comisión de Energéticos de la ONU.

En el caso particular de la planta recuperadora de solventes, se observa que una tasa de retorno del 7% para el sistema de aprovechamiento solar sobre la opción convencional, es un indicador de que teóricamente es conveniente invertir en un equipo de este tipo, ya que el incremento de la inversión (diferencia entre los dos sistemas) se justifica a través de la tasa de rendimiento sobre dicho incremento, considerando los 20 años de vida económica para ambos sistemas.

Ahora bien, todos los equipos para el aprovechamiento de la energía solar deben seleccionarse de acuerdo a las condiciones de operación requeridas. Como ejemplo de esto tenemos a la planta recuperadora de solventes, donde los colectores planos podrían suministrar el servicio pero se necesitaría

una área de colección demasiado grande, lo que haría antieconómico el aprovechamiento de la energía solar por lo que se optó por trabajar con colectores concentradores con seguimiento del sol en dos ejes disminuyendo con esto, de manera considerable el tamaño del terreno requerido y la inversión inicial, no obstante que el metro cuadrado de colectores concentradores es bastante más caro que el de los colectores planos.

312108

VII. BIBLIOGRAFIA.

1. Ashrae "Standard Methods of Determine Thermal Perfomance of Solar Collectors", Salles Publications Departament New York, U.S.A. 1978.
2. Bernardin, F.E., "Selecting and Specifying Activated-Carbon Adsorption", Calgon Copr, Chem. Eng., October 18, 1976, pags. 77-82.
3. Choinowski, Hosrt, and Erich Oertli, "Europe's First Solar Farm, (Solar Thermal Distributed Power Station)", Research Engineering Manufacturing, Augsburg, R. F.A., Abril, 1979.
4. DIGAASES (SAHOP) "Curso Nacional sobre Energía Solar y Colaterales (Eolica y Biomasa)", Tomos I y II, México 1981.
5. DIGAASES (SAHOP), "Primeras Píantas Desaladoras a Nivel Mundial, Accionadas por Energía Solar a Través de Sistemas Térmicos y Fotovoltaicos", Reporte Técnico, México, 1982.
6. DIGAASES (SAHOP), "Proyecto Sonntlan, México-R.F.A. (Las Barrancas, B.C. S), Memoria Técnica Descriptiva", México, Noviembre 1982.
7. DIGAASES (SAHOP), "EL Habitat y el Sol", México, 1982.
8. DORNIER, Co., "Sonntlan Training Course, Flate Plate Colector Field and --- Concentreiting Colector Field", México-R.F.A. 1979.
9. Duffie, J.A. and W.A. Beckman, "Solar Energy Thermal Processes", Jhon Wiley & Sons, Inc., New York, U.S.A. 1974.
10. Duffie, J.A. and Beckman Williams A. "Solar Enginneering of Thermal Processes" John Wiley, & Sons, Inc., New York, U.S.A. 1980.

11. Farrington, and Daniels, "Uso Director de la Energía Solar"
H Blume Ediciones, Madrid, España 1977.
12. Feustel, J.E., "Application of Solar Process Heat above 120°C in Industrial Processes", Reporte Técnico M.A.N., Symposium Brighton, Inglaterra, 1981.
13. Feustel, J.E., "Tapping the Energy of the Wind and Sun", Research Engineering Manufacturing, Augsburg, R.F.A., 1978.
14. Flores, Gómez A., "Sistemas de generación de Potencia a Partir de la Energía Solar por Medios Termodinámicos", tesis profesionales UNAM, México, 1982.
15. Hernández, H.E., "La distribución de la Radiación Global en México Evaluada Mediante la Fotointerpretación de la Nubosidad Observada por Satélites Meteorológicos", Centro de Investigación de Materiales, U.N.A.M., México, 1981.
16. Hiester, N.K.T. Vermeulen, and C. Klein, Sec. 16 en "The Chemical Engineer's Handbook", 4ª Ed., Mc Graw-Hill Book Company, Ney-York, U.S.A. 1963.
17. Hougen O.A., Watson y Ragatz, "Principios de los Procesos Químicos", Ed. Reverté, S.A., España, 1975.
18. Jiménez, G.G. y L.F.M., Arce, "Simulador Modular de Sistemas de Captación Solar", Tesis Profesional, U.I.A., México, 1981.
19. Kemper, J.P., "The Plataforma Solar", Reporte Técnico del Proyecto Germano-español, CESA-1, Munich, RFA, Agosto 1981.

20. Kern, D.Q., "Procesos de Transferencia de Calor", Compañía Editorial Continental, S.A., México, 1979.
21. Kreider, J.F. and Frank Kreith, "Solar Energy Handbook", Mc Graw-Hill Book Company, New York, U.S.A. 1981.
22. Lukchis, G.M., "Adsorption Systems, part I, design by Mass Transfer-Zone Concept", Chem Eng., June 11, 1973, Pags. 111-116.
23. Lukchis, G.M., "Adsorption systems, part II, Equipment Design", Chem. Eng., July 9, 1973, 83-87.
24. Lukchins, G.M., "Adsorption systems, part III, Adsorbent Regeneration", Chem, Eng. August 6, 1973, 83-90.
25. Mantell, C.L., "Adsorption", Mc Graw-Hill Book Company, New York, U.S.A. 1951.
26. Mc Adams, W.H., "Heat Transmission", McGraw-Hill Book Company, New York U.S.A., 1957.
27. McCabe, W.L. and J.C. Smith, "Operaciones Básicas de Ingeniería Química", Ed. Reverté, S.A., España, 1978.
28. Perry, R.H., "Chemical Engineer's Handbook", 5ª Ed. McGraw-Hill Book Company, New York, U.S.A. 1973.
29. Pfaudler "Solvents Recovery Handbook" Mc Graw-Hill, Book Company Rochester New York, U.S.A. 1968.

30. Porrini, M., "Técnicas para la Recuperación de Solventes", UNEP Indust. & Environment, pags. 7-8, U.S.A., 1981.
31. SEPAFIN, Boletín de la Dirección General de Análisis de la Operación de Minas y Energía. SEPAFIN 1982.
32. S.A.R.H. Dirección General del Servicio Meteorológico Nacional, "Boletín --- Climatológico", Servicio Meteorológico Nacional, varios años, México.
33. Treybal, R.E., "Mass Transfer Operations", Mc Graw-Hill Book Company, Kogakusha, L.T.D. 2ª Edición, New York, U.S.A., 1968.
34. Vatavuk, W.M. and R.B. Neveril, "Costs of Carbon Adsorbers", Chem. Eng., January 24, 1983, pags. 131-133.
35. Vieira, A, de Carcalho, A. de Faro O. y D. Magnoli, "Solar Energy for Steam Generation in Brasil", Interciencia, Vol. 4, No. 3, Mayo-Junio 1979, pags. 140-147.
36. Terry, J. R. "Principios de Ingeniería Económica", Mc.Graw Hill Book Company