

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

"DISEÑO DE UN SISTEMA SOLAR DE CALENTAMIENTO DE  
AGUA PARA FINES DE LAVADO DE LANA"

T E S I S

PARA OPTAR EL GRADO PROFESIONAL DE INGENIERO MECANICO

GERARDO PALACIOS MEDINA  
PROMOCIÓN: 1978-I

LIMA - PERÚ  
1986

## INDICE

	Pág.
PROLOGO	1
CAPITULO 1: INTRODUCCION	4
1.1 Generalidades	
1.2 Instalaciones Domésticas e Industriales	10
1.3 Tipos y Configuraciones	11
1.3.1 Sistema por Circulación Natural	11
1.3.2 Sistemas por Circulación Forzada	12
a) De Circulación Forzada con Intercambador de Calor	12
b) De Circulación Forzada con Drenaje de Colectores	12
1.3.3 Arreglo de Colectores Solares empleados en Sistemas de Calentamiento	13
CAPITULO 2: ANALISIS TEORICO DE LA DISTRIBUCION DEL FLUJO Y PRESION EN BANCO DE COLECTORES DEL TIPO REJILLA DE TUBOS	16
2.1 Generalidades	16
2.2 El Problema del Múltiple de Distribución	17
2.2.1 Múltiple de Sección Transversal Uniforme	17
2.2.2 Múltiple con Area de Sección Transversal Variable	24
2.2.3 Múltiple de Sección Constante con Rejilla de Tubos	30

	Pág.
2.3 La Distribución Uniforme de un fluido a través de una tubería con Agujeros	33
a) Caso de Flujo Laminar	34
b) Caso de Flujo Turbulento	36
c) Caso de Fricción Despreciable	37
2.4 Dimensionamiento del múltiple por el Método Gráfico	38
2.5 Distribución del Flujo y Presión en Sistemas con Múltiples Tubos Paralelos y Cabezal Común	40
2.5.1 Parámetros del Sistema	42
2.5.2 Distribución del Flujo en el Cabezal Superior	45
2.5.3 Distribución del Flujo en la Rejilla	46
2.5.4 Distribución de la Presión	46
CAPITULO 3: ANALISIS DE LOS PARAMETROS QUE INFLUYEN EN LA DISTRIBUCION DE PRESIONES	53
3.1 Determinación de las Variables más importantes	53
3.2 Aplicación del Modelo Teórico	54
3.2.1 Verificación Experimental del Modelo Teórico	55
3.3 Resultados obtenidos	60
CAPITULO 4: DISEÑO DE LA UNIDAD MODULAR DE COLECTOR PARA SISTEMAS DE GRAN CAPACIDAD	71
4.1 Generalidades	71
4.2 Comportamiento de Colectores Solares Planos para Calentamiento de Agua	71

	Pág.
4.2.1 Ecuaciones de Transferencia de Calor en un Colector del Tipo de Tubo Incorporado	71
4.2.2 Influencia de Diferentes Parámetros en el Factor de Eficiencia de la Placa	77
4.2.3 El Comportamiento de Colectores de Agua bajo condiciones de Estado Estable	78
4.3 Recomendaciones para el Diseño	81
4.3.1 Placa Absorbente	81
4.3.2 Recubrimiento o Pintura Absorbente	83
4.3.3 Tuberías y Conexiones	83
4.3.4 Protección Contra la Corrosión	84
4.3.5 Cubierta Transparente	84
4.3.6 Aislamiento Térmico	87
4.4 Materiales y Métodos Utilizados	89
4.4.1 Diseño de la Unidad Modular	89
4.4.2 Criterios de Diseño	89
<b>CAPITULO 5: PROYECTO DEL SISTEMA SOLAR DE CALENTAMIENTO</b>	<b>96</b>
5.1 Introducción	96
5.2 El Recurso Solar en Arequipa	97
5.3 Descripción de la Planta	97
5.3.1 Características de la Operación de Lavado	101
5.3.2 Tamaño de la Planta y Necesidades de Agua Caliente	104
5.4 Consideraciones Térmicas	104
5.4.1 Distribución de Energía en la lavadora N°3	106
5.4.2 Determinación de la Carga Térmica que toma ría el Sistema Solar	108

	Pág.
5.5 Metodología y Criterios para la Selección y Cálculo de Componentes y Accesorios	109
5.5.1 Capacidad del Sistema	109
5.5.2 Pérdidas de Presión a través del Sistema	111
5.5.3 Selección de la Bomba de Circulación	112
5.5.4 Selección de la Válvula de Seguridad del Circuito	114
5.5.5 Selección de la Válvula de Seguridad del Tanque de Almacenamiento	115
5.5.6 Dimensionamiento del Tanque de Expansión y Criterio de Selección	116
5.5.7 Dimensionamiento de Dilatadores	119
5.5.8 Selección de Válvulas de Aireación	121
5.6 Metodología de Diseño	122
5.6.1 Cálculo de la Carga Térmica	123
5.6.2 Lugar de Instalación, Radiación Incidente y Elección de la Inclinación del Colector	124
5.6.3 Determinación de la Radiación sobre Superficie Inclinada	124
5.6.4 Cálculo del Rendimiento del Colector y Determinación de la Potencia Térmica Producida	126
5.6.5 Determinación de la Superficie Absorbente	129
5.6.6 Determinación del Arreglo de Colectores	130
5.7 Selección y Cálculo de Componentes y Accesorios	130

	Pág.
CAPITULO 6: ASPECTOS ECONOMICOS	140
6.1 Inversión Inicial del Sistema	140
6.2 Cálculo de la Tasa Interna de Retorno (TIR)	141
CONCLUSIONES	144
BIBLIOGRAFIA	146
ANEXOS	149
PLANOS	

\*\*\*

## PROLOGO

El uso de la energía solar en el Perú se conoce desde tiempos remotos, en múltiples formas pero sin mayores fundamentos teóricos. Calentadores de agua mediante energía solar se utilizaban ya en Arequipa hace más de treinta años.

Pero es a partir del año 1975, cuando se inician los primeros estudios para el aprovechamiento racional de la energía solar; primero el ITINTEC, y luego diversos grupos de investigación, e instituciones.

El Perú por su ubicación geográfica presenta regiones con altos niveles de radiación solar, destacando entre ellos la zona Sur (Arequipa, Puno, Cusco, etc.), la Sierra Central, la Costa Norte e Ica, con aproximadamente  $5,800 \text{ W/m}^2\text{-día}$ . Estas características hacen más interesante aún la aplicación de la energía solar por su posibilidad de usar en procesos industriales.

El objetivo del presente trabajo es justamente mostrar los avances logrados durante el diseño de un sistema solar de calentamiento de agua para lavado de lana en una empresa textil, ubicado en la ciudad de Arequipa.

En el primer capítulo se hace una somera descripción del trabajo realizado en este campo por los diversos grupos e instituciones participantes. Se plantean las diferencias existentes entre sistemas

domésticos y los sistemas industriales; por último, se describen algunos tipos y configuraciones de sistemas solares para calentamiento de agua.

En el segundo capítulo se presenta cuatro métodos que analizan el problema de la distribución uniforme de un flujo a través de tubos paralelos. Se explica el método aplicado en esta oportunidad que describe el fenómeno de la distribución del flujo y presión en sistemas compuestos por una serie de tubos paralelos unidos a un cabezal común. Se plantean las ecuaciones matemáticas que gobiernan el fenómeno; las cuales se basan en el hecho de reemplazar cada rejilla individual por una resistencia al flujo distribuída entre los cabezales, permitiendo una solución analítica general de la distribución del flujo y presión.

En el tercer capítulo se analizan cada uno de los parámetros que influyen en la distribución de presiones según el método utilizado a fin de determinar las diversas alternativas posibles para el diseño de la unidad modular y del sistema o panel de colectores. Se obtienen gráficos que nos permiten definir el número máximo de rejillas que pueden ser conectadas en paralelo en un banco de colectores.

El cuarto capítulo describe el fenómeno de la transferencia de calor en colectores solares para calentamiento de agua, además se presentan los criterios utilizados en el diseño de una unidad modular de colector solar para sistemas de gran capacidad, describiéndose los materiales utilizados. Se obtiene el plano de diseño respectivo.



El quinto capítulo trata del proyecto de un sistema solar de calentamiento de agua para lavado de lana en una fábrica textil. Se describe la metodología seguida en el proyecto, teniendo en cuenta aspectos térmicos, de dimensionamiento y el arreglo más adecuado del panel de colectores.

En el sexto capítulo se analiza brevemente el monto de la inversión inicial del sistema solar, determinándose el ahorro que genera por menor consumo de combustible en un caldero, que suministra normalmente vapor para calentamiento de agua a la planta.

El autor desea expresar su agradecimiento a todos los compañeros de la División de Energía del ITINTEC que de algún modo han colaborado con la edición del presente trabajo. De igual manera mi reconocimiento especial al ingeniero Federico Coz por su valioso asesoramiento.

## CAPITULO 1

### INTRODUCCION

#### 1.1 Generalidades

El aprovechamiento de la energía solar para el calentamiento de agua se conoce en forma empírica en nuestro país, desde hace más de treinta años, algunos modelos de calentadores o termas solares artesanales que datan desde esos tiempos pueden encontrarse en la ciudad de Arequipa.

A partir del año 1975 el ITINTEC, a través de la División de Energía dedica sus esfuerzos al desarrollo de una tecnología orientada al uso eficiente de sistemas solares, esfuerzo que ha sido posteriormente complementado por diversas instituciones nacionales.

Durante los primeros años, los sistemas desarrollados por el ITINTEC han estado orientados a la satisfacción de necesidades domésticas de agua caliente usando exclusivamente el principio de termosifón o de circulación natural. Entre los estudios y logros alcanzados merecen destacarse los siguientes:

- El desarrollo de unidades modulares de colectores solares<sup>13 y 15</sup> en el marco del cual se ha logrado diseñar y construir calentadores solares familiares de hasta 300 l/día, instalándose prototipos unifamiliares de 150 litros en campamentos mine -

ros como Casapalca y Morococha<sup>14</sup> y en comunidades como Huayao y Puno (ver figuras N°1, 2, 3, 4).

- El diseño de una planta solar para generación de energía<sup>15</sup>, en el cual se ha desarrollado la metodología de diseño y construcción de calentadores solares de hasta 1200 litros/día, - lográndose ensayar un banco de colectores para 500 litros. (Ver figura N°5).

Esta tecnología ha sido transferida a una empresa industrial<sup>16</sup> en Arequipa, la cual viene fabricando calentadores unifamiliares con singular éxito a un costo de US \$120/m<sup>2</sup> colector, referidos al año 1985.

También en esta etapa han contribuido grupos de investigación de nuestras Universidades, tales como la Universidad Nacional de Ingeniería a través de los Departamentos de Física y de Energía y Mecánica, en las siguientes líneas de trabajo:

Departamento de Física<sup>5</sup>:

- Diseño y construcción de instrumentación solar
- Estudio de superficies selectivas
- Estudio de celdas fotovoltaicas
- Capacitación mediante Curso de Segunda Especialización en Energía Solar.

Departamento de Energía y Mecánica 2, 6, 7:

- Calentamiento mediante energía solar para usos diversos que comprende:



FIGURA N° 1 : CALENTADOR SOLAR : MOROCOCHA ( JUNIN )



FIGURA N° 2 : CALENTADOR SOLAR : HUAYAO ( HUANCAYO )

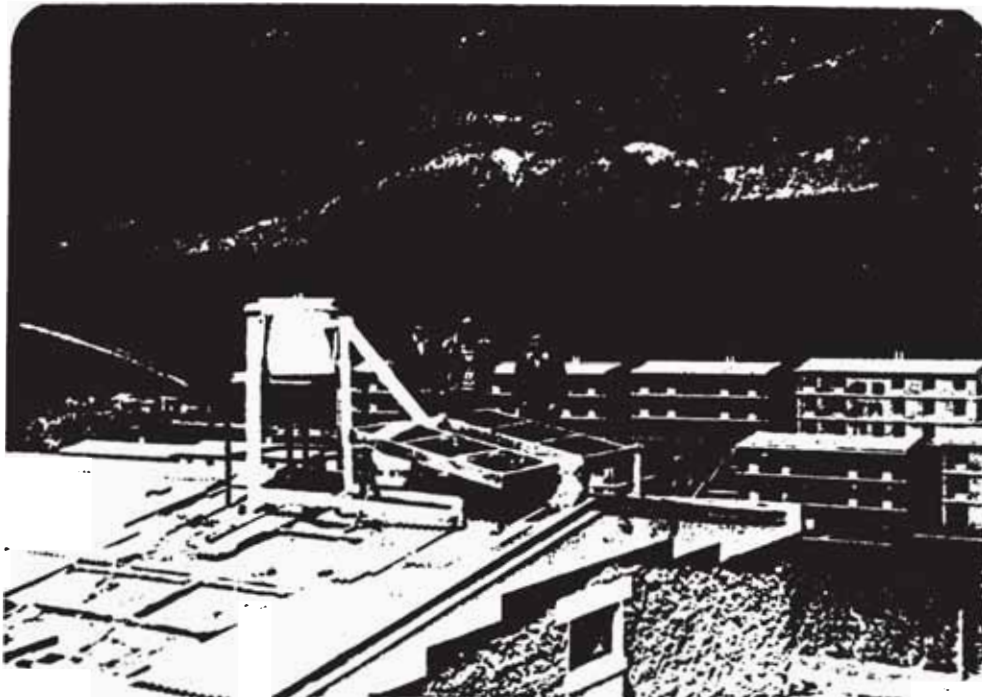


FIGURA N° 3: CALENTADOR SOLAR CASAPALCA , SIERRA CENTRAL  
( 4,300 msnm)

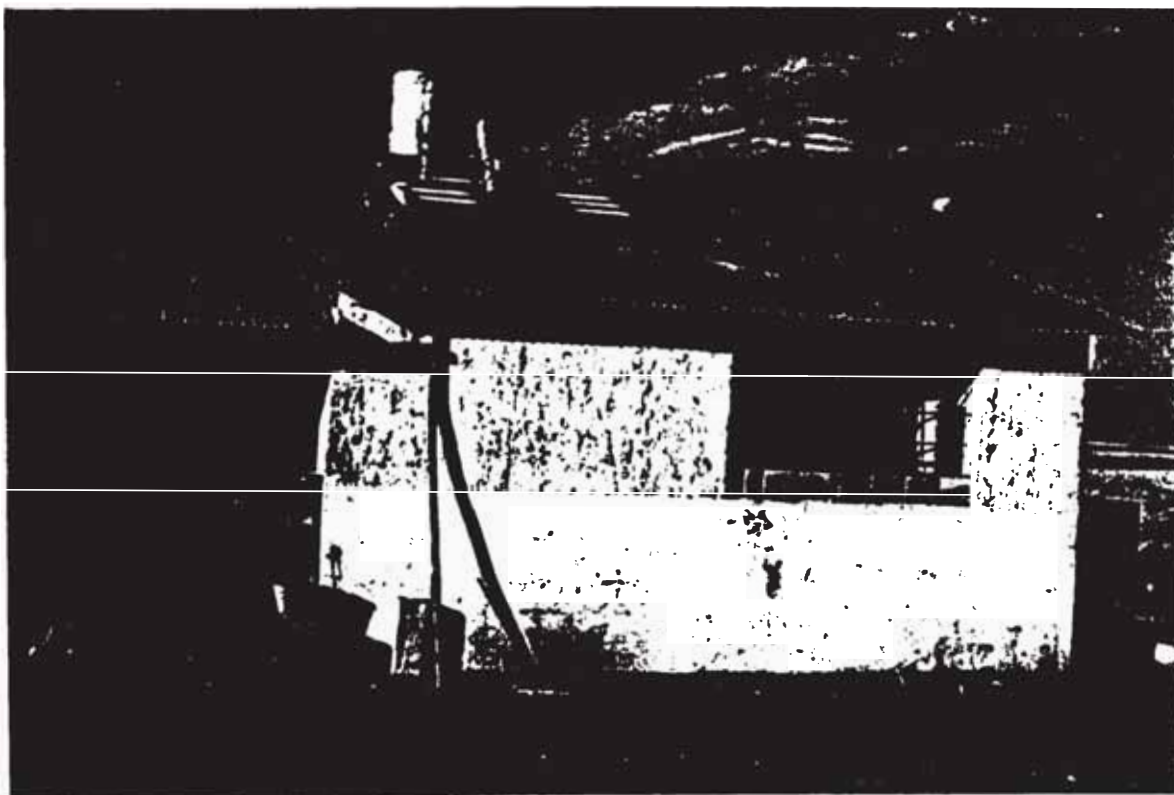


FIGURA N° 4: CALENTADOR SOLAR SAN JUAN DE CHUQUIBAMBILLA, PUNO  
( 4,600 msnm)



FIGURA N° : SISTEMA SOLAR EXPERIMENTAL DE 00 LITROS CON I CULACION NATURAL

- . Calentamiento solar de agua
- . Secado solar
- . Calentamiento de aire con fines de calefacción
- . Colectores de concentración

La Universidad Nacional Agraria, sobre estudio de la radiación solar y desarrollo de criaderos de pollos mediante energía solar<sup>1</sup>.

En una segunda etapa, a partir del año 1981 el ITINTEC vió por conveniente ingresar al desarrollo de sistemas solares de mayor envergadura a fin de atender demandas de agua caliente en viviendas multifamiliares, colegios, hospitales, hoteles, baños públicos y en procesos industriales.

Realizándose aplicaciones tales como:

Calentamiento de agua con fines de lavado de lana en una empresa textil de Arequipa<sup>17, 26</sup>.

Diseño de un sistema solar de calentamiento de agua de 3900 litros/día, para un hotel de ENTURPERU<sup>19</sup> y la utilización de energía solar a mediana temperatura para teñido de lana<sup>18</sup>.

El desarrollo de esta etapa de aplicaciones industriales origina otro tipo de dificultades que no se presentan en los sistemas domésticos o de pequeña capacidad y cuya solución requiere el uso de nuevas técnicas y estudios más rigurosos.

Uno de los principales problemas que se presentan en sistemas de calentamiento de gran capacidad, con área de colectores mayor a 10 metros cuadrados, es la mala distribución del flujo y

presión a través de los múltiples tubos paralelos, originándose zonas de estancamiento con bajos flujos y altas temperaturas, reduciéndose de esta manera la eficiencia térmica del sistema.

En el presente trabajo, se analiza el problema de la distribución de flujo y presión en un banco de colectores, planteándose las ecuaciones que rigen su comportamiento y se determinan curvas de diseño que nos permiten dimensionar adecuadamente sistemas solares de calentamiento de cualquier capacidad. Los resultados han sido aplicados durante el diseño de un sistema de calentamiento de 3,000 litros de agua para el lavado de lana en una empresa textil.

## 1.2 Instalaciones Domésticas e Industriales

El calentamiento de agua para uso doméstico mediante energía solar, es una de las aplicaciones que ha obtenido mayor éxito comercial en el mundo, habiéndose desarrollado para tal efecto una diversidad de modelos en países como Japón, Australia, Italia, E.E.U.U., Israel y otros.

La industria en Australia producía hace unos años alrededor de 1'500,000 unidades por año. En la zona norte de ese país, el calentamiento de agua es atendido casi en forma exclusiva con energía solar.

Por otro lado, se estima que en Israel el 20% de las casas tienen calentadores solares.



El calentamiento de agua mediante energía solar puede diferenciarse desde el punto de vista de su magnitud, en sistemas domésticos y sistemas industriales o de gran capacidad.

Los sistemas domésticos tienen una capacidad entre 80 á 500 litros de agua por día y utilizan por lo general la circulación natural entre el tanque de almacenamiento y el colector.

Los sistemas industriales o de gran capacidad, utilizan varios colectores conectados entre sí, en diversas configuraciones o arreglos. En estos sistemas es usual utilizar elementos adicionales, tales como: una bomba para mejorar la circulación del flujo, dispositivos de control de temperatura y presión, válvulas y en algunos casos, unidades auxiliares de calentamiento convencional (resistencia eléctrica, etc.).

### 1.3 Tipos y Configuraciones

Desde el punto de vista de la circulación, los sistemas solares pueden ser de dos tipos:

- Sistema por circulación natural
- Sistema por circulación forzada

#### 1.3.1 Sistema por Circulación Natural

Estos sistemas están basados en el principio de "termosifón". El agua fría ingresa por la parte inferior de los colectores, ascendiendo a medida que recibe la radiación solar; la circulación es mantenida por la diferencia de densidad producida al calentarse el agua.

En estos sistemas, el tanque debe colocarse en un nivel superior respecto al de los colectores (ver figura N°6).

### 1.3.2 Sistema por Circulación Forzada

En dichos sistemas el agua es bombeada a través de los colectores desde el tanque de almacenamiento, el cual puede estar ubicado en la parte baja de la planta; por lo general son usados con grandes volúmenes de agua.

Estos a su vez pueden ser de dos tipos:

#### a) De Circulación Forzada con Intercambiador de Calor.-

Utilizan un circuito cerrado con líquido anticongelante para protección contra congelamiento nocturno y un intercambiador de calor en el tanque de almacenamiento. El líquido es bombeado entre el colector y el intercambiador calentando de esta manera el agua depositada en el tanque.

Estos sistemas tienen menos eficiencia global que aquellos que hacen circular el agua directamente a través del colector, debido a la eficiencia adicional propia del intercambiador de calor (ver figura N°7).

#### b) De Circulación Forzada con Drenaje de Colectores.-

En latitudes donde la temperatura ambiente desciende por debajo de 0°C, es conveniente usar un meca -

nismo automático que drene el agua de los colectores cuando la temperatura se acerca al punto de congelamiento a fin de evitar problemas de roturas en las tuberías por expansión del agua al congelarse (ver figura N°8).

### 1.3.3 Arreglos de Colectores Solares empleados en Sistemas de Calentamiento

En el calentamiento de volúmenes mayores de agua, se utiliza un gran número de colectores conectados entre sí, los cuales pueden ser dispuestos en arreglos como los mostrados en la figura N°9, (a) cascada, (b) y (c) serie, (e) serie-paralelo, (d), (f) y (g) paralelo.

Lo que se busca en cada caso, es obtener un arreglo que ofrezca la mejor distribución del flujo y presión, a fin de asegurar un incremento uniforme de la temperatura y en consecuencia, una buena eficiencia térmica del sistema.

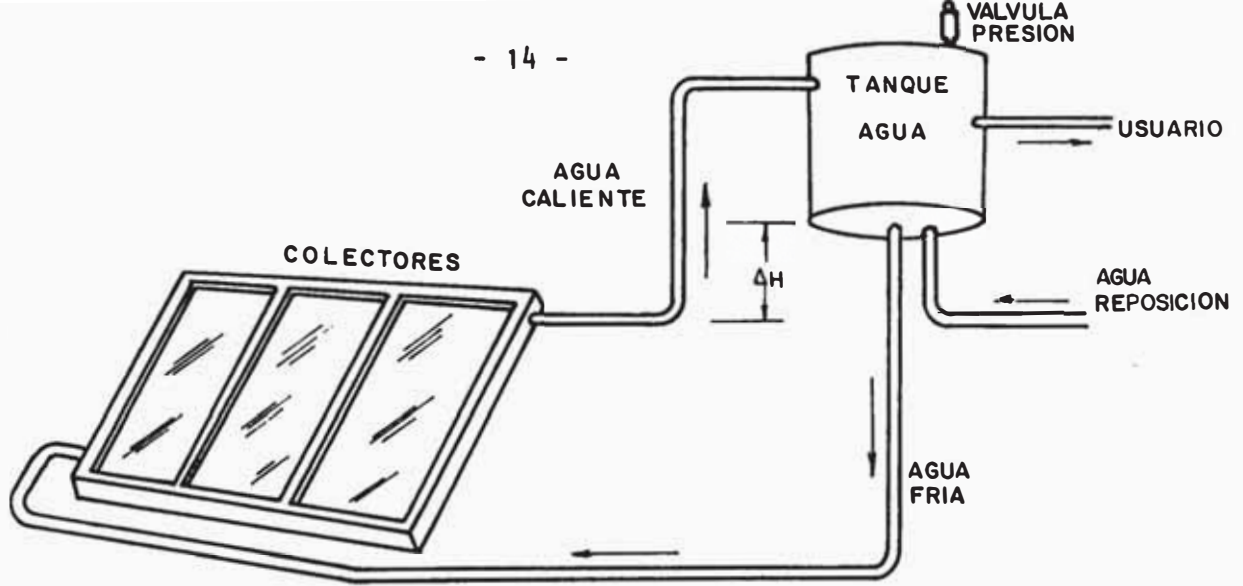


Figura 6.- SISTEMA POR TERMOSIFON

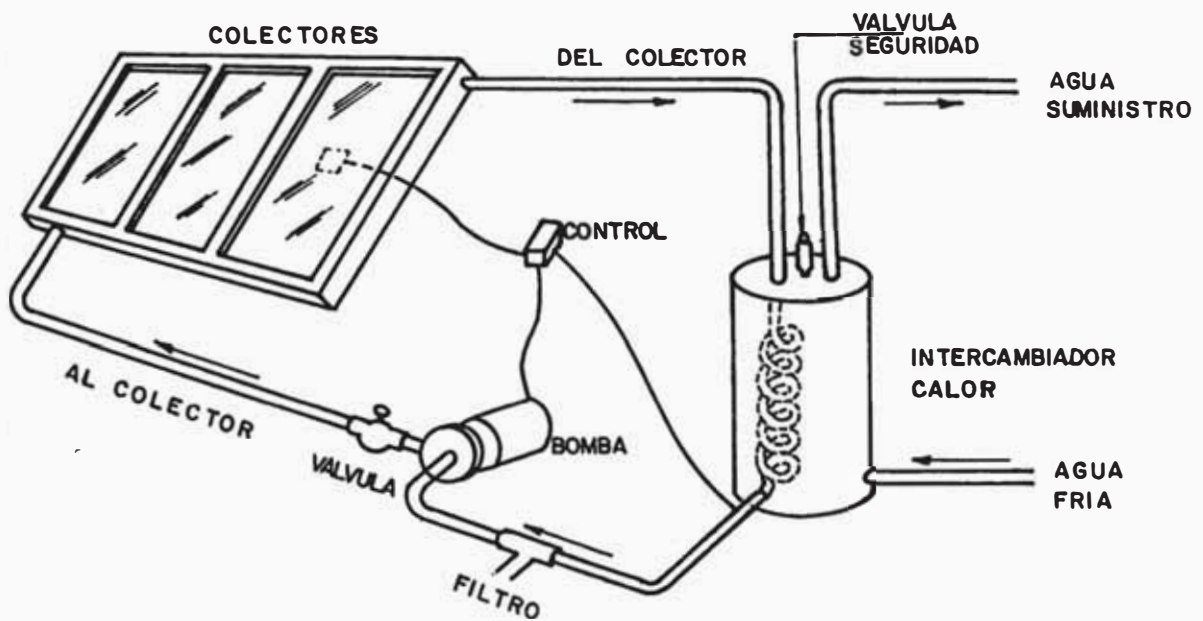


Figura 7.- SISTEMA FORZADO CON INTERCAMBIADOR DE CALOR

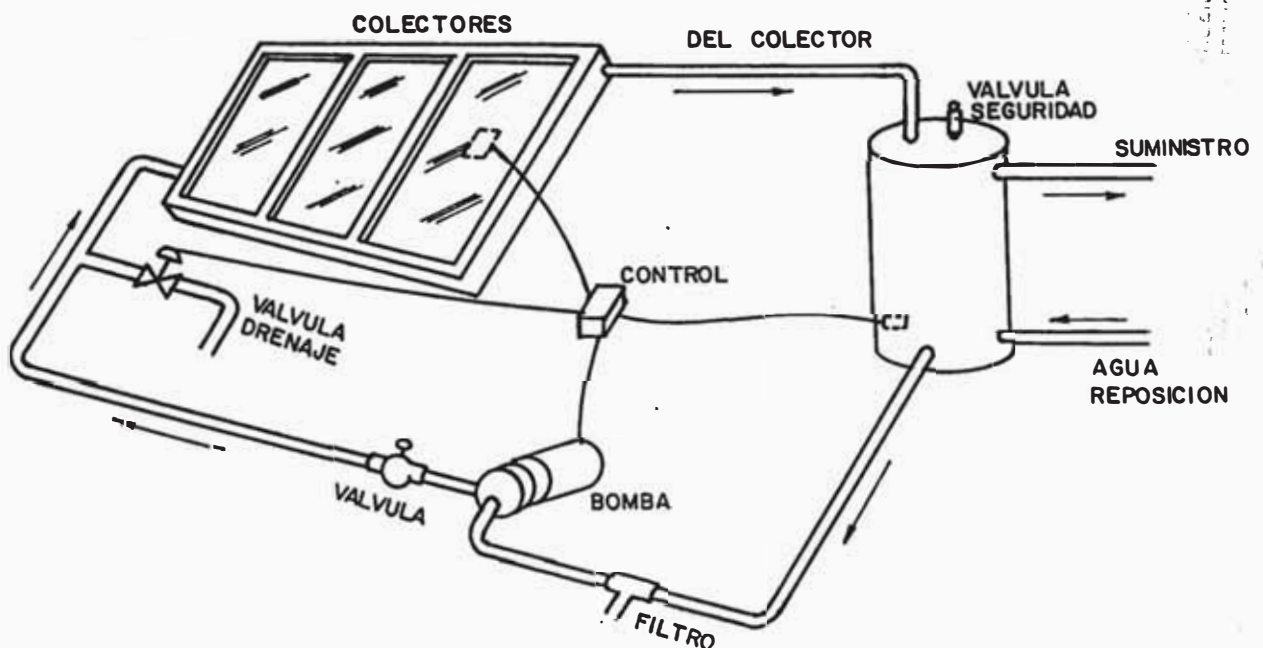


Figura 8.- SISTEMA CON PROTECCION DE CONGELAMIENTO

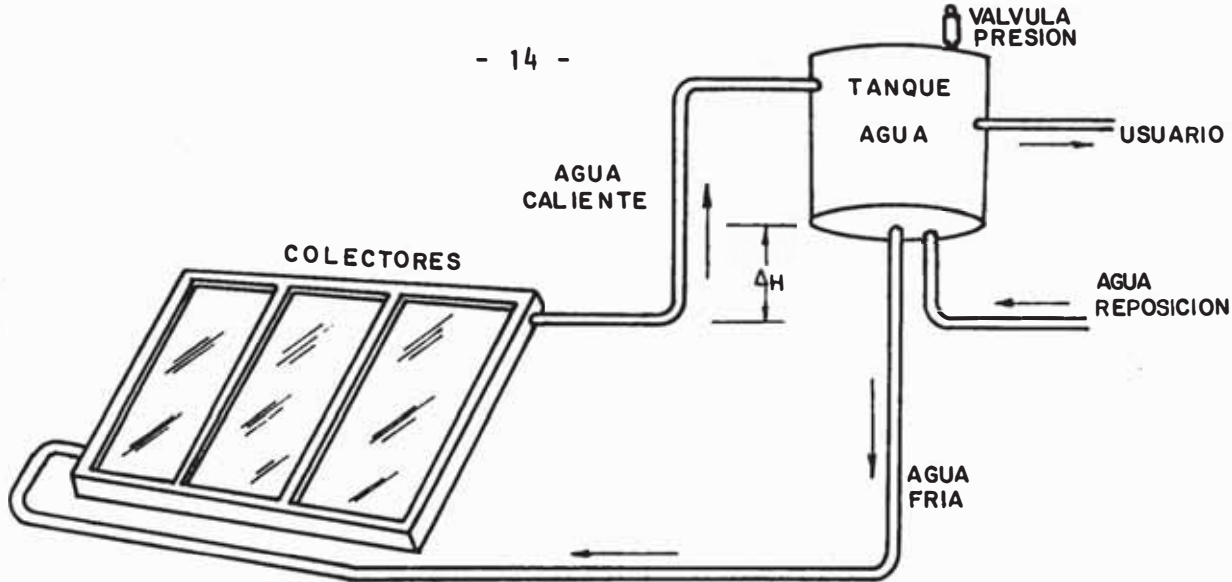


Figura 6.- SISTEMA POR TERMOSIFON

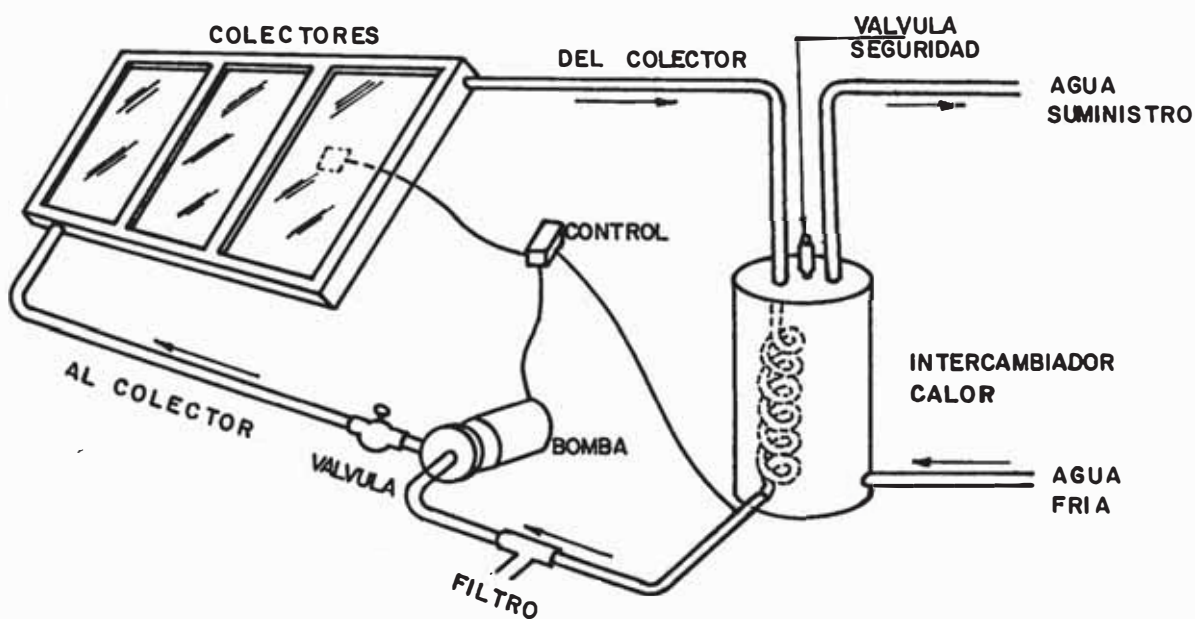


Figura 7.- SISTEMA FORZADO CON INTERCAMBIADOR DE CALOR

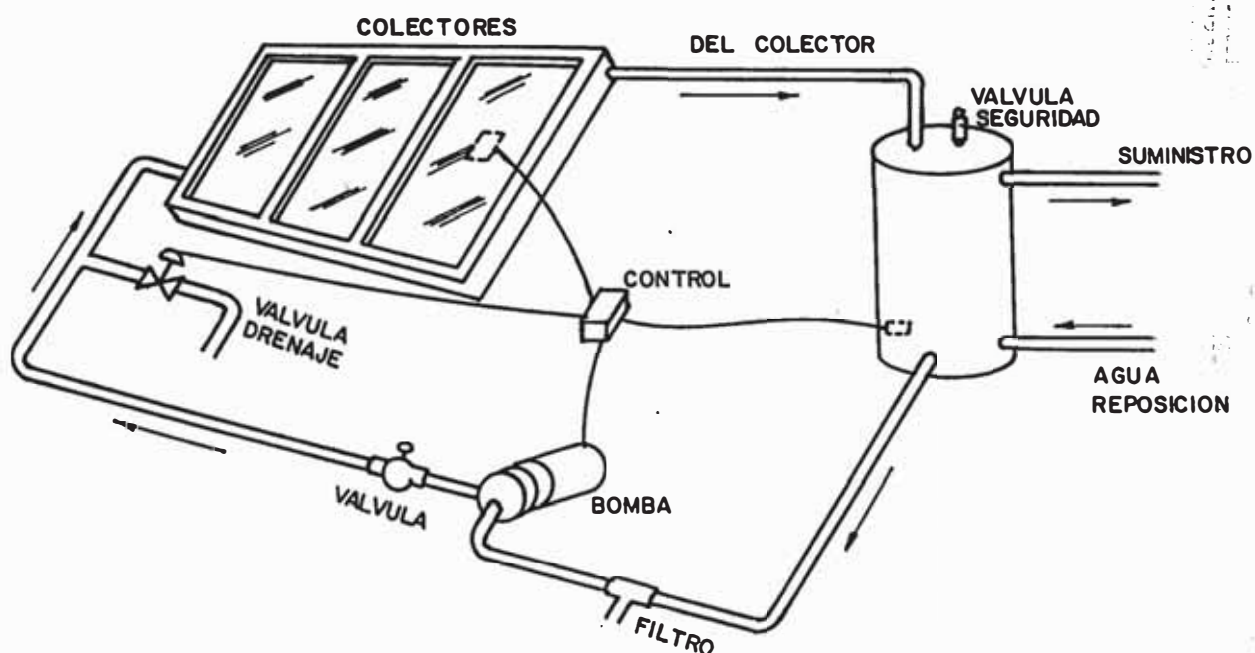


Figura 8.- SISTEMA CON PROTECCION DE CONGELAMIENTO

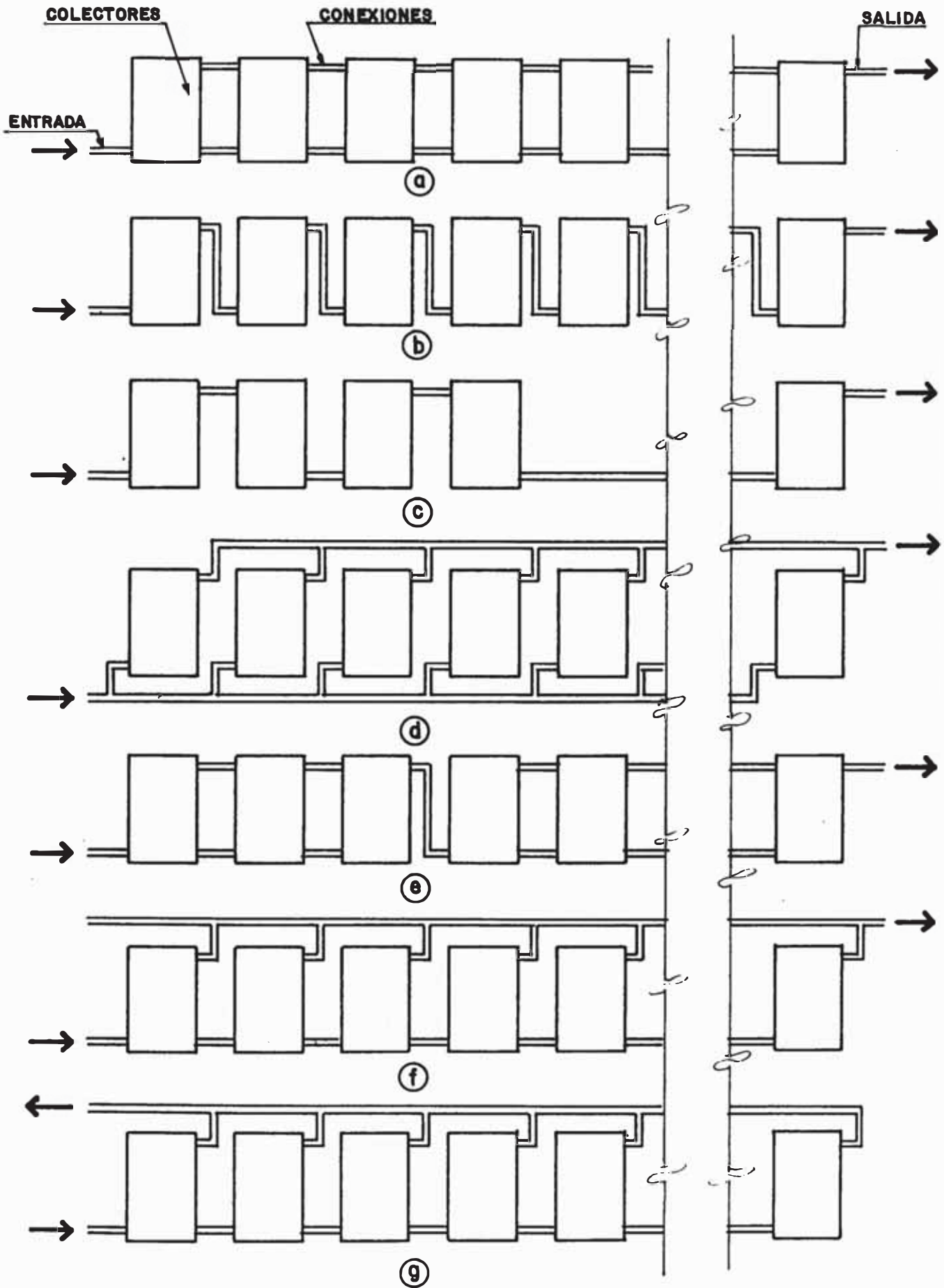


Figura 9... ARREGLOS DE COLECTORES SOLARES EMPLEADOS EN SIST. DE CALENTAMIENTO DE AGUA

## CAPITULO 2

### ANALISIS TEORICO DE LA DISTRIBUCION DEL FLUJO Y PRESION EN BANCO DE COLECTORES DEL TIPO REJILLA DE TUBOS

#### 2.1 Generalidades

La eficiencia de un sistema solar de gran capacidad para calentamiento de agua disminuye considerablemente si el flujo no es distribuido uniformemente a través de los colectores.

El problema de la distribución uniforme de un flujo alimentado por un múltiple y que fluye a través de ductos o tubos paralelos o a través de agujeros distribuidos uniformemente a lo largo de toda la longitud del múltiple; se presenta en muchas aplicaciones prácticas, tales como:

- a) Sistemas de Distribución de líquidos
- b) Sistemas de Alimentación y Distribución de Agua y Vapor en calderas
- c) Sistemas de depuración de aguas residuales
- d) Calentadores de aire de múltiples tubos
- e) Tuberías de quemadores a gas
- f) Arreglo de colectores solares

Existen varios análisis teóricos que tratan de explicar el problema, a continuación se describen cuatro de ellos, tratados por autores diferentes.

## 2.2 El Problema del Múltiple de Distribución (Manifold)

Según el autor Keller J.D.<sup>20</sup> el problema puede ser sistematizado de la siguiente manera:

### a) Múltiple de Sección Transversal Uniforme

- Con agujeros de ancho ( $w$ ) uniforme
- Distribución requerida de agujeros para obtener descarga uniforme

### b) Múltiple de Sección Transversal Variable

- Con sección transversal circular
- Con sección transversal rectangular

### c) Múltiple de Sección Constante con rejilla de Tubos

#### 2.2.1 Múltiple de Sección Transversal Uniforme

Es evidente que si los agujeros laterales de descarga son espaciados unos tras otros muy juntos, ellos se aproximan en el límite a una abertura longitudinal. Cuando las ecuaciones pueden ser integradas es preferible tratar los agujeros como una abertura continua; pero cuando la solución debe ser obtenida por el método de sumatoria punto por punto, es más conveniente considerar los agujeros separadamente.

#### Caso con Agujeros de Ancho ( $w$ ) Uniforme

Este es el caso mostrado en la Fig. 10, los agujeros de descarga están espaciados a lo largo de la longitud  $L$ , y cada uno de ellos tiene el mismo diámetro.



Dos variables dimensionales definen al "Múltiple", la relación de longitud a diámetro  $\frac{L}{D}$  y la relación de áreas =  $\frac{\text{Suma de todas áreas de agujeros}}{\text{Sección transversal del múltiple}}$

Mientras el efecto de la relación de área en la variación de la descarga a lo largo de la longitud es bien conocida, el efecto de la relación longitud/diámetro es raramente mencionada.

- Ecuaciones Fundamentales

Incremento de Presión en la dirección del flujo del múltiple.

$$dp = - \frac{dV^2}{2 g v} + f \frac{ds}{D} \cdot \frac{V^2}{v} \quad (1)$$

Definido el ancho de la abertura constante  $w$ , el volumen descargado a través de una longitud de abertura  $ds$  es igual a:

$$dV = \frac{(k.w.ds) V_1}{A} \quad (2)$$

Y si la presión a la salida del múltiple es cero y la presión dentro de  $s$  es  $P_s$ , entonces:

$$\frac{(V_1)^2}{2gv} = P_s \quad \text{y} \quad dp = \frac{2V_1 d(V_1)}{2 g v} \quad (3)$$

Sustituyendo la ecuación (3) y (2) en (1) obtenemos:

$$\left(\frac{A}{k.w}\right)^2 \left(\frac{d^2 V}{ds^2}\right) = - V + \left(\frac{f.g}{D}\right) \left(\frac{V^2}{dV/ds}\right) \quad (4)$$

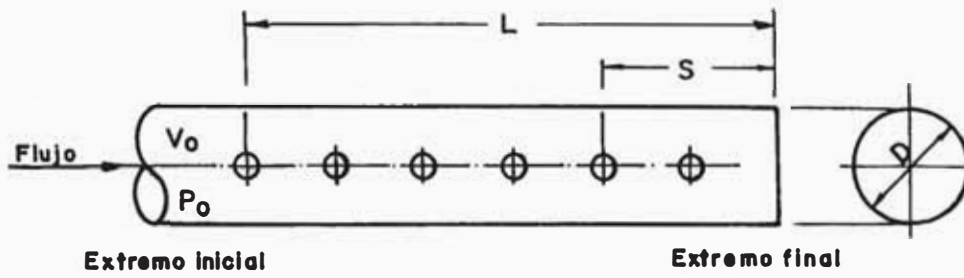


Figura 10.\_ MULTIPLE CON AGUJEROS DE ANCHO UNIFORME

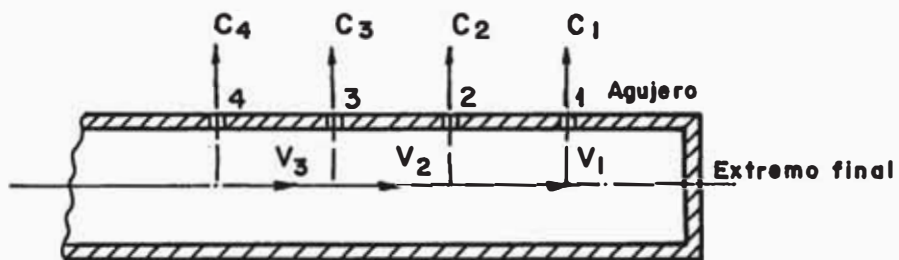


Figura 11.\_ ILUSTRACION PARA METODO DE CALCULAR DESCARGA

Esta es una ecuación diferencial de segundo orden, para la cual no se ha obtenido solución. Sin embargo, se usan métodos numéricos para solución punto por punto.

Los cálculos se empiezan por el extremo final, por ejemplo tomando relación de área = 2, relación de longitud  $L/D = 10$  y para 10 agujeros. El área de cada agujero es  $0.2 A$ . Asumiendo que la velocidad de descarga a través del agujero (1) es la unidad, entonces para un coeficiente de descarga =  $k$ , la velocidad longitudinal en el múltiple entre los agujeros (1) y (2) es: (Ver Fig. 11)

$$k \cdot 0.2 A/A = 0.2 k$$

La presión en el agujero (1) es  $(C_1)^2/2 \text{ gv} = \frac{1}{2} \text{ gv}$

La longitud entre (1) y (2) es  $0.1 L$  (para 10 agujeros) y como  $D$  también es  $= 0.1L$ , las pérdidas de fricción entre agujeros (2) y (1) es:

$$f \frac{0.1L}{0.1L} \frac{v_1^2}{v} = f \frac{(0.2k)^2}{v}$$

La presión recuperada debido a la desaceleración de la velocidad longitudinal (desde  $v_1$  hasta cero) es:

$$\frac{v_1^2}{2 \text{ gv}}$$

Entonces la presión en el agujero (2) es igual a la presión en el agujero (1), menos desaceleración ganada, más pérdidas por fricción, resultando:

$$P_2 = \frac{1}{2 \text{ gv}} - \frac{(V_1 = 0.2k)^2}{2 \text{ gv}} + f \frac{(V_1 = 0.2k)^2}{v}$$

Tomando  $k = 0.62$  y  $f = 0.00052$ , la presión en el agujero (2) para este ejemplo es  $0.9851 p_1$  y la velocidad de descarga en el agujero (2) =  $0.9925 V_1$ . Luego la velocidad longitudinal  $V_2 = 1.9925 V_1$ .

Los cálculos son entonces repetidos para cada agujero sucesivo hacia el extremo inicial del múltiple, estos resultados han sido graficados en la figura 12.

#### Caso de Distribución Requerida de Agujeros para Obtener Descarga Uniforme

Frecuentemente es indeseable o casi imposible variar la sección transversal del múltiple a lo largo de su longitud. En tales casos si se desea obtener una descarga uniforme, la distribución de los agujeros debe ser variada a voluntad, o en el caso de una abertura continua, el ancho de ésta debe variar a lo largo del múltiple.

#### - Ecuaciones Fundamentales

Si  $p_0$  y  $V_0$  es la presión y la velocidad al ingreso, entonces la presión  $p_s$  a una distancia (s) desde el extremo final.

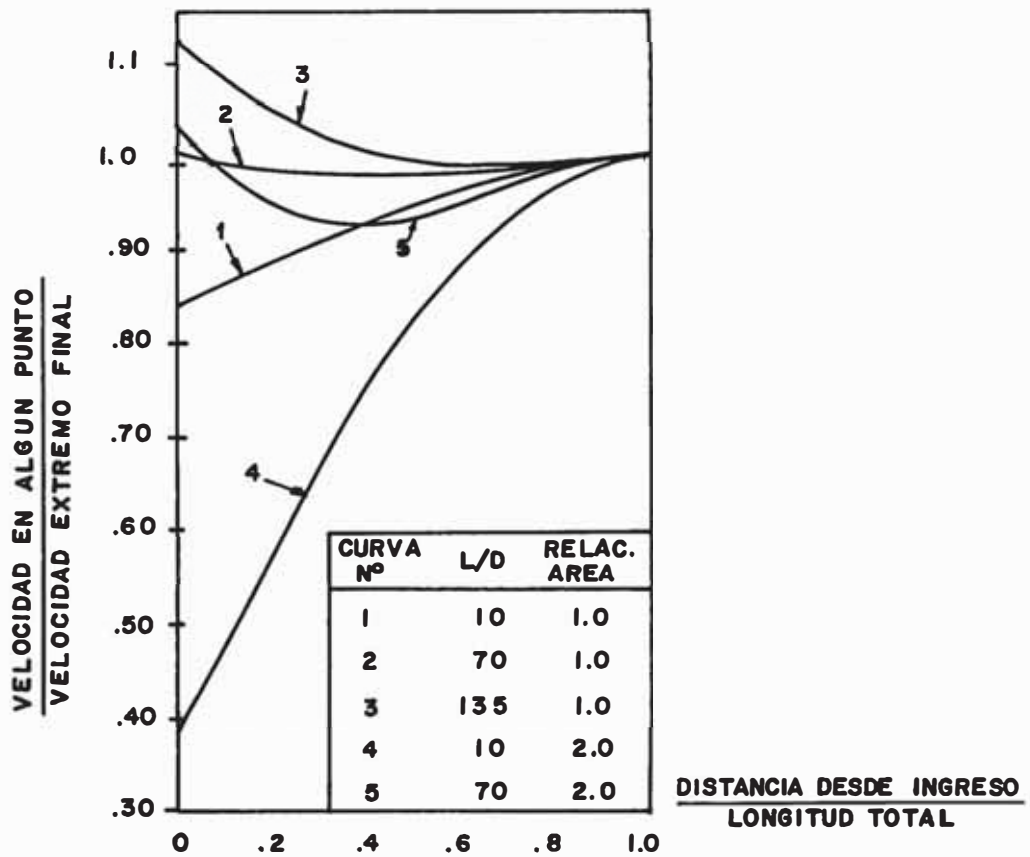


Figura 12.- DISTRIBUCION DE DESCARGA A TRAVES DEL  
MULTIPLE DE SECCION CONSTANTE.

$f = 0.00052$

$$p_s = p_o + \frac{(V_o^2 - v^2)}{2 gv} + \int_L^{L-s} f \frac{v^2}{D.v} ds \quad (5)$$

Para que la descarga sea uniforme es necesario que (V) decrezca linealmente desde  $V_o$  al ingreso hasta  $v=0$  al extremo final.

$$v = \frac{s}{L} V_o \quad (6)$$

Sustituyendo (6) en la ecuación (5), obtenemos:

$$p_s = p_o + \frac{V_o^2}{2 gv} \left[ 1 - \left(\frac{s}{L}\right)^2 \right] - \frac{f V_o^2 L}{3 v.D} \left[ 1 - \left(\frac{s}{L}\right)^3 \right] \quad (7)$$

La velocidad de descarga a una distancia (s) es igual a  $\sqrt{2gv p_s}$  y como la descarga a través de una abertura de longitud ds es  $V_o \cdot A \cdot ds/L$ , el ancho requerido de la abertura a una distancia (s) es:

$$w_s = \frac{V_o \cdot A}{k.L} \sqrt{2 g.v.p_s} \quad (8)$$

Con la cual se podrían obtener valores numéricos si es que  $p_o$  fuera conocido. Sin embargo,  $p_o$  no es conocido, su valor debe ser tal que para una relación de área dada:

$$\text{relación de área} = \left[ \frac{\text{Area total de abertura}}{\text{Area de sección recta del múltiple}} \right]$$

$$\int_0^L w_s ds = (\text{relación de área}) \times (A)$$

Esto requiere integrar una expresión que contiene la raíz cuadrada de una cúbica, lo cual conduce a una combinación de integrales elípticas no resueltas por métodos numéricos. Por esta razón el método adoptado es el asumir para cada ejemplo numérico un valor tentativo de  $p_0$ , calculando sobre la base del ancho del agujero requerido ( $w_s$ ) en once puntos correspondientes a 10 divisiones de igual longitud, encontrando por la regla de Simpson el respectivo ancho promedio del agujero y la relación de área correspondiente. Si el último fuera más grande que el valor deseado para la relación de área, el valor de  $p_0$  es incrementado o vice-versa.

Los resultados encontrados para una relación de área igual a 1 y 2 son mostrados en las figuras 13 y 14.

### 2.2.2 Múltiple con Área de Sección Transversal Variable

Cuando el área de la sección transversal del múltiple puede ser variada a través de su longitud, el perímetro o contorno puede lograr que las pérdidas por fricción se equilibren exactamente con la desaceleración recuperada en cada punto. Luego la presión puede permanecer constante y la descarga uniforme a lo largo del múltiple, aún para relaciones de áreas grandes. Un ejemplo, de éllo es mostrado en la Fig. 15, para un calentador a gas doméstico.

Si la fricción es despreciada, entonces el requisito

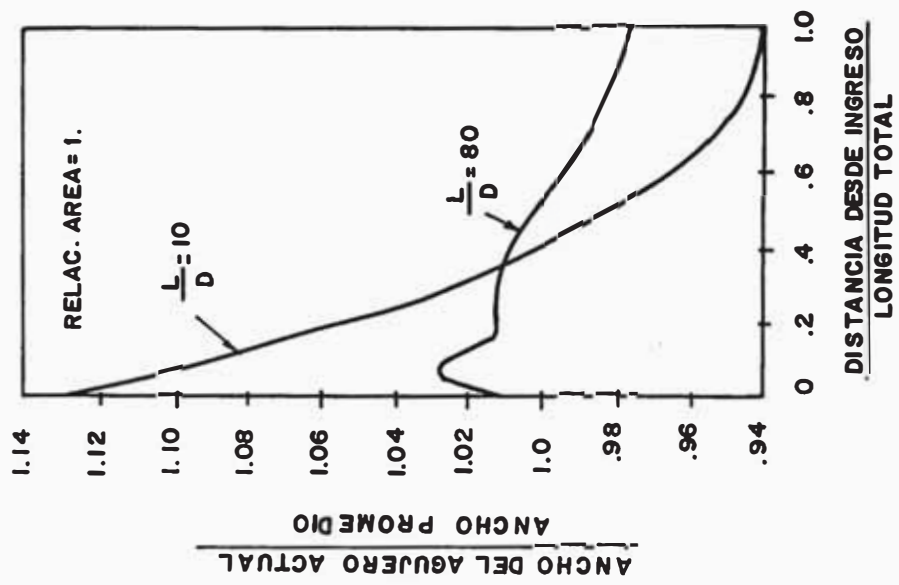


Figura 13.- VARIACION DEL ANCHO DEL AGUJERO REQUERIDO A LO LARGO DEL MULTIPLE PARA DISTRIBUCION UNIFORME DEL FLUJO.

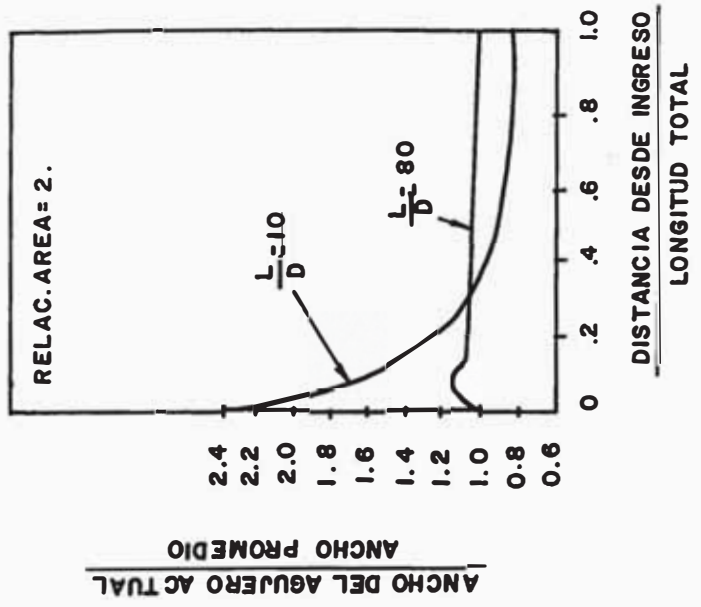


Figura 14.- VARIACION DEL ANCHO DEL AGUJERO REQUERIDO A LO LARGO DEL MULTIPLE PARA DISTRIBUCION UNIFORME DEL FLUJO



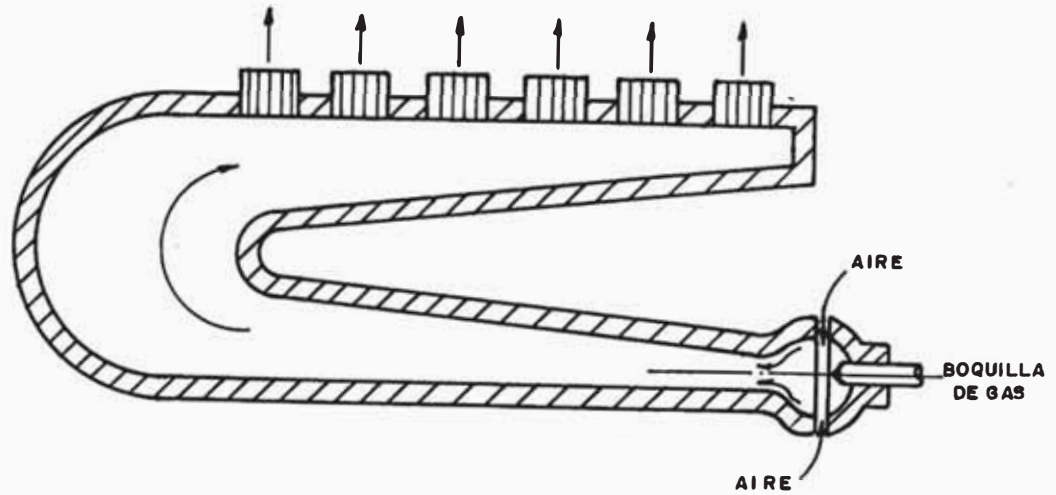


Figura 15.\_ MULTIPLE DE QUEMADOR A GAS

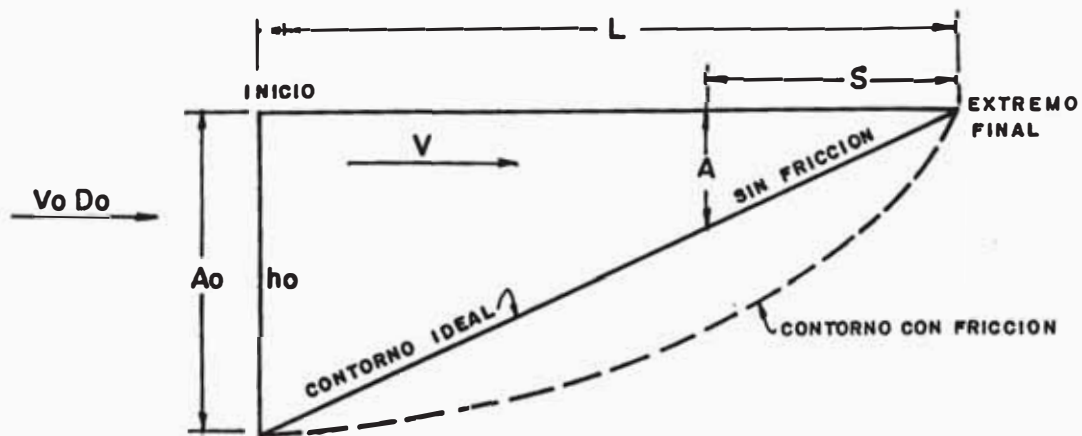


Figura 16.\_ ILUSTRACION PARA CALCULO DE CONTORNO DEL MULTIPLE.

para tener descarga uniforme es que la velocidad en el múltiple sea constante, lo cual podría darse si el área de la sección recta fuera decreciente linealmente, desde un máximo al ingreso hasta cero al extremo final.

- Ecuaciones Fundamentales

De acuerdo a la ecuación general (1), para las condiciones dadas en la figura 16.

dp es cero para cada valor de s, luego:

$$\frac{dV^2}{2g v} = \frac{V \cdot dV}{g \cdot v} = f \frac{ds}{D} \frac{V^2}{v} \quad (9)$$

Como la descarga debe ser uniforme por unidad de longitud, la cantidad de flujo decrece linealmente desde  $(V_0 \cdot A_0)$  al ingreso hasta cero al extremo final.

$$V = \frac{V_0 \cdot A_0}{A} \cdot \frac{s}{L}$$

La solución se da para dos casos: Para Área de Sección Circular y Área de Sección Rectangular.

- Caso Múltiple de Sección Transversal Circular

En este caso  $A = (\pi / 4) D^2$ , y

$$V = \frac{V_0 A_0}{(\pi / 4) D^2} \cdot \frac{s}{L} \quad (10)$$

Donde s y D son variables. Derivando:

$$dV = \frac{V_o A_o}{(\pi/4)L} \cdot \frac{ds}{D^2} \cdot \frac{2 \cdot s \cdot d \cdot D}{D^3}$$

Sustituyendo en ecuación (9), se reduce a

$$f.g \frac{s}{D} = 1 - 2 \left(\frac{s}{D}\right) \left(\frac{dD}{ds}\right)$$

Resolviendo tenemos:

$$D = - C(f.g)^{3/2} \frac{s/D}{[1+f.g(s/D)]^2}$$

6

$$D = - (f.g)s \pm \sqrt{(f.g)^{3/2} \cdot C(-s)} \quad (11)$$

La constante C es determinada sabiendo que  $D = D_o$  al ingreso, cuando  $s = -L$ .

Obteniendo finalmente la ecuación:

$$D = (D_o + f.g.L) \sqrt{\frac{s}{L}} - f.g.s \quad (12)$$

La figura 17 muestra la solución para obtener el contorno del múltiple con sección circular.

#### Caso de Múltiple de Sección Rectangular de Ancho Uniforme y Altura Variable

Area en ingreso :  $A_o = b \cdot h_o$

Area en cualquier punto :  $A = b \cdot h$

Velocidad longitudinal :  $V = \frac{V_o A_o}{b \cdot L} \cdot \frac{s}{h}$

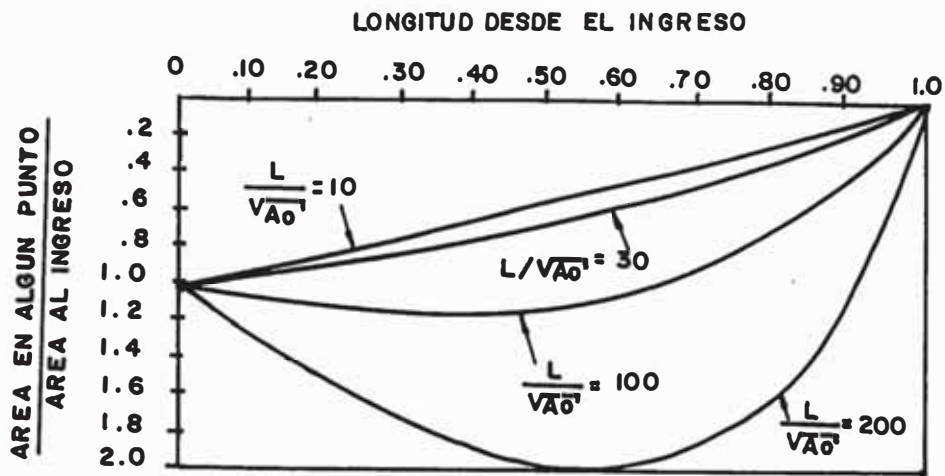


Figura 17.- CONTORNO DE MULTIPLE PARA SECCION CIRCULAR .

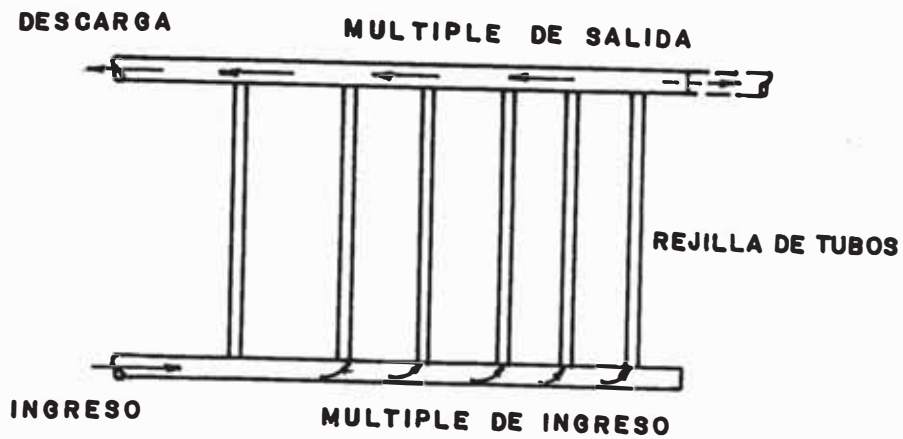


Figura 18.- MUTIPLE CON REJILLA DE TUBOS

Donde  $s$  y  $h$  son variables y  $b$  = ancho constante del múltiple.

$$dV = \left( \frac{A_o h_o}{b.L} \right) \left( -s \frac{dh}{h^2} + \frac{1}{h} ds \right) \quad (13)$$

El diámetro hidráulico =  $2bh/(b+h)$ . Sustituyendo esta expresión y la ecuación (13) en la ecuación (9) obtenemos:

$$-s \frac{dh}{h^2} + \frac{1}{h} ds = \frac{f.g (b+h) s ds}{2bh}$$

Finalmente:

$$- \frac{dh}{ds} + \frac{h}{s} = \frac{(f.g)}{2b} (b+h) \quad (14)$$

La solución de esta ecuación por los métodos tradicionales resulta ser:

$$h = s.e^{-Ks} \left[ C - Kb \left[ \ln s + K.s + \frac{(K.s)^2}{4} + \frac{(K.s)^3}{18} + \dots \right] \right] \quad (15)$$

Donde

$$K = f.g/2b$$

$C$  = constante que se determina para  $h = h_o$  en el ingreso cuando  $s = L$

### 2.2.3 Múltiple de Sección Constante con Rejilla de Tubos

Variación del Flujo a través de varios ductos o tubos:

Si es que los ductos o tubos son de igual diámetro y longitud, y están igualmente espaciados a lo largo del múltiple; la distribución corresponde al caso mostrado

en la figura 11, con la diferencia que la resistencia de los tubos reduce el valor de la relación de área y en consecuencia mejora la distribución uniforme.

A fin de lograr una distribución uniforme del flujo a través de los tubos que son alimentados por un múltiple, es posible insertar un manguito o collarín a la entrada o salida de los tubos que podrían tener un flujo mayor al promedio.

Ingreso y Descarga en el Múltiple con rejilla de Tubos:

En este tipo de arreglo a fin de lograr una mejor distribución entre los tubos (ver figura 18) se presenta la alternativa de elegir entre hacer la descarga del flujo por el extremo final del múltiple al lado opuesto de la entrada (línea punteada) o hacer la descarga a través del múltiple de descarga por el mismo lado del ingreso.

En el múltiple de descarga la fricción y la desaceleración actúan en el mismo sentido sumándose ambos, al contrario de lo que sucede en el múltiple de ingreso donde son opuestos uno al otro.

Para el múltiple de ingreso a fin de tener una distribución uniforme a lo largo del mismo, se aplica la ecuación (7).

$$p_s = p_o + \frac{v_o^2}{2gv} \left[ 1 - \left(\frac{s}{L}\right)^2 \right] - \frac{f \cdot v_o^2 L}{3vD} \left[ 1 - \left(\frac{s}{L}\right)^3 \right]$$

En el múltiple de descarga, sin embargo, la inercia y fricción actúan en el mismo sentido, originando decremento de la presión en la dirección del flujo, o desde el extremo final a la salida del múltiple de des carga, en cuyo caso se utiliza la ecuación:

$$P_s = P_o + \frac{v_o^2}{2gv_2} \left[ 1 - \left(\frac{s}{L}\right)^2 \right] + \frac{f \cdot v_o^2 \cdot L}{3v_2 D} \left[ 1 - \left(\frac{s}{L}\right)^3 \right] \quad (16)$$

Comparando ambas ecuaciones se puede encontrar que si la entrada del múltiple de ingreso está en el mismo la do que la salida del múltiple de descarga y sino hubiera fricción, el incremento de presión desde la en trada o salida hasta el extremo del banco sería la mis ma en ambos múltiples (Si  $v_1 = v_2$ ).

Aún con fricción y con volúmenes específicos diferentes la tendencia es que la variación de presión en un múltiple logre balancear ésta en el otro (aún sin ninguna modificación), produciendo una distribución más uniforme del flujo entre los tubos que conectan ambos múltiples. La excepción se da para el caso de múlti - ple con una relación muy grande de  $L/D$ , en cuyo caso las pérdidas por fricción exceden la desaceleración ga nada, en tal caso la entrada y la salida del flujo deben estar en lados opuestos.

La desaceleración recuperada y la fricción en el múlti - ple de ingreso, lo mismo que en el múltiple de descar-

ga ha sido calculada y graficada para un caso particular (ver figura 19).

### 2.3 La Distribución Uniforme de un Fluido a través de una Tubería con Agujeros

En este análisis hecho por Willard M. Dow<sup>30</sup>, las ecuaciones matemáticas están basadas en el hecho de asegurar que la caída de presión debido a las pérdidas por fricción del fluido a lo largo de la tubería sean exactamente balanceadas por el incremento de presión debido a la desaceleración del fluido, causada necesariamente cuando parte de éste escape por los agujeros. Cuando ambas presiones tienden a balancearse exactamente, la presión estática permanece constante a lo largo de la tubería.

En general, la pérdida de presión debido a la fricción es referida al área superficial de la tubería, mientras que la presión ganada debido a la desaceleración es referida al área de la sección transversal de la misma. En consecuencia, es posible controlar la presión ajustando la relación de estas dos áreas.

Esto puede hacerse de diferentes formas, tales como insertando anillos cónicos en la tubería, variando el diámetro del tubo o construyendo el múltiple de acuerdo a una geometría especialmente diseñada.

Un balance de energía para una longitud diferencial  $dx$ , de la tubería perforada:



$$\frac{V \cdot dV}{\alpha} + \frac{dp}{\rho} + \frac{2f \cdot V^2}{D} dx = 0 \quad (17)$$

Si los agujeros son del mismo diámetro y su distribución a lo largo de la tubería es constante, la distribución uniforme requiere que la relación de flujo a través de la tubería debe variar linealmente desde un máximo en la entrada hasta cero en el extremo final, cumpliéndose la relación:  $V \cdot A = Q = Q_0 \left( \frac{s}{L} \right)$  (18)

La velocidad del flujo en los agujeros debe ser igual para dar una distribución uniforme. En consecuencia,  $(dp)/(dx)$  debe ser igual a cero para una descarga interior a presión atmosférica constante, la ecuación (17) puede reducirse a:

$$\frac{dV}{V} = - \frac{2 \alpha f}{D} dx = \frac{2 \alpha f}{D} ds \quad (19)$$

Derivando la ecuación (18) y sustituyendo en la ecuación (19):

$$\frac{dD}{ds} = \frac{D}{2s} - \alpha f \quad (20)$$

Esta es la ecuación diferencial fundamental, cuya solución nos da las dimensiones físicas de una tubería del tipo de quemadores con agujeros, la cual tendría una altura de llama uniforme. El factor de fricción es una función del número de Reynolds,  $D \cdot V / \nu$  el cual varía desde un máximo a la entrada hasta cero en el extremo final.

#### a) Caso de Flujo Láminar

Si el número de Reynolds es menor que 2100, el flujo está en la región laminar y el factor de fricción está dado por:

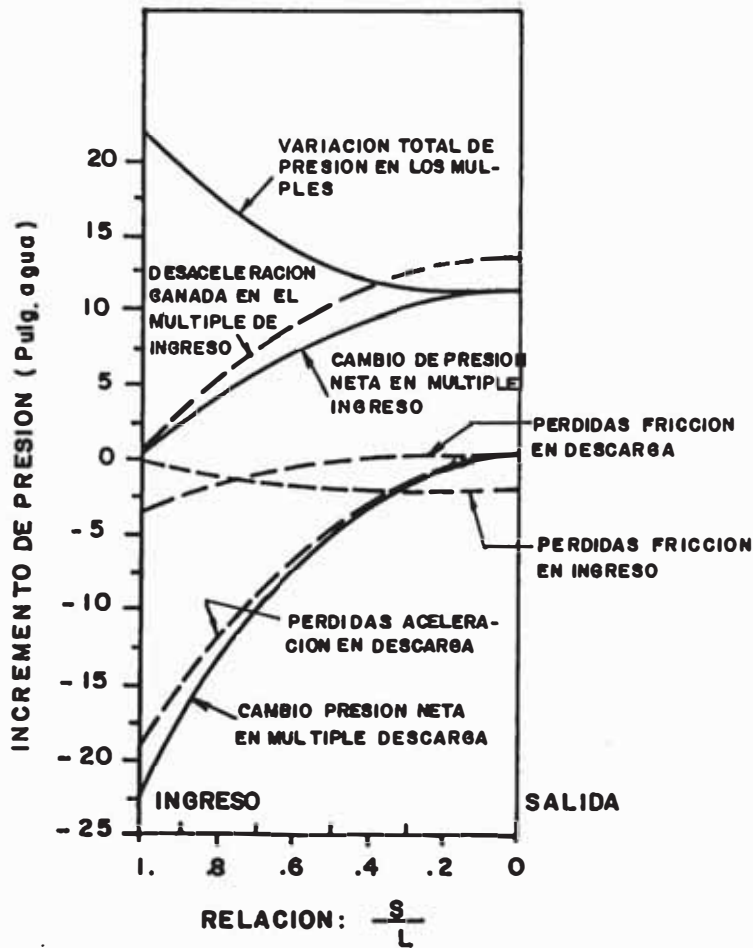


Figura 19.\_ VARIACION DE PRESION EN LOS MULTIPLES.

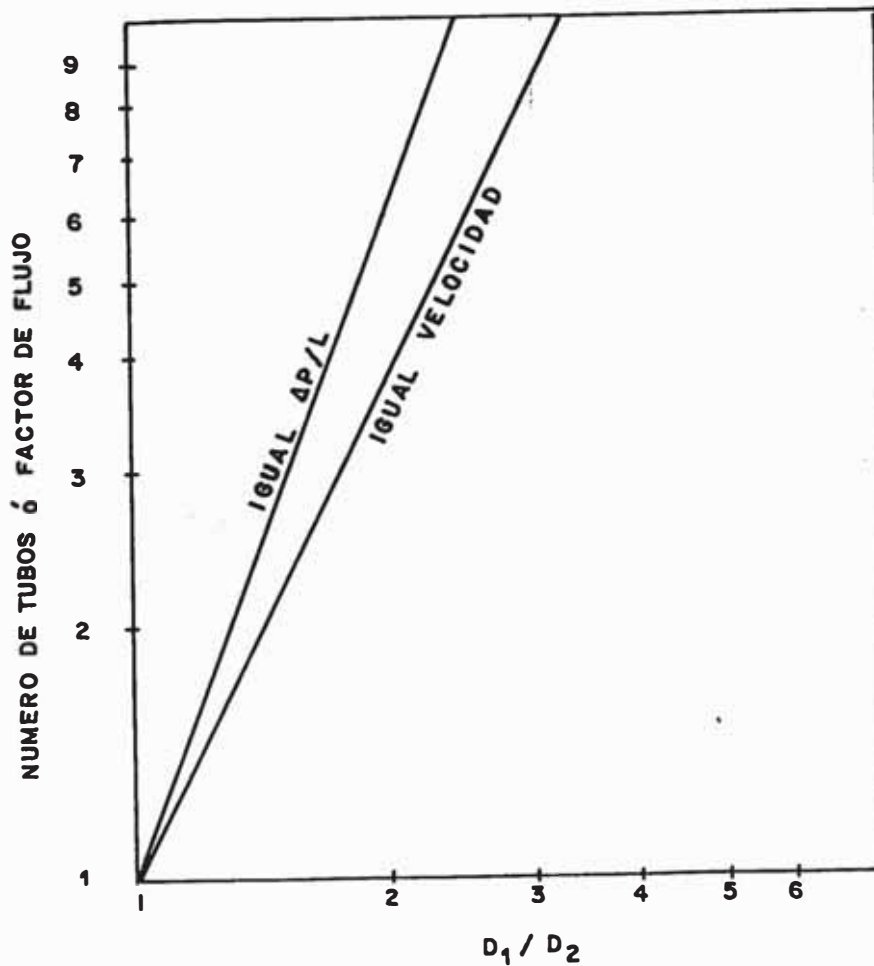


Figura 20.\_ DIMENSIONAMIENTO DE TUBERIAS SEGUN METODO GRAFICO.

$$f = \frac{16 \nu}{D \cdot V} \quad (21)$$

Reemplazando en la ecuación (20) obtenemos:

$$\frac{dD}{ds} = \frac{D}{s} \left[ \frac{1}{2} - \frac{4\alpha \nu \pi L}{Q_0} \right] \quad (22)$$

La cual integrada para las condiciones de frontera,  $D = D_0$ , cuando  $s = L$ , resulta:

$$D = D_0 \left( \frac{s}{L} \right)^{1/2 - \beta} \quad (23)$$

Donde:

$$\beta = \frac{4\alpha \nu \pi L}{Q_0}$$

La ecuación (23) relaciona el diámetro de la tubería con la distancia desde el extremo final para flujo laminar.  $\beta = 1/2$ , el diámetro de la tubería permanece constante. Si  $\beta < 1/2$ , el diámetro decrece con la distancia  $x$ . Si  $\beta > 1/2$ , el diámetro se incrementa con la distancia  $x$ .

#### b) Caso de Flujo Turbulento

En la región de flujo turbulento, según la ecuación de Fanning el factor de fricción puede expresarse como una función del número de Reynolds.

$$f = \frac{m}{(Re)^n} = \frac{0.3164}{4(Re)^{0.25}} \quad (24)$$

Reemplazando en la ecuación (20) nos da la ecuación diferencial:

$$\frac{dD}{ds} = \frac{D}{2s} - \gamma \left(\frac{D}{s}\right)^n \quad (25)$$

donde:

$$\gamma = \frac{\alpha \cdot m}{(4Q_0/\pi \cdot \gamma \cdot L)^n}$$

Sustituyendo:

$q = (D)^{1-n}$ , esta se reduce a una ecuación lineal

$$\frac{dq}{ds} = \frac{(1-n)q}{2s} - \frac{(1-n)\gamma}{s^n} \quad (25a)$$

Integrando para:  $D = D_0$ , cuando  $s = L$ , obtenemos finalmente:

$$\left(\frac{D}{L}\right)^{1-n} = \left[\left(\frac{D_0}{L}\right)^{1-n} + 2\gamma\right] \left(\frac{s}{L}\right)^{\frac{1-n}{2}} - 2\gamma \left(\frac{s}{L}\right)^{1-n} \quad (26)$$

c) Caso de fricción despreciable

Para este caso la ec.(17) se reduce a:

$$dV = 0 \quad (27)$$

Combinando con la ec.(18) obtenemos:

$$dV = \frac{Q_0}{L} \left[ \frac{ds}{A} - s \frac{dA}{A^2} \right] = 0 \quad (28)$$

ó

$$\frac{ds}{s} = \frac{dA}{A} \quad (28a)$$

Integrando para:  $A = A_0$ , cuando  $s = L$ :

$$A = A_0 \left(\frac{s}{L}\right) \quad (29)$$

La cual representa la disminución lineal de la sección transversal del múltiple con la distancia a lo largo de la tubería.

#### 2.4 Dimensionamiento del Múltiple por el Método Gráfico

Según este autor<sup>4</sup> el problema es usualmente solucionado basados en el hecho de que el flujo por área de los tubos es igual al flujo total por área del múltiple del sistema. Esto puede expresarse matemáticamente como:

$$ND_2^2 = D_1^2 \quad (30)$$

Donde: N es el número de tuberías paralelas de igual diámetro  $D_2$ , unidas a un cabezal de diámetro  $D_1$ .

Luego la ecuación (30) puede expresarse:

$$N = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad (30a)$$

La cual graficada en papel logarítmico, resulta ser una línea recta con una pendiente = 2, como se muestra en la figura 20.

Otra aproximación al dimensionamiento del múltiple, es el concepto de igual caída de presión unitaria  $\Delta p/L$  en todas las líneas. El criterio de igual velocidad podría dar una caída de presión unitaria en los ramales más alta que en el cabezal, debido a que la misma velocidad es mantenida en una tubería de pequeño diámetro.

Una relación simple para el diseño de igual caída de presión, puede derivarse de la ecuación de Fanning que asume que el factor de fricción en el rango turbulento es una función del número de Reynolds. Esta puede escribirse en forma simplificada como:

$$\Delta p/L = KQ^{1.8}/D^{4.8} \quad (31)$$

Donde, K es una constante dependiente de la naturaleza del fluido y Q es el flujo volumétrico.

Basándose en igual caída de presión:

$$Q_1^{1.8}/D_1^{4.8} = (Q_1/N)^{1.8}/D_2^{4.8}$$

Resolviendo esta ecuación se obtiene:

$$N = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^{2.667}$$

Graficando N Vs  $D_1/D_2$ , obtenemos una línea recta con pendiente de 2.667, la cual también es mostrada en la figura 20.

Esto permite mostrar que las relaciones desarrolladas podrían servir para el caso en que dada una dimensión de tubería, esta pueda ser aumentada o disminuída para permitir un cambio en el flujo. Sin embargo, el gráfico obtenido sirve para dos propósitos: (1) Determinar el número de ramales idénticos, (2) Determinar el factor de flujo en tuberías.

Un ejemplo práctico del uso de este método sería el siguiente: cuál es el diámetro requerido para manejar el flujo desde cuatro tuberías de 1 1/2 pulg (D.I. = 1.61), basados en el criterio de (1) igual velocidad, y (2) igual caída unitaria de presión?

Solución: De la figura 20, para cuatro ramales paralelos, la relación de diámetros = 2 según el criterio de igual velocidad y 1.7 según criterio de igual caída de presión.

Luego el diámetro del cabezal ( $D_1$ ) debe ser:

$$D_1 = 2 \times 1.61 = 3.22 \text{ pulg (para igual velocidad)}$$

$$D_1 = 1.7 \times 1.61 = 2.74 \text{ pulg (para igual } \Delta p/L)$$

## 2.5 Distribución del Flujo y Presión en Sistemas con Múltiples

### Tubos paralelos y Cabezal Común

El método aplicado en el presente trabajo para determinar la mejor distribución del flujo en sistemas solares de múltiples tubos es el desarrollado por Dunkle R.V. y Davey E.T.<sup>9</sup>

En pequeñas instalaciones de colectores es habitual conectar las unidades en paralelo, con el agua fría ingresando por el extremo inferior del último colector. Es cierto que si el ingreso y la salida del agua en un banco están conectados en el mismo extremo, el flujo podría ser "estancado" a través de unas cuantas rejillas de tubos, resultando un menor flujo al extremo final del banco. Esto no sucede si el flujo es descargado

por el extremo opuesto, en cuyo caso la zona de bajo flujo ocurre en la parte media del banco de colectores.

En la región de bajo flujo la temperatura del colector aumenta, dando lugar al incremento de las pérdidas de calor a través de la cubierta superior provocando, una caída de la eficiencia térmica.

Este fenómeno podría ser resuelto por técnicas de análisis de redes de tuberías, pero resultaría sumamente tedioso. Como el problema es más importante en grandes bancos con muchas rejillas, una alternativa analítica aproximada consiste en el reemplazo de rejillas individuales por una resistencia al flujo distribuido entre los cabezales, lo cual permitiría una solución general de la distribución de flujo y presión, que correspondería aproximadamente a la distribución real en grandes instalaciones. Esto podría ser visualizado si reemplazamos las rejillas individuales por un número infinito de rejillas que ofrezcan la misma resistencia total al flujo entre los cabezales, pero teniendo la posibilidad de variar el flujo continuamente a lo largo de los cabezales, más bien que en una serie de pasos correspondientes al flujo en cada rejilla.

De este modo, si mayor es el número de rejillas en una instalación, mejor será la aproximación matemática al sistema real.

Para el análisis se ha asumido que el flujo es turbulento en los cabezales y laminar en las rejillas. Esta es una suposición válida incluso para números de Reynolds bajos en los cabe



zales, debido al obstáculo producido por el extremo de la rejilla al introducirse en el cabezal y a las perturbaciones del flujo en las conexiones entre los colectores.

En grandes sistemas el flujo en los extremos de la rejilla puede ser turbulento, pero como el grueso de ellos opera en la región de flujo laminar, el panorama global sería ligeramente afectado.

### 2.5.1 Parámetros del Sistema

El sistema en estudio está compuesto de una serie de tubos ascendentes uniformemente espaciados y paralelos, unidos a dos cabezales con el flujo ingresando por el extremo izquierdo del cabezal inferior y saliendo por el extremo derecho del cabezal superior (Ver figura 21).

El banco de colectores se asume que empieza ( $x = 0$ ) a una distancia igual a la mitad del espaciamento entre los tubos ascendentes antes del primer tubo ascendente y se extiende hasta  $x = L$ , la mitad del espaciamento más allá del último tubo ascendente.

Se ha encontrado que dos parámetros son suficientes para describir el comportamiento del sistema. El primero es una relación adimensional de presión ( $B$ ) que tiene la siguiente forma:

$$B = \sqrt{\frac{2 \Delta P_h}{\Delta P_r}} = \left(\frac{D_3}{D}\right)^2 \sqrt{\frac{N \cdot L \cdot \rho \cdot f \cdot Q_t}{32 \pi \cdot L_3 \cdot \mu \cdot D}} \quad (32)$$

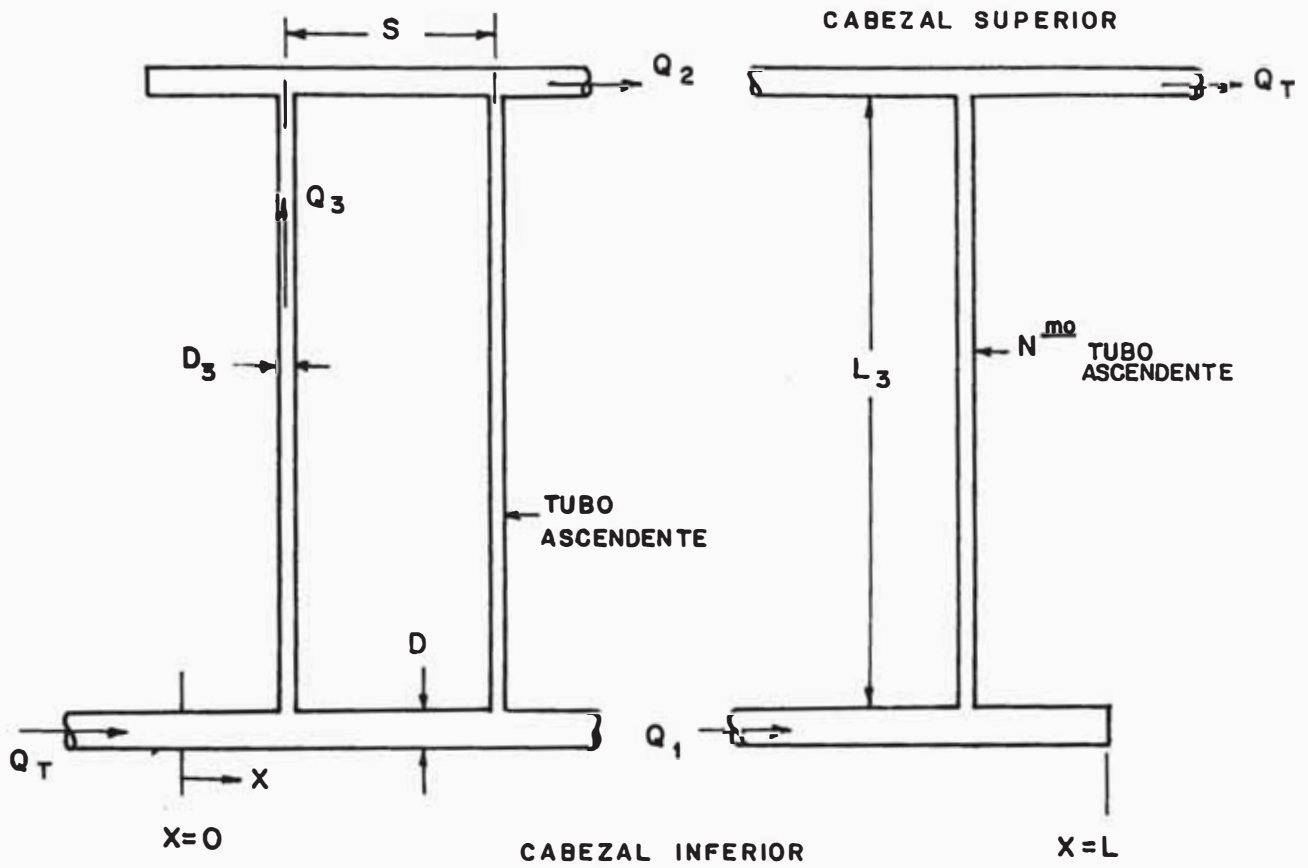


Figura 21.\_ REJILLA DE TUBOS Y CABEZALES

En esta ecuación  $\Delta P_h$  representa la caída de presión en los cabezales, si es que el flujo total estuviera dividido uniformemente entre los dos cabezales. De este modo:

$$\Delta P_h = \frac{2 \cdot f \cdot L \cdot Q_t^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot g \cdot D^5} \quad (33)$$

El término  $\Delta p_r$  representa la caída de presión en la rejilla; si es que el flujo estuviera dividido uniformemente entre todos los tubos ascendentes, su valor es:

$$\Delta P_r = \frac{128 \mu L_3 \cdot Q_t}{\pi \cdot g \cdot N \cdot D_3^4} \quad (34)$$

El segundo parámetro adimensional es la relación de distancia a lo largo del banco referido a la longitud total representada por  $x/L$ . La distribución del flujo y presión puede expresarse en función de estos parámetros.

Donde:

$D_3$  : Diámetro de los tubos ascendentes (m)

$D$  : Diámetro de los cabezales (m)

$N$  : Número total de tubos ascendentes

$f$  : Factor de fricción en los cabezales

$L$  : Longitud total de los cabezales del banco (m)

$\rho$  : Densidad del agua ( $\text{kg/m}^3$ )

- $Q_t$  : Caudal total en el banco de colectores ( $m^3/s$ )  
 $\mu$  : Viscosidad absoluta del agua ( $kg/m.s$ ) = Pa.s  
 $L_3$  : Longitud de cada tubo ascendente (m)  
 $x/L$  : Ubicación de un punto en el cabezal referido a la longitud total

### 2.5.2 Distribución del Flujo en el Cabezal Superior

La distribución del flujo en el cabezal superior está dada por la fórmula:

$$\frac{Q_2}{Q_t} = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \frac{\text{Senh}(B) \left( \frac{2x}{L} - 1 \right)}{\text{Senh}(B)} \quad (35)$$

Dicha ecuación nos indica que el flujo es cero a la entrada del cabezal superior, es la mitad del flujo total en el punto medio y es igual al flujo total en la salida del cabezal superior.

Para altos valores de B, la caída de presión en los cabezales es mayor que en la rejilla, el flujo aumenta rápidamente cerca a la entrada, permaneciendo casi constante a través de la mayor parte del cabezal y luego aumenta repentinamente cerca a la salida, de tal forma que en la parte central del sistema el flujo en la rejilla es muy lento.

Para pequeños valores de B, el flujo se incrementa linealmente en el cabezal superior, debido a la alta re-

sistencia al flujo que ofrece la rejilla.

### 2.5.3 Distribución del Flujo en la Rejilla

La distribución del flujo en la rejilla está dada por la relación:

$$\frac{Q_3}{Q_t} = \frac{B}{N} \frac{\text{Cosh. } (B) \left( \frac{2x}{L} - 1 \right)}{\text{Senh } (B)} \quad (36)$$

La cual nos indica que cuando el valor de B es pequeño, el flujo es distribuido uniformemente entre la rejilla y para valores altos de B, el mayor flujo tiende a concentrarse hacia los extremos del sistema.

Las figuras 22 y 23 muestran la distribución del flujo para un sistema de 6 colectores.

### 2.5.4 Distribución de la Presión

La caída de presión en la rejilla es expresada en términos de distancia desde la entrada y se deduce en función de la distribución del caudal  $Q_3$

En general sabemos que:

$$\frac{\Delta P}{\rho} = f \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} = \frac{8}{\pi^2 \cdot g_0} \cdot f \cdot L \cdot \frac{Q^2}{D^5} \quad (37)$$

Además para un flujo laminar:

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{16 \mu \cdot \pi \cdot D}{Q \cdot \rho} \quad (38)$$

En cada rejilla de ec. (37) y (38) obtenemos:

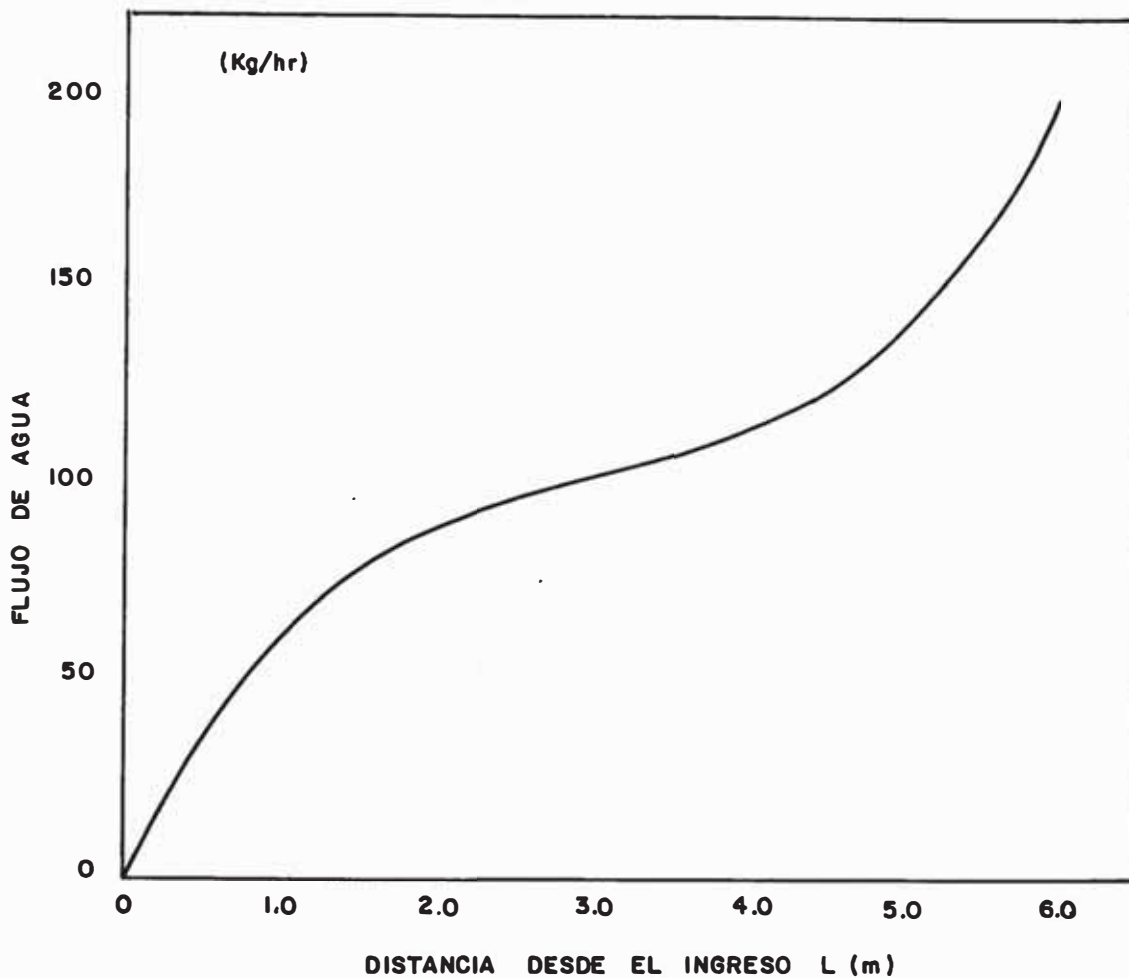


Figura 22.\_ DISTRIBUCION DEL FLUJO DE AGUA EN EL CABEZAL SUPERIOR.

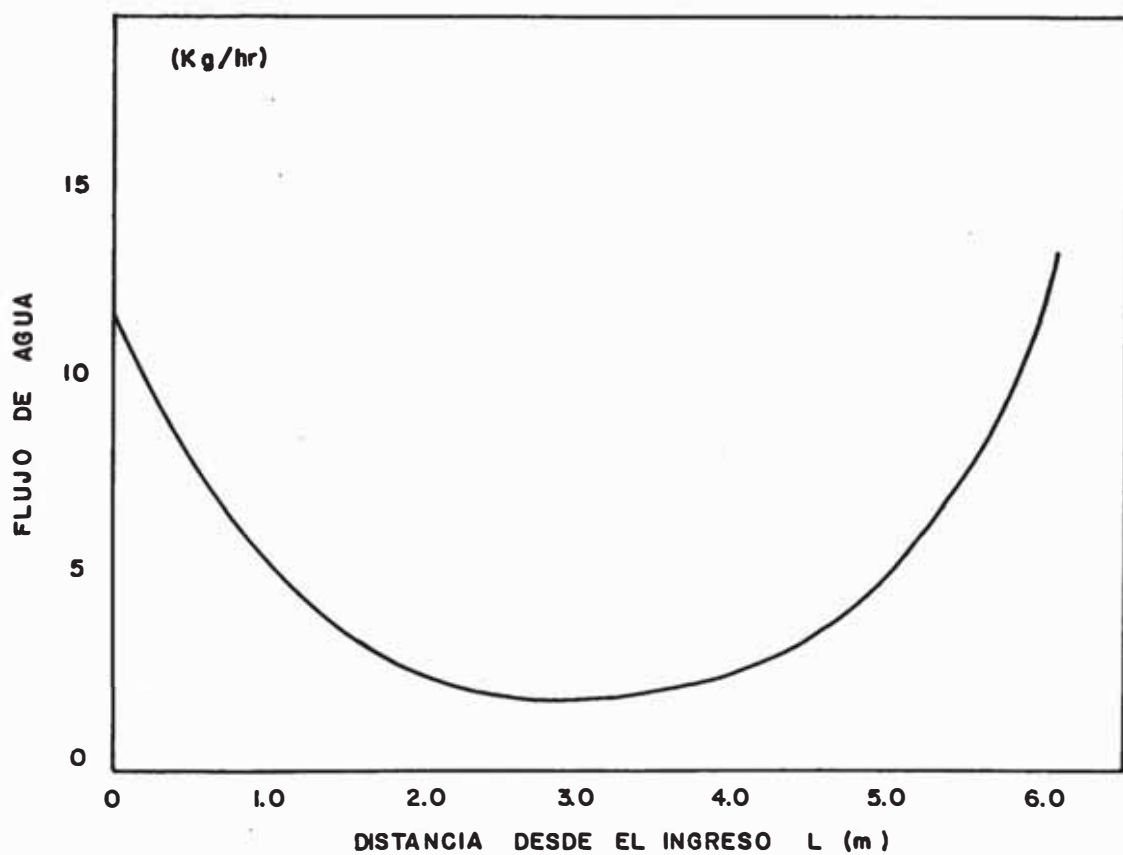


Figura 23.\_ DISTRIBUCION DEL FLUJO DE AGUA EN LOS TUBOS ASCENDENTES.

$$P_{1,x} - P_{2,x} = \left[ \frac{8 \rho \cdot L_3 \cdot Q_3^2}{\pi^2 \cdot g \cdot D_3^5} \right] \left[ \frac{16 \mu \cdot \pi D_3}{Q_3 \cdot \rho} \right]$$

Resumiendo:

$$P_{1,x} - P_{2,x} = \frac{128 \mu \cdot L_3 \cdot Q_3}{\pi \cdot g \cdot D_3^4} \quad (39)$$

Despejando  $Q_3$  de la ecuación (36):

$$Q_3 = Q_t \frac{B}{N} \frac{\text{Cosh } (B) \left( \frac{2x}{L} - 1 \right)}{\text{Senh } (B)} \quad (40)$$

Reemplazando en (39):

$$P_{1,x} - P_{2,x} = \left[ \frac{128 \mu \cdot L_3 \cdot Q_t}{\pi \cdot N \cdot g \cdot D_3^4} \right] \left[ \frac{(B) \text{Cosh } (B) \left( \frac{2x}{L} - 1 \right)}{\text{Senh } (B)} \right]$$

Reemplazando el primer término por la ecuación (34):

$$P_{1,x} - P_{2,x} = \Delta P_r \left[ \frac{(B) \text{Cosh } (B) \left( \frac{2x}{L} - 1 \right)}{\text{Senh } (B)} \right] \quad (41)$$

Finalmente:

$$\frac{P_{1,x} - P_{2,x}}{\Delta P_r} = \frac{(B) \left[ \text{Cosh } (B) \left( \frac{2x}{L} - 1 \right) \right]}{\text{Senh } (B)} \quad (42)$$

Ecuación que nos determina la distribución de presiones en la rejilla de tubos.

De igual manera, la caída de presión a través del cabezal superior, se deduce en función de la distribución del flujo en los cabezales, obteniéndose de esta manera:

$$\frac{P_{2,0} - P_{2,x}}{\Delta P_h} = \left(1 - \frac{1}{2 \operatorname{Senh}^2(B)}\right) \frac{x}{L} - \frac{3 \operatorname{Cosh}(B)}{4B \operatorname{Senh}(B)} + \frac{\operatorname{Cosh}(B) \left(\frac{2x}{L} - 1\right)}{B \operatorname{Senh}(B)} + \frac{\operatorname{Senh}(B) \left(\frac{2x}{L} - 1\right) \operatorname{Cosh}(B) \left(\frac{2x}{L} - 1\right)}{4 \cdot B \operatorname{Senh}^2(B)} \quad (43)$$

La cual nos indica que para valores altos de B, la presión cae linealmente con la distancia, es decir, el flujo es distribuido uniformemente en el cabezal superior, con flujo transversal concentrado en los extremos de la rejilla, cumpliéndose la relación:

$$\frac{P_{2,0} - P_{2,x}}{\Delta P_h} = \frac{x}{L} \quad (44)$$

Por otro lado, para pequeños valores de B, la caída de presión varía con el cubo de la distancia a lo largo del cabezal, de tal forma que:

$$\frac{P_{2,0} - P_{2,x}}{\Delta P_h} = \frac{4}{3} \left(\frac{x}{L}\right)^3 \quad (45)$$

Efectos de densidad:

Si el flujo fuera distribuido uniformemente entre los tubos ascendentes el efecto de la variación de densidad se-



ría despreciable. Si el flujo no es uniforme, la temperatura del fluido es alta en los tubos con bajo flujo y la baja densidad del agua caliente incrementa a su vez el flujo en éstos, compensando en parte el efecto de estancamiento mencionado.

NOMENCLATURA

A	= área de sección transversal del múltiple en algún punto
$A_o$	= área de sección transversal del múltiple al ingreso
$A_t$	= área de sección transversal del tubo
b	= ancho del múltiple
c	= velocidad del flujo a través de agujeros del múltiple
C	= constante
D	= diámetro
$D_2$	= diámetro de tubos paralelos
$D_1$	= diámetro del cabezal
$D_o$	= diámetro del múltiple al ingreso
f	= coeficiente de fricción
g	= aceleración de la gravedad
h	= altura del múltiple en algún punto
k	= coeficiente de descarga en agujeros del múltiple
K	= constante = $\frac{f \cdot g}{2b}$
L	= longitud del múltiple
N	= número de tubos paralelos
m,n	= constantes numéricos
p	= presión
$\Delta p$	= pérdida de presión
$p_o$	= presión al ingreso del múltiple
$p_s$	= presión en el punto s
$Q_o$	= caudal al ingreso
Q	= caudal en algún punto
s	= distancia desde el extremo final del múltiple
v	= volumen específico del fluido en el múltiple

$V$	= velocidad longitudinal en el múltiple
$V_0$	= velocidad al ingreso del múltiple
$V_1$	= velocidad de descarga a una distancia (s)
$V_2$	= velocidad de descarga
$w$	= ancho de descarga de abertura en el múltiple
$\alpha$	= constante: 1 para flujo turbulento
$x$	= distancia a partir del ingreso al múltiple
$\nu$	= viscosidad cinemática

### CAPITULO 3

#### ANALISIS DE LOS PARAMETROS QUE INFLUYEN EN LA DISTRIBUCION DE PRESIONES

##### 3.1 Determinación de las Variables más importantes

De acuerdo a lo enunciado en el Capítulo 2, son dos parámetros adimensionales los que describen fundamentalmente el fenómeno de la distribución de presiones: la relación  $(B)$  y la relación  $x/L$ . A su vez la relación  $(B)$  está en función de algunas variables tales como: diámetro del cabezal y la rejilla, número de tubos ascendentes, longitud total del cabezal, factor de fricción, densidad del agua, caudal total, viscosidad del agua y longitud de los tubos ascendentes.

Del análisis de estas variables, se ha encontrado que la densidad  $(\rho)$  y la viscosidad  $(\mu)$  del agua, tienen una influencia mayor cuando aumenta la temperatura en el sistema; por este motivo, los cálculos deben hacerse para las condiciones mas desfavorables, en nuestro caso a condiciones normales, la temperatura promedio más alta que puede obtenerse en sistemas solares de calentamiento de agua es alrededor de  $60^{\circ}\text{C}$ .

Las variables que determinan el comportamiento de un banco de colectores con múltiples rejillas de tubos vienen a ser entonces: el diámetro de los tubos ascendentes  $(D_3)$ , el diámetro de los cabezales  $(D)$ , el número de tubos ascendentes  $(N)$ , la lon-

gitud total del banco de colectores (L) y el caudal total de agua del sistema ( $Q_t$ ).

La combinación adecuada de estas variables dentro del modelo matemático propuesto, así como las diferentes relaciones entre ellos nos van a permitir obtener cuadros y gráficos con los cuales podremos proyectar convenientemente sistemas y arreglos de colectores solares de cualquier capacidad para usos - tanto domésticos como industriales.

### 3.2 Aplicación del Modelo Teórico

A fin de calcular la distribución de presión a través de los cabezales de un banco de colectores conectados en paralelo, - con el flujo ingresando por el extremo inferior izquierdo y saliendo por el extremo superior derecho se ha elaborado un programa de cómputo que relaciona las diversas variables involucradas. El mencionado programa analiza el comportamiento de diferentes configuraciones de colectores solares unidos en paralelo, variando entre otros, el número de tubos ascendentes N, el diámetro de los cabezales D, el diámetro de los tubos de la rejilla D3, el flujo de agua  $Q_t$  y la longitud del banco L.

El programa de cómputo (Anexo N°1), cuyo diagrama de flujo se muestra en la Fig. 24, calcula también el factor de fricción (f) en los cabezales para cada flujo y configuración dadas, de acuerdo a la fórmula:

$$f = \frac{0.316}{(Re)^{0.25}} \quad \text{para régimen turbulento y } N^\circ \text{ de Reynolds}^{22} \leq 10000$$

El modelo teórico permite pronosticar la distribución de presiones, tanto en el cabezal superior, como en el cabezal inferior de los colectores a lo largo de la longitud de todo el arreglo.

El modelo teórico nos permite de igual manera definir el diámetro de los tubos ascendentes y del cabezal, así como el número máximo de tubos ascendentes que pueden ser conectados en paralelo dentro de un banco de colectores.

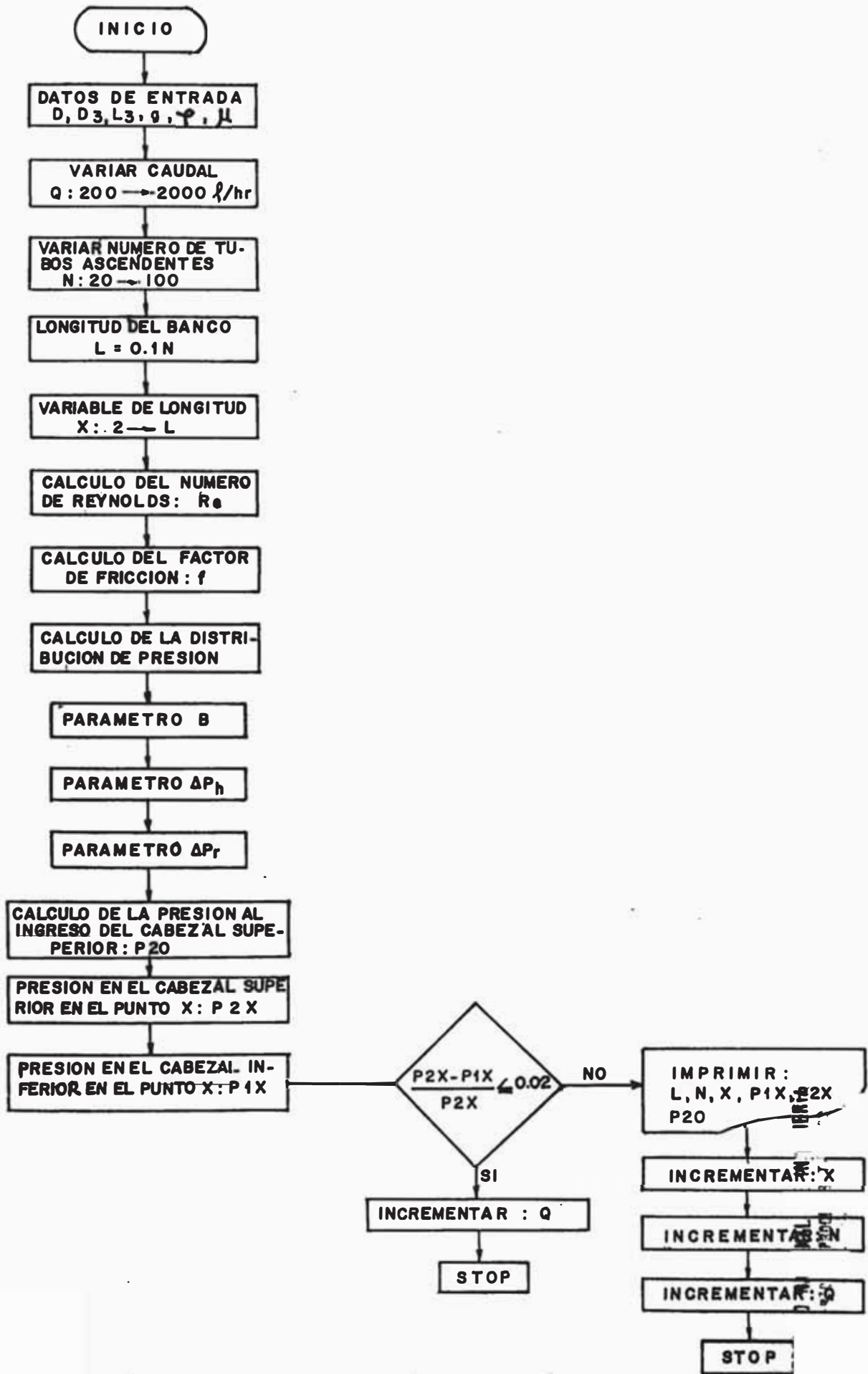
Reportes de la aplicación del modelo teórico, así como la verificación experimental del mismo, son mostrados para un banco de seis colectores solares conectados en paralelo, en el cual se aprecia la gran diferencia de presiones entre los extremos del banco respecto al centro del mismo.

### 3.2.1 Verificación Experimental del Modelo Teórico

A fin de ilustrar las ecuaciones teóricas se verificaron con las reportadas para un banco de seis colectores en paralelo de las siguientes características:

- 6 colectores en paralelo de 1.2 x 0.6 m
- Diámetro de cabezales: 1 pulg.
- Diámetro de tubos ascendentes: 0.5 pulg
- Total de tubos ascendentes: 24
- Longitud total del banco: 3 m
- Caudal total: 218 l/hr
- Viscosidad dinámica: 0.00066 Pa s
- Factor de fricción : 0.1

DIAGRAMA DE FLUJO



24. PROGRAMAS PARA EL CALCULO DE LA DISTRIBUCION DE PRESIONES

Resultados Teóricos

$$B = 3.78$$

$$\Delta p_h = 1.14$$

$$\Delta p_r = 0.16$$

presión = pascal

x	P <sub>2x</sub>	P <sub>1x</sub>
1	29.2	11.5
2	30.2	19.0
4	34.6	30.0
6	40.7	38.8
8	48.0	46.6
10	55.8	53.0
12	65.2	58.8
14	79.2	61.4

La verificación del modelo se muestra en la figura 25.

Las pruebas experimentales confirman además que la distribución de temperatura es peor para altos caudales (ver Fig. N°26). Esto debido a que la caída de presión es mayor en relación al efecto de la densidad a altas velocidades. Si los cabezales son lo suficientemente grandes como para tener una caída de presión pequeña - comparada a la caída de presión a través de las rejillas, entonces algún flujo es asegurado.

La comprobación experimental permite apreciar que la



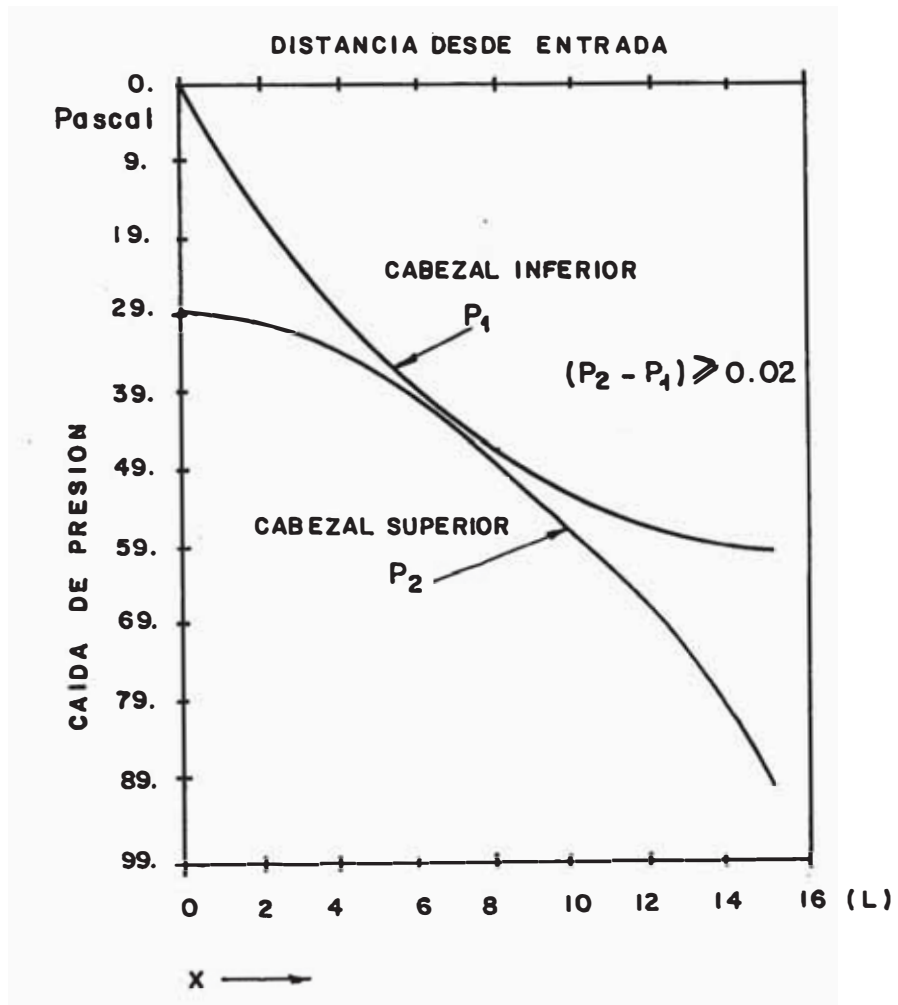


Figura 25.\_ VERIFICACION EXPERIMENTAL DEL MODELO TEORICO.

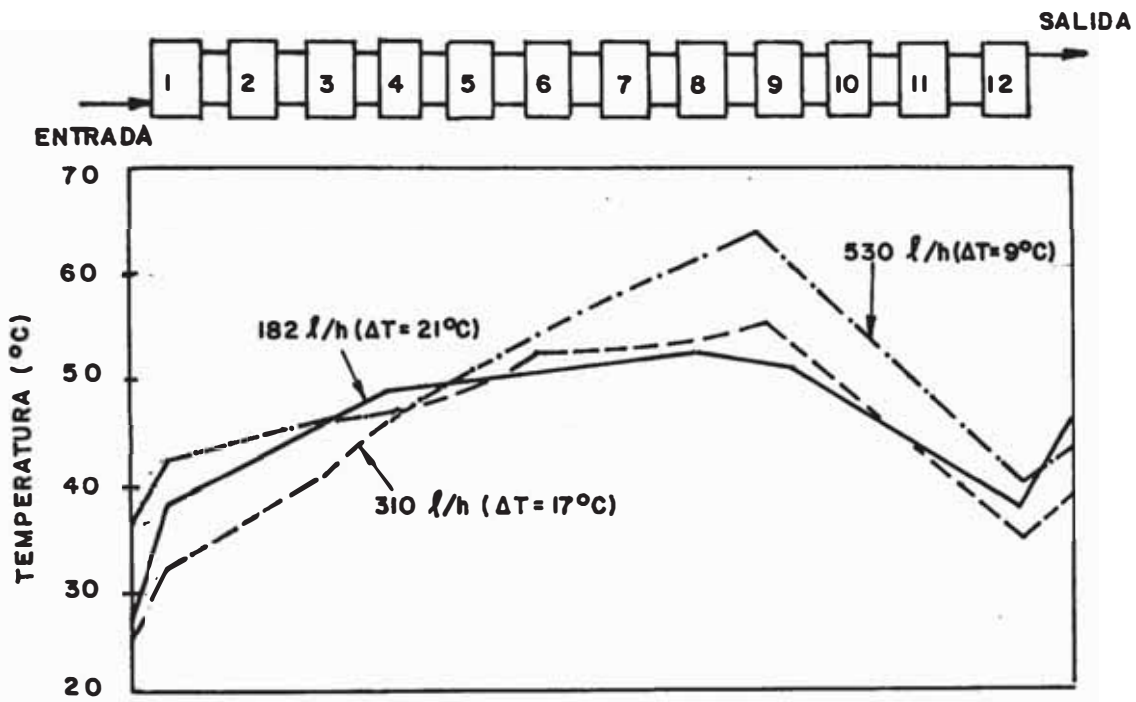


Figura 26. \_ RESULTADOS EXPERIMENTALES DE BANCO DE DOCE COLECTORES EN PARALELO.

buena distribución de presión en los colectores nos de termina una distribución uniforme de la temperatura a través de todo el sistema, lo cual a su vez, mejora el comportamiento y eleva la eficiencia térmica del mismo.

### 3.3 Resultados Obtenidos

Los resultados del programa han sido llevados a gráficos, los cuales muestran la caída de presión en el cabezal superior e inferior versus la longitud del banco para diferentes diámetros de la rejilla y diferentes flujos de agua (ver Fig. 27 á 37), con los cuales tenemos la posibilidad de diseñar sistemas solares de calentamiento para una amplia variedad de colectores y regímenes de flujo de agua.

De acuerdo a la correlación de los valores teóricos con los valores experimentales, se concluye que la mejor distribución de la presión se da cuando la diferencia de presión entre el cabezal superior y el cabezal inferior es mayor al 2%. Esto nos asegura que el flujo en el sistema es también uniforme, y que la temperatura no va a experimentar picos ni valores extremos.

Caudales entre 30 á 40 l/h-m<sup>2</sup> de colector, son recomendables a fin de obtener incrementos razonables de temperatura a través de los colectores.

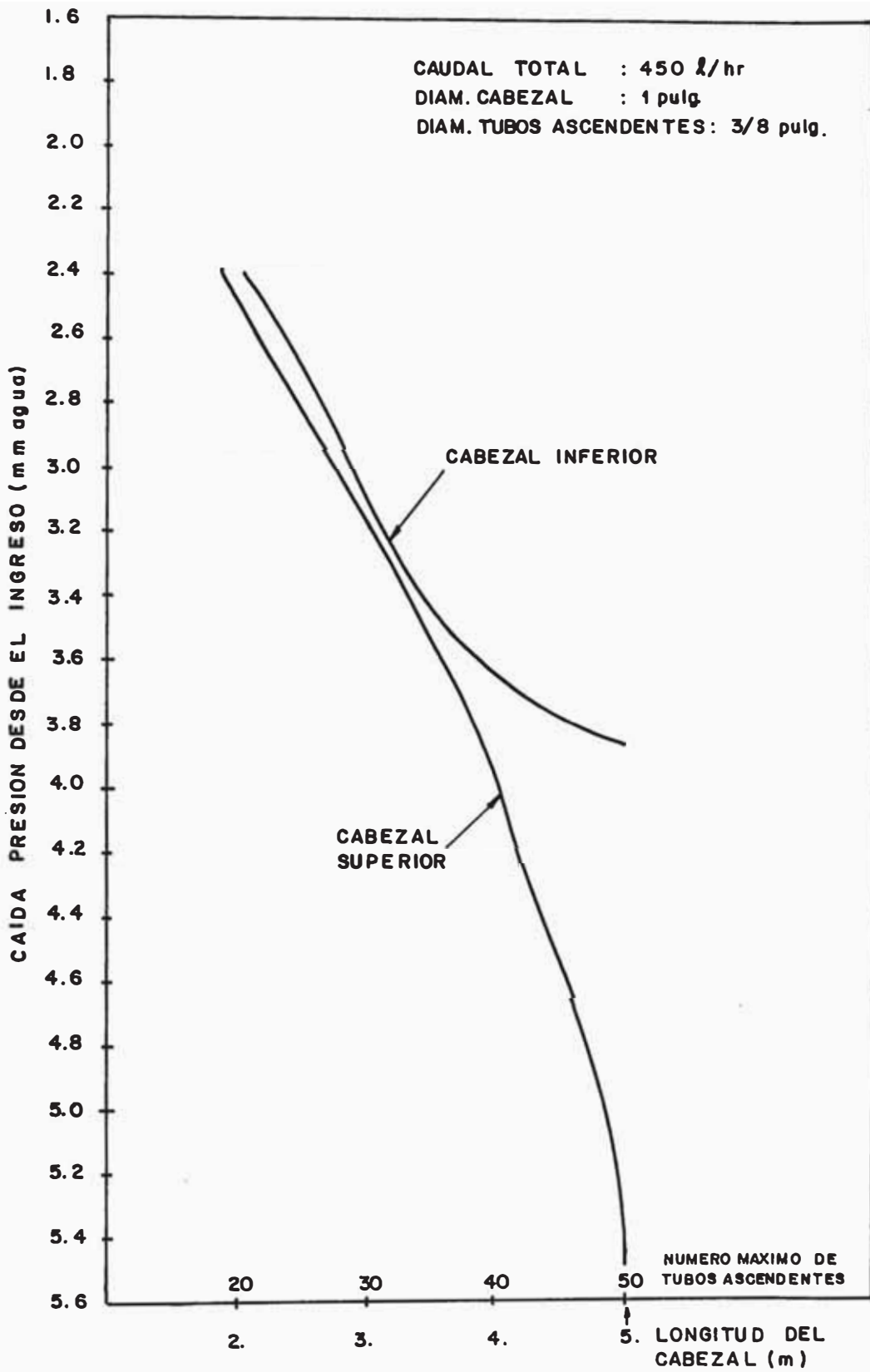


Figura 27.- DISTRIBUCION DE PRESIONES EN BANCO DE COLECTORES.

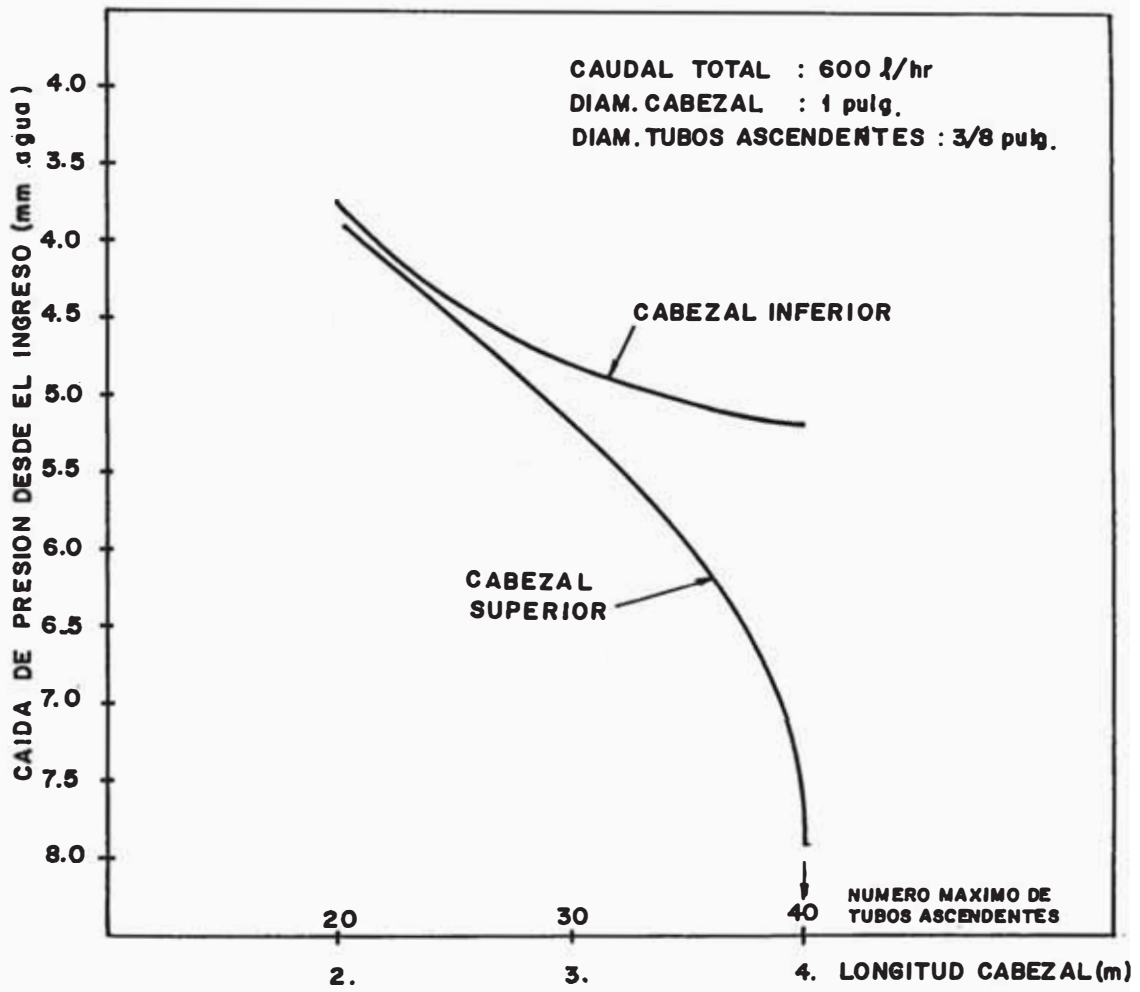


Figura 28.- DISTRIBUCION DE PRESIONES EN BANCO DE COLECTORES

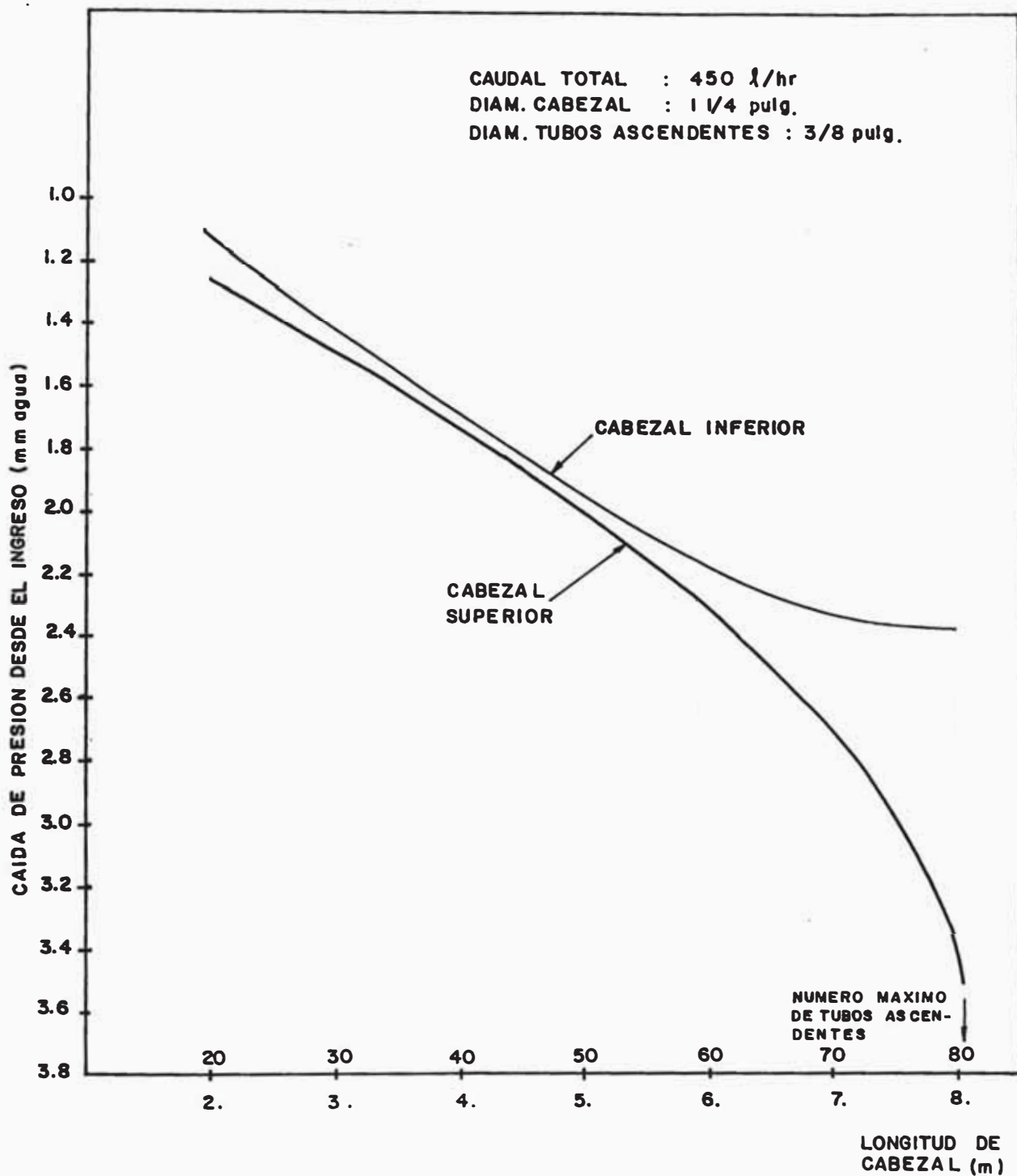


Figura 29.- DISTRIBUCION DE PRESIONES EN BANCO DE COLECTORES.

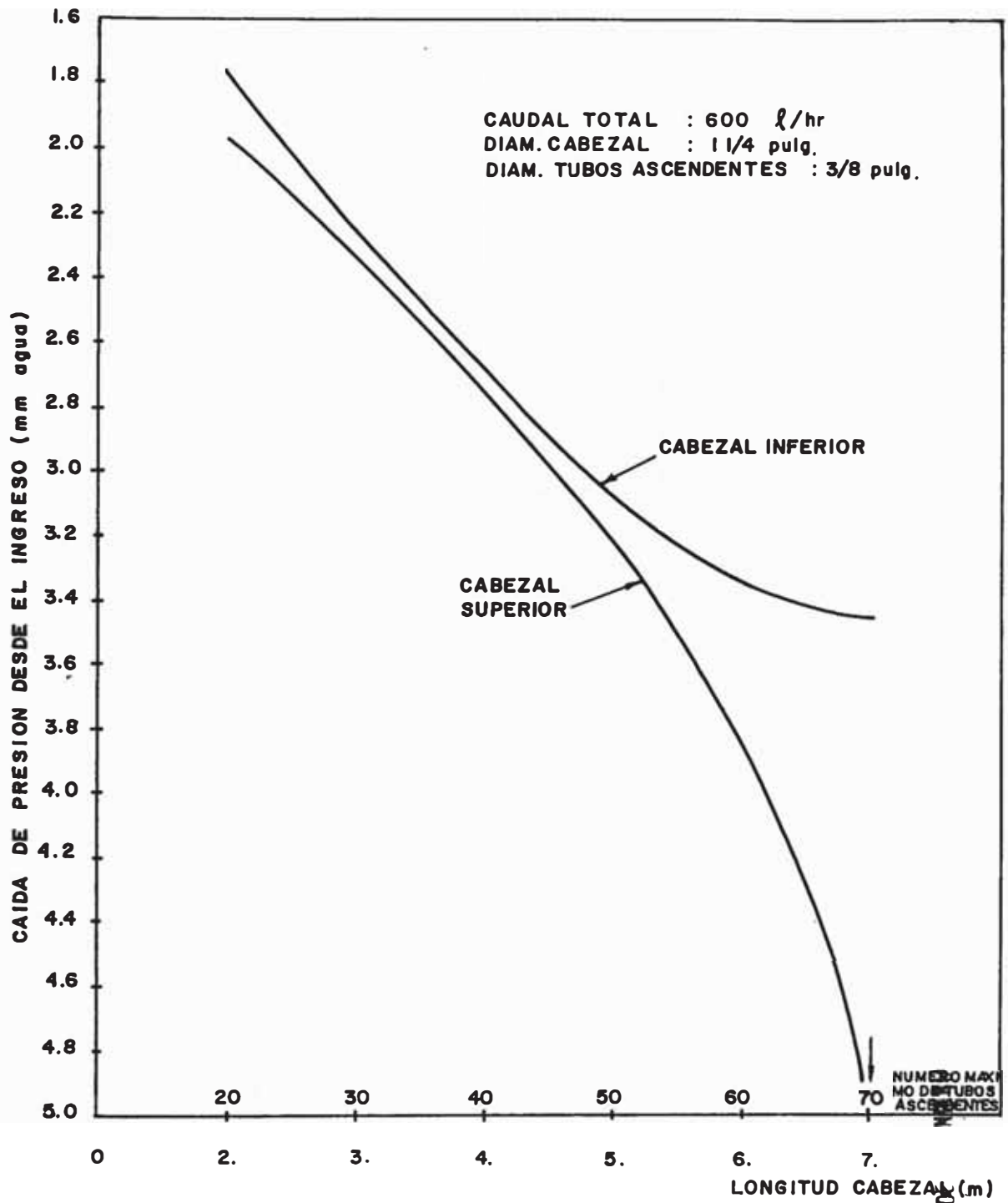


Figura 30.- DISTRIBUCION DE PRESIONES EN BANCO DE COLECTORES

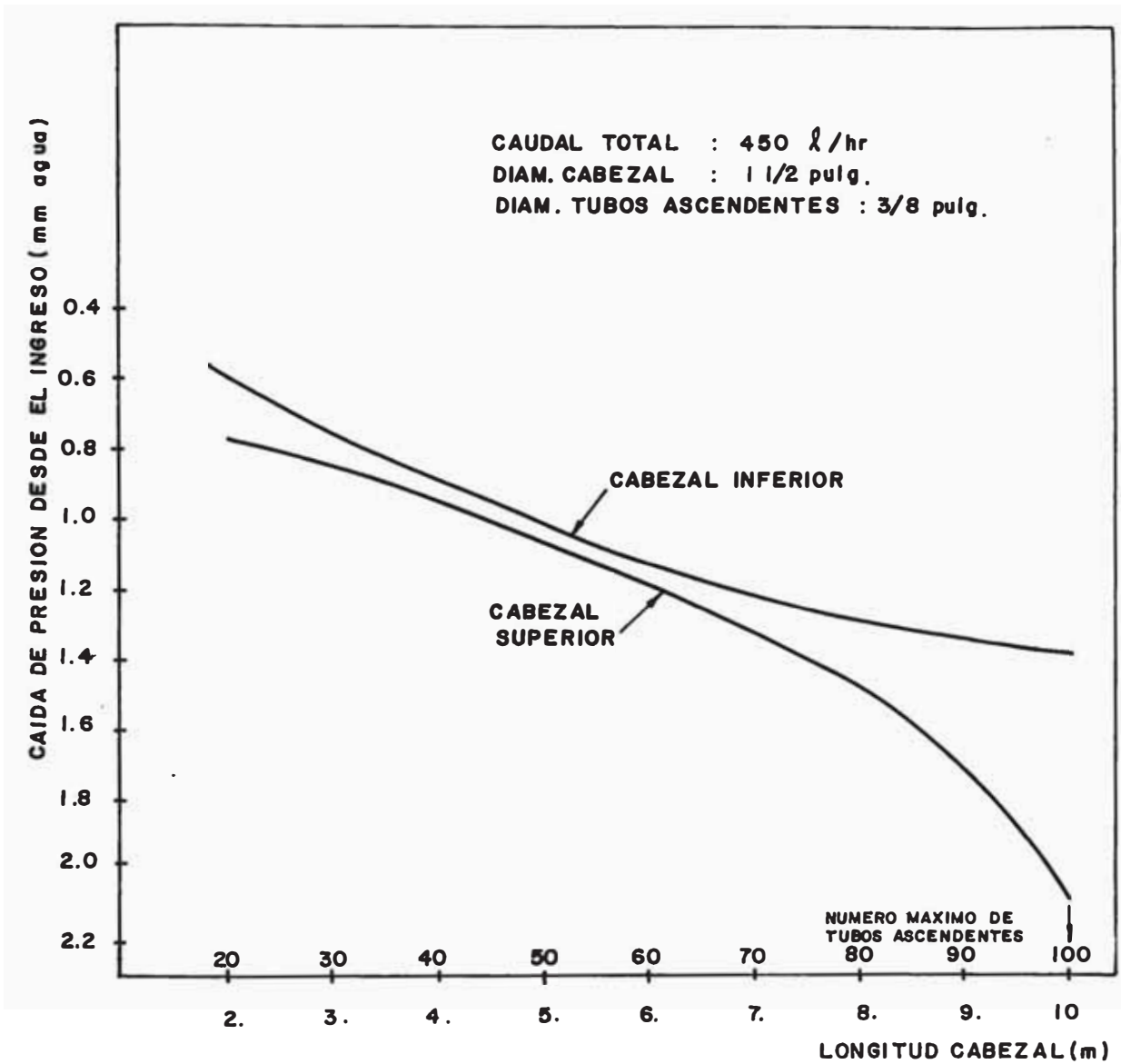


Figura 31.\_DISTRIBUCION DE PRESIONES EN BANCO DE COLECTORES



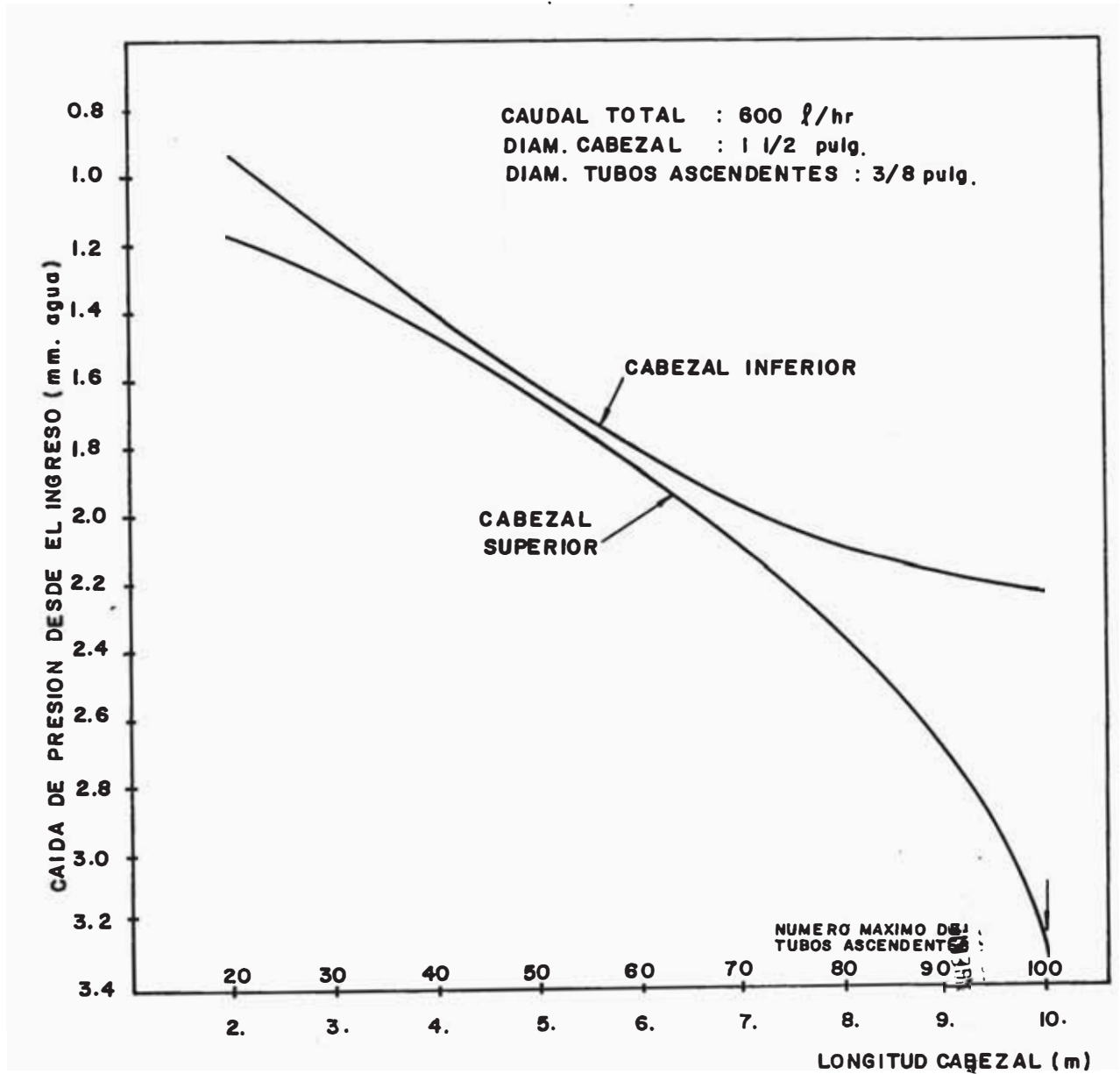


Figura 32.- DISTRIBUCION DE PRESIONES EN BANCO DE COLECTORES

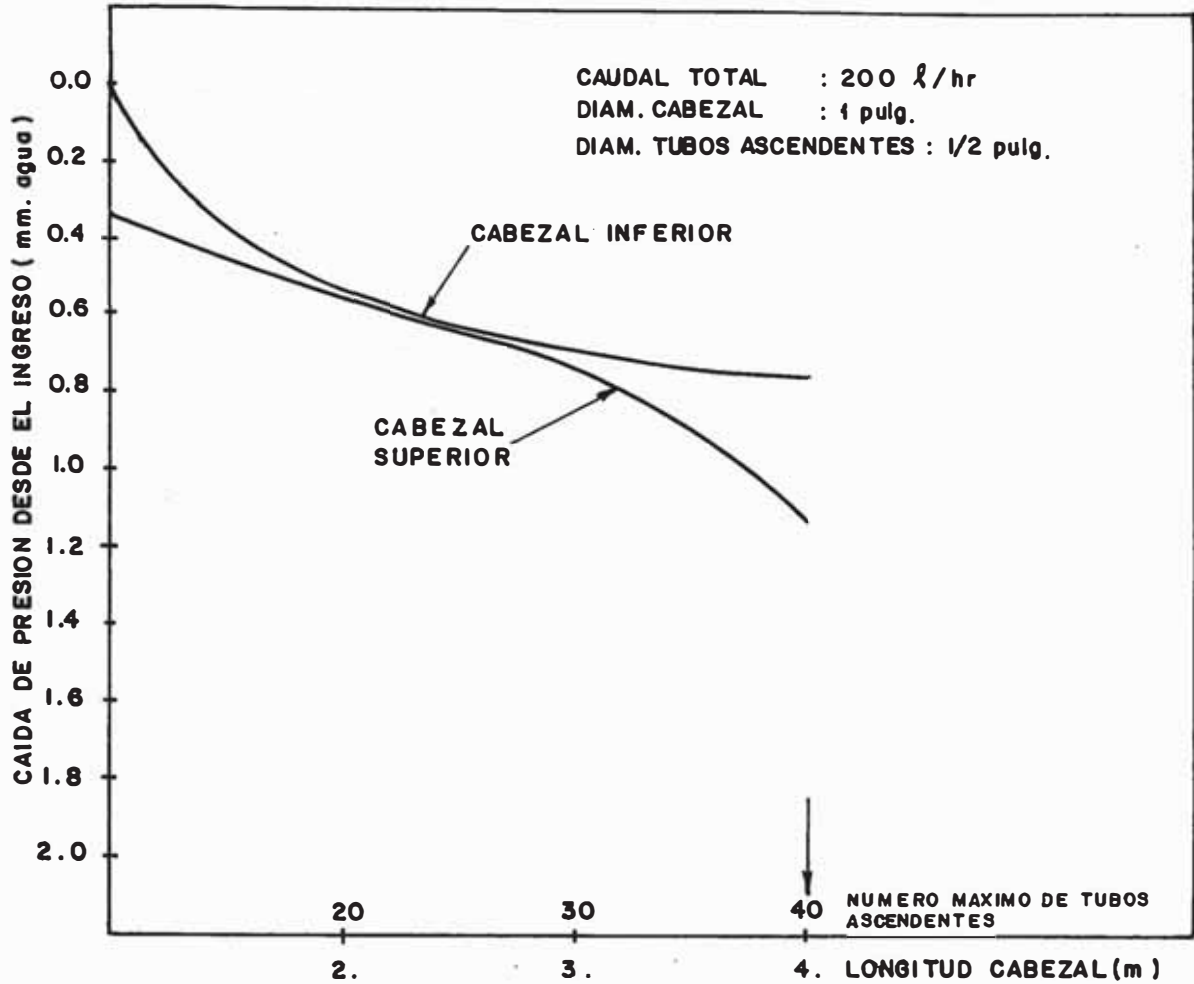


Figura 33.- DISTRIBUCION DE PRESIONES EN BANCO DE COLECTORES

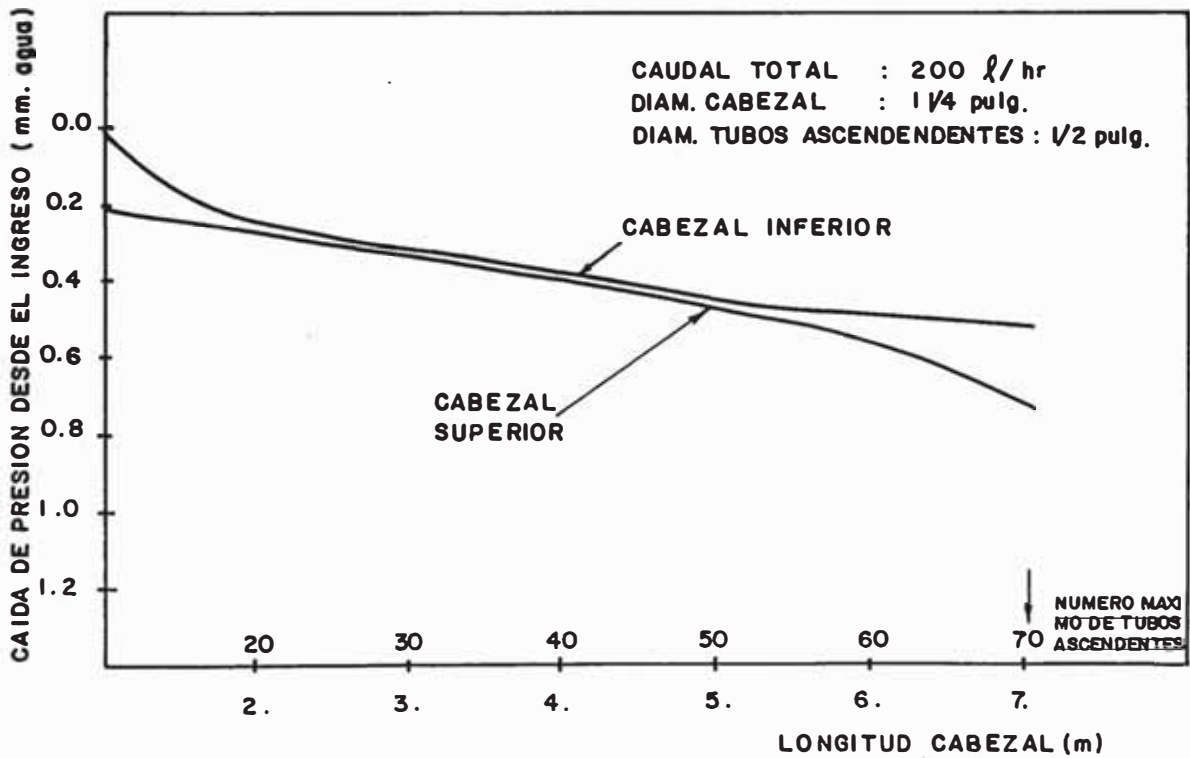


Figura 34.- DISTRIBUCION DE PRESIONES EN BANCO DE COLECTORES

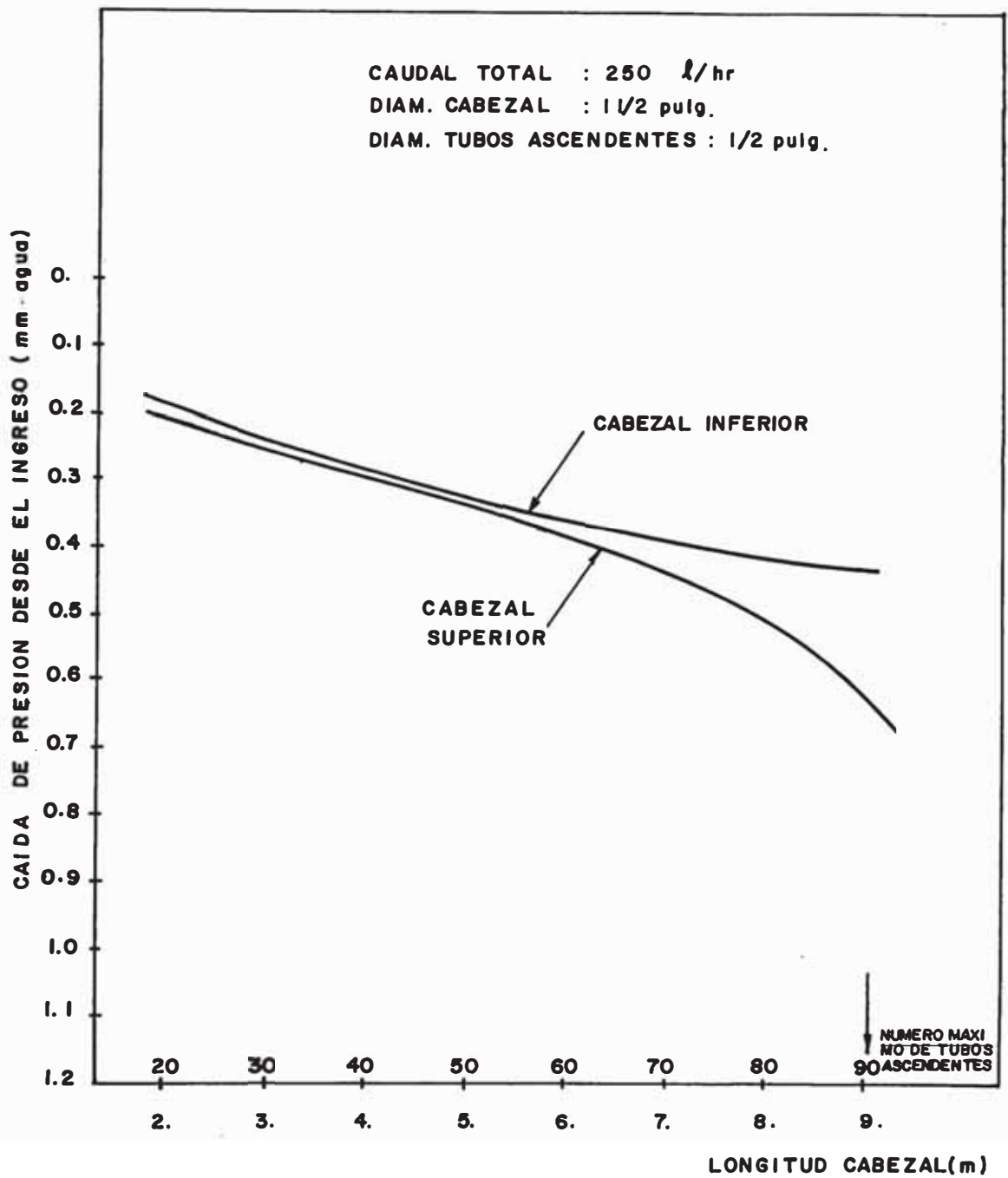


Figura 35.\_DISTRIBUCION DE PRESION EN BANCO DE COLECTORES

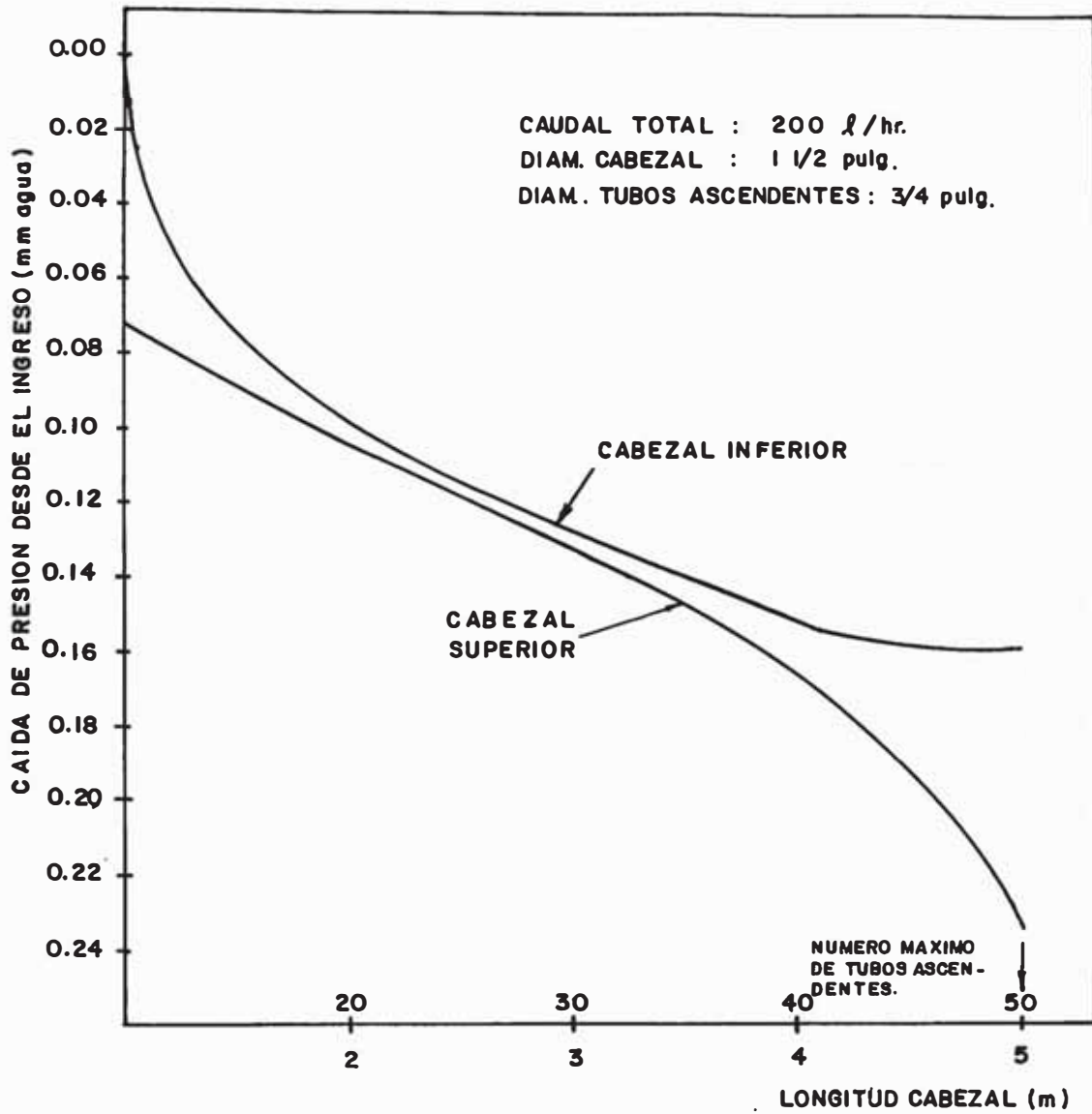


Figura 36.\_ DISTRIBUCION DE PRESIONES EN BANCO DE COLECTORES.

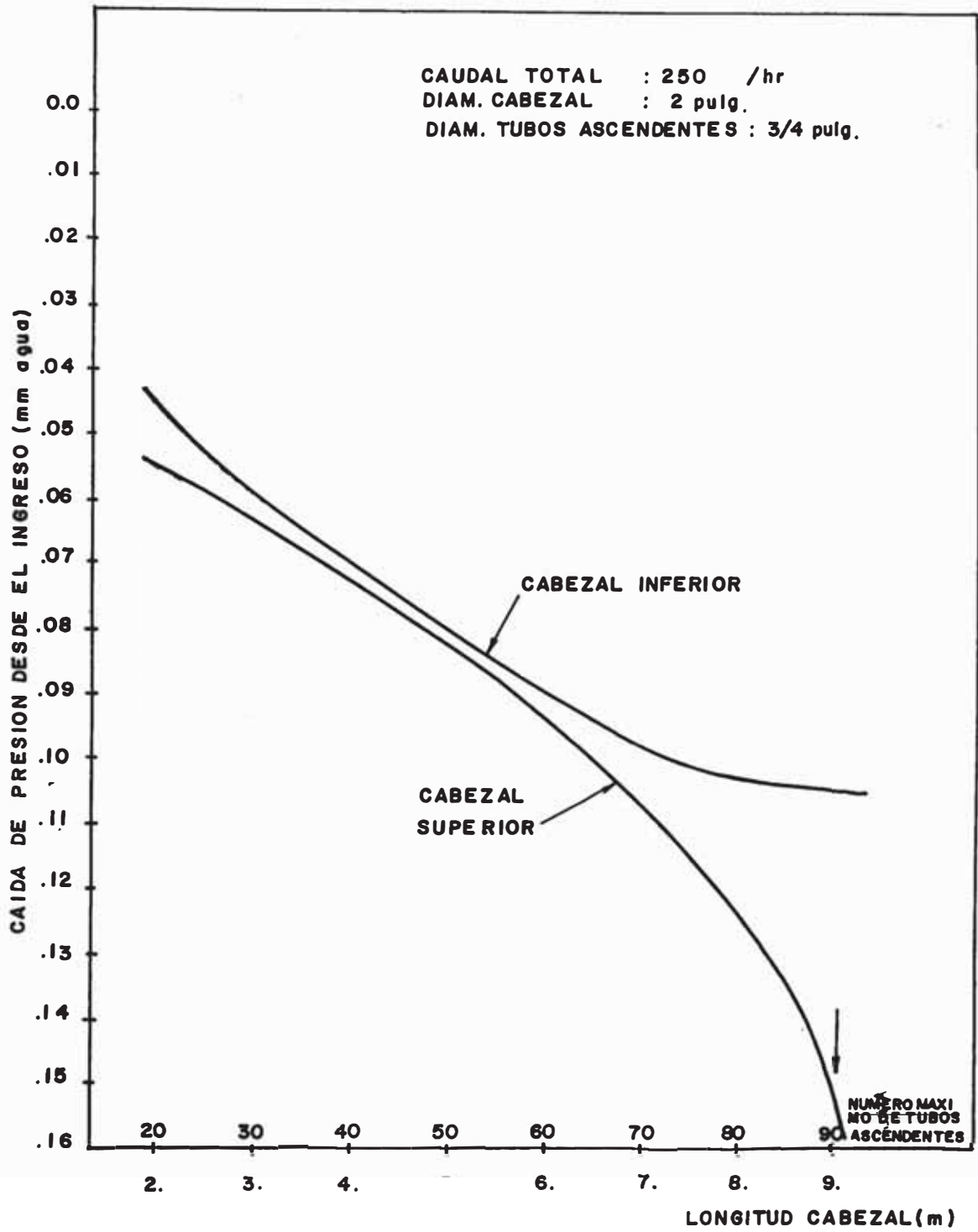


Figura 37.- DISTRIBUCION DE PRESIONES EN BANCO DE COLECTORES.

## CAPITULO 4

### DISEÑO DE LA UNIDAD MODULAR DE COLECTOR SOLAR PARA SISTEMAS DE GRAN CAPACIDAD

#### 4.1 Generalidades

La metodología para el diseño de colectores solares planos ha sido anteriormente estudiada por varios autores en diversos trabajos<sup>21, 25</sup> analizándose en cada uno de ellos los fenómenos que rigen su comportamiento.

A continuación se describen brevemente las principales ecuaciones que tratan de explicar el fenómeno de la transferencia de calor en un colector del tipo rejilla de tubos y el comportamiento del mismo bajo condiciones de estado estable.

En el presente capítulo se presentan de igual manera las recomendaciones para el empleo de materiales adecuados en el diseño de colectores solares.

#### 4.2 Comportamiento de Colectores Solares Planos para Calentamiento de Agua

##### 4.2.1 Ecuaciones de Transferencia de Calor en un Colector del Tipo de Tubo Incorporado (Rejilla)

Los colectores solares del tipo de tubo incorporado están constituidos por una serie de tubos paralelos uni-

dos a una placa metálica delgada, la cual en la práctica desempeña el papel de una aleta longitudinal rectangular, permitiendo tener una mayor área de captación de la radiación solar.

En la Fig. 38 vemos una sección típica de este tipo de colectores y en ello se observa las secciones ubicadas a una distancia  $(x)$  y  $(x+dx)$  a partir del punto medio de la separación entre tubos, respectivamente.

El balance térmico para el elemento diferencial despreciando la transferencia de calor en las direcciones  $(Z)$  é  $(Y)$  es:

Rapidez del flujo de calor por conducción que ingresa al elemento en $(x)$	Rapidez del flujo de calor neto recibido por la superficie entre $(x)$ y $(x+dx)$	Rapidez del flujo de calor por convección que sale por el elemento $(x+dx)$
--	---	---

Donde el flujo de calor neto recibido por la superficie entre  $(x)$  y  $(x+dx)$  es la diferencia entre la radiación solar absorbida menos las pérdidas de calor por convección desde la placa.

El calor a ser transferido desde la base de las aletas hasta el agua que circula por el interior del tubo, encuentra en su camino diferentes resistencias térmicas debidas a la unión entre placa y tubo, espesor de la

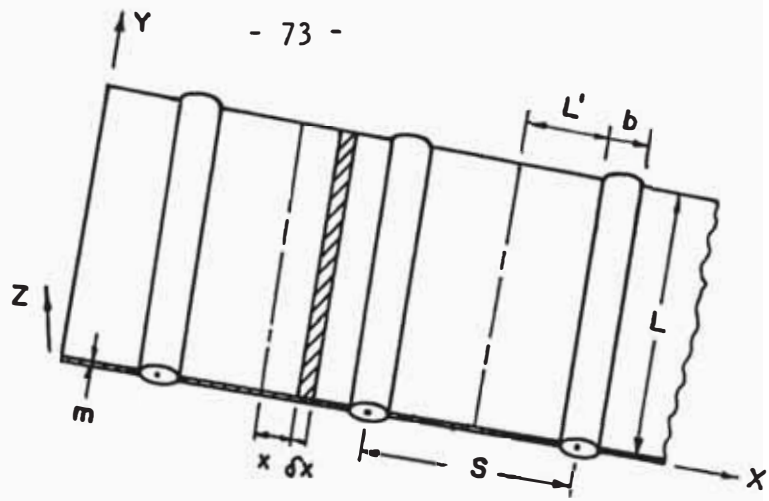


Figura 38.. TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN COLECTOR SOLAR DEL TIPO DE REJILLA DE TUBOS

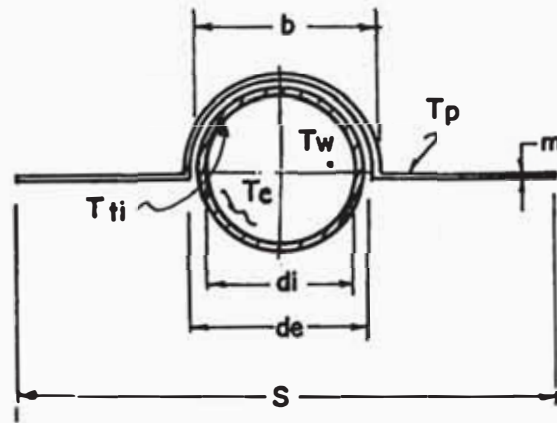


Figura 39.. ESQUEMA DE UN ELEMENTO ALETEADO COMPLETO

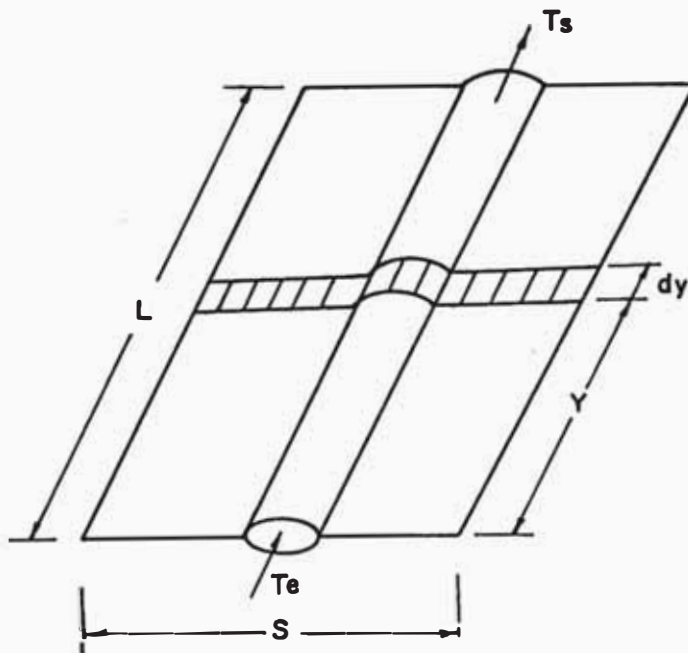


Figura 40.. ESQUEMA DE UN ELEMENTO ALETEADO



pared del tubo, adherencias en la pared del tubo; las cuales hacen variar la temperatura desde  $T_p$  hasta  $T_w$  (ver figura 39) de acuerdo con las ecuaciones que se muestran a continuación:

$$\frac{q_u}{[2 L' . L . F + b . L] UL} = \frac{R}{UL} = T_a - T_p \quad (46)$$

$$\frac{q_u}{c_b \cdot L} = T_p - T_{te} \quad (47)$$

$$\frac{q_u}{\frac{2 \pi \cdot K_t \cdot L}{\ln (d_e / d_i)}} = T_{te} - T_{ti} \quad (48)$$

$$\frac{q_u}{h_s \pi d_i L} = T_{ti} - T_c \quad (49)$$

$$\frac{q_u}{h_w \pi d_i L} = T_c - T_w \quad (50)$$

De donde finalmente se obtiene:

$$Q_u = F' [R - UL (T_w - T_a)] \quad (51)$$

Expresión que permite calcular la cantidad de energía solar neta que llega a ser absorbida por el agua, por unidad de área del colector.

Donde  $F'$  se le denomina "Factor de eficiencia de la placa" y su expresión matemática correspondiente es:

$$F' = \frac{1}{\frac{S}{2L'F+b} + \frac{S.U.L}{C_b} + \frac{S.U.L}{\frac{2\pi K_t}{\ln(de/di)}} + \frac{S.U.L}{\pi di h_s} + \frac{S.U.L}{\pi di h_w}} \quad (52)$$

A continuación veremos lo que sucede con el flujo, para lo cual tomaremos un elemento aleteado completo.

En la figura 40 observamos las secciones ubicadas a una distancia  $(y)$  e  $(y + dy)$  a partir de la parte inferior del elemento aleteado respectivamente.

Para el elemento diferencial comprendido entre estas secciones, el calor neto absorbido por el agua será:

$$q_y = Q_u \cdot s \cdot dy \quad (53)$$

que también es igual a:

$$q_y = C_p \cdot G \cdot s \cdot L \cdot dT_w \quad (54)$$

Igualando ambas expresiones resulta:

$$Q_u = \frac{C_p \cdot G \cdot s \cdot L \cdot dT_w}{s \cdot dy} \quad (55)$$

Además si derivamos la ecuación del calor útil con res

pecto a  $T_w$ , obtendremos:

$$dQ_u = -F' \cdot UL \cdot dT_w \quad (56)$$

y dividiendo las expresiones anteriores:

$$\frac{dQ_u}{Q_u} = \frac{-F' \cdot UL \cdot dT_w}{C_p \cdot G \cdot s \cdot L \cdot dT_w} \quad (56a)$$

$$\frac{dQ_u}{Q_u} = \frac{-F' \cdot UL \cdot dy}{C_p \cdot G \cdot L} \quad (57)$$

Finalmente se obtiene:

$$Q_{Util} = F' F'' [R - UL (T_e - T_a)] \quad (58)$$

Expresión que permite calcular la cantidad de energía solar neta absorbida por el agua, por unidad de área del colector, en términos de la temperatura de agua a la entrada del colector.

Donde, a  $F''$  se le denomina "factor de flujo" y su expresión matemática correspondiente es:

$$F'' = \frac{1 - \text{EXP} \left( \frac{-F' \cdot UL}{C_p \cdot G} \right)}{\frac{F' \cdot UL}{C_p \cdot G}} \quad (59)$$

La expresión del calor útil suele también expresarse

como:

$$Q_u = F_R [R - UL(T_e - T_a)] \quad (60)$$

Siendo:  $F_R = F' \cdot F''$

#### 4.2.2 Influencia de Diferentes Parámetros en el Factor de Eficiencia de Placa F'

Según la relación:

$$(F')^{-1} = UL.s.L.(r_c + r_b + r_s + r_t + r_w) \quad (61)$$

Donde:

$r_c^{-1} = UL.L(2L'.F+b)$ : resistencia térmica de la placa

$r_b^{-1} = L.C_b$ : resistencia térmica de la unión

$r_t^{-1} = \pi . L . k_t . d/e$ : resistencia térmica del tubo

$r_s^{-1} = \pi . d_i . h_s . L$ : resistencia térmica de las in  
crustaciones

$r_w^{-1} = \pi . d_i . h_w . L$ : resistencia térmica de la pelí  
cula de agua

Se considera que la influencia fundamental en el valor de F', la dan los siguientes factores:

- . La conductividad térmica de la Placa (Kc)
- . El coeficiente de pérdida por el colector (UL)

- . El tipo de unión entre placa y tubos ( $C_b$ )
- . La distancia entre tubos ( $s$ )
- . El diámetro de los tubos ( $d$ )
- . Las adherencias en el interior de los tubos ( $h_s$ )

Para un colector tipo rejilla ha sido posible construir un ábaco para el cálculo del factor de eficiencia de la placa con las siguientes características iniciales (ver figura 41):

$$\begin{aligned}L &= 1.80 \text{ m} \\m &= 0.000635 \text{ m} \\b &= 0.0228 \text{ m} \\h_w &= 226 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \\k_t &= 29 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}\end{aligned}$$

#### 4.2.3 El Comportamiento de colectores de agua bajo condiciones de estado estable

El comportamiento de un colector solar bajo condiciones de estado estable, puede ser descrito por la siguiente relación:

$$\frac{Q_u}{A_c} = R (\gamma \cdot \alpha) - UL (T_p - T_a) \quad (62)$$

Hottel and Whillier<sup>12</sup> han demostrado que la expresión anterior puede ser reordenado en términos de la temperatura promedio del agua en el colector, o más importante aún en función de la temperatura del agua que in

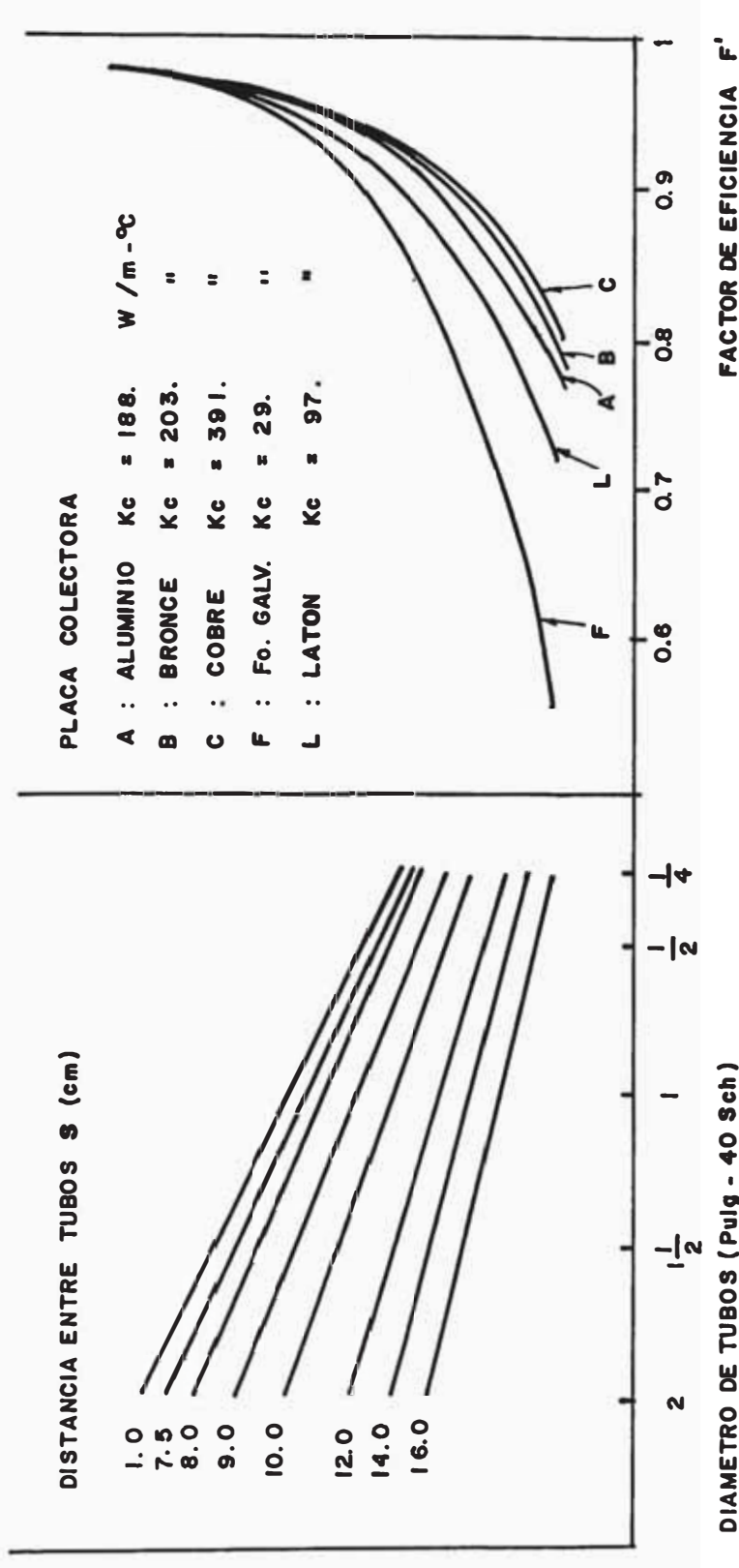


Figura 41.- ABACO PARA CALCULAR EL FACTOR DE EFICIENCIA DE UN COLECTOR TIPO REJILLA CON LAS SIGUIENTES CARACTERISTICAS GENERALES:

$C_b = 41.0 \text{ W/m}^2 - ^\circ C$  (tubos amarrados a placa cada 10 cm)

$U_l = 7.23 \text{ W/m}^2 - ^\circ C$  (coef. de pérdidas por el colector)

TEMA

gresa, es decir:

$$\frac{Q_u}{A_c} = F' \cdot R (\gamma \cdot \alpha) - F' \cdot U_L \left( \frac{T_e + T_s}{2} - T_a \right) \quad (63)$$

o

$$\frac{Q_u}{A_c} = F_R \cdot R (\gamma \cdot \alpha) - F_R U_L (T_e - T_a) \quad (64)$$

Si la eficiencia del colector se define como:

$$\eta = \frac{Q_u}{R \cdot A_c}$$

entonces será válido afirmar que:

$$\eta = (\gamma \cdot \alpha) - U_L \left( \frac{T_p - T_a}{R} \right) \quad (65)$$

o

$$\eta = F_R (\gamma \cdot \alpha) - F_R \cdot U_L \left( \frac{T_e - T_a}{R} \right) \quad (66)$$

La forma en que la ecuación de la eficiencia es presentada permite apreciar que si graficamos la eficiencia versus algún factor apropiado ( $\Delta T/R$ ) resultará aproximadamente una línea recta donde la pendiente sea alguna función de  $U_L$  y la intersección en el eje alguna función de  $(\gamma \cdot \alpha)$ .

En realidad  $U_L$  no es una constante ya que depende de la temperatura de operación del colector y de las condi -

ciones climáticas por lo que  $F'$  y  $F_R$ , tampoco son constantes. Adicionalmente ( $\gamma, \alpha$ ) varía con el ángulo de incidencia de la radiación.

Una curva de eficiencia típica para un colector plano es mostrada en la figura 42.

#### 4.3 Recomendaciones para el Diseño

Aún cuando la mayoría de los materiales utilizados en calentamiento solar son conocidos, ellos deben ser proyectados para trabajar en condiciones extremas o poco usuales a las que normalmente opera el sistema; previéndose los casos en que éste pueda operar en vacío o en lugares demasiados fríos o lluviosos.

Los componentes de un sistema solar deben ser cuidadosamente elegidos y ensamblados también de acuerdo a la aplicación específica que se le está dando a fin de obtener una buena performance.

A continuación se presentan algunas recomendaciones en relación al empleo de los materiales más adecuados en el diseño de un colector solar.

##### 4.3.1 Placa Absorbente

Las características más importantes que debe poseer una superficie absorbente son: buena conductividad térmica, resistencia a la corrosión, fácil fabricación, resistencia mecánica y disponibilidad.

La conductividad térmica debe ser lo suficientemente al



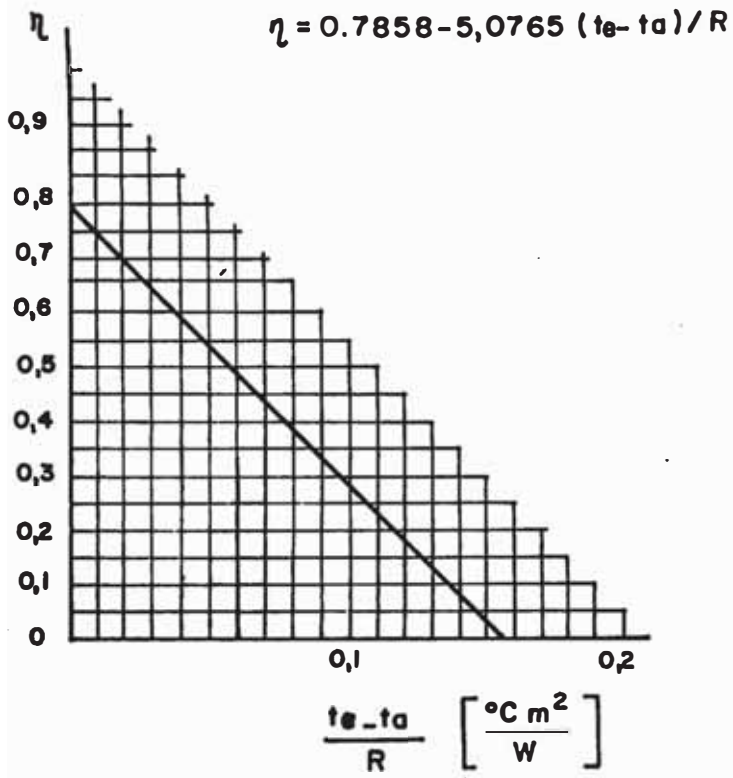


Figura 42. CURVA DE COMPORTAMIENTO DE UN COLECTOR SOLAR PLANO.

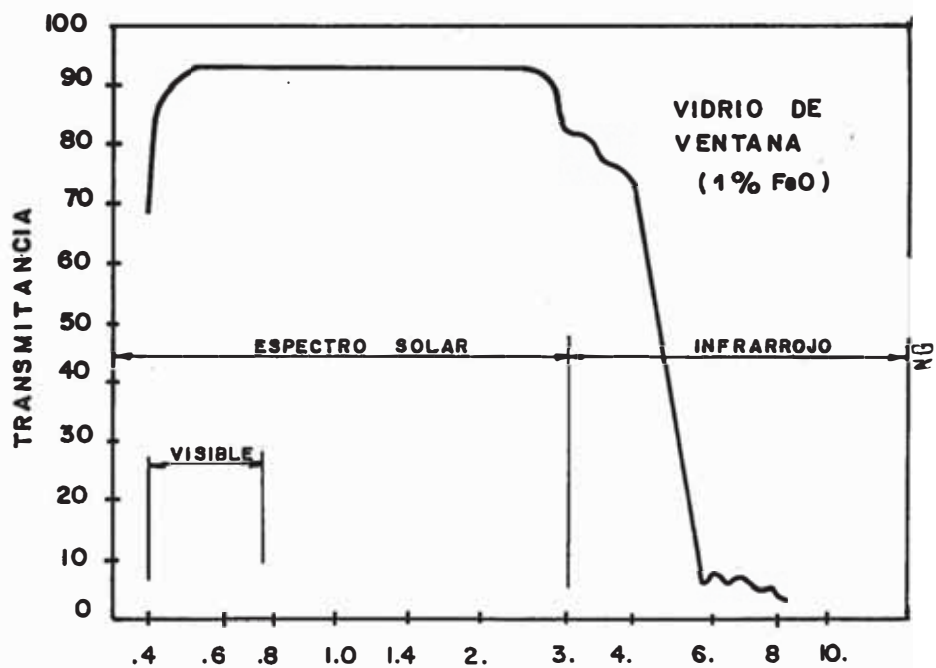


Figura 43. TRANSMITANCIA DEL VIDRIO

ta para conducir el calor al fluido con una pequeña caída de temperatura. Esta transferencia de calor es gobernada a su vez por cuatro parámetros: (a) Conductividad térmica del material de la placa, (b) Espesor de la placa, (c) Espaciamiento entre tubos y (d) Conductividad térmica de la unión tubo-placa absorbente.

#### 4.3.2 Recubrimiento o Pintura Absorbente

El recubrimiento de la superficie colectora debe tener buenas propiedades de absorción y emisión. Para máxima eficiencia debe absorber la mayor cantidad de radiación incidente. Por el contrario, es necesario que la emisión o reradiación sea mínima en lo posible limitada a longitudes de onda larga.

Superficies selectivas, las cuales tienen la propiedad de tener alta absorción y baja emisión, pueden ser utilizadas para cuando el colector debe operar a altas temperaturas.

#### 4.3.3 Tuberías y Conexiones

Desde el punto de vista de la corrosión es necesario que el fluido de trabajo sea compatible con los materiales de las tuberías, tanque de almacenamiento, bombas y válvulas.

Debe calcularse correctamente los diámetros y longitudes de tuberías del banco de colectores, teniendo en cuenta que estas deben ser lo más cortas posible y es-

tar libres de restricciones y entradas de aire.

Cada arreglo de colectores debe estar provisto de sistemas para preveer la expansión térmica del fluido; - asimismo, el flujo a través del sistema no debe exceder al recomendado.

#### 4.3.4 Protección Contra Corrosión

Los sistemas solares pueden tener larga vida, si se toman debidas medidas para prevenir la corrosión.

Existen tres motivos por los que se puede dar la corrosión:

- a) Uso de materiales diferentes
- b) Uso de líquidos corrosivos
- c) Presencia de aire en el sistema

Si son usados metales diferentes y existe humedad, la corrosión puede ocurrir. Cuando el cobre es combinado con otros metales, tal como el aluminio o acero en presencia de humedad; el cobre no se corroe, pero el otro material experimentará una acelerada corrosión. Por ejemplo, si usamos tubo de cobre para conectar colectores de aluminio, el colector podría desarrollar rápidamente picaduras en los tubos de aluminio y originar goteras.

#### 4.3.5 Cubierta Transparente

Una buena cubierta debe transmitir la radiación inci -

dente en el espectro solar (de 0.4 á 3.0 micrones) y por el contrario debe bloquear la reradiación en el infrarrojo (de 3 á 15 micrones).

El número de cubiertas a elegir depende de la temperatura de operación del colector y de su performance. Aunque el uso adicional de cubiertas transparentes reduce las pérdidas por reradiación, también disminuyen la transmisividad de la radiación incidente. En ciertas aplicaciones donde el sistema debe operar a temperaturas bajas, muy cercanas a la ambiente, puede ser apropiado usar colectores sin cubierta.

En la mayoría de los casos, sin embargo, son necesarias una o dos cubiertas. Entre cada cubierta y entre cubierta y colector debe existir un sellado hermético a fin de evitar que tierra o humedad puedan ingresar al interior del colector.

Algunas propiedades de materiales utilizados como cubiertas son mostradas en la tabla N°1.

TABLA N°1

PROPIEDADES DE MATERIALES USADOS EN CUBIERTAS DE COLECTORES

Material	Espesor (mm)	Transmitancia Normal (%)	Máxima Temperatura de Operación (°C)
Vidrio claro (5% FeO)	3.1	85.	204.
Vidrio ordinario (12%FeO)	4.7	81.	104.
Vidrio ordinario (12%FeO)	6.3	78.	204.
Vidrio incoloro (1%FeO)	3.1	91.	204.
Cristal (bajo FeO)	4.7	90.5	204.
Vidrio de ventana	6.3	91.	204.
Acrílico 100%	3.1	89.	87.
Acrílico incoloro	4.7	87.	87.
Acrílico en lámina	6.3	85.	87.
Polycarbonato	3.1	81.	132.
Polycarbonato	4.7	78.	132.
Polycarbonato	6.3	74.	132.
* Tedlar film	0.1	93.5	108.
* Teflón film	0.05	97.	250.
* Mylar film	0.02	85.	104.
* Kalwall (F.R.P.)	0.63	93.	60.
* Kalwall	1.0	86.	60.
* Lexan film	0.12	94.	132.
* Lexan film	0.17	93.	132.

(\* ) Marca registrada.

#### 4.3.6 Aislamiento Térmico

La placa absorbente de un colector solar, puede alcanzar temperaturas que exceden regularmente los 95°C, a fin de optimizar la energía absorbida por la placa, esta debe estar correctamente aislada. La parte inferior y lateral del colector debe tener entre 75 á 100 mm de espesor de aislante.

El uso de aislantes plásticos requiere una especial consideración, debido a que en condiciones de estancamiento del flujo a través del colector, éste puede alcanzar temperaturas del orden de 200°C, temperatura a la cual la mayoría de los aislantes plásticos sufren degradación.

Un problema adicional de los aislantes en general, es la evaporación de elementos volátiles; los cuales pueden condensar en la superficie interna del vidrio produciendo su empañamiento.

Para aprovechar mejor las cualidades de cada uno de los aislamientos; estos pueden combinarse adecuadamente. En la tabla N°2 se muestran las cualidades de los aislantes térmicos más utilizados.

TABLA N°2  
COMPARACION DE PROPIEDADES DE LOS AISLANTES

Material	Lana de vidrio	Uretano	Polyestireno
Aislante térmico	Bueno	Excelente	Bueno
Resistencia a la Humedad	Regular	Excelente	Bueno
No presenta elementos volátiles	Excelente	Pobre	Regular
Resistencia a Temperatura	Excelente	Regular	Pobre
Sugerencia	Recomendable	(#) No Recomendable	(#) No Recomendable

(#) No recomendable para alta temperatura.

#### 4.4 Materiales y Métodos utilizados

Los materiales utilizados en la fabricación del colector solar, fueron elegidos teniendo en cuenta las recomendaciones de diseño enunciadas previamente y la disponibilidad de estos en el mercado local.

##### 4.4.1 Diseño de la Unidad Modular de Colector Solar

La unidad modular consta de 8 tubos ascendentes de 3/8 pulg. de diámetro y cabezales de 1 1/4 pulg. ambos de cobre, los cuales van unidos a una placa también de cobre y pintada de negro; con un área aproximada de 2 m (según plano N°1).

##### 4.4.2 Criterios de Diseño

- a) Placa absorbente.- Se eligió una placa de cobre de 0.3 mm de espesor, por su buena conductividad térmica ( $K = 391 \text{ W/m-}^\circ\text{C}$ ), resistencia a la corrosión, resistencia mecánica, fácil de trabajar y disponibilidad local.
- b) Recubrimiento o pintura absorbente.- Se utiliza una pintura negro-mate de fabricación nacional, con una absorptividad de 0.95 y una emisividad de 0.95. En el presente diseño no ha sido necesario el uso de superficies selectivas ya que el sistema debe operar a temperatura máxima de  $60^\circ\text{C}$ .
- c) Tuberías y Conexiones.- La determinación del diámetro de los tubos se hizo en base a los resultados



del análisis de la distribución de presiones de acuerdo a la metodología planteada en el capítulo 3.

Se eligieron tubos ascendentes de 3/8 pulg. y cabezales de 1 1/4 pulg. de diámetro, teniendo en cuenta entre otros su menor costo respecto a mayores diámetros y previendo un arreglo de colectores en paralelo en un número máximo de 10 unidades (ver figura 29 y 30).

- d) Protección contra la Corrosión.- La elección de tubos y placa de cobre en el colector asegura una larga vida del mismo.

A fin de evitar problemas de picaduras en las conexiones se utilizaron uniones de jebe especial entre los tubos de cobre y fierro.

- e) Cubierta Transparente.- Se ha usado una lámina de vidrio común de aproximadamente 4 mm de espesor.

El vidrio es el material más usado en aplicaciones solares, debido a sus características físicas, ópticas y mecánicas, a su costo limitado y a su durabilidad.

En especial su uso generalizado se debe a sus características ópticas, la cual presenta valores altos de transmisividad espectral justamente en la banda de longitudes de onda de  $0.38 - 0.78 \mu\text{m}$  (rango visible), mientras que en infrarrojo ( $0.8 - 3.5 \mu\text{m}$ )

la transmitancia espectral es inferior (ver figura 43)

f) Aislamiento Térmico.- De acuerdo a las recomendaciones, el colector diseñado lleva en la parte inferior una capa de lana de vidrio de 50 mm de espesor y una plancha de tecknoport de 25 mm.

En la Tabla N°3 se dan las especificaciones técnicas del colector solar diseñado. Así mismo, en la figura 44 se muestra un esquema del mismo colector.

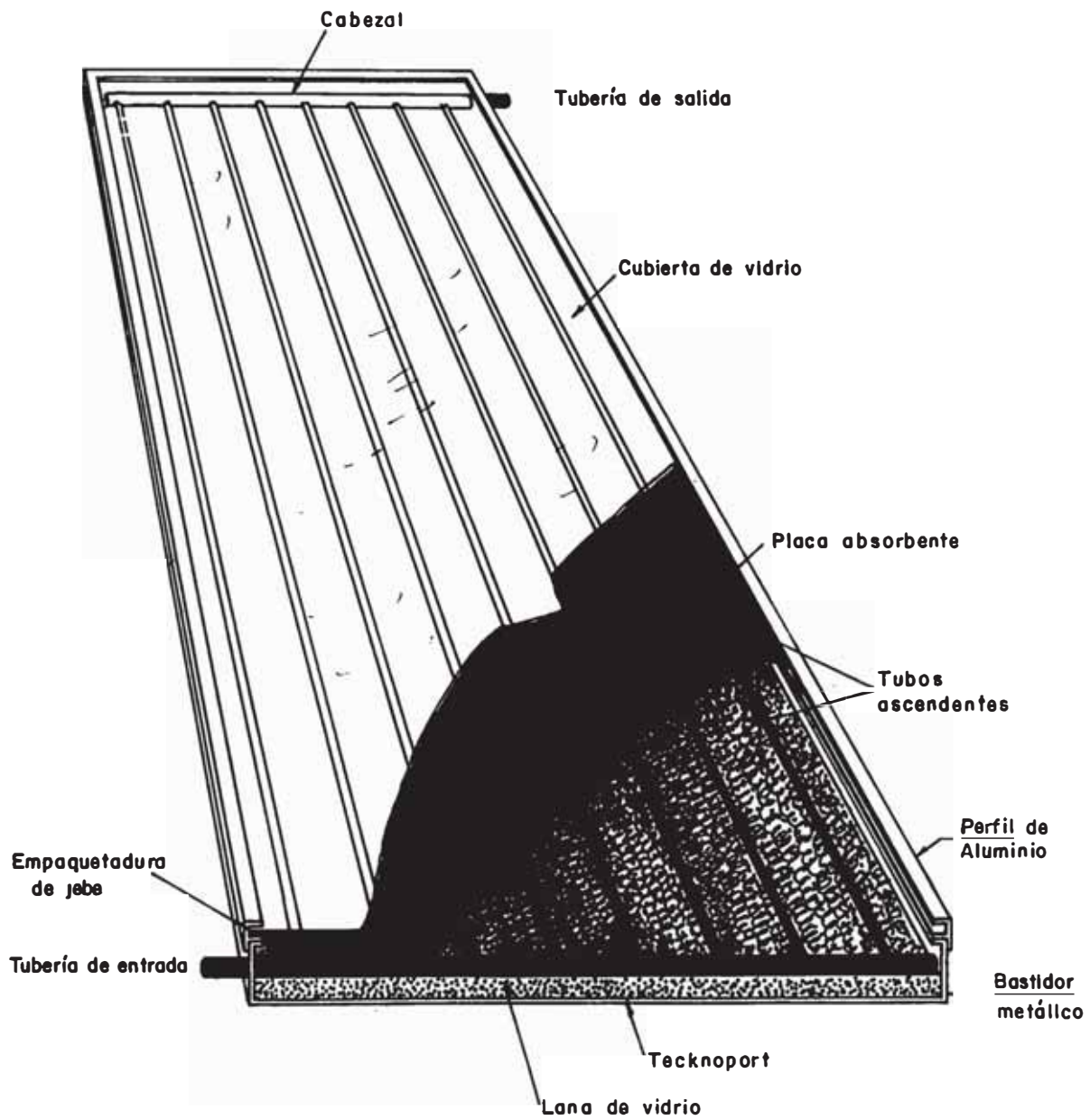


Figura 44 .- COLECTOR SOLAR DISENADO

TABLA N°3

ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL COLECTOR DISEÑADO

Dimensiones Exteriores

Cubierta Transparente

Vidrio semidoble	: 4 mm espesor
Transmisividad solar	: 0.91
Area de la cubierta	: 2088 x 868 mm

Superficie de Recubrimiento

Pintura negro-mate

Absortividad solar	: 0.95
Emisividad en infrarrojo	: 0.85 - 0.95

Aislamiento

Lana de vidrio	: $K = 0.035 \text{ W/m} - ^\circ\text{C}$
Tecknoport	: $K = 0.040 \text{ W/m} - ^\circ\text{C}$
Espesor lateral	: 36 mm
Espesor inferior	: 75 mm

Placa Colectora

Placa y tubos de cobre	: $K = 391 \text{ W/m} - ^\circ\text{C}$
Área neta de absorción	: $1.71 \text{ m}^2$
Tipo de Unión	: Soldadura de Cobre
Dimensiones de Placa	: 2058 x 830 x 0.3 mm
Diámetro tubos ascendentes	: 3/8 pulg.
Diámetro tubos cabezales	: 1 1/4 pulg.

NOMENCLATURA

- $A_c$  = área del colector ( $m^2$ )
- $b$  = ancho de la unión entre placa y tubo (m)
- $C_b$  = conductancia térmica de la unión entre placa y tubo ( $W/m-^{\circ}C$ )
- $C_p$  = calor específico del agua ( $J/kg-^{\circ}C$ )
- $d_e, d_i$  = diámetro exterior e interior del tubo respectivamente (m)
- $e$  = espesor de la pared del tubo (m)
- $F = \frac{\text{Tanh}(aL)}{aL}$  , eficiencia de la aleta
- $a = 0.5 (s-b) \cdot (UL/K_c \cdot m)^{1/2}$
- $G$  = flujo de agua por unidad de área del colector ( $kg/m^2$ )
- $h_s, h_w$  = coeficiente de transferencia de calor por adherencias y convección entre tubo y agua respectivamente ( $W/m^2 - ^{\circ}C$ )
- $K_t$  = conductividad térmica del tubo ( $W/m-^{\circ}C$ )
- $K_c$  = conductividad térmica de la placa ( $W/m-^{\circ}C$ )
- $m$  = espesor de la placa absorbente (m)
- $L$  = longitud de la aleta (m)
- $L'$  = ancho de la aleta (m)
- $Q_u$  = calor neto absorbido (Joul/s)
- $R$  = radiación solar incidente ( $W/m^2$ )
- $T_a$  = temperatura ambiente ( $^{\circ}C$ )
- $T_p$  = temperatura de placa ( $^{\circ}C$ )
- $T_c$  = temperatura de adherencias ( $^{\circ}C$ )
- $T_{te}$  = temperatura exterior de tubería ( $^{\circ}C$ )
- $T_{ti}$  = temperatura interior de tubería ( $^{\circ}C$ )
- $T_e$  = temperatura del agua al ingreso ( $^{\circ}C$ )
- $T_w$  = temperatura del agua ( $^{\circ}C$ )

$T_s$  = temperatura del agua a la salida ( $^{\circ}\text{C}$ )

$s$  = distancia entre tubos de la rejilla (m)

$UL$  = coeficiente de pérdidas de calor del colector ( $\text{W}/\text{m}^2\text{-}^{\circ}\text{C}$ )

$\tau \cdot \alpha$  = producto de la transmisividad por absorptividad del vidrio -  
placa colectora

## CAPITULO 5

### PROYECTO DEL SISTEMA SOLAR DE CALENTAMIENTO

#### 5.1 Introducción

A nivel mundial el sector textil <sup>29</sup> es uno de los grandes consumidores de energía para el calentamiento de agua a mediana y baja temperatura, siendo especialmente en procesos como el lavado y teñido donde se insume una gran cantidad de energía térmica bajo la forma de calor, generalmente proveniente de calderas.

Asimismo, según el Ministerio de Energía y Minas (MEM)<sup>23</sup> la energía consumida (petróleo) por los calderos en el Perú, es del mismo orden de magnitud que la consumida por los hornos en la industria, de tal modo que los ahorros que se hagan por concepto de sustitución de petróleo en este campo tendrán un impacto importante en el sector industrial.

El presente trabajo se refiere a las experiencias desarrolladas por el ITINTEC, con la Empresa Michell y Cía. en Arequipa, para el diseño e instalación de un sistema solar de calentamiento de agua con fines de lavado de Lana.

En esta primera etapa se evaluaron las necesidades de agua caliente en una línea de lavado (lavadora N°3) y posteriormente se instaló con fines experimentales un sistema de colectores

solares de  $40 \text{ m}^2$ , para el calentamiento de 3,500 litros de agua diarios.

## 5.2 El Recurso Solar en Arequipa

De acuerdo a estudios realizados<sup>11</sup>, Arequipa es una zona privilegiada en incidencia de radiación solar en el mundo.

Se estima que la radiación diaria promedio anual para Arequipa de  $6,792 \text{ W/m}^2$  es superior a zonas consideradas de mayor magnitud a nivel mundial, como la región Sur-Oeste de EE.UU. y los desiertos del Sahara (Arabia), de Sud-Africa y de Australia, con un promedio de  $6,396 \text{ W/m}^2$ .

En las tablas 4 y 5 se presentan los valores promedio mensuales de la Radiación Solar y Temperatura Ambiental en Arequipa según datos recogidos en el Observatorio de Characato.

Longitud :  $16.5^\circ$

Altura : 2,452 m.s.n.m.

Ubicación : 12 km al Sur-Este de Arequipa

## 5.3 Descripción de la Planta

Michell y Cía. es una empresa dedicada a la elaboración de e Hilados de Lana de Alpaca.

La planta de lavado de lana de la empresa Michell está ubicada en la Ciudad de Arequipa, tiene una distribución como la mostrada en la figura N°45.

La energía necesaria para el proceso es entregada por un caldero de 200 HP que produce alrededor de 3,000 kg vapor/hora a 5



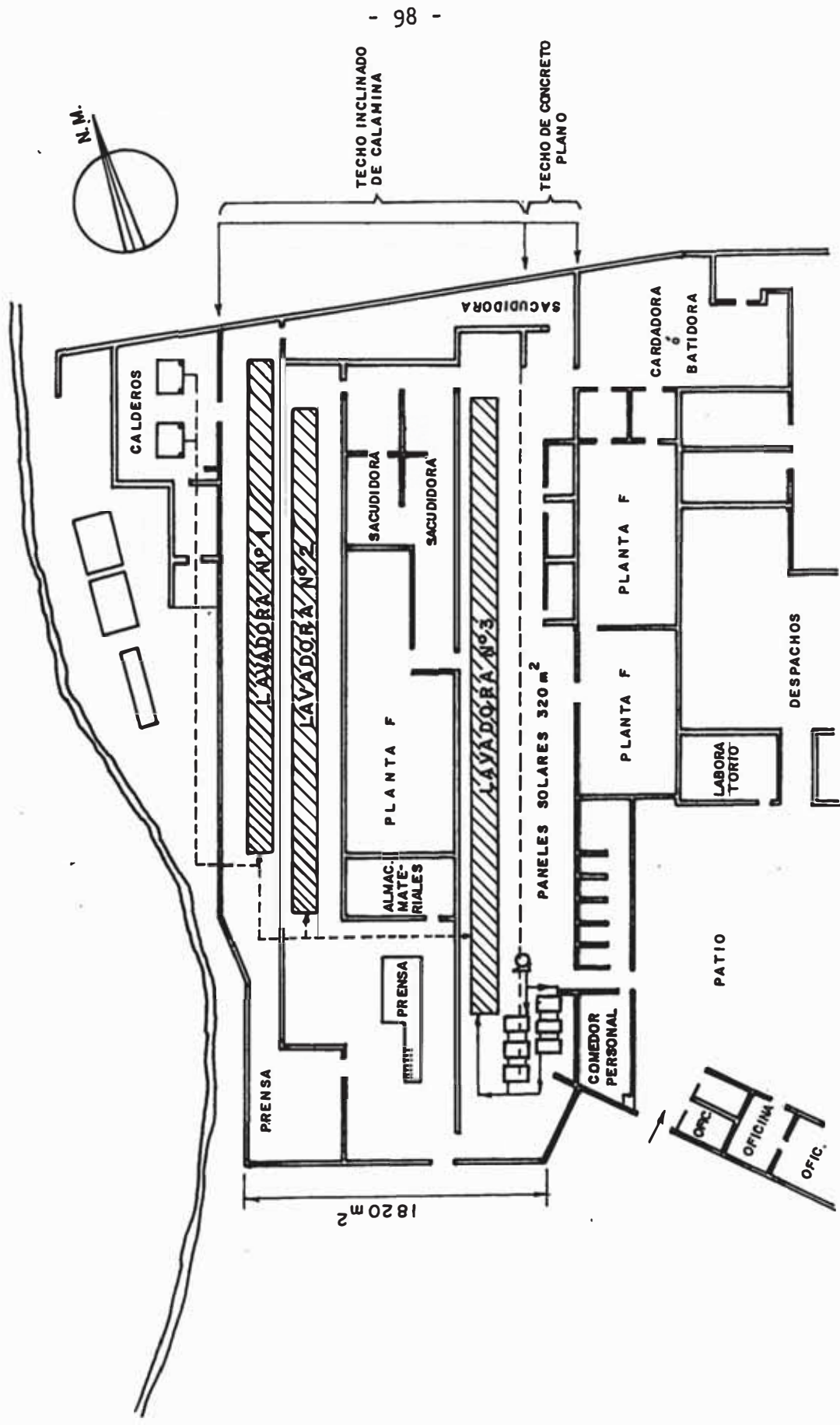


Figura 45... DISTRIBUCION DE LA PLANTA DE LAVADO

TABLA N°4

VALORES MENSUALES PROMEDIO DE LA RADIACION GLOBAL, R (W/m<sup>2</sup>)

MES \ AÑO	1965	1966	1967	1968	1969	1970	1971	1972	1973	1974	1975	1976	1977	1978	1979	R
ENERO	7548	8420	7525	5989	7373	6385	6617	5408	6710	5373	6617	5768	7722	6478	7059	6734
FEBRERO	6408	7164	4803	6489	6734	6780	5896	5396	5977	5629	5443	4768	6001	7826	7385	6140
MARZO	7059	7025	4989	5443	6408	6269	6699	4582	5978	6559	5152	5920	5978	7025	5547	6048
ABRIL	6641	7036	6187	6838	6617	6512	6152	6769	6350	6338	6606	6745	6745	6326	6769	6571
MAYO	6129	5908	5896	5966	6175	5873	6361	6199	6094	6303	5885	5966	6105	5920	5885	6048
JUNIO	5931	5803	5547	5629	5582	5687	5582	5896	5861	5745	5536	5536	5873	5443	5257	5664
JULIO	6106	5931	5687	5931	5885	5827	6094	6013	5873	5908	6071	5827	5908	5780	5513	5884
AGOSTO	6827	6629	6617	6838	6536	6710	6769	6838	6524	5989	6792	6501	6815	6396	6559	6617
SETIEMBRE	7257	5725	7280	7559	7338	7557	7594	7269	7245	7408	7536	6792	7629	7664	7327	7431
OCTUBRE	8432	7676	8257	7955	8083	8094	8560	8013	8234	8176	8281	8397	8141	7932	7641	8129
NOVIEMBRE	8757	8141	8583	7792	7885	8641	8467	8560	8467	8432	8676	8594	8362	7932	8246	8374
DICIEMBRE	8327	8187	8315	8129	8118	8094	7757	8060	8094	7920	6478	7618	7978	8118	7222	7897

TABLA N°5

TEMPERATURA AMBIENTE MEDIA MENSUAL T<sub>m</sub>(°C)

MES \ AÑO	1961	1962	1963	1964	1965	1966	1967	T <sub>m</sub>
ENERO	12.1	14.1	13.4	14.6	13.5	16.0	14.5	14.5
FEBRERO	12.1	14.1	12.6	14.9	14.1	15.3	13.2	13.7
MARZO	13.9	13.7	14.0	14.5	14.3	15.0	13.2	14.0
ABRIL	13.7	13.9	13.6	13.7	12.9	13.9	13.7	13.6
MAYO	13.9	12.7	13.0	13.1	12.9	13.1	13.6	13.1
JUNIO	12.2	11.1	11.9	11.2	12.6	12.0	11.4	11.7
JULIO	12.0	12.3	12.2	11.3	13.2	11.8	12.3	12.1
AGOSTO	13.2	12.4	13.0	12.3	12.3	12.8	13.1	12.7
SEPTIEMBRE	13.7	14.4	13.3	12.6	13.1	13.9	14.0	13.5
OCTUBRE	14.1	13.5	15.2	13.3	13.9	14.1	14.0	14.0
NOVIEMBRE	13.6	13.8	13.6	14.0	14.2	14.1	13.5	13.8
DICIEMBRE	14.2	14.2	15.0	12.9	14.7	13.7	14.9	14.2

atmósferas de presión. El 50% de este vapor es utilizado en el secado de lana y la otra mitad en el lavado.

La empresa cuenta con 3 líneas de lavado, teniendo cada línea de 4 á 5 tinas, a través de las cuales se transporta la lana mientras va siendo sometida a la acción del agua caliente y de detergente.

### 5.3.1 Características de la Operación de Lavado

El lavado se realiza en una maquinaria llamada "Leviatán" (ver Fig. 46). Los agentes de lavado son el agua como vehículo o medio y los detergentes como agentes de acción limpiadora. El agua usada debe reunir condiciones de dureza y pH óptimos y estar a una temperatura que varía entre 60°C en el inicio de la operación y 35°C al final de la misma.

Inicialmente se utilizaba íntegramente el vapor producido en calderas como medio de calefacción y mantenimiento de la temperatura de proceso por calentamiento directo

Para el caso del "Leviatán" de 5 tinas (ver Fig. 47) en la primera tina el agua tiene una temperatura promedio de 50°C y en ella se realiza la remoción de sustancias fácilmente solubles contenidas en el material, reblandeciendo la grasa y quitándole la mayor cantidad de tierra y polvo posible. En la segunda y tercera tina se tienen temperaturas promedio de 60°C, en éstas

- A = RASTRILLOS DE TRANSPORTE
- B = REJILLA DE APOYO DE LA LANA EN MOVIMIENTO
- C = TUBERIAS DE VAPOR
- D = CILINDROS EXCENTRICOS
- E = EXCENTRICAS

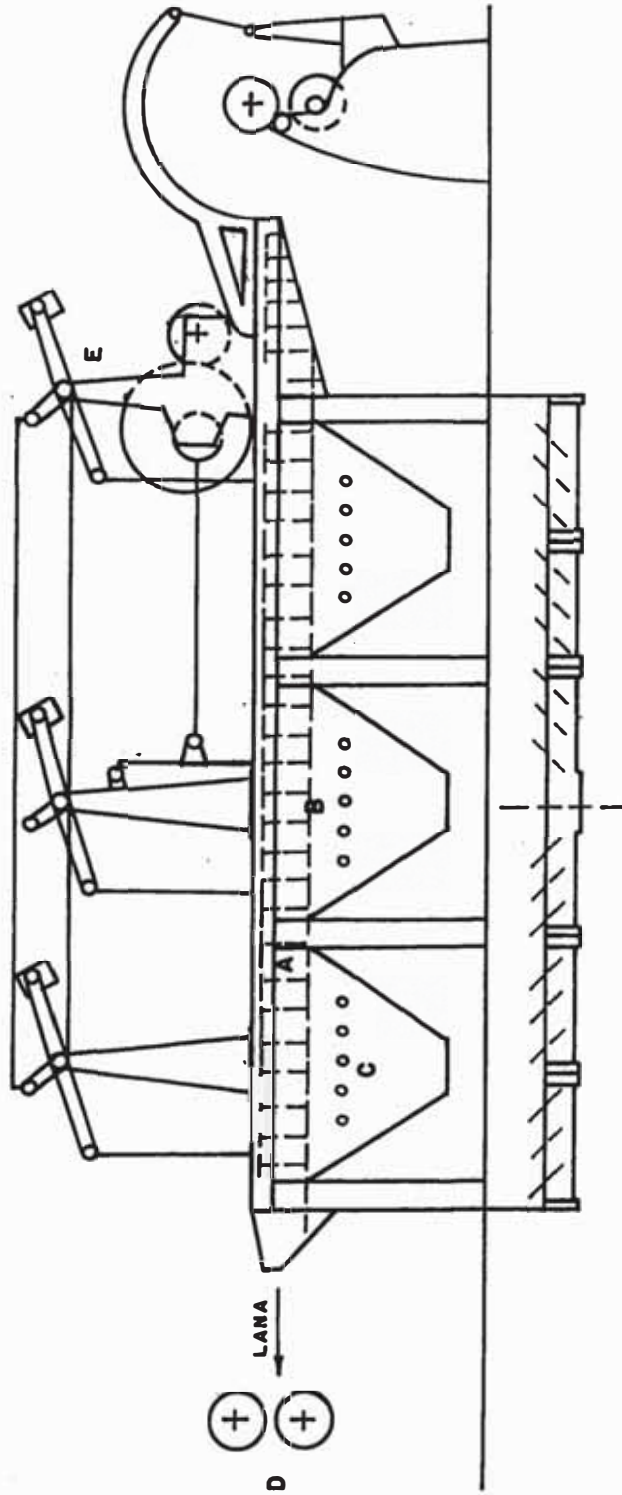


Figura 46. - ESQUEMA DE UNA TINA DEL LEVIATAN

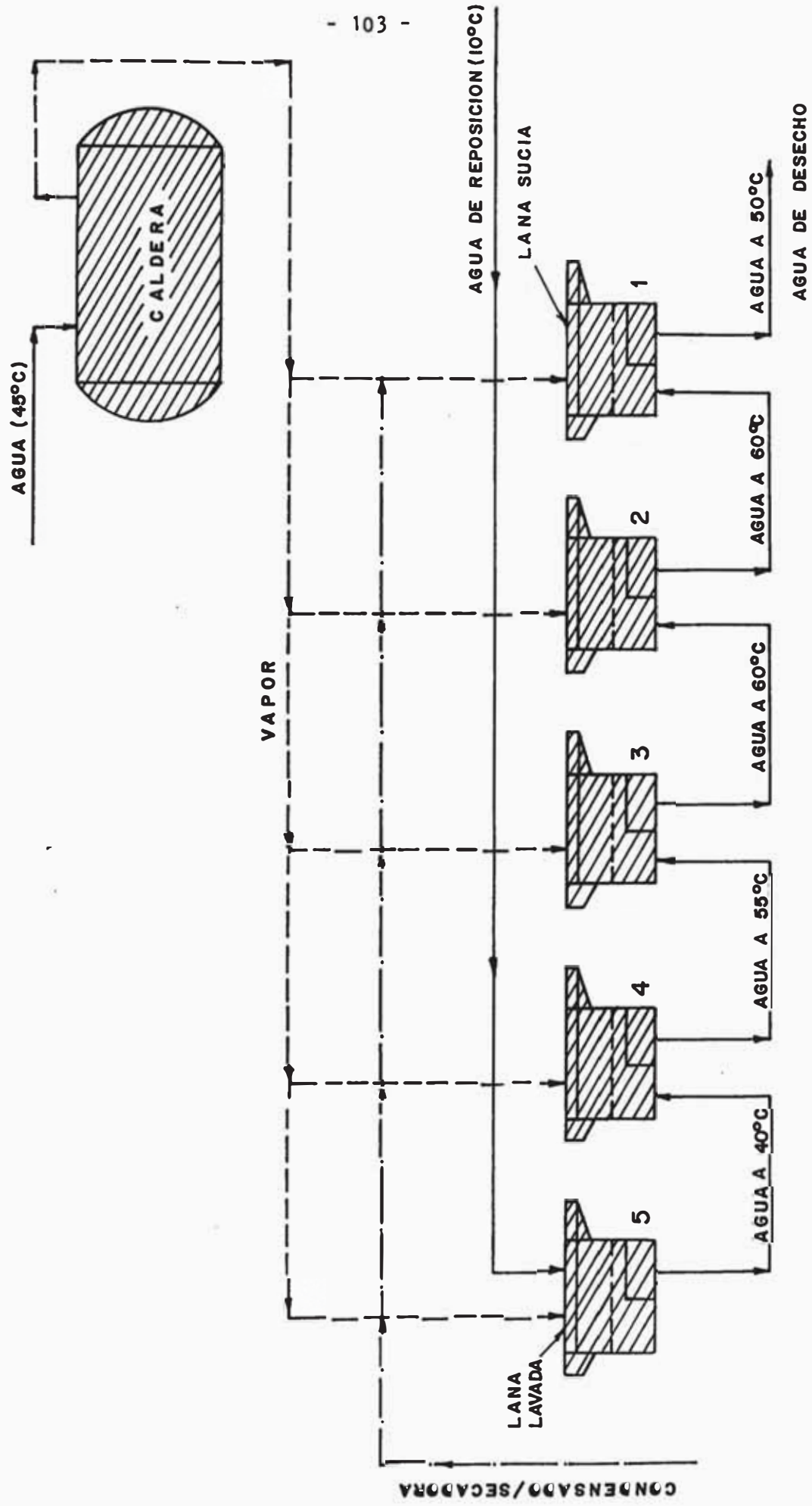


Figura 47.- DIAGRAMA GENERAL DE LA OPERACION DE LAVADO ( LEVIATAN - 5 fines)

se agrega detergente para poder separar la grasa del material ya que la temperatura de fusión de la grasa es de 38°C. En la cuarta tina la temperatura promedio es de 55°C, en esta se termina la separación de la grasa remanente del material por lo que se le añade una pequeña cantidad de detergente, y la quinta tina con una temperatura promedio de 40°C, en la cual se realiza el enjuague del material (Lana de Alpaca) ingresando por este motivo agua de reposición adicional.

El agua utilizada recircula después de someterse a una decantación, lográndose de esta forma una menor pérdida de energía para el calentamiento del agua; pero también existe una recirculación de tina a tina ocasionando un flujo de agua caliente hacia el desagüe en la primera tina.

### 5.3.2 Tamaño de la Planta y Necesidades de Agua Caliente

Según la información recogida durante la ejecución del proyecto<sup>17</sup>, la planta cuenta con tres líneas de lavado, con las características mostrados en la tabla 6.

## 5.4 Consideraciones Térmicas

Como hemos manifestado al inicio, esta primera experiencia se ha centrado en el estudio de la lavadora N°3, la cual a pesar de ser la más moderna de las tres lavadoras presenta un alto requerimiento de agua caliente debido entre otros a las múltiples pérdidas de calor a través del proceso.

TABLA N°6  
REQUERIMIENTO DE AGUA FRIA

Agua por kg de lana (l/kg)	Cantidad de lana a lavar (kg/día)	Cantidad de agua diaria (l/día)	Flujo de agua (l/hr) *
LAVADORA 1	36 2,600	93,600	3,900
LAVADORA 2	14 3,100	43,400	1,808
LAVADORA 3	15 5,000	75,000	3,125

TOTAL DE AGUA PARA LAS

TRES LINEAS DE LAVADO = 212,000 litros/día

\* Considerando 24 horas de trabajo.



Por este motivo es importante hacer estudios previos de conservación de energía antes de proceder a la implementación industrial de sistemas no convencionales de energía<sup>28</sup>.

#### 5.4.1 Distribución de Energía en la Lavadora N°3

De acuerdo a un balance de energía realizado en la zona de lavado, la distribución y pérdidas de calor se da a través de los siguientes frentes y procesos.

a) Pérdidas por las paredes laterales de las tinas:

$$\text{calor total} = 14,277 \text{ J/s}$$

b) Pérdidas por las paredes del fondo de las tinas:

$$\text{calor total} = 1,721 \text{ J/s}$$

c) Pérdidas desde la superficie libre del agua:

$$\text{calor total} = 39,425 \text{ J/s}$$

d) Calor para calentar el agua de reposición:

$$\text{calor total} = 181,718 \text{ J/s}$$

e) Calor para calentar la lana:

$$\text{calor total} = 2,558 \text{ J/s}$$

f) Calor para poner en operación la zona de lavado:

$$\text{calor total} = 4,502 \text{ J/s}$$

g) Otras pérdidas (transmisión)

$$\text{calor total} = 3,663 \text{ J/s}$$

La distribución del calor en porcentaje se presenta en la Figura N°48, de donde podemos apreciar que el 73%

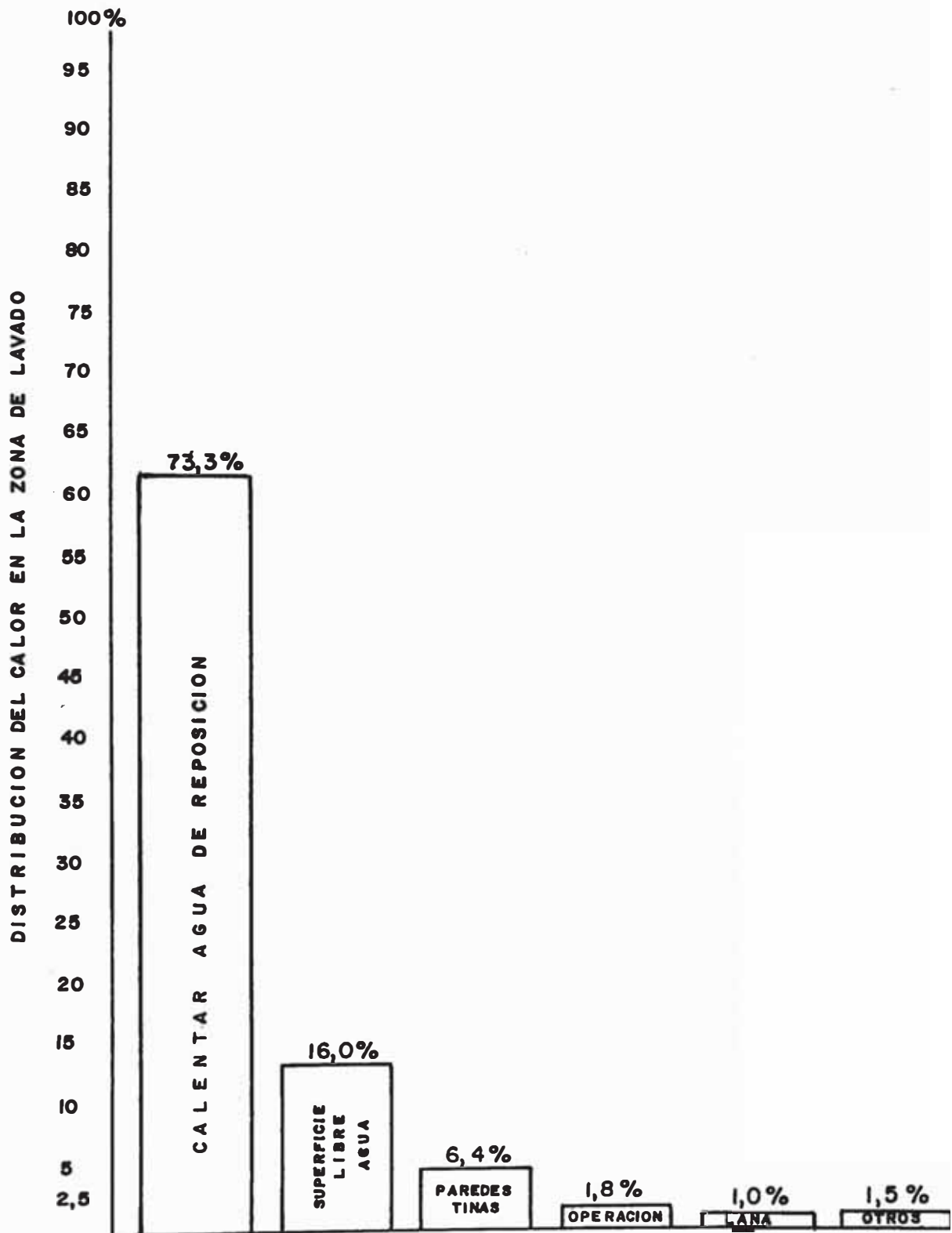


Figura 48.- DISTRIBUCION DE CALOR EN LAVADORA Nº 3

del calor necesario es utilizado en calentar el agua de reposición que se pierde a través de la primera tina durante el proceso de lavado.

#### 5.4.2 Determinación de la Carga Térmica que tomaría el Sistema Solar

Basándose en el hecho de que el sistema solar tomaría solamente la carga térmica necesaria para calentar el agua de reposición de la lavadora N°3; sabiendo además que el agua fría en el tanque de almacenamiento se encuentra en promedio a temperatura de 10°C y debe ser elevado hasta 40°C que es la temperatura a la que se encuentra la tina 5. De acuerdo a los datos de la tabla 6 tendremos:

Capacidad diaria de lavado : 5000 kg de lana

Agua reposición por kg de lana : 15 litros

Temperatura agua en el tanque : 10°C

Energía necesaria :

$$H_{\text{agua}} = 5000 \text{ kg lana} \times 15 \frac{\text{kg agua}}{\text{kg lana}} \times 4190 \frac{\text{Joul}}{\text{kg-}^\circ\text{C}} (40-10)^\circ\text{C}$$

$$H_{\text{agua}} = 9427.500 \text{ KJ/día}$$

Sin embargo, de acuerdo a la metodología planteada en la referencia<sup>3</sup>, la fracción de la carga térmica suministrado por un sistema solar está en función de la eficiencia del sistema y de los siguientes parámetros:

$A_c$  = área de colección ( $m^2$ )

FR = factor de remoción de calor del colector

UL = coeficiente global de pérdidas del colector  
( $W/m^2 - ^\circ C$ )

$\Delta t$  = número de segundos del mes considerado

$T_{ref}$  = temperatura de referencia, normalmente  $100^\circ C$

$T_a$  = temperatura ambiente promedio mensual ( $^\circ C$ )

H = carga térmica total por mes (Joul)

R = radiación solar promedio mensual ( $J/m^2$ )

$\gamma \cdot \alpha$  = transmitancia x absortancia promedio

Aplicados estos criterios para este caso particular se obtiene un gráfico como el mostrado en la Fig. N°49.

Según el cual la eficiencia del sistema disminuye con el área de colección.

## 5.5 Metodología y Criterios para la Selección y Cálculo de Componentes y Accesorios

### 5.5.1 Capacidad del Sistema

La capacidad o volumen de agua que puede soportar el sistema solar está regida por dos criterios básicos<sup>21</sup>:

- a) El volumen de agua a calentar debe estar comprendido entre  $75-80 \text{ l/m}^2$  de colector
- b) El flujo total de agua a través del sistema debe estar comprendido entre  $0.75 - 1.0 \text{ l/min-m}^2$

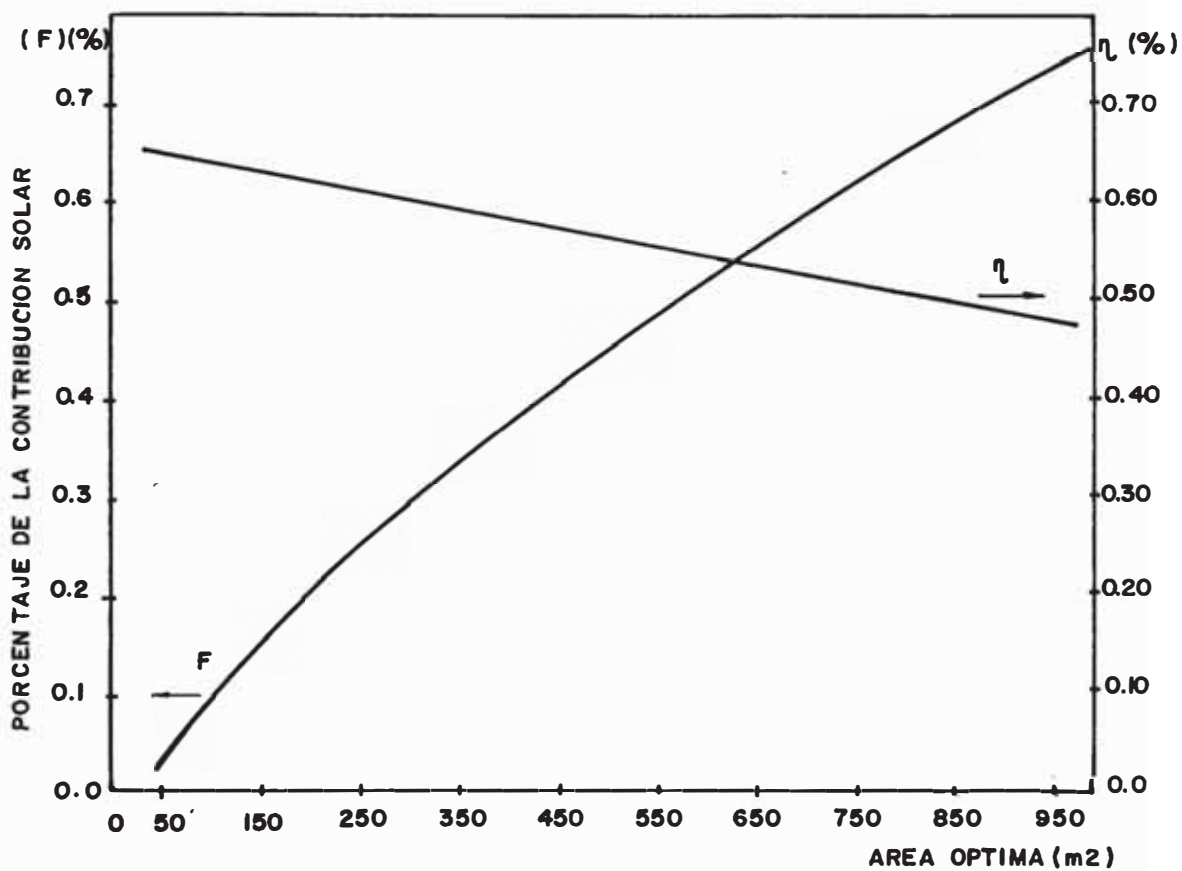


Figura 49.. PORCENTAJE DE LA CONTRIBUCION SOLAR Y EFICIENCIA EN FUNCION DEL AREA .

### 5.5.2 Pérdidas de Presión a través del Sistema

Las pérdidas de presión se pueden separar en continuas y en concentradas o accidentales.

Las pérdidas continuas se refieren al conjunto de tubos exteriores rectilíneos.

Las pérdidas concentradas son debidas a particulares asperezas del circuito, tales como curvas, compuertas, derivaciones, cambios de sección, etc.

También debemos considerar otras resistencias llamadas particulares como, por ejemplo, el mismo colector solar, válvulas mezcladoras de 3 vías, intercambiador de calor entre otras.

El cálculo analítico y detallado de las pérdidas concentradas resulta muy laborioso, además no siempre la instalación real corresponde exactamente a la instalación proyectada; la experiencia ha demostrado que es suficiente considerar a las pérdidas concentradas como un porcentaje entre el 15-40% de las pérdidas continuas, según el recorrido sea más o menos accidentado.

Se estima que tomando un 25% de las pérdidas continuas como pérdidas concentradas se obtiene un valor seguro para una correcta instalación.

La suma de las pérdidas continuas más pérdidas concentradas equivale a la resistencia que la bomba tiene

que superar ( $H_b$ )

$$H_{sist} = \sum H_p = H_b$$

### 5.5.3 Selección de la Bomba de Circulación

La elección de la bomba se basa en el análisis comparativo de sus características de funcionamiento y de la red que constituye el circuito solar. Las características de funcionamiento de una bomba centrífuga están resumidas en su "curva característica" dada por el fabricante.

Aplicando una determinada bomba a un circuito de distribución, se establecerá un equilibrio entre la capacidad de la bomba y la resistencia del circuito como el mostrado en la Fig. 50, tal equilibrio está representado por el punto de intersección de las dos curvas características.

No es siempre fácil encontrar el punto de intersección con la exactitud de la capacidad calculada. Por este motivo los fabricantes construyen bombas con más curvas características, cada una de las cuales se obtiene normalmente actuando sobre un conmutador externo de la misma bomba (Fig. 51).

Un error muy frecuente en instalaciones solares es el hecho de agregar la diferencia de nivel entre la cota de la bomba (por lo general a nivel del piso) y los colectores solares puestos en el techo.

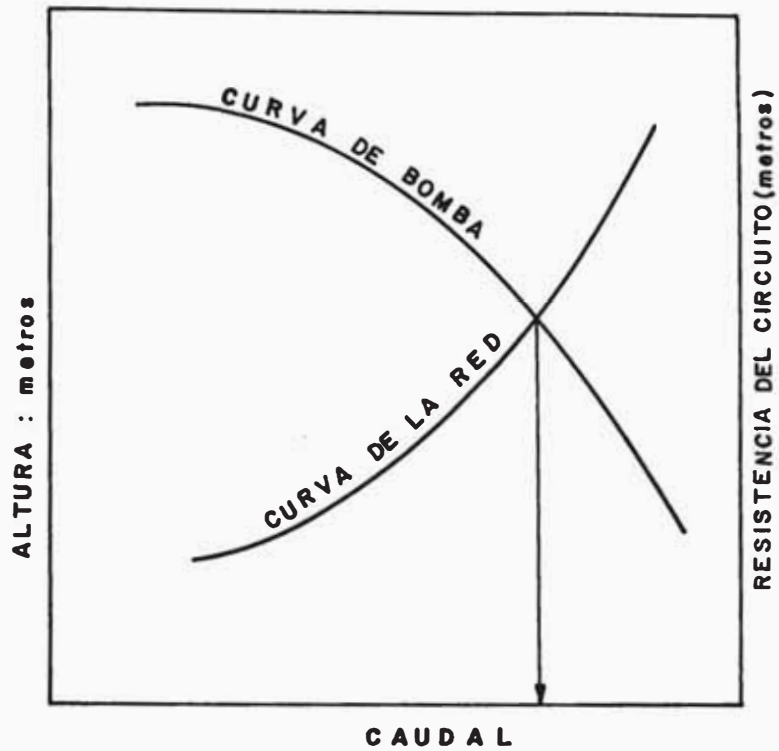


Figura 50.\_ GRAFICO INDICATIVO PARA LA DETERMINACION DEL PUNTO DE EQUILIBRIO.

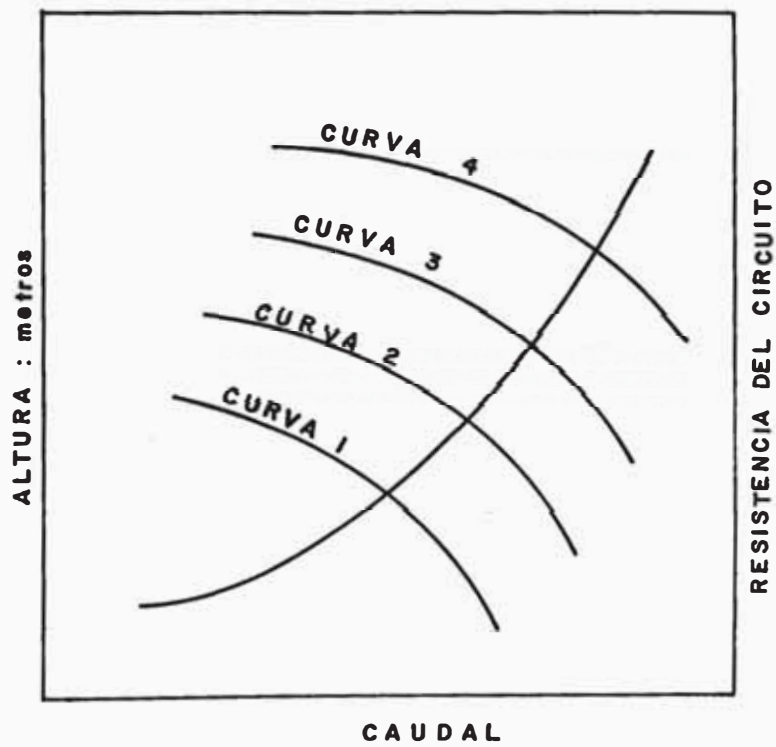


Figura 51.\_ DETERMINACION DEL PUNTO DE EQUILIBRIO PARA UNA BOMBA DE CARACTERISTICAS VARIABLES.



La instalación solar como las de calefacción es un - circuito cerrado en el cual el agua no tiene que ser elevada a una cierta altura (porque ya está allí), si no solamente puesta en movimiento superando las resistencias del circuito.

Por este motivo la potencia de las bombas utilizadas en estos sistemas son muy pequeñas, por lo general potencias fraccionarias. Las bombas pueden ser monta - das por lo general con la salida vertical, horizontal o inclinada. Pero el eje del motor de la bomba debe ser siempre colocado en posición horizontal.

#### 5.5.4 Selección de la Válvula de Seguridad del Circuito

La valvula de seguridad es diseñada a fin de permitir al fluído de trabajo escapar hacia afuera cuando la - presión máxima de trabajo en el sistema es excesiva.

Los parámetros principales de selección son dos:

- a) El diámetro de la válvula
- b) La presión de trabajo

En general una válvula de 1/2 pulg. de diámetro es suficiente para instalaciones solares pequeñas y media - nas.

Las válvulas de seguridad pueden ser instaladas en - cualquier lugar del circuito, pero en general son instaladas en la tubería de retorno del agua caliente, - cerca al tanque de expansión.

La presión de trabajo corresponde a la máxima compatible con el elemento menos resistente de la instalación (por lo general el colector).

La instalación de las válvulas de seguridad debe ser hecha de tal manera de prevenir daños a las personas en caso de apertura de las mismas. Los colectores no deben ser puestos en operación sin haber colocado antes la válvula de seguridad en la línea.

#### 5.5.5 Selección de la Válvula de Seguridad del Tanque de Almacenamiento

Las normas señalan que el tanque de agua caliente debe estar dotado de una válvula de seguridad cuyo orificio tenga un diámetro (en milímetros) no menor a:

$$\sqrt{\frac{V}{5}} \quad (67)$$

Siendo  $V$  el volumen del tanque (en litros), con un mínimo de 15 mm (1/2 pulg).

En cuanto a la presión es recomendable contrastarla para una presión no superior a la de diseño del tanque (por lo general 5 á 6 atmósferas).

Esta válvula es usualmente instalada a la salida superior de una tee, el extremo inferior de la cual va unida al tanque por medio de un niple y el otro brazo o ramal es conectado a la línea de suministro.

### 5.5.6 Dimensionamiento del Tanque de Expansión y Criterio de Selección

El tanque de expansión es un componente de todo sistema solar de agua caliente que funcione con circulación en circuito cerrado, debido principalmente a que cuando la temperatura del sistema se incrementa, el volumen del fluido se expande. Para el agua esta expansión es de aproximadamente 0.025% por cada grado de incremento de temperatura.

Por lo general se recomienda que la variación de volumen sea entre 7-8%, esto quiere decir, que el volumen útil del tanque de expansión puede ser obtenido por la fórmula 68 (tomando 7%) :

$$V = 0.07 \times C \quad (68)$$

Donde:

$V$  = Volumen útil del tanque en litros

$C$  = Capacidad total de la instalación solar (litros)

El tanque de expansión puede ser de dos tipos: abierto (a la atmósfera) o cerrado.

#### a) Tanque de expansión abierto

Este modelo lleva un flotador tipo boya debiendo ser colocado más alto que los paneles solares. Su uso es actualmente poco difundido.

El volumen útil del tanque abierto es la diferencia de volumen entre la salida del nivel lleno

y el nivel mínimo inicial que viene a ser el nivel en el cual el flotador empieza a abrir la alimentación.

El volumen útil en este modelo viene a ser aproximadamente la mitad del volumen útil calculado, esto quiere decir que una vez calculado el volumen útil del tanque con la fórmula mencionada, hay que escoger un tanque de volumen total por lo menos doble.

b ) Tanque de Expansión Cerrado:

El volumen útil de un tanque de expansión cerrado, está dado por la fórmula:

$$V = \frac{0.07 \times C}{1 - \frac{P_i}{P_f}} \quad (69)$$

Donde:

$P_i$  = Presión inicial en atmósfera absolutas (P. manométrica + P. atmosférica)

$P_f$  = Presión final (absoluta)

$C$  = Capacidad de agua en la instalación

La presión inicial corresponde al nivel estático, es decir a la diferencia de nivel entre el colector solar más alto y la ubicación del tanque de expansión. Por ejemplo si tal diferencia de nivel fuera de 10 metros esto corresponde aproximadamente a una atmós-

fera, es decir la presión inicial será: 2 atmósferas absolutas.

La presión final corresponde a la máxima compatible con el elemento menos resistente de la instalación - (por lo general el colector). El colector puede - sostener una presión máxima de 3 atmósferas efecti - vas ( 4 atmósferas absolutas) Si los colectores y el tanque están al mismo nivel, se puede utilizar el valor de 4 atmósferas absolutas como  $P_f$ .

Peró si el colector está a un nivel superior (por - ejemplo 10 metros) respecto al tanque de expansión, - entonces la presión máxima de cálculo puede ser au - mentada a 5 atmósferas absolutas (siempre que los de más componentes de la instalación puedan soportar - presiones mayores).

En la práctica los vasos cerrados comerciales son fa - bricados para presiones máximas de 4-6 atmósferas - efectivas.

La capacidad de agua en la instalación resulta de la suma de las capacidades de sus componentes:

- Los colectores solares (cada colector diseñado en este trabajo contiene 3.34 litros).
- Los tubos del circuito solar.
- Otros componentes eventuales.

El cálculo de la capacidad de algunos tubos de fierro está dado en la tabla N°7.

TABLA 7

<u>DIAMETRO</u> (PULGADAS)	CAPACIDAD ( l/m )
3/8	0.118
1/2	0.213
3/4	0.380
1	0.602
1 1/4	1.021
1 1/2	1.389

#### 5.5.7 Dimensionamiento de Dilatadores

Los tubos recorridos por un fluido caliente experimentan dilatación al aumentar la temperatura.

El coeficiente de dilatación para el hierro es de  $0.000012 \text{ m/m-}^\circ\text{C}$ , es decir que un tubo de hierro se a larga  $0.012 \text{ mm}$  por cada grado centígrado por metro.

Como vemos los tubos del fluido solar crean problemas serios en cuanto a la dilatación. Si tal dilatación libre es impedida, los tubos se doblan, se encorvan causando fracturas a los empalmes y equipos.

Por ello es necesario introducir a lo largo del recorrido dilatadores a fin de absorber parte de esta. Es tos dilatadores pueden ser:

##### a) Tipo U

Estos requieren de 4 curvas que se pueden obtener

plegando el tubo a 90° mediante máquina plegadora. Este tipo de dilatadores son eficaces y de fácil fabricación.

b) Tipo Resorte

Son prefabricados por casas especializadas, tienen la ventaja de ocupar poco espacio, pero son muy caros y su duración no es ilimitada.

Tomando en cuenta los dilatadores en "U", la fórmula para su cálculo es:

$$L = 74 \sqrt{D} \cdot \sqrt{d} \quad (70)$$

Donde (Ver Fig. 52)

L : Longitud total del tubo de expansión en mm.

(2A + B)

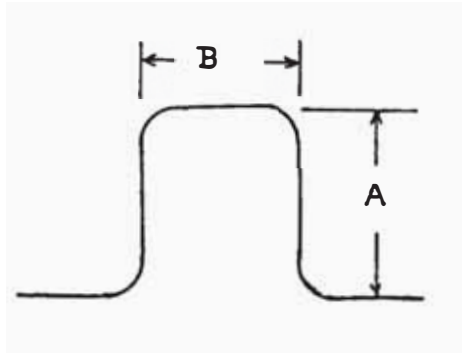
D : Diámetro exterior del tubo en mm.

d : Dilatación máxima que hay que compensar en mm. (= 0.012 x T(°C) x long. total de tubería en metros)

Los valores  $\sqrt{D}$  para los diámetros más comunes y con aproximación son:

3/8 pulg.	$\sqrt{D}$	=	4
1/2 "	$\sqrt{D}$	=	5
3/4 "	$\sqrt{D}$	=	5
1 "	$\sqrt{D}$	=	6
1 1/4 "	$\sqrt{D}$	=	7
1 1/2 "	$\sqrt{D}$	=	7

FIGURA 52



En la práctica para tramos rectilíneos hasta 20 o 25 metros se puede prescindir del dilatador, en la hipótesis que la dilatación se descargue por los extremos (siempre que sean libres y con amplias curvas). Mas allá de tales límites los dilatadores son indispensables.

#### 5.5.8 Selección de Válvulas de Aireación

Las válvulas de aireación deben ser ubicadas cada cierto tramo y al final de cada arreglo de colectores a fin de permitir la eliminación del aire y vapor atrapado dentro del sistema.

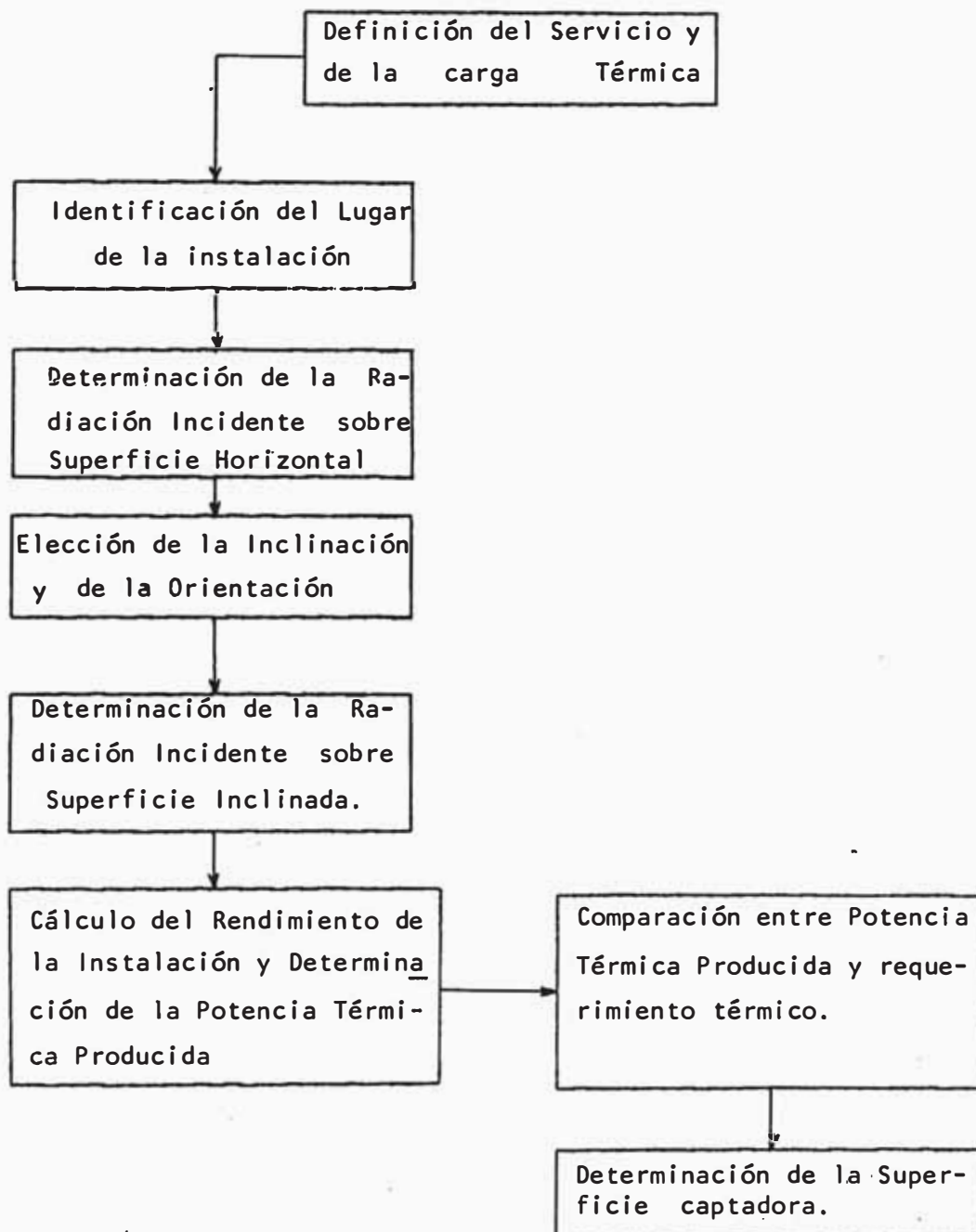
Estas válvulas son del tipo flotador y permanecen a biertas permitiendo al aire escapar hasta que el nivel del líquido aumenta gradualmente elevando el flotador y cerrando la válvula.



Por lo general son ubicadas en los puntos más elevados del circuito y del tanque de almacenamiento.

### 5.6 Metodología de Diseño

La metodología a seguir en el diseño del sistema solar se puede sintetizar en el siguiente esquema.



Para la determinación de la superficie absorbente existen numerosos métodos; el empleado en el presente trabajo permite obtener resultados satisfactorios.

Existen, sin embargo, restricciones en cuanto al porcentaje de la carga térmica que debe tomar el sistema solar para una optimización económica de todo el sistema.

### 5.6.1 Cálculo de la Carga Térmica ( $H_t$ )

La carga térmica necesaria para calentar el agua de reposición de la lavadora N°3, calculada en el acápite 5.4.2 es de:

$$H_t \text{ agua} = 9\ 427\ 500 \text{ KJ/día}$$

#### La Carga Térmica Mensual:

Enero	:	292 252 500 KJ
Febrero	:	263 970 000 KJ
Marzo	:	292 252 500 KJ
Abril	:	282 825 000 KJ
Mayo	:	292 252 500 KJ
Junio	:	282 825 000 KJ
Julio	:	292 252 500 KJ
Agosto	:	292 252 500 KJ
Setiembre	:	282 825 000 KJ
Octubre	:	292 252 500 KJ
Noviembre	:	282 825 000 KJ
Diciembre	:	292 252 500 KJ

$$H_t = 3\ 441\ 037\ 500 \text{ KJ}$$

5.6.2 Lugar de Instalación Radiación Incidente y Elección de la Inclinación del Colector

El lugar de la instalación proyectada como se ha mencionado anteriormente es la ciudad de Arequipa.

La radiación solar sobre superficie horizontal (R) en esta localidad es mostrada en la Tabla N°4.

Determinación de la Inclinación más adecuada de los Colectores

Para fines de calentamiento de agua es conveniente fijar la inclinación del colector más adecuada para todo el año. De acuerdo a esto se ha encontrado<sup>24</sup> que una inclinación del Colector con un ángulo igual a la latitud y mirando hacia el norte (Hemisferio Sur) nos proporciona en promedio la radiación más alta durante el año.

5.6.3 Determinación de la Radiación sobre Superficie Inclinada

La radiación solar sobre superficie inclinada se determina mediante una serie de cálculos iterativos, de acuerdo a las siguientes fórmulas dadas en la Ref.<sup>3</sup>

La declinación solar  $\sigma$  está dada por:

$$\sigma = 23.45 \text{ Sen} \left[ 360 \cdot \frac{284+n}{365} \right] \quad (71)$$

El ángulo horario:  $w$

$$w = \arcsin (-\tan \sigma \cdot \tan \emptyset) \quad (72)$$

La fracción de la radiación solar diaria:  $K_t$

$$K_t = \frac{R}{I_o} \quad (73)$$

La fracción difusa de la radiación solar:  $I_d/R$

$$I_d/R = 1.39 - 4.03 K_t + 5.53 K_t^2 - 3.11 K_t^3 \quad (74)$$

La fracción de la radiación directa:  $r_b$

$$r_b = \frac{\cos(\emptyset-S) \cos \sigma \cdot \sin w' + (\pi/180) w' \cdot \sin(\emptyset-S) \sin \sigma}{\cos \emptyset \cos \sigma \sin w + (\pi/180) w \sin \emptyset \sin \sigma} \quad (75)$$

La fracción de la radiación horizontal:  $r$

$$r = (1-I_d/R)r_b + I_d/R (1+\cos S)/2 + \psi (1-\cos S)/2$$

Finalmente la radiación sobre el plano inclinado del colector  $R_i$

$$R_i = R \cdot r$$

Donde:

$n$ : número del día del año

$R$ : radiación sobre superficie horizontal

$I_d$ : radiación difusa

$I_o$ : radiación fuera de la atmósfera

$w'$ : mín ( $w$ ,  $\arcsin (-\tan(\emptyset-S) \tan \sigma)$ )

- S : Inclinación del colector
- $\Psi$  : Reflectancia de la tierra (0.2)
- $\emptyset$  : Latitud del lugar

Los resultados hallados para la localidad de Arequipa con inclinación de 16° se muestra en la Tabla 8.

T A B L A N° 8

RADIACION SOBRE SUPERFICIE INCLINADA 16°

PARA AREQUIPA

	ENE.	FEB.	MAR.	ABR.	MAY.	JUN.	JUL.	AGO.	SET.	OCT.	NOV.	DIC.
Ri (W/m <sup>2</sup> )	7793	6729	6284	6213	6029	5041	5285	6172	7499	8874	9803	9405
Horas de Sol (h)	6.6	6.3	6.7	9.5	9.8	9.6	9.8	10.	10.	10.	10.	9.
Ta °C	14.5	13.7	14.	13.6	13.1	11.7	12.1	12.7	13.5	14.	13.8	14.2

5.6.4 Cálculo del Rendimientos del Colector y Determinación de la Potencia Térmica producida

El rendimiento promedio mensual del colector se obtiene utilizando la fórmula (78) y la curva de performance del colector (Figura 53)

$$\frac{\Delta T}{R_i} = \frac{(T_e + 2 T_s) / 3 - (T_a + 2)}{(R_i / h) \cdot 1.16} \quad (78)$$

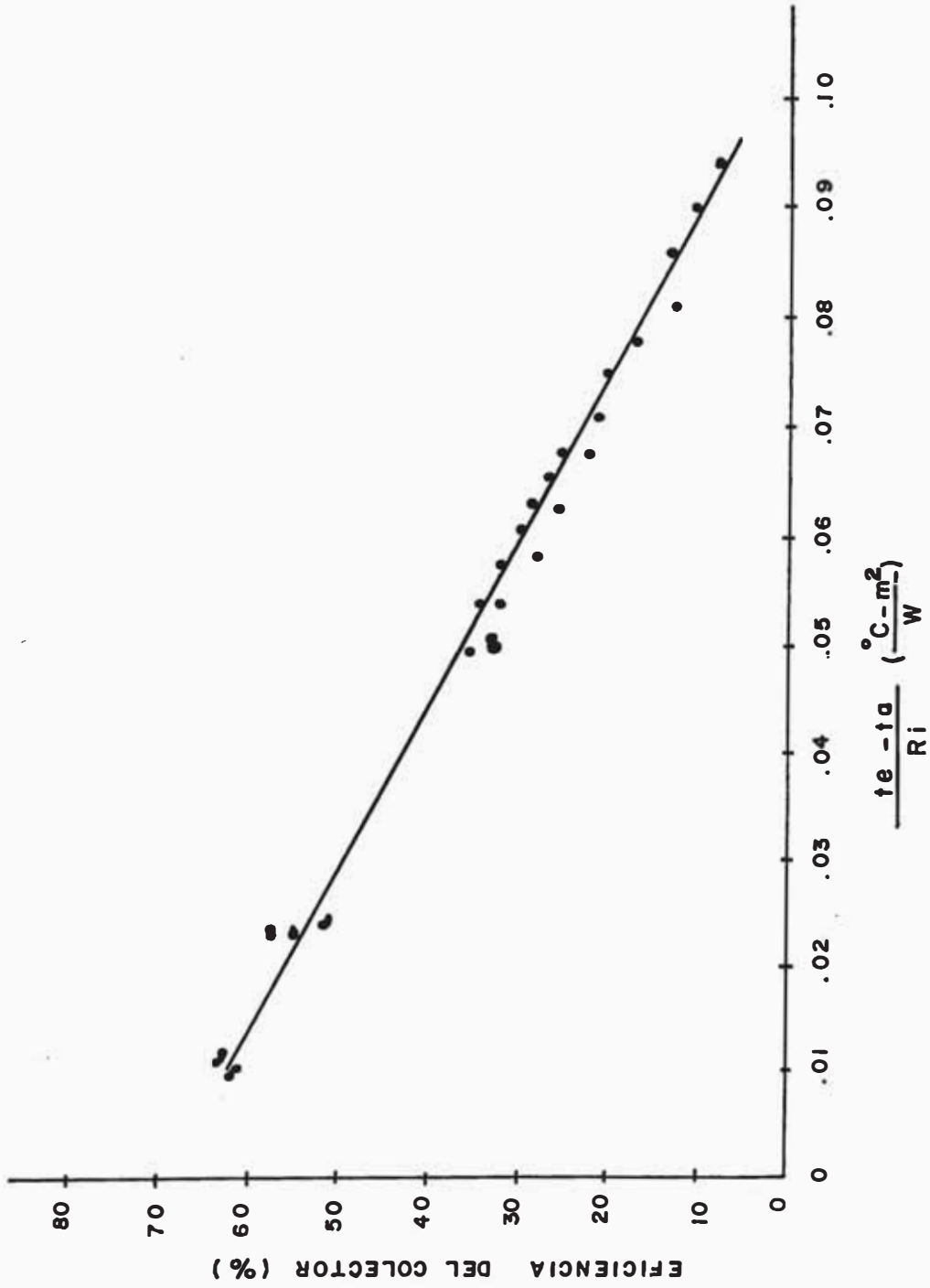


Figura 53.- CURVA DE EFICIENCIA PARA UN COLECTOR QUE UTILIZA AGUA  
COMO FLUIDO TRANSPORTADOR.

Donde:

$\frac{\Delta T}{R_i}$  : Abscisa de la curva de performance

$T_e$  : Temperatura del agua al inicio del día (15°C)

$T_s$  : Temperatura del agua al final del día (60°C)

$T_a$  : Temperatura ambiente promedio (°C)

$R_i$  : Radiación solar sobre superficie inclinada ( $W/m^2$ )

$h$  : Horas del sol promedio diario

Reemplazando datos en la fórmula (78) obtenemos para el mes de Enero:

$$\frac{\Delta T}{R_i} = \frac{(15 + (2 \times 60) / 3) - (14.5 + 2)}{(7793 / 6.6) \times 1.16} = 0.020$$

Del gráfico de performance:

$$\eta = 0.56$$

La potencia térmica ( $P_E$ ) obtenible por día será:

$$P_E = 0.56 \times 7793 = 4364 \text{ W/m}^2$$

La potencia térmica mensual  $P_f$  será:

$$P_E \times N^\circ \text{ días}$$

Para todo el año obtenemos:

	$P_E$	$P_f$	$\gamma$
Enero	4365	135315	0.56
Febrero	3566	99858	0.53
Marzo	3267	101298	0.52
Abril	2950	88450	0.46
Mayo	2472	76628	0.41
Junio	1815	54443	0.36
Julio	2008	62257	0.38
Agosto	2469	76533	0.40
Setiembre	3524	105736	0.47
Octubre	4437	137547	0.50
Noviembre	4999	149986	0.51
Diciembre	5078	157440	0.54

$$P_f = 1245218 \text{ (W/m}^2\text{)} \quad \text{ó} \quad 4482785 \text{ KJ/m}^2$$

5.6.5 Determinación de la Superficie Absorbente o Area de Colección

Comparando la sumatoria de la potencia térmica producida  $\sum P_f$  y la carga térmica necesaria  $\sum H_t$  durante todo el año.

$$\frac{\sum H_t}{\sum P_f} = \frac{3441037500 \text{ KJ}}{4482785 \text{ KJ/m}^2}$$

Obtenemos la superficie absorbente necesaria

$$\text{Area colector} = 768 \text{ m}^2$$



Sin embargo, la utilización de una gran área de colectores involucra inversiones de consideración, haciendo necesaria previamente una optimización económica del sistema solar-convencional, mas aún si sabemos que la eficiencia total del sistema solar disminuye con el área de colección.

Por este motivo se decidió instalar inicialmente un banco experimental de 40 m<sup>2</sup> de colectores a fin de evaluarlo en la misma planta; el cual de acuerdo a la metodología seguida debe procurar alrededor de 3500 litros de agua caliente diarios a una temperatura de 40°C

#### 5.6.6 Determinación del Arreglo de Colectores

De acuerdo a los resultados del análisis de la distribución de presiones (ver figuras 29 y 30) se ha elegido un arreglo de 4 grupos de 5 colectores en paralelo, por ser el más indicado en cuanto a la distribución del caudal y al dimensionamiento de las tuberías (ver figura 54).

Se muestra igualmente la posible ubicación de los diversos componentes dentro del sistema y las dimensiones del mismo.

### 5.7 Selección y Cálculo de Componentes y Accesorios

#### a) Flujo total de agua:

Si elegimos el flujo recomendado máximo obtenemos:

$$1 \frac{1}{\text{min-m}^2} \times 40 \times 60 = 2400 \text{ l/hr}$$



b) Pérdidas de Presión a través del Sistema ( $h_p$ )

Pérdidas continuas (Tabla N°9)

-Tubería 1 1/2 pulg: caudal 2400 l/hr

$$\Delta p = 7.5 \text{ mm/m, longitud total} = 45.1 \text{ m}$$

$$h_p = 7.5 \times 45.1 = 338.3 \text{ mm}$$

-Tubería 1 pulg: caudal 600 l/hr

$$\Delta p = 4.76 \text{ mm/m, longitud total} = 2.9 \text{ m}$$

$$h_p = 4.76 \times 2.9 = 13.8 \text{ mm}$$

$$\text{Total pérdidas continuas} = 338.3 + 13.8 = 352.1 \text{ mm}$$

Pérdidas concentradas o accidentales

Accesorios:

2 válvulas de compuerta : K = 10

6 codos 90° : K = 0.79

6 tees 1 1/2 : K = 1.5

8 reducciones 1 1/2 á 1 pulg : K = 0.79

4 válvulas aireadoras : K = 2

1 válvula de seguridad : K = 8

1 tanque expansión : K = 1.1

1 dilatador (codo) : K = 0.51

$$\text{Total K} = 57.67$$

$$h_p = 57.67 \times \frac{(0.51)^2}{2 \times 9.8} = 765 \text{ mm}$$

Pérdidas concentradas: 765 mm agua

TABLA N°9

PERDIDAS CONTINUAS EN TUBERIAS

		Tubi ferro Maanmann flexiuni UNI 341										
Diámetro nominal	pulg. mm	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	—	—	—	—	—
		10	15	20	25	32	40	40	50	—	(60)	65
Diámetro interno	mm	12,25	15,75	21,25	27,0	35,75	41,25	39,5	51,5	57	64	70
Pérdida de carga en mm/m		Flujo de agua en l/s Velocidad de agua en m/s										
3,0	35,0	108	244	449	998	1 460	1 310	2 660	3 480	4 720	6 020	
	0,13	0,16	0,20	0,24	0,28	0,30	0,30	0,36	0,40	0,42	0,44	
3,3	55,8	114	261	495	1 050	1 540	1 380	2 810	3 650	4 960	6 320	
	0,14	0,17	0,22	0,24	0,30	0,34	0,32	0,38	0,40	0,44	0,46	
3,6	60,8	120	273	519	1 100	1 620	1 450	2 940	3 840	5 200	6 610	
	0,15	0,18	0,22	0,26	0,32	0,34	0,34	0,40	0,44	0,46	0,50	
4,0	64,5	127	289	545	1 160	1 710	1 540	3 110	4 060	5 520	7 000	
	0,16	0,19	0,24	0,28	0,34	0,36	0,36	0,42	0,46	0,50	0,50	
4,5	68,8	136	309	583	1 240	1 820	1 630	3 300	4 320	5 870	7 440	
	0,17	0,20	0,24	0,30	0,36	0,40	0,38	0,46	0,48	0,50	0,55	
5,0	73,1	144	325	615	1 310	1 930	1 720	3 490	4 560	6 210	7 870	
	0,18	0,22	0,26	0,30	0,38	0,42	0,40	0,48	0,50	0,55	0,60	
5,5	77,6	151	344	645	1 380	2 040	1 820	3 650	4 800	6 520	8 310	
	0,19	0,22	0,28	0,32	0,40	0,44	0,42	0,50	0,55	0,60	0,60	
6,0	81,3	159	360	679	1 450	2 140	1 900	3 830	5 030	6 820	8 690	
	0,20	0,24	0,30	0,34	0,42	0,46	0,44	0,55	0,55	0,60	0,65	
6,5	84,6	167	376	707	1 510	2 240	1 990	3 990	5 240	7 120	9 070	
	0,20	0,24	0,30	0,36	0,44	0,48	0,46	0,55	0,60	0,65	0,65	
7,0	87,9	173	391	738	1 580	2 320	2 060	4 150	5 460	7 410	9 440	
	0,22	0,26	0,32	0,36	0,44	0,50	0,48	0,55	0,60	0,65	0,70	
7,5	91,6	180	406	766	1 630	2 410	2 140	4 320	5 670	7 680	9 810	
	0,22	0,26	0,32	0,38	0,46	0,50	0,50	0,60	0,65	0,70	0,75	
8,0	94,9	186	419	798	1 690	2 490	2 220	4 470	5 860	7 950	10 100	
	0,24	0,28	0,34	0,40	0,48	0,55	0,50	0,60	0,65	0,70	0,75	
9,0	101	199	447	850	1 800	2 650	2 350	4 770	6 240	8 460	10 800	
	0,24	0,30	0,36	0,42	0,50	0,55	0,55	0,65	0,70	0,75	0,80	
10	107	211	474	900	1 900	2 800	2 490	5 050	6 600	8 940	11 450	
	0,26	0,32	0,38	0,44	0,53	0,60	0,60	0,70	0,75	0,80	0,85	
11	113	222	500	946	2 000	2 940	2 620	5 310	6 940	9 400	11 980	
	0,28	0,32	0,40	0,48	0,55	0,65	0,60	0,75	0,80	0,85	0,90	
12	118	233	524	992	2 090	3 080	2 740	5 590	7 250	9 830	12 500	
	0,28	0,34	0,42	0,50	0,60	0,65	0,65	0,75	0,80	0,85	0,90	
13	123	246	548	1 030	2 180	3 210	2 860	5 800	7 580	10 200	13 000	
	0,30	0,36	0,44	0,50	0,60	0,70	0,65	0,80	0,85	0,90	0,95	
14	128	252	570	1 070	2 270	3 340	2 970	6 020	7 880	10 700	13 500	
	0,32	0,38	0,46	0,55	0,65	0,70	0,70	0,85	0,90	0,95	1,0	
15	132	262	591	1 110	2 350	3 460	3 080	6 230	8 170	11 100	14 000	
	0,32	0,38	0,48	0,55	0,65	0,75	0,70	0,85	0,90	1,0	1,0	
16	137	271	611	1 150	2 430	3 580	3 190	6 450	8 470	11 500	14 500	
	0,34	0,40	0,50	0,60	0,70	0,75	0,75	0,90	0,95	1,0	1,1	
17	142	280	631	1 190	2 510	3 690	3 290	6 640	8 740	11 800	15 000	
	0,34	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,75	0,90	1,0	1,1	1,1	
18	146	289	648	1 220	2 600	3 810	3 390	6 850	8 990	12 200	15 400	
	0,36	0,42	0,50	0,60	0,75	0,80	0,80	0,95	1,0	1,1	1,1	
19	151	299	668	1 260	2 670	3 920	3 490	7 050	9 240	12 500	15 900	
	0,36	0,44	0,55	0,65	0,75	0,85	0,80	0,95	1,0	1,1	1,2	
20	155	307	687	1 290	2 750	4 020	3 590	7 240	9 480	12 900	16 300	
	0,38	0,46	0,55	0,65	0,80	0,85	0,85	1,0	1,1	1,1	1,2	
22	163	322	723	1 360	2 890	4 260	3 770	7 640	10 000	13 500	17 100	
	0,40	0,48	0,60	0,70	0,80	0,90	0,85	1,0	1,1	1,2	1,3	
24	171	337	757	1 430	3 030	4 420	3 940	7 970	10 400	14 200	17 900	
	0,42	0,50	0,60	0,70	0,85	0,95	0,90	1,1	1,2	1,3	1,3	
26	179	352	790	1 490	3 160	4 610	4 110	8 310	10 900	14 700	18 700	
	0,44	0,50	0,65	0,75	0,90	1,0	0,95	1,1	1,2	1,3	1,4	
28	186	367	822	1 550	3 290	4 800	4 280	8 640	11 300	15 300	19 400	
	0,46	0,55	0,65	0,80	0,95	1,0	1,0	1,2	1,3	1,4	1,4	

### Pérdidas Localizadas

Del colector solar : 20 mm x 4 arreglos en serie paralelo

$$20 \times 4 = 80 \text{ mm agua}$$

Luego las pérdidas totales del sistema son:

$$h_p = 352.1 + 765 + 80$$

$$h_p = 1197 \text{ mm agua} = 1.2 \text{ m de agua}$$

### c) Selección de la Bomba

Para la selección de la bomba se ha tenido en cuenta los criterios enunciados en el acápite 5.5.3. La figura 55 muestra el punto de equilibrio de acuerdo a la curva característica de la bomba seleccionada; asimismo, la curva del NPSH de la bomba.

### Características de la bomba

Tipo : K-7083-10

Potencia: 190 Watt

Caudal máximo : 65 l/min

Altura máxima : 8.7 m

Conexiones : 1 pulg. diámetro entrada y salida

Temperatura máxima de trabajo: 149°C

### Chequeo del NPSH

Debido a que el sistema debe bombear agua a temperaturas de alrededor 60°C es necesario calcular el NPSH del sistema y de la bomba a fin de verificar que se cumpla:

$$NPSH_{\text{sist}} > NPSH_{\text{bomba}}$$

Datos

Caudal : 2400 l/hr = 40 l/min

Diámetro tubería succión: 1 pulg (0.0265 m)

Longitud tubería : 25 m

2 codos 90° : K = 1

Cálculo de  $h_p$  en la succión:

$$g = 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$(80^\circ\text{C}) = 5 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$e/D = 0.006$$

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 (.00066)}{\pi (.0265)^2} = 1.2 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{1.2 \times .0265}{5 \times 10^{-7}} = 63458$$

$$f = 0.034$$

$$h_p = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} + K \frac{V^2}{2g}$$

$$h_p = (0.034 \times \frac{25}{.0265} + 2) \left( \frac{1.2^2}{2 \times 9.8} \right) = 2.5 \text{ m}$$

Cálculo de la presión de vapor  $p_v$ , por seguridad se tomó la temperatura = 80°C

$$P_v (80^\circ\text{C}) = 0.4736 \text{ bar}$$

Reemplazando en la fórmula para calcular el NPSH del sistema:

$$NPSH_{\text{sistema}} = \frac{(P + P_a - P_v) 10.217}{w} + C - E - h_p \quad (79)$$

Donde:

$P = 0$  (presión interna: tanque abierto a la atmósfera)

$P_a = 0.7584$  bar (presión atmosférica: Arequipa)

$P_v = 0.4736$  bar (presión de vapor a la temperatura de operación)

$w = 0.98$  (gravedad específica a  $80^\circ\text{C}$ )

$C = 8$  m (desnivel o altura de succión)

$E = 0$  (desnivel de la bomba con referencia al piso)

$$\text{NPSH}_{\text{sist}} = \frac{(0 + 0.7584 - 0.4736)10.217}{0.98} + 8 \text{ m} - 2.5 \text{ m}$$

$$\text{NPSH}_{\text{sist}} = 8.47 \text{ m}$$

De la figura 55 el NPSH de la bomba = 1 m (40 l/min)

Luego:

$$\text{NPSH}_{\text{sist}} > \text{NPSH}_{\text{bomba}}$$

d) Selección de la Válvula de Seguridad del Circuito

Para instalaciones solares pequeñas y medianas, es suficiente una válvula de 1/2 pulg. de diámetro. La presión de trabajo es la correspondiente a la máxima presión que soporta el elemento más débil del circuito, en este caso el colector solar y que es de alrededor 3 bar.

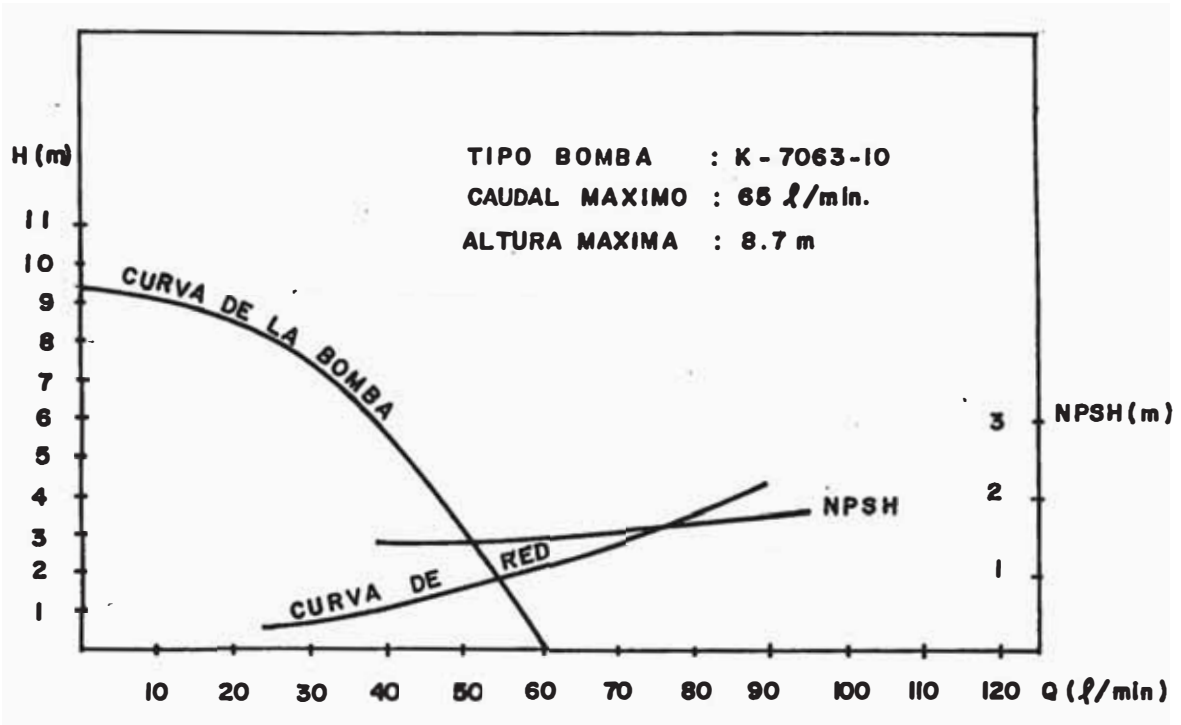


Figura 55.- CURVA CARACTERISTICA DE LA BOMBA Y PUNTO DE EQUILIBRIO.



e) Selección de la válvula de seguridad del tanque de Almacenamiento

Utilizando la fórmula (67) planteada para obtener el diámetro:

$$\psi = 3500 \text{ litros}$$

$$D = \sqrt{3500/5} = 26 \text{ mm} = 1 \text{ pulg. diámetro}$$

La presión de trabajo elegida fue de 6 bar, de acuerdo a lo recomendado no superior a la de diseño del tanque.

f) Selección del Tanque de Expansión

En general se usan los tanques de expansión cerrados.

Capacidad total de agua de la instalación:

$$20 \text{ colectores} \times 3.34 = 66.8 \text{ litros}$$

$$45 \text{ m de tubo de } 1 \frac{1}{2} \times 1.389 = 62.5 \text{ litros}$$

$$2.9 \text{ m de tubo de } 1'' \times 0.602 = 1.75 \text{ litros}$$

$$\text{Capacidad total } C = 131 \text{ litros}$$

$$P_i = 6 \text{ m} + 1 \text{ atm} = 1.6 \text{ atm. absolutas}$$

$$P_f = 4 \text{ atm. absolutas (3 atm. colector + 1)}$$

El volumen total del vaso de expansión según la fórmula (69) resulta ser:

$$\psi = \frac{0.07 \times 131}{1 - \frac{1.6}{4}} = 15 \text{ litros}$$

$$\psi = 15 \text{ litros}$$

g) Selección de Válvulas de Aireación

Se utilizan válvulas de aireación pequeñas de dimensiones:  
3 x 1 1/2 pulg. para una presión de trabajo de 2.5 bar y  
una temperatura de operación de 120°C.

CAPITULO 6  
ASPECTOS ECONOMICOS

En este capítulo se presenta un análisis preliminar del monto de la inversión inicial y del retorno de la inversión de todo el sistema que suministra la energía necesaria para calentar el agua de reposición de la planta de lavado, que según lo estimado en el capítulo 5 es de 768 m<sup>2</sup> de colectores.

6.1 Inversión Inicial del Sistema

a) Datos Generales del Sistema

- Carga térmica anual : 3 441 037 500 KJ/año
- Area de colectores : 768 m<sup>2</sup>
- Consumo de combustible : Diesel 2

$$\eta_{\text{caldero}} = 0.80$$

$$\eta_{\text{proceso}} = 0.80$$

$$3\ 441\ 037\ 500\ \text{KJ/año} = 821\ 874\ 600\ \text{Kcal/año}$$

$$\text{Combustible} = 821\ 874\ 600\ \text{Kcal/año} \times \frac{1}{35\ 000 \frac{\text{Kcal}}{\text{gal}}} \times \frac{1}{0.8} \times \frac{1}{0.8}$$

$$\text{Consumo de combustible} = 36\ 691\ \text{gal/año}$$

b) Dimensionamiento del caldero

$$1\ \text{BHP} = 8\ 435\ \text{Kcal/hr}$$

Producción anual:

$$= 8\,435 \frac{\text{Kcal}}{\text{hr}} \times 8 \text{ hr} \times 24 \frac{\text{días}}{\text{mes}} \times 12 \text{ meses} \times \eta_{\text{cald}} \times \eta_{\text{proc.}}$$

$$= 12\,437\,913 \text{ Kcal/año}$$

$$\text{Tamaño del caldero} = \frac{821\,874\,600}{12\,437\,983} \approx 66 \text{ BHP}$$

$$\text{Caldero} = 75 \text{ BHP}$$

c) Costo del Sistema Solar (Dólares)

$$\text{- Colectores y accesorios} = 130 \text{ \$/m}^2 \times 768 \text{ m}^2$$

$$= 99\,840 \text{ \$}$$

$$\text{- Tanque de almacenamiento} = 8 \text{ \$/m}^2 = 6\,144 \text{ \$}$$

- Costos de operación del sistema: se asume que los costos de mantenimiento (operador), energía auxiliar (bombas y controles) son los mismos que en un sistema convencional que usa un caldero.

$$\text{- Tiempo de vida útil} = 15 \text{ años}$$

$$\text{COSTO TOTAL} = \$ 105\,984$$

d) Costo del Sistema Convencional

$$\text{- Caldero (75-100 BHP)} = 21\,000 \text{ \$}$$

$$\text{- Costo del Combustible (tomando 1 \$/gal)}$$

$$= 36\,691 \text{ \$/año}$$

6.2 Cálculo de la Tasa Interna de Retorno (TIR)

La tasa interna de retorno (TIR) representa la máxima tasa de interés que puede pagarse por los fondos a invertir, sin obte-

ner pérdida ni ganancia, se determina a partir de la ecuación del valor actual neto (VAN), cuando éste se iguala a cero:

$$\sum_{t=0}^n = - I_t + \frac{B_t - C_t}{(1 + p)^t} = 0 \quad (80)$$

Donde:

$B_t$  = beneficio anual (ahorro combustible)

$C_t$  = costos de operación anuales

$I_t$  = inversión inicial

$n$  = duración o vida útil del proyecto

$p$  = tasa interna de retorno (TIR)

Asumiendo:  $i = 8\%$  (costo de oportunidad del capital)

$n = 10$  años de duración

El proyecto será rentable si:  $i < p$

Reemplazando en la ec. (80)

$$0 = - 105\ 984 + \frac{36\ 691}{(1+p)} + \frac{36\ 691}{(1+p)^2} + \frac{36\ 691}{(1+p)^3} + \frac{36\ 691}{(1+p)^4} + \frac{36\ 691}{(1+p)^5} + \frac{36\ 691}{(1+p)^6} + \frac{36\ 691}{(1+p)^7} + \frac{36\ 691}{(1+p)^8} + \frac{36\ 691}{(1+p)^9} + \frac{36\ 691}{(1+p)^{10}}$$

Resolviendo por tanteos e interpolando obtenemos:

$$p = 0.364$$

$$\text{TIR} = 36.4\%$$

Lo cual significa que el proyecto es rentable, ya que la tasa

interna de retorno es mucho mayor que el costo de oportunidad del capital.

Sin embargo, es necesario aclarar que la optimización económica de un sistema solar-convencional de gran envergadura implica un análisis más riguroso del mismo<sup>3</sup>, que determina entre otros aspectos el porcentaje máximo de la carga térmica que puede tomar el sistema solar a lo largo del año para una eficiencia promedio y un área económica de colectores.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- 1) De los cuatro modelos explicados que tratan de pronosticar la distribución del flujo y presión en tubos paralelos unidos a un múltiple o cabezal; en el presente trabajo se ha utilizado el modelo desarrollado por Dunkle y Davey<sup>9</sup> que es el método que me jo r pronostica la distribución de presiones en un arreglo de colectores solares, es además de aplicación más sencilla, permitiendo determinar los diámetros óptimos más directamente y a la vez define valores más pequeños de éstos.
- 2) Según el método gráfico desarrollado por Beward Kouzel<sup>4</sup>, para un arreglo de colectores solares similar al diseñado (5 colectores en paralelo) se requiere un diámetro mínimo del cabezal de 2.475 pulgadas, valor muy superior al hallado con el método aplicado en el presente trabajo que es de solo 1.25 pulgadas.
- 3) El modelo teórico empleado en el presente trabajo que analiza la distribución de presiones en banco de colectores nos permite di me n s i o n a r un sistema de calentamiento solar, definiendo entre otros: Diámetro de cabezales, diámetro de tubos ascendentes y número máximo de tubos que pueden ser conectados en paralelo.
- 4) La comprobación de la distribución de presiones en rejilla de tubos paralelos, se hace en forma indirecta a través de la me di ci o n de la distribución de temperatura en los colectores.

La mala distribución de la presión o el estancamiento del flujo en la rejilla origina elevaciones o picos de temperatura en la zona de estancamiento, lo cual a su vez hace decaer la eficiencia térmica de todo el sistema.

- 5) Caudales entre 30 - 45 l/hr-m<sup>2</sup> de colector son recomendables para obtener incrementos adecuados de temperatura, caudales mayores originan una distribución no uniforme de la temperatura a través del banco de colectores, produciéndose valores altos en las zonas medias y baja temperatura al final del mismo.
- 6) El modelo explicado ha sido verificado experimentalmente y luego aplicado con éxito en algunas instalaciones desarrolladas por ITINTEC.
- 7) El sistema solar de calentamiento de agua diseñado ha demostrado ser rentable en cuanto su aplicación sea en la dimensión recomendada, a pesar de que existe un gran desperdicio de energía en la planta de lavado por otros procesos.

Estudios posteriores han demostrado que tomando medidas tendientes a evitar el desperdicio de energía en la planta de lavado es posible mejorar aún más la rentabilidad del sistema solar.

- 8) Se ha encontrado que debido a los altos montos de la inversión inicial es conveniente hacer previamente un análisis técnico - económico del sistema antes de su implementación.
- 9) El método utilizado en el presente trabajo para el dimensionamiento del sistema de colectores, ha sido aplicado posterior-



mente en el diseño de un sistema solar de calentamiento de 4000 litros de agua para un hotel de ENTURPERU (Huancavelica).

- 10) A medida que en el país la fabricación industrial de colectores solares se incremente (resultando colectores mas baratos) y que el costo del combustible tienda a subir; el uso de las energías no convencionales (solar, eólica, biogas, etc.) serán cada día más rentables.

**RECOMENDACION:**

Se recomienda realizar la comprobación experimental de la distribución de presión en el sistema de colectores en paralelo, utilizando manómetros diferenciales entre la entrada y salida de los cabezales.

## BIBLIOGRAFIA

1. ALMEYDA M., CORNEJO G., RAMIREZ D.  
"Estudios Climáticos en el Departamento de Piura: Estimación de la Radiación Solar". Seminario Nacional de Energía Solar Lima - 1980
2. BAZAN JULIO - UNI  
"Comportamiento de un Calentador Solar de 240 litros" VI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica-Eléctrica y Ramas Afines. Lima-Perú 1981
3. BECKMAN W., KLAEIN S., DUFFIE J.  
"Solar Heating Design by the F-Chart Method". John Willey & Sons. 1977
4. BEWARD KOUZEL  
"Manifold Sizing and Pipe Scale-Up Done Graphically" Chemical Engineering - Julio 1961
5. CARAZO M., SOLIER F. - UNI  
"Elaboración y Evaluación de Superficies Selectivas de Negro de Cromo" Revista Peruana de Física, Vol. 1, N°3. Lima 1982.
6. COZ F., ESPINOZA R. - UNI  
"La Energía Solar en el Departamento de Energía Mecánica de la UNI". Seminario Nacional de Energía Solar. Lima 1980
7. COZ F., ESPINOZA R., VERA J. - UNI  
"Experiencias Preliminares sobre Concentradores Solares" VI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica Eléctrica y Ramas Afines. Lima - Perú 1981
8. DUFFIE J., BECKMAN W.  
"Solar Energy Thermal Processes" John Willey & Sons 1974.
9. DUNKLE R.V., DAVEY E.T.  
"Flow Distribution in Solar Absorber Banks" International Solar Energy Society Conference. Melbourne - Australia. 1970
10. FRANKLIN RESEARCH CENTER (Philadelphia)  
"Installation Guidelines for Solar DHW System"  
U.S. Department of Housing and Urban Development - Washington D.C.

11. FUSE J.F. - ITINTEC  
"Estudio de la Radiación Solar, Insolación y Vientos en el Departamento de Arequipa" - 1981
12. HOTTEL H., WHILLIER A.  
"Evaluation of Flat plate solar Collector performance". Conference on use of Solar Energy II. Thermal Processes. 74-104. University of Arizona - 1955
13. ITINTEC - División de Energía  
Proyecto N°3203 "Desarrollo de Unidades Modulares de Colectores Solares y Colectores Industriales" - Lima 1979.
14. ITINTEC - División de Energía  
"Convenio de Cooperación Técnica Itintec - Centromín" - Lima 1979
15. ITINTEC - División de Energía  
Proyecto N°3211 "Desarrollo de una Planta Solar para Generación de Energía" - Lima 1980
16. ITINTEC - Dirección de Tecnología  
"Contrato de Transferencia de Tecnología de Calentadores Solares". ITINTEC - ENERSOL S.C.R.L. - Lima 1981.
17. ITINTEC - Michell & Cía. S.A.  
Proyecto de Investigación: "Utilización de Energía Solar en el Lavado de Lana" - Arequipa 1981
18. ITINTEC - Michell & Cía. S.A.  
Proyecto de Investigación: "Utilización de Energía Solar a Mediana Temperatura para Teñido de Lana" - Tacna 1983
19. ITINTEC - División de Energía  
Convenio de Asesoría Técnica Itintec - Enturperu.- Lima 1984
20. KELLER J.D., PITTSBURGH, PA  
"The Manifold Problem" ASME - Paper N°48 - SA-2.- Junio 1948
21. KREITH F, KREIDER JAN  
"Principles of Solar Engineering" Mc Graw-Hill-1978
22. LUNDE PETER J.  
"Solar Thermal Engineering". John Wiley-1980
23. MINISTERIO DE ENERGIA Y MINAS (MEN)  
"Consumo de Energía en la Industria Peruana" - MEM-PNUD-1982
24. MORENO F. LUIS  
"Aprovechamiento de la Energía Solar para el Calentamiento de Agua en la Zona de Arequipa". Tesis de Competencia Profesional - PAIME - DEM - UNI - Lima 1976.
25. OLIVEROS A., MORENO L., ITINTEC  
"Metodología Básica de Diseño de Calentadores Solares de Agua con Circulación por Termosifón". VI CONGRESO NACIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA Y RAMAS AFINES. Lima - Perú 1977.

26. OLIVEROS A., NAHUI A., CAMAC J. - ITINTEC  
"Diseño de Sistemas Solares de Calentamiento de Agua por Circulación Natural". VI CONGRESO NACIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA Y RAMAS AFINES. Lima - Perú 1981.
27. OLIVEROS A., PALACIOS G., NAHUI O. - ITINTEC  
"Sistemas Solares de Calentamiento de Agua para la Industria"  
VII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica Eléctrica y Ramas Afines. Lima - Perú 1983
28. OLIVEROS ALFREDO DONOHUE - ITINTEC  
"Uso de la Energía Solar en la Industria". Lima 1985
29. Revista "Textil World". Noviembre 1976
30. WILLARD M. DOW; SHREVEPORT  
"The Uniform Distribution of a Fluid Flowing Through a Perforated Pipe". ASME Paper 50-5A-14. Febero 1950.