

58  
2ej



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**  
**Facultad de Ingeniería**

**“ Incremento de la Capacidad Térmica de los  
Calentadores de Aire a Vapor de Centrales  
Termoeléctricas, Utilizando Vapor Saturado ”**

**T E S I S**

**Que para obtener el título de:  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

**P r e s e n t a :**

**Guillermo Jaime García Tinoco**

**Director: Ing. Rogelio Escalera Campoverde**

**Asesor: Ing. Jesús Espinoza Garza**

**México, D. F.**

**1987**



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

# **I N D I C E   G E N E R A L**

## **R E S U M E N**

### **C A P I T U L O   1**

#### **CENTRALES TERMoeLECTRICAS**

- 1.1.-GENERALIDADES
- 1.2.-PRINCIPALES EQUIPOS QUE AFECTAN LA DISPONIBILIDAD DE LAS CTE'S
- 1.3.-DESCRIPCION GENERAL DEL FUNCIONAMIENTO DE UNA CTE CONVENCIONAL DE 300 MW

### **C A P I T U L O   2**

#### **PROBLEMATICA EN PRECALENTADORES DE AIRE REGENERATIVOS Y SUS ALTERNATIVAS DE SOLUCION**

- 2.1.-ANTECEDENTES
- 2.2.-PROBLEMATICA DE LOS PRECALENTADORES DE AIRE REGENERATIVOS Y LOS CALENTADORES DE AIRE A VAPOR
- 2.3.-ALTERNATIVAS DE SOLUCION

### **C A P I T U L O   3**

#### **CONDICIONES ACTUALES DE OPERACION DE LOS CALENTADORES DE AIRE A VAPOR**

- 3.1.-INTERCAMBIADORES DE CALOR CON SUPERFICIES EXTENDIDAS
- 3.2.-CARACTERISTICAS DE LOS CALENTADORES DE AIRE A VAPOR DE UN GENERADOR DE VAPOR MARCA MITSUBISHI CON CAPACIDAD DE 300 MW
- 3.3.-METODOLOGIA DE CALCULO PARA CAV'S
  - 3.3.1 FLUJO DE CALOR TOTAL INTERCAMBIADO
  - 3.3.2 FLUJO DE VAPOR
  - 3.3.3.FLUJO DE CALOR INTERCAMBIADO EN EL DESOBRECALENTAMIENTO DEL VAPOR
  - 3.3.4.FLUJO DE CALOR INTERCAMBIADO EN LA CONDENSACION
  - 3.3.5.DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA BALANCEADA

- 3.3.6.SUPERFICIE TOTAL EXTERNA DISPONIBLE
- 3.3.7.SUPERFICIE TOTAL INTERNA DISPONIBLE
- 3.3.8.AREA LIBRE DE FLUJO DEL AIRE
- 3.3.9.DIAMETRO EQUIVALENTE
- 3.3.10.VELOCIDAD-MASICA DEL AIRE
- 3.3.11.NUMERO DE REYNOLDS EN EL LADO-AIRE DEL CAV
- 3.3.12.VELOCIDAD MAXIMA DEL AIRE
- 3.3.13.COEFICIENTE PELICULAR DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL LADO-AIRE
- 3.3.14.COEFICIENTE PELICULAR EFECTIVO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL LADO-AIRE
- 3.3.15.AREA AL PASO DE FLUJO DEL VAPOR
- 3.3.16.VELOCIDAD-MASICA DEL VAPOR
- 3.3.17.COEFICIENTE PELICULAR DEL VAPOR SOBRECALENTADO
- 3.3.18.COEFICIENTE PELICULAR DEL VAPOR EN LA ETAPA DE CONDENSACION
- 3.3.19.COEFICIENTE TOTAL LIMPIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LA ETAPA DE DESOBRECALENTAMIENTO
- 3.3.20.COEFICIENTE TOTAL LIMPIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LA ETAPA DE CONDENSACION
- 3.3.21.COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE DISEÑO EN LA ETAPA DE DESOBRECALENTAMIENTO
- 3.3.22.COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE DISEÑO EN LA ETAPA DE CONDENSACION
- 3.3.23.SUPERFICIE EXTERNA REQUERIDA EN EL DESOBRECALENTAMIENTO DEL VAPOR
- 3.3.24.SUPERFICIE EXTERNA REQUERIDA EN LA CONDENSACION
- 3.3.25.SUPERFICIE TOTAL EXTERNA REQUERIDA
- 3.3.26.COEFICIENTE GLOBAL LIMPIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR
- 3.3.27.COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE DISEÑO
- 3.3.28.FACTOR DE OBSTRUCCION
- 3.3.29.CAIDA DE PRESION DEL VAPOR
- 3.3.30.CAIDA DE PRESION DEL AIRE

3.4.-VALIDACION EN CAMPO DE LA METODOLOGIA DESARROLLADA

3.5.-NOMENCLATURA

## C A P I T U L O 4

### INCREMENTO DE LA CAPACIDAD TERMICA DE LOS CALENTADORES DE AIRE A VAPOR UTILIZANDO VAPOR SATURADO

4.1.-FUNDAMENTOS DE LA HIPOTESIS

4.2.-JUSTIFICACION DE LA HIPOTESIS

4.3.-COMPORTAMIENTO ESPERADO EN LOS CAV's AL EMPLEAR VAPOR SATURADO

4.3.1.GRAFICAS DEL COMPORTAMIENTO ESPERADO EN EL CAV (LADO A) DE LA UNIDAD 4

4.3.2.GRAFICAS DEL COMPORTAMIENTO ESPERADO EN  
EL CAV (LADO A) DE LA UNIDAD 1

4.4.-CONDICIONES DE OPERACION CON  
VAPOR SATURADO

**C A P I T U L O 5**

**EXPERIMENTACION**

5.1.-EQUIPO E INSTRUMENTACION REQUERIDA

5.1.1.CILINDRO PITOT

5.1.2.EQUIPO ADICIONAL DE MEDICION

5.1.3.INSTRUMENTACION INSTALADA EN LOS CIRCUITOS DE  
VAPOR-CONDENSADOS Y AIRE DE LOS CAV's DE LA CTE

5.2.-DISEÑO DEL EXPERIMENTO

5.2.1.MEDICION DEL FLUJO DE AIRE

5.2.2.MEDICION DE TEMPERATURAS DEL AIRE A LA SALIDA DEL CAV

5.2.3.PRUEBAS EXPERIMENTALES DE ATEMPERACION DE VAPOR

5.3.-RESULTADOS EXPERIMENTALES

5.3.1.FLUJOS DE AIRE MEDIDOS

5.3.1.1.MEDICION DEL FLUJO DE AIRE EN EL  
CAV (LADO A) DE LA UNIDAD 4.

5.3.1.2.MEDICION DEL FLUJO DE AIRE EN EL  
CAV (LADO A) DE LA UNIDAD 1

5.3.2.RESULTADOS EXPERIMENTALES DE LAS  
PRUEBAS DE ATEMPERACION DE VAPOR

5.3.3.ANALISIS COMPARATIVO DE LOS RESULTADOS

5.3.3.1.CAV (LADO A) UNIDAD 4

5.3.3.2.CAV (LADO A) UNIDAD 1

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

**R E F E R E N C I A S**

## RESUMEN

Actualmente, las centrales termoeléctricas (CTE's) ocupan el lugar más importante dentro de la capacidad instalada de generación de energía, debido a que suministran aproximadamente el 65% de la energía eléctrica total generada en el país.

En una central termoeléctrica, los generadores de vapor cuentan con equipos tales como los precalentadores de aire regenerativos (PAR's) y los calentadores de aire a vapor (CAV's); ambos equipos forman parte del circuito aire-gases, siendo la función de los CAV's precalentar el aire que entra a los PAR's.

Dadas las condiciones críticas de trabajo a las que se someten los PAR's, propiciadas por la mala calidad del combustible (combustóleo), los altos puntos de rocío ácido de los gases de combustión y las bajas temperaturas de aire a la entrada de los mismos; las superficies de intercambio de calor de éstos equipos sufren problemas tales como ensuciamiento y corrosión. Por lo anterior, el presente trabajo surge con el propósito de disminuir la depositación de ácido sulfúrico aumentando la temperatura del aire en la zona fría de los PAR's. Este aumento de temperatura puede lograrse de dos maneras, incrementando la superficie de intercambio de calor de los CAV's ó empleando vapor saturado en lugar del vapor sobrecalentado que actualmente se utiliza.

La investigación realizada en éste trabajo, se enfoca a determinar la efectividad del empleo de vapor saturado para incrementar la capacidad térmica (capacidad de intercambio de calor) de los CAV's. Lo anterior se fundamenta en el hecho de que el coeficiente de transferencia de calor en la etapa de condensación del vapor es mayor que el de la etapa de sobrecalentamiento, lo cual permite establecer que la superficie de intercambio de calor tiene mayor capacidad térmica en la zona de condensación que en la zona de sobrecalentamiento del vapor. Por lo tanto la optimización del funcionamiento térmico de los CAV's, puede lograrse eliminando el sobrecalentamiento del vapor y utilizando únicamente su etapa de condensación; incrementandose así la capacidad total de transferencia de calor de los mismos.

Dentro de los estudios iniciales, se desarrolla y comprueba experimentalmente un método de cálculo que permite efectuar el diseño y evaluación del funcionamiento térmico de CAV's. Posteriormente, de dicha metodología surgen los parámetros que son de interés para establecer el comportamiento esperado de los CAV's al utilizar vapor saturado.

Finalmente, se analizan y discuten los resultados de la experimentación efectuada en los CAV's empleando vapor saturado, de los cuales se derivan las conclusiones del presente trabajo.

**C A P I T U L O 1**

**CENTRALES TERMOELECTRICAS**

## 1.1.-GENERALIDADES

En la actualidad el sector energético del país cumple un papel importante en el proceso de desarrollo nacional, proporcionando la energía necesaria para el funcionamiento y expansión del sistema productivo.

Hasta 1984 México contaba con una capacidad total instalada de generación de energía eléctrica de 20202 MW [megawatts].

De acuerdo con los proyectos en ejecución, para el periodo 1984-1990, se espera aumentar la capacidad instalada en más de 7000 MW; de los que aproximadamente, un 16% serán generados por hidroeléctricas, 6% por geotermoeléctricas, 8% por carboeléctricas, 16% por nucleoeeléctricas y el restante 54%, por termoeléctricas convencionales[1].

La distribución de la capacidad instalada de generación de energía eléctrica que se proyecta obtener anualmente hasta 1988, se muestra en la tabla 1.1..

TIPO DE PLANTA	1983	1984	1985	1986	1987	1988
HIDROELECTRICAS	6 550.	6 550.	6 550.	7 446.	7 722.	7 814.
GEOTERMICAS	205.	425.	645.	645.	645.	645.
*TERMOELECTRICAS	12 295.	13 227.	13 864.	14 694.	15 673.	17 125.
NUCLEARES	0.	0.	0.	0.	654.	1 308.
TOTAL	19 050.	20 202.	21 059.	22 785.	24 694.	26 892.

\* se incluyen carboeléctricas

TABLA No.1.1 Capacidad instalada de generación de energía eléctrica, en megawatts, proyectada hasta 1988[1]

Las centrales termoeléctricas (CTE's), ocupan un lugar muy importante dentro de la capacidad instalada de generación de energía. Actualmente suministran aproximadamente el 65% de la energía eléctrica total generada en el país[1], de manera que pueden considerarse como las principales fuentes generadoras de electricidad en México.

Las CTE's se pueden clasificar en:

- Centrales termoeléctricas de vapor.
- Centrales termoeléctricas de ciclo-combinado.
- Centrales termoeléctricas de combustión interna.

En la República Mexicana, el Sector Eléctrico Nacional abarca 7 Regiones de Generación Termoeléctrica, las cuales se muestran en la figura 1.1.[2].

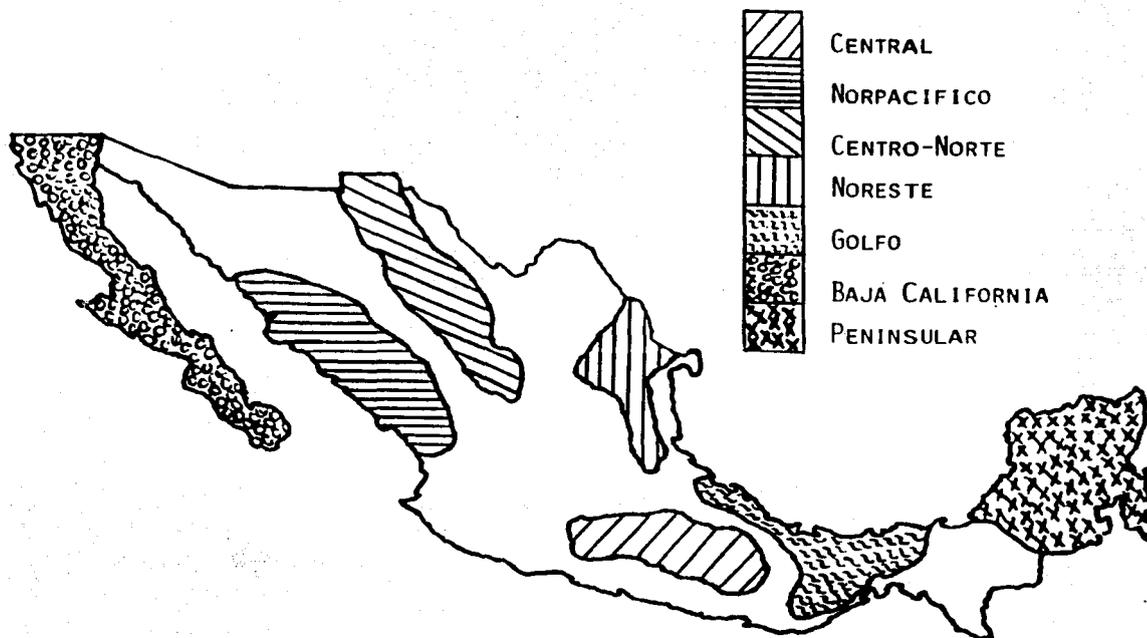


FIGURA No.1.1.- Regiones de generación termoeléctrica.

Asimismo, las CTE's que usan generadores de vapor varían de tamaño según su capacidad de generación instalada, la cual puede ser de 80,82,84,150,158,300 ó 350 MW. Las características de los generadores de vapor con capacidad mayor a 80 MW se muestran en la tabla 1.2.[2].

CENTRAL TERMoeLECTRICA	GENERAL			CALDERA				TURBINA				GENERADOR		
	UNIDAD	FECHA DE ENTRADA EN OPERACION COMERCIAL A/M/D	TIPO DE COMBUSTIBLE	MARCA	TEMPERATURA (°C)	PRESION (Kg/cm <sup>2</sup> )	FLUJO DE VAPORES (Ton/h)	MARCA	TEMPERATURA (°C)	PRESION (Kg/cm <sup>2</sup> )	VOLTAJE (KV)	POTENCIA (MW)		
												PLACA	REAL	DEC
REGION DE GENERACION TERMoeLECTRICA CENTRAL														
FRANCISCO PEREZ RIOS	1	76/06/29	C.G	C.E. (CANADA)	540.55	174.71	977	MITSUBISHI	537.78	168.73	20	300.0	300.0	0.0
	2	75/09/27	C.G	C.E. (CANADA)	540.55	174.71	977	MITSUBISHI	537.78	168.73	20	300.0	300.0	0.0
TULA (HIDALGO)	3	77/09/14	C.G	B & W (CANADA)	540.55	174.71	922	MITSUBISHI	537.78	168.73	20	300.0	300.0	0.0
	4	78/04/12	C.G	B & W (CANADA)	540.55	174.71	922	MITSUBISHI	537.78	168.73	20	300.0	300.0	0.0
	5	82/10/20	C.G	MITSUBISHI (C.E.)	540.55	174.71	922	MITSUBISHI	537.78	168.73	20	300.0	300.0	0.0
VALLE DE MEXICO (MEXICO)	1	63/01/01	C.G	C.E. (U.S.A.)	540.55	132.26	477	GENERAL ELECTRIC	537.78	126.55	20	150.0	150.0	0.0
	2	70/12/01	C.G	MITSUBISHI (C.E.)	540.55	132.88	504	HITACHI	537.78	126.55	20	150.0	150.0	0.0
	3	70/12/01	C.G	MITSUBISHI (C.E.)	540.55	132.88	504	HITACHI	537.78	126.55	20	150.0	150.0	0.0
	4	74/05/16	C.G	B & W (ENGLAND)	540.55	197.56	907	BROWN BOVERI	537.78	168.73	20	300.0	280.0	20.0
SALAMANCA (GUANAJUATO)	1	71/05/19	C	MITSUBISHI (C.E.)	540	134.60	504	HITACHI	538	126.50	15	150.0	150.0	0.0
	2	70/11/27	C	MITSUBISHI (C.E.)	540	134.60	504	HITACHI	538	126.50	15	150.0	150.0	0.0
	3	77/02/01	C	C.E. (CANADA)	540	175	977	MITSUBISHI	540	169	20	300.0	300.0	0.0
	4	78/08/08	C	BORSIG	540	175	977	FRANCO TOSY	540	169	20	300.0	220.0	80.0
MANZANILLO (COLIMA)	1	81/09	C	MITSUBISHI (C.E.)								300.0	300.0	0.0
	2	81/11	C	MITSUBISHI (C.E.)								300.0	300.0	0.0
	3	83/04/01	C	MITSUBISHI (C.E.)								300.0	300.0	0.0
	4	83/09/01	C	MITSUBISHI (C.E.)								300.0	300.0	0.0
JORGE LUQUE (MEXICO)	3	58/05	C.G	A. E. G.				A. E. G.	482			82	82	0.0
	4	50/12	C.G	A. E. G.				A. E. G.	482			82	82	0.0
REGION DE GENERACION TERMoeLECTRICA NORPACIFICO														
HAZATHAN II (SINALOA)	1	75	C	MITSUBISHI (C.E.)	540.55	132.88	504	HITACHI	538	126.54	15	150.0	150.0	0.0
	2	75/10/01	C	MITSUBISHI (C.E.)	540.55	132.88	504	HITACHI	538	126.54	15	150.0	150.0	0.0
	3	80/12/01	C	HITACHI (B & W)	540.55	174.71	922		538	168.86	20	300.0	270.0	30.0
GUAYMAS II (SONORA)	1	73/12/06	C	MITSUBISHI (C.E.)	540	120.20	324	MITSUBISHI	538	103	13.8	84.0	84.0	0.0
	2	73/08/18	C	MITSUBISHI (C.E.)	540	120.20	324	MITSUBISHI	538	103	13.8	84.0	84.0	0.0
	3	79/09/27	C	HITACHI (B & W)								150.0	150.0	0.0
	4	80/01/01	C	HITACHI (B & W)								150.0	150.0	0.0
REGION DE GENERACION TERMoeLECTRICA CENTRO NORTE														
G. FRANCISCO VILLA (CHIHUAHUA)	4	81/03/01	C	HITACHI (B & W)								150.0	150.0	0.0
	5	82/05/01	C	HITACHI (B & W)								150.0	150.0	0.0
REGION DE GENERACION TERMoeLECTRICA NORESTE														
MONTERREY (NUEVO LEON)	4	73/04/01	C.G	CERREY	540	106	324	ESCHER WYSS	538	103	13.8	84.0	80.0	4.0
	5	73/08/01	C.G	CERREY	540	106	324	ESCHER WYSS	538	103	13.8	84.0	80.0	4.0
	6	74	C.G	CERREY	540	106	324	MITSUBISHI	537	103	13.8	84.0	80.0	4.0
RIO BRAVO (TAMI)	7	82/12	C.G	MITSUBISHI (C.E.)								300.0	300.0	0.0
RIO ESCONDIDO (COAHUILA)	1	81/10/01	Ca	HITACHI (B & W)	541	176.50	980					300.0	300.0	0.0
	2	83/04/01	Ca	HITACHI (B & W)	541	176.50	980					300.0	300.0	0.0
REGION DE GENERACION TERMoeLECTRICA GOLFO														
ALTAMIRA (TAMULIPAS)	1	75/12/23	C	HITACHI (B & W)	540	130	504	TOHIBA	538	126.60	16	150.0	150.0	8.0
	2	76/04/01	C	HITACHI (B & W)	540	130	504	TOHIBA	538	126.60	16	150.0	150.0	8.0
	3	78/98/27	C.G	BORSIG	540	174.60	975	FRANCO TOSY	537.8	168.80	20	300.0	220.0	80.0
	4	78/98/27	C.G	BORSIG	540	174.60	975	FRANCO TOSY	537.8	168.80	20	300.0	220.0	80.0
DIVISION BAJA CALIFORNIA														
ROSARITO (TIJUANA)	4	59/03/18	C	C.E.	513	97	136	SYBETRA (WS)	510	87.90		92.0	75.0	7.0
DIVISION PENINSULAR														
MERIDA II (YUCATAN)	1	81/12/01										34.0	34.0	0.0
	2	82/05/01										34.0	34.0	0.0

TABLA No.1.2.- Principales características de los generadores de vapor con capacidad de 80,82,84,150,158 y 300 MW.

**1.2.-PRINCIPALES EQUIPOS QUE AFECTAN LA DISPONIBILIDAD  
DE LAS CTE's**

A partir de 1979 se ha venido detectando, mediante los análisis rutinarios del combustible, una degradación en la calidad del combustóleo suministrado a las CTE's nacionales; lo cual ha ocasionado un constante decremento de los índices de disponibilidad en las CTE's.

Esta situación hace necesario considerar la disponibilidad, como uno de los principales problemas que tendrá que afrontar el sector eléctrico a corto y mediano plazo.

La indisponibilidad asociada a equipos en generadores de vapor con capacidades de 80 a 300 MW, se indican en las tablas 1.3 y 1.4.[2].

EQUIPO	TOTAL DE INDISPONIBILIDAD %
! Generador de vapor	54.04
! Turbogenerador	16.41
! Bombas de agua de alimentación	6.57
! Precalentador de aire	5.31
! Recirculador de gases	4.71
! Ventiladores torre de enfriamiento	3.87
! Condensadores	3.79
! Calentadores agua de alimentación	3.37
! Ventiladores de tiro forzado	0.99
! Bombas de circulación forzada	0.94

**TABLA No.1.3 Indisponibilidad asociada a equipos de CTE's durante el período 1977-1982 para generadores de vapor de 80 a 300 MW**

EQUIPO	TOTAL DE INDISPONIBILIDAD %
! Generador de vapor	30.56
! Bombas de agua de alimentación	11.03
! Turbogenerador	10.40
! Precalentador de aire	10.13
! Tiros y recirculadores	8.87
! Tableros y protecciones	8.06
! Condensador	5.90
! Calentadores de agua de alimentación	5.72
! Bombas de circulación forzada	5.18
! Errores en operación y/o mantenimiento	4.15

TABLA No.1.4 Indisponibilidad asociada a equipos de CTE's durante el período 1983-1984 para generadores de vapor de 80 a 300 MW.

Haciendo una estadística de los datos presentados en las tablas anteriores, puede observarse que entre el generador de vapor, el turbogenerador, las bombas de agua de alimentación y los precalentadores de aire, se sobrepasa el 60% de la indisponibilidad total.

Del análisis de los datos estadísticos de indisponibilidad causada por los precalentadores y de la evaluación del comportamiento operativo de los mismos, se establecen dos categorías de problemas, que se dividen en la forma siguiente[3]:

#### POR DISEÑO

- Mala calidad del combustible (3 a 4% de azufre y un alto contenido de asfaltenos y metales que propician la formación de cenizas ácidas muy difíciles de remover).
- Bajas temperaturas ambiente.
- Puntos de rocío ácido altos ( $\pm 140^{\circ}\text{C}$ )
- Bajas temperaturas de metal en las canastas del lado frío.
- Sistemas de limpieza de canastas subdimensionados (en particular sopladores de hollín).

#### POR OPERACION Y/O MANTENIMIENTO

- Ensuciamiento de canastas.
- Depositación ácida.
- Corrosión de canastas y sellos.
- Taponamiento de canastas.
- Mal ajuste y/o mantenimiento de sellos.
- Fugas de aire hacia gases.
- Lavado inadecuado de canastas.
- Otros (sistema motriz, eléctrico; incendios etc.)

### **1.3.-DESCRIPCION GENERAL DEL FUNCIONAMIENTO DE UNA CTE CONVENCIONAL DE 300MW**

El funcionamiento general de una CTE se describe analizando los diagramas de flujo de los dos circuitos principales que forman parte de la operación de ésta, los cuales son:

El ciclo agua-vapor y el circuito aire-gases de combustión del generador de vapor (figuras 1.2 y 1.4).

#### **DESCRIPCION DEL CICLO AGUA-VAPOR**

Durante la operación de un generador típico de una unidad de 300 MW a plena carga, el agua se calienta y se evapora por efecto de la radiación que producen la flama y los gases de combustión.

La producción de vapor se efectúa dentro de los tubos que conforman las paredes del hogar o cámara de combustión, donde se obtiene una mezcla de líquido-vapor que continúa hacia el domo superior, donde se lleva a cabo la separación del líquido y del vapor. La presión en el domo se controla mediante válvulas a la entrada de la turbina y su valor para éste caso es de 187 kgf/cm<sup>2</sup>, que corresponde a una temperatura de saturación de 358°C. El vapor producido en ésta forma se envía a los bancos de tubos del sobrecalentador en donde recibe una cantidad adicional de calor procedente de los gases de combustión. La temperatura que tiene el vapor proveniente del sobrecalentador es controlada mediante atemperadores cuya función es mantener la

temperatura requerida.

El vapor sobrecalentado que sale del generador de vapor entra a la turbina de alta presión con las siguientes condiciones:

Presión = 175 kgf/cm<sup>2</sup>

Temperatura = 540°C

Flujo = 910 ton/hr

Debido al proceso de expansión del vapor dentro de la turbina, la energía del vapor se transforma en energía mecánica, la cual a su vez se utiliza para accionar el eje del generador eléctrico y producir la energía eléctrica de la unidad.

El vapor abandona la turbina de alta presión a 40 kgf/cm<sup>2</sup> y 340°C.

Del total de vapor que sale de la turbina de alta presión, parte es utilizado como extracción que se emplea en otra etapa del ciclo regenerativo, en tanto que el resto del vapor (810 ton/hr) se envía al recalentador. La función del recalentador es incrementar nuevamente la temperatura del vapor hasta 540°C, utilizando para ello la energía calorífica de los gases de combustión de la caldera.

El vapor una vez recalentado, (llamado recalentado caliente) se envía a las etapas de presión intermedia y consecutivamente a la etapa de baja presión de la turbina.

Alrededor de 600 ton/hr de vapor salen de la turbina de baja presión (el resto es vapor de extracción) con destino al condensador, a una temperatura de 43°C y con una presión absoluta de 0.086 kgf/cm<sup>2</sup>.

Al entrar en contacto el vapor con los tubos del condensador, los cuales conducen el agua de enfriamiento, éste se condensa y cae al pozo caliente.

El condensador opera ya sea con agua de mar en circuito abierto ó mediante un sistema de torres de enfriamiento en circuito cerrado.

Del pozo caliente, el agua inicia el retorno hacia la caldera pasando por la bomba de condensados, que incrementa la presión hasta 25 kgf/cm<sup>2</sup> aproximadamente; para enviarla posteriormente, a los calentadores de baja presión, en donde aumenta su temperatura al intercambiar calor con vapor de extracción.

De los calentadores de baja presión, el agua de alimentación pasa al deareador, en el cual se inyecta vapor, proveniente también de una extracción, para arrastrar el oxígeno y las impurezas que lleva el agua con el fin de evitar picaduras por causa del primero ó corrosión por efecto de las últimas. El vapor inyectado al deareador se extrae por drenes y el agua entra al tanque de oscilación. De ahí las bombas de agua de alimentación, sincronizadas con la presión en el domo, elevan la presión del agua y la envían a los calentadores de agua de alta

presión; de donde posteriormente se dirige hacia el economizador de la caldera con una presión de 189 kgf/cm<sup>2</sup> y una temperatura de 250°C aproximadamente.

El economizador es un intercambiador de calor de tubos aletados externamente, que tiene como función recuperar el calor de desperdicio de los gases de combustión y aprovecharlo para precalentar el agua de alimentación.

En el trayecto del agua por el economizador hacia el domo, ocurre un incremento de temperatura de 250°C hasta 325°C.

El agua entra al domo para reemplazar el vapor que sale rumbo al sobrecalentador, y en ésta forma se completa el ciclo agua-vapor de un generador de vapor típico de 300 MW, cuyos elementos se muestran en las figuras 1.2 y 1.3.

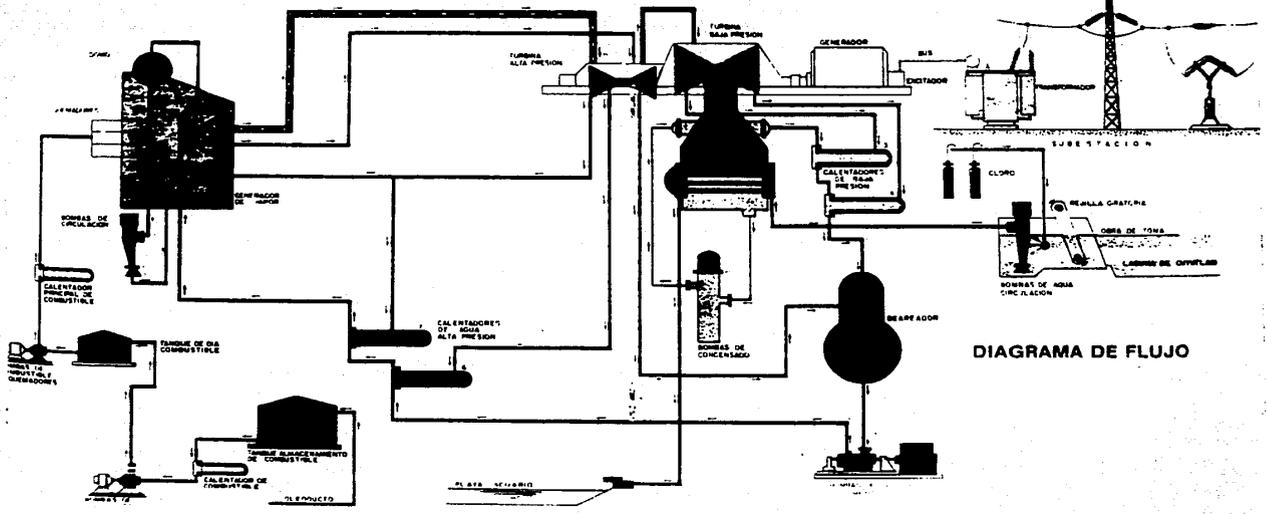
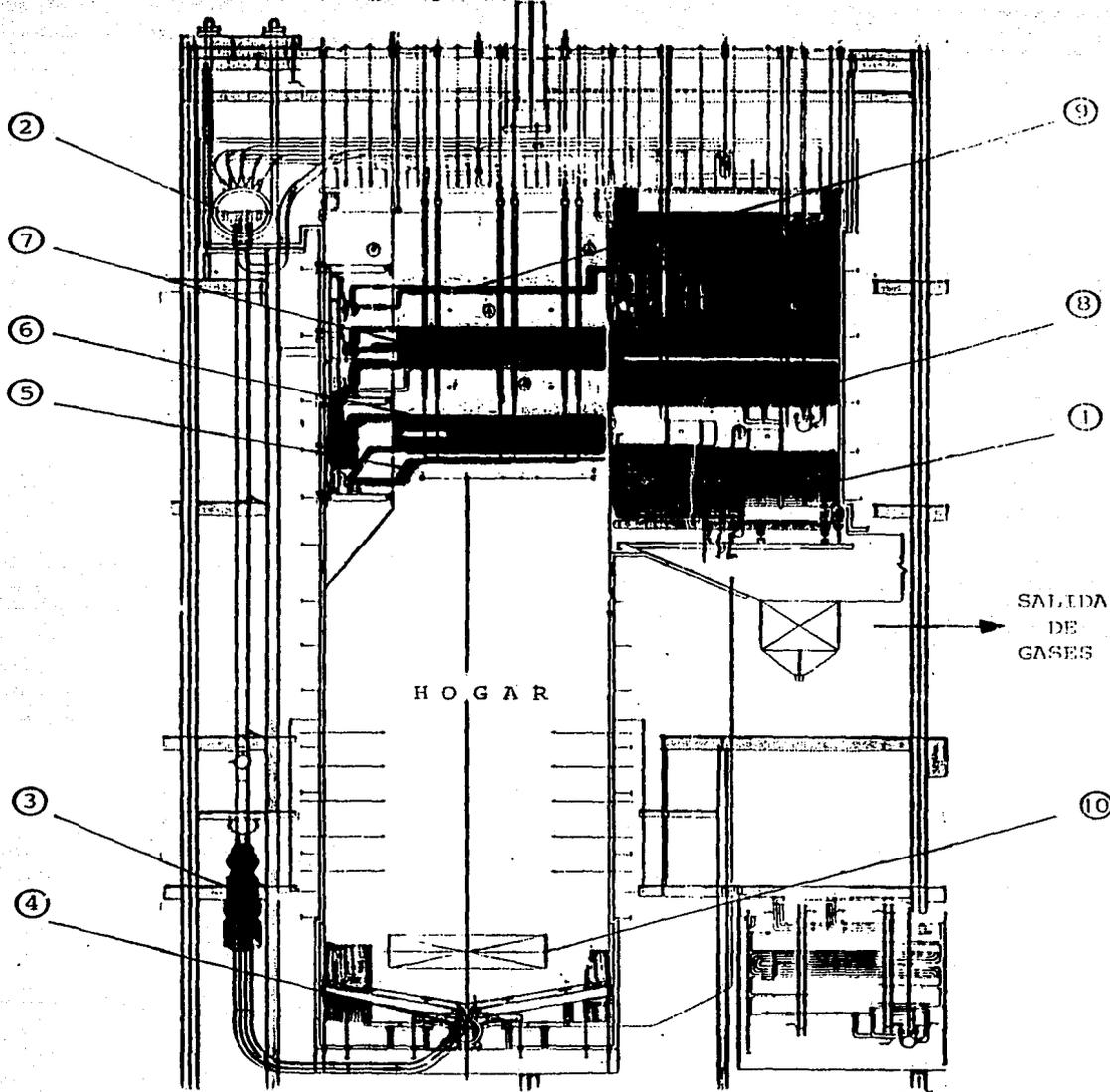


DIAGRAMA DE FLUJO

FIGURA No. 1.2.- Diagrama del ciclo agua vapor de una central termoeléctrica de 300 MW de capacidad.



- |   |                                       |
|---|---------------------------------------|
| ① Economizador                              | ⑦ Sobrecalentador de alta temperatura |
| ② Domo superior                             | ⑧ Recalentador de baja temperatura    |
| ③ Bombas de circulación forzada             | ⑨ Recalentador de alta temperatura    |
| ④ Domo inferior                             | ⑩ Entrada gases de recirculación      |
| ⑤ Sobrecalentador de baja temperatura       |                                       |
| ⑥ Sobrecalentador de temperatura intermedia |                                       |

FIGURA No.1.3.- Diagrama de un generador de vapor MITSUBISHI de 300 MW de capacidad.

## DESCRIPCION DEL CIRCUITO AIRE-GASES DE COMBUSTION

La cantidad total de aire requerida para la combustión es proporcionada por 2 ventiladores de tiro forzado, de eje horizontal, accionados por motores eléctricos.

Los ventiladores de tiro forzado descargan el aire hacia el ducto de entrada de los calentadores de aire a vapor, encontrándose los ductos de entrada interconectados para igualar presiones.

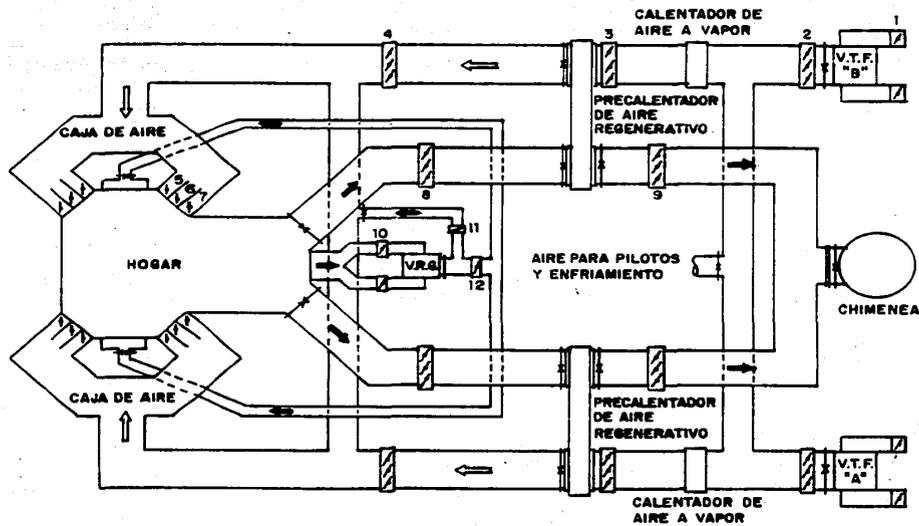
El calentador de aire a vapor (CAV), es un intercambiador de calor formado por un banco de tubos aletados externamente; el cual conduce dentro de los tubos, vapor de extracción de la turbina (en condiciones normales de operación), ó vapor auxiliar (durante el arranque de la unidad).

El aire sale del CAV a una temperatura aproximada de 75°C, y se dirige al precalentador de aire regenerativo (PAR), el cual se asemeja a un tambor giratorio; constituido en su parte interior por paquetes de láminas corrugadas llamadas también canastas. Los gases producto de la combustión atraviezan el PAR en dirección axial por una mitad de éste, en tanto que el aire procedente de CAV, lo hace en sentido opuesto por la otra.

El PAR funciona como una masa calefactora giratoria que absorbe calor de los gases y la cede al aire. A la salida del PAR el aire alcanza una temperatura aproximada de 290°C y se conduce a los compartimientos de la caja de aire tangencial para

ser utilizado en la combustión.

Después de llevarse a cabo la reacción de combustión, los gases producidos viajan hacia arriba del horno pasando por el sobrecalentador, el recalentador y el economizador antes de salir de la caldera. Del total de gases que salen de la caldera (aproximadamente a una temperatura de  $340^{\circ}\text{C}$ ), una parte es enviada al sistema de recirculación de gases que funciona como un medio de control de temperatura del vapor recalentado. La recirculación de los gases al fondo del hogar se realiza por medio de un ventilador, regulándose la cantidad de gas recirculado por medio de la compuerta de entrada del ventilador. La otra parte de gases que salen de la caldera se envían al PAR de donde lo abandonan a una temperatura aproximada de  $150^{\circ}\text{C}$ . Finalmente los gases que salen del PAR se dirigen a la atmósfera a través de la chimenea, completándose así el circuito aire-gases de combustión, el cual se muestra en la figura 1.4.



### SIMBOLOGIA

	FLUJO DE AIRE
	FLUJO DE GASES
	VANO TEMPORAL
	COMPUERTA

1	V.T.F. COMPUERTA DE ENTRADA
2	V.T.F. COMPUERTA DE SALIDA
3	P.A.R. COMPUERTA DE AIRE DE ENTRADA
4	P.A.R. COMPUERTA DE AIRE DE SALIDA
5	COMPUERTA DE AIRE PARA COMBUSTIBLE
6	COMPUERTA DE AIRE AUXILIAR
7	CONTROL DE EXCESO DE AIRE
8	COMPUERTA DE GASES DE ENTRADA
9	COMPUERTA DE GASES DE SALIDA
10	V.R.G. COMPUERTA DE ENTRADA
11	V.R.G. COMPUERTA DE CALENTAMIENTO
12	V.R.G. COMPUERTA DE SALIDA

FIG. No 1.4. DIAGRAMA DE FLUJO DEL CIRCUITO AIRE-GASES DE UN GENERADOR DE VAPOR.

## **C A P I T U L O 2**

**PROBLEMATICA EN PRECALENTADORES DE AIRE REGENERATIVOS**

**Y SUS ALTERNATIVAS DE SOLUCION**

## 2.1.-ANTECEDENTES

En una central termoeléctrica los generadores de vapor cuentan, para su desempeño eficiente, con equipos tales como los precalentadores de aire regenerativos (PAR's) y los calentadores de aire a vapor (CAV's), siendo indispensable mantenerlos operando de manera óptima dadas las condiciones críticas de trabajo a las que están sometidos.

Los PAR's tienen gran importancia en el funcionamiento de los generadores de vapor, ya que aumentan la eficiencia de éstos tanto por el hecho de recuperar parte del calor que llevan los gases de combustión hacia la chimenea, como porque proporcionan el aire lo suficientemente caliente para que se efectúe la combustión del combustible en forma adecuada.

El incremento de eficiencia que se obtiene al utilizar los PAR's fluctúa entre 8 y 10%, dependiendo de las dimensiones de los mismos y de los valores de temperatura y flujos que se manejen[3].

## 2.2.-PROBLEMATICA DE LOS PRECALENTADORES DE AIRE REGENERATIVOS Y LOS CALENTADORES DE AIRE A VAPOR

En general la problemática de éstos equipos se puede resumir en lo siguiente:

La mala calidad del combustible y las altas temperaturas de rocío ácido provocan ensuciamiento y depositación ácida en la superficie de intercambio de calor de los PAR's. Si a estos dos conceptos se les añade la deficiencia de los sistemas de limpieza, se ocasionan problemas tales como: taponamiento de canastas, corrosión y deterioro tanto de canastas como de los sistemas de sellos.

En la figura 2.1 se incluyen fotografías que muestran la corrosión y deterioro que se presenta en las canastas del lado frío de los PAR's.

Los efectos que ocasionan éstos problemas son: fugas de aire hacia los gases, bajas eficiencias térmicas, altas caídas de presión y sobre todo altos índices de indisponibilidad y costos de mantenimiento de los generadores de vapor.

Por otro lado, la función principal de los CAV's es precalentar el aire, para que en el lado frío de los PAR's se sobrepase la temperatura del punto de rocío ácido y se evite así la depositación. Sin embargo, se ha encontrado[3], que actualmente ésta función no se desempeña adecuadamente debido a que en general, las dimensiones de los CAV's son inferiores a las requeridas.

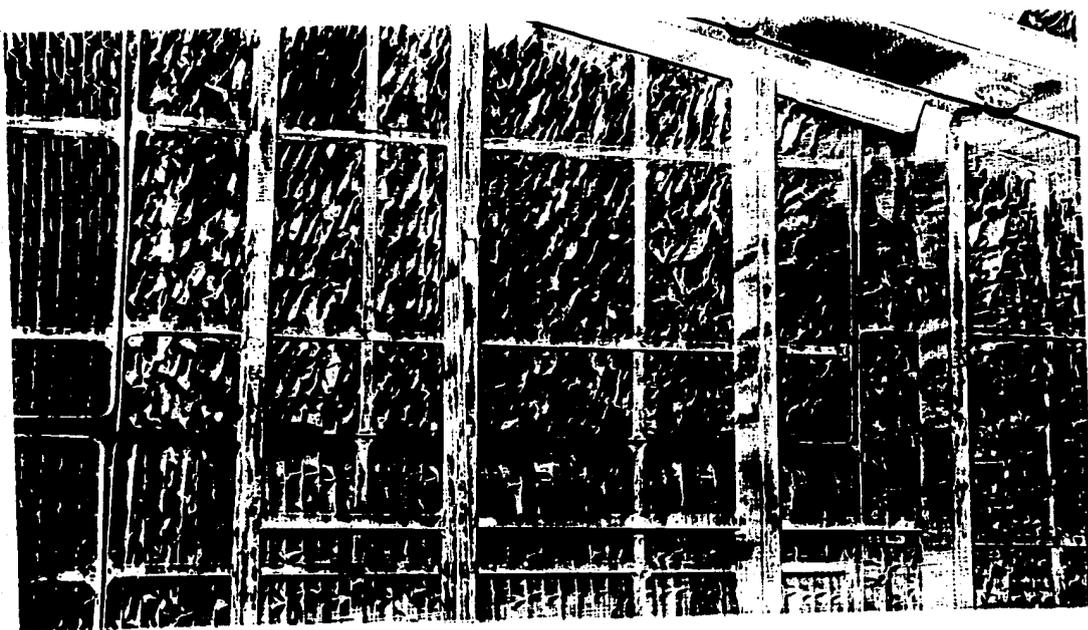
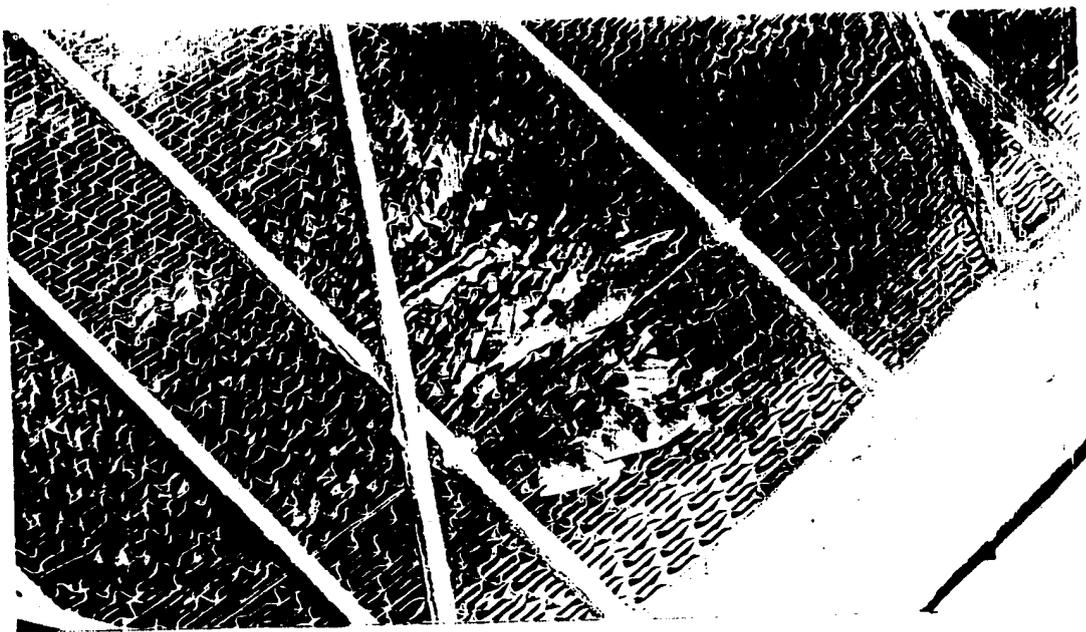


FIGURA No.2.1.- Corrosión y ensuciamiento de canastas  
en la zona fría de los PAR's.

## **2.3.-ALTERNATIVAS DE SOLUCION**

La problemática detectada en los PAR's comprende básicamente dos conceptos: depositación ácida y ensuciamiento; por lo que las alternativas de solución que se contemplan son también de dos tipos[4], las cuales se describen a continuación.

### **1.- Optimizar los sistemas de limpieza**

Dadas las características de los depósitos que se acumulan en las canastas de los PAR's, los sistemas tanto de soplado como de lavado resultan deficientes para remover dichos depósitos.

La fuerte adherencia de éstos depósitos se debe en gran medida al ácido que contienen y a la depositación ácida que ocurre cuando la humedad y la temperatura de los gases son propicias.

Por lo tanto antes de efectuar cualquier modificación a los sistemas de limpieza, es recomendable probar si disminuyendo la depositación ácida, los depósitos que se formen son posibles de remover con los dispositivos de limpieza existentes.

### **2.- Disminuir la depositación ácida**

La corrosión y deterioro de los elementos metálicos (canastas y sistemas de sellos) son ocasionados por la depositación de ácido sulfúrico contenido en los gases de combustión. La formación de éste último, depende de factores tales como el contenido de azufre en el combustible, del nivel de ensuciamiento de los bancos de tubos del generador de vapor, del

exceso de aire con que se operen éstos, etc.

Los dos últimos factores son factibles de controlarse estableciendo medios y rutinas apropiadas de limpieza de caldera, y, trabajando los generadores de vapor con el mínimo posible de exceso de aire.

En cuanto al contenido de azufre del combustible éste resulta prácticamente inmovible dados los altos niveles de inversión requeridos para disminuirle el contenido de azufre.

En virtud de lo anterior, es necesario analizar y evaluar otras alternativas de solución que permitan abatir y controlar el punto de rocío ácido como requisito indispensable para minimizar la depositación ácida .

Una de las mejores alternativas de solución a éste problema, consiste esencialmente en mantener la zona fría de los PAR's a una temperatura mayor que el punto de rocío ácido; para lograr ésto, se proponen las siguientes soluciones[4]:

- Modificar los calentadores de aire a vapor (CAV's).
- Disminuir el número de canastas en el lado frío de los precalentadores regenerativos.
- Recircular aire caliente.
- Derivación (By-pass) de aire frío.

Las modificaciones que es posible efectuar en los CAV's comprenden:

- Incrementar la superficie de calentamiento y utilizar vapor sobrecalentado como servicio.
- Utilizar vapor saturado como servicio, manteniendo la misma superficie actual.
- Una mezcla de ambas.

La solución más viable es la que se refiere a la utilización de vapor saturado como servicio, manteniendo la misma superficie de intercambio del CAV. Esta solución requiere de pocas modificaciones a los equipos actualmente en operación y por lo tanto de poca inversión monetaria.

En los estudios realizados[4], se han establecido cuales deben ser las temperaturas del aire a la entrada de los PAR's, para disminuir la depositación ácida en la zona fría de los mismos. En la tabla 2.1 se muestran las temperaturas requeridas en los PAR's, para las unidades de 300 MW de CFE.

GRUPO No.	C T E	UNIDAD	FABRICANTE	t <sub>2</sub> (°C)
I	ALTAMIRA	3	BORSIG	102.5
	ALTAMIRA	4		
	SALAMANCA	4		
II	MANZANILLO	1	MITSUBISHI	105
	MANZANILLO	2		
III	MANZANILLO	3	MITSUBISHI	104.8
	MANZANILLO	4		
IV	TULA	1	C.E. CANADA	99.5
	TULA	2		
	SALAMANCA	3		
V	TULA	3	B.W. CANADA	81.5
	TULA	4		
VI	TULA	5	MITSUBISHI	104.7
	RIO BRAVO	3		105.7
VII	MAZATLAN	3	B. HITACHI	103.7
VIII	VALLE DE MEXICO	4	B.W. ENGLAND	102.9

TABLA No.2.1.- Temperaturas requeridas para disminuir la depositación ácida en la zona fría de los PAR's

**C A P I T U L O 3**

**CONDICIONES ACTUALES DE OPERACION DE**

**LOS CALENTADORES DE AIRE A VAPOR**

### 3.1.-INTERCAMBIADORES DE CALOR CON SUPERFICIES EXTENDIDAS

Los intercambiadores de calor son dispositivos en los cuales se transfiere calor entre 2 corrientes de fluidos durante un proceso.

La mayoría de los intercambiadores de calor se adquieren como artículos prefabricados y la selección se hace en base a los diseños y especificaciones proporcionados por los diferentes fabricantes. En aplicaciones más especializadas es frecuentemente necesario un diseño particular.

Para el diseño y selección de un intercambiador de calor es necesario hacer las siguientes consideraciones:

- 1.- Características de transferencia de calor.
- 2.- Características de caídas de presión.
- 3.- Dimensiones, forma y tipo.
- 4.- Costo
- 5.- Ensuciamiento por operación.

Las variables que afectan las condiciones de operación de un intercambiador de calor son: las relaciones de flujo de masa, los calores específicos de los fluidos, las temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío, la superficie disponible para la transferencia de calor, la conductividad térmica del material, los coeficientes convectivos de

transferencia de calor en las superficies interior y exterior de los tubos, y el grado de ensuciamiento en las superficies de intercambio de calor.

Cuando a las superficies ordinarias de transferencia de calor se añaden piezas adicionales de metal, se aumenta la superficie disponible de transferencia de calor formando así las llamadas superficies extendidas. A las tiras de metal ó piezas que se emplean para extender las superficies de transferencia de calor se les conoce generalmente como aletas.

Las aletas en superficies extendidas son empleadas para incrementar el valor de la transferencia de calor de una superficie. Estas superficies se utilizan generalmente cuando uno de los fluidos convectivos es un gas, esto es debido a que los coeficientes convectivos ó peliculares para un gas son usualmente más pequeños que los de un líquido.

Los tubos aletados externamente, se utilizan también cuando los coeficientes externos de transferencia de calor de los tubos (correspondientes a un gas) son varias veces más pequeños que los internos.

Los tubos aletados son usados extensivamente en: recuperadores de calor, economizadores de calderas convencionales, enfriadores y calentadores de aire y en cambiadores de calor tipo paquete.

El incremento en la transferencia de calor que se obtiene utilizando superficies extendidas depende de los siguientes factores :

- (a) Espaciamiento y número de aletas.
- (b) Eficiencia de las aletas.
- (c) El uso de configuraciones especiales de aletas con objeto de incrementar los coeficientes de transferencia de calor.

El aumento en el número de aletas por metro de tubo producirá:

- Un incremento en la superficie de calentamiento y por consiguiente en la capacidad térmica del calentador ( $UxA$ ).
- Un incremento en el coeficiente de transferencia de calor externo debido a que al disminuir el área libre de pasaje del flujo, se incrementa el número de Reynolds y aumenta en consecuencia el coeficiente pelicular de transferencia de calor.
- Una caída de presión más grande, debido a la reducción del área de pasaje del flujo.

Para seleccionar el número de aletas por metro que deben montarse en los tubos se tiene que tomar en cuenta lo siguiente:

- Las caídas de presión permitidas en el gas.
- Las condiciones de ensuciamiento esperadas en el lado del gas.

Las aletas pueden estar montadas sobre los tubos por ajuste mecánico, por contracción, por tensión de enrollamiento, por soldadura autógena, embutidas ó extruidas.

En los tubos aletados de acero al carbón, las aletas pueden ser de los siguientes materiales:

- Acero al carbón.
- Acero inoxidable.
- Aluminio
- Latón.

### 3.2.-CARACTERISTICAS DE LOS CALENTADORES DE AIRE A VAPOR DE UN GENERADOR DE VAPOR MARCA MITSUBISHI CON CAPACIDAD DE 300 MW

Los calentadores de aire a vapor (CAV's) son intercambiadores de calor formados por bancos de tubos con aletas circulares externas, arreglados en forma escalonada; a través de los cuales circula, en forma transversal y por convección forzada, el aire (requerido para la combustión) que descargan los ventiladores de tiro forzado (VTF's), mientras que por dentro de los tubos circula el fluido caliente que es vapor de agua.

Por cada generador de 300 MW se requieren 2 calentadores de aire a vapor, los cuales pueden ser de dos tipos:

- Horizontales.
- Verticales.

El CAV está dividido en paneles removibles que pueden ser reemplazados en caso de fugas de vapor; los tubos son de acero al carbón, en tanto que las aletas son de aluminio. El vapor entra por cabezales que distribuyen el vapor a todos los tubos, de igual forma existen cabezales a la salida que recolectan los condensados provenientes de los tubos.

En condiciones normales de operación los calentadores de aire a vapor utilizan vapor sobrecalentado proveniente de la extracción No.5 de la turbina, con las siguientes características:

Presión = 8.1 kgf/cm<sup>2</sup> man.

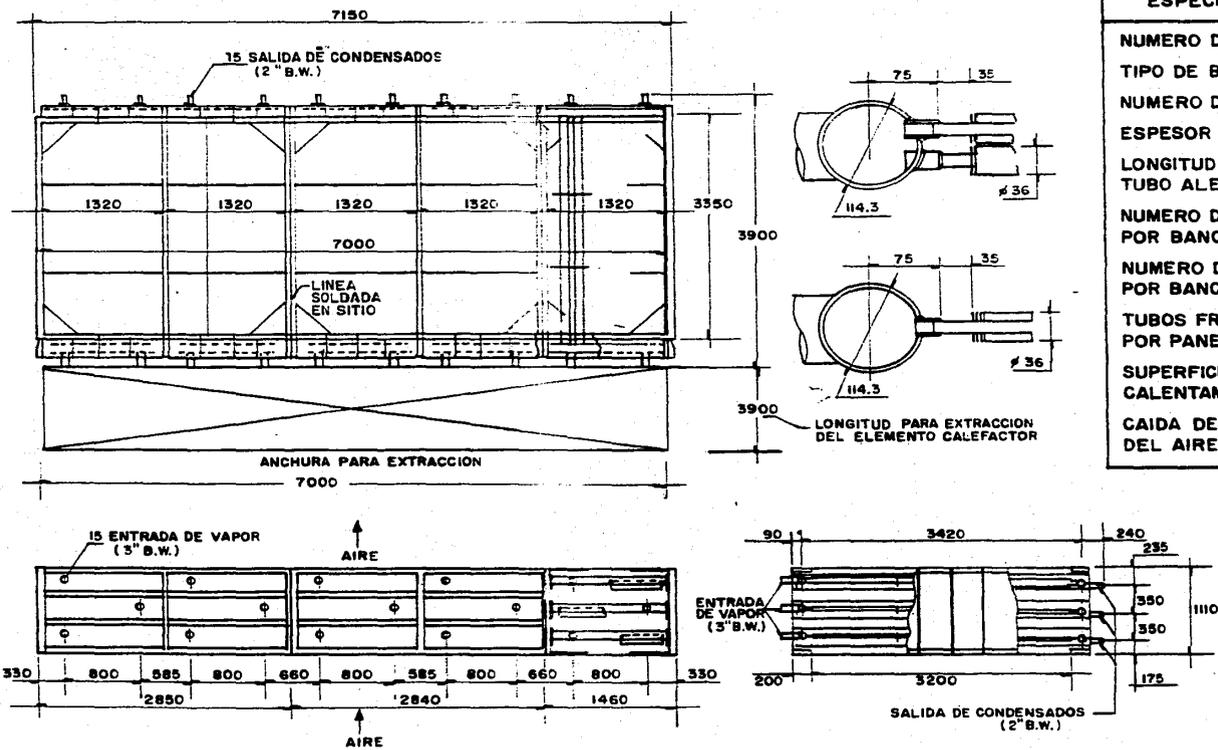
Temperatura = 330°C

El flujo de aire que por diseño circula a través de los calentadores de aire a vapor es:

- 525200 kg/hr; en los calentadores horizontales, por cada calentador.
- 525235 kg/hr; en los calentadores verticales, por cada calentador.

En general el flujo de aire que circula a través del CAV es mayor al de diseño, esto se debe a que existen fugas de aire hacia los gases de combustión en el PAR, que son superiores a las de diseño. Las fugas reducen el flujo de aire que se utiliza para la combustión, lo cual ocasiona que la caldera demande un mayor flujo, satisfaciéndose ésta demanda con el aumento producido por los VTF's.

Las figuras 3.1 y 3.2 muestran las características de un CAV tipo horizontal de los utilizados en las unidades 1 y 2 de la CTE de Manzanillo, Colima.



ESPECIFICACIONES DE DISEÑO	
NUMERO DE BANCOS	2/1 UNIDAD
TIPO DE BANCO	HORIZONTAL
NUMERO DE ALETAS	2.756/cm
ESPESOR DE ALETAS	0.05cm
LONGITUD NETA DE TUBO ALETADO	312 cm
NUMERO DE TUBOS POR BANCO	610
NUMERO DE PANELES POR BANCO	5
TUBOS FRONTALES POR PANEL	32/31
SUPERFICIE DE CALENTAMIENTO	930 M <sup>2</sup>
CAIDA DE PRESION DEL AIRE	30 mm. c.a.

COTAS EN mm.  
ESCALA 1:70

FIGURA No. 3.1.- Plano de construcción del CAV

COTAS: cm

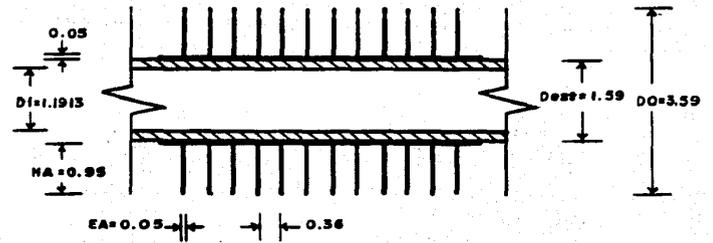
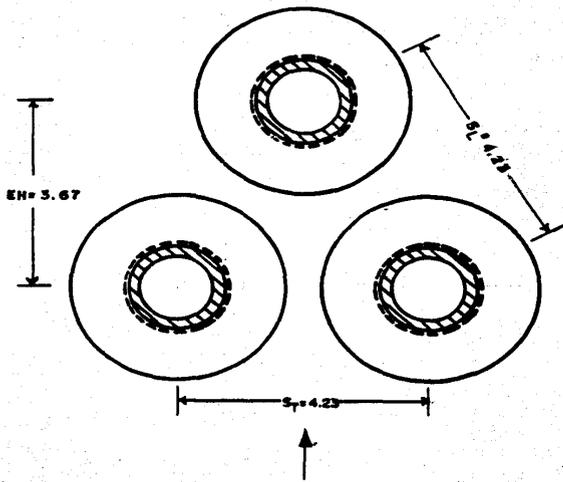


FIGURA No.3.2.- Detalle de los tubos aletados.

### 3.3.-METODOLOGIA DE CALCULO PARA CAV's

En condiciones normales de operación, los CAV's trabajan con vapor en dos etapas, la etapa de sobrecalentamiento y la etapa de condensación. Un método que permite evaluar el comportamiento térmico del CAV, considerando las dos etapas del fluido mencionadas, es el método de balanceo[7,8] y consiste en considerar al CAV dividido en dos zonas en serie, una para el sobrecalentamiento y otra para la condensación del vapor, calculando independientemente los parámetros de operación correspondientes a cada zona y utilizándolos posteriormente en el cálculo de los parámetros globales del CAV.

Las consideraciones del método de balanceo sirven como medios consistentes aunque no enteramente precisos para evaluar el funcionamiento de intercambiadores de calor que trabajan con varias etapas.

Los parámetros que se calculan independientemente para cada zona son el flujo de calor intercambiado, la diferencia de temperatura media logarítmica, el coeficiente total limpio de transferencia de calor y, con estos parámetros la superficie de transferencia de calor requerida en cada zona. La suma de las superficies requeridas en cada zona, es la superficie total de transferencia de calor requerida en el CAV, para satisfacer las condiciones de transferencia de calor establecidas.

Una vez conocidos estos parámetros, se procede a calcular el coeficiente global limpio de transferencia de calor (UC) y la diferencia de temperatura media logarítmica balanceada ( $\Delta t_m$ ), utilizando para ello las ecuaciones propuestas en el método de balanceo.

Por otra parte el coeficiente global de diseño (UD), se calcula directamente sustituyendo en la ecuación de Fourier, los valores encontrados de flujo de calor total intercambiado ( $Q_A$ ), diferencia de temperatura media logarítmica balanceada ( $\Delta t_m$ ), y superficie total de transferencia de calor disponible ( $A'_{T0}$ ).

Finalmente, con los valores de UC y UD se calcula el factor de obstrucción RD0, el cual aplicándolo sobre los coeficientes totales limpios de transferencia de calor ya obtenidos, permitirá encontrar los coeficientes totales de transferencia de calor reales o de diseño que se tienen en cada zona del CAV.

La figura 3.3 es un diagrama de bloques que muestra la secuencia de cálculo de la metodología desarrollada para los CAV's.

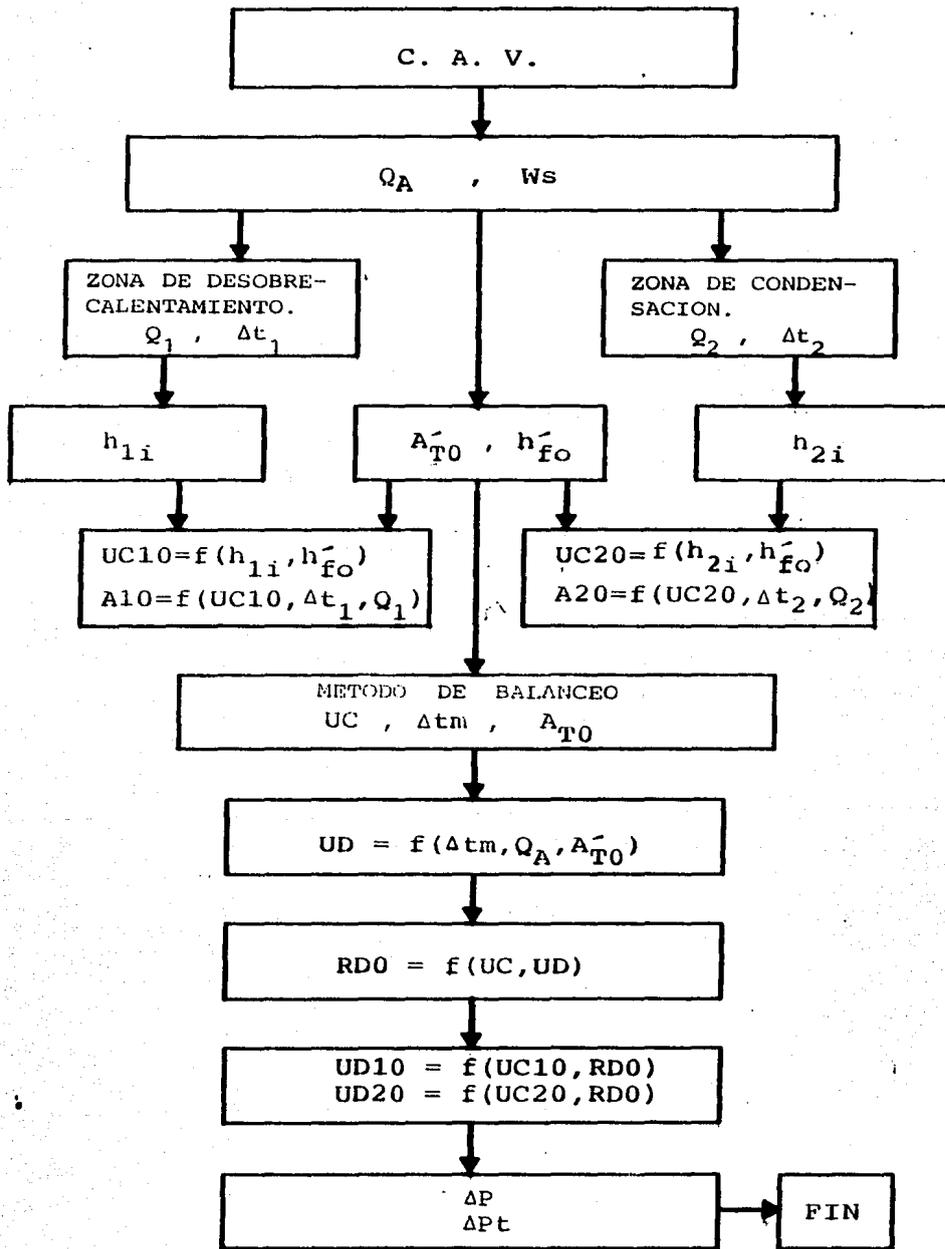


FIGURA No.3.3.- Diagrama de bloques de la metodología de cálculo para CAV's.

## METODOLOGIA

### 3.3.1 FLUJO DE CALOR TOTAL INTERCAMBIADO

Inicialmente se calcula la cantidad de calor,  $Q_A$ , que es absorbido por el aire al pasar por el CAV, utilizando la ecuación:

$$Q_A = W_A C_{PA} (t_2 - t_1)$$

### 3.3.2 FLUJO DE VAPOR

Haciendo un balance de energía se tiene que, el calor absorbido por el aire ( $Q_A$ ), debe ser igual al calor cedido por el vapor ( $Q_s$ ); además, conociendo las entalpías del vapor a la entrada y salida del CAV, el flujo de vapor se calcula estableciendo:

$$Q_A = Q_s$$

y

$$Q_s = W_s(H_1 - H_3)$$

por lo tanto:

$$W_s = \frac{Q_A}{(H_1 - H_3)}$$

### 3.3.3.FLUJO DE CALOR INTERCAMBIADO EN EL DESOBRECALENTAMIENTO DEL VAPOR

La cantidad de calor cedido por el vapor en el desobrecalentamiento se calcula mediante la expresión:

$$Q_1 = W_s(H_1 - H_2)$$

### 3.3.4.FLUJO DE CALOR INTERCAMBIADO EN LA CONDENSACION

Ahora la cantidad de calor cedido por el vapor en la etapa de condensación se calcula mediante la expresión:

$$Q_2 = W_s(H_2 - H_3)$$

### 3.3.5.DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA BALANCEADA

Generalmente en los cambiadores de calor la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frio varia entre la entrada y salida, como se observa en la figura 3.4; por lo que es necesario determinar un valor promedio de diferencia de temperatura, el cual recibe el nombre de Diferencia de Temperatura Media Logaritmica ( $\Delta t$ ) y se calcula con la ecuación:

$$\Delta t = \frac{(T_{C1} - T_{F2}) - (T_{C2} - T_{F1})}{\ln \frac{(T_{C1} - T_{F2})}{(T_{C2} - T_{F1})}}$$

Sin embargo para los propósitos del presente trabajo, ésta forma de determinar  $\Delta t$  no es de utilidad, puesto que supone, que no existe cambio de fase de evaporación o condensación en el cambiador; por lo tanto, para calcular la  $\Delta t$  de los CAV's, en los cuales se presentan normalmente las etapas de desobrecalentamiento y condensación del vapor, será necesario utilizar el método de balanceo y considerar al calentador dividido en dos zonas en serie (ver figura 3.5).

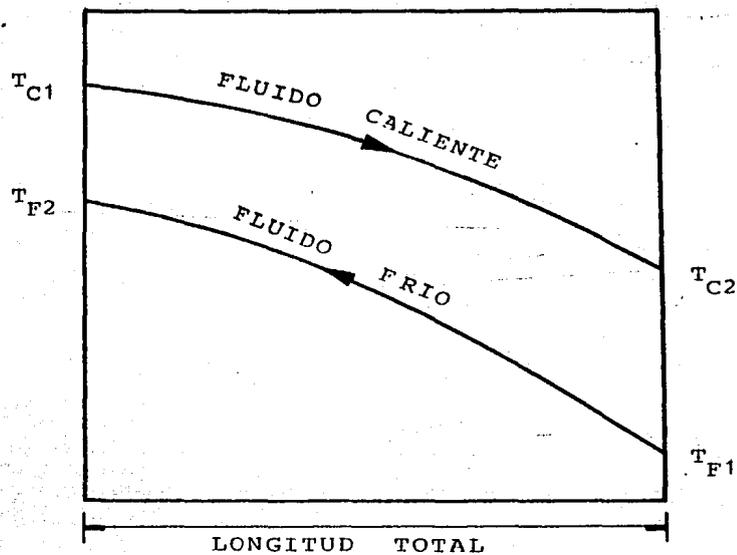


FIGURA No.3.4.- Perfil de temperatura típico para flujos en contracorriente.

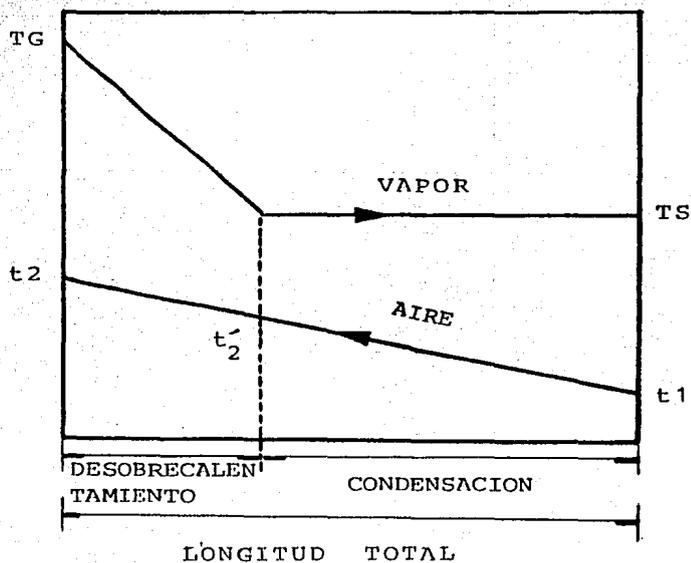


FIGURA No.3.5.- Perfil de temperatura en el CAV.

De tal manera que la diferencia de temperatura media logaritmica para los CAV's ( $\Delta t_m$ ), se obtiene haciendo un balance del calor transferido por las diferencias de temperatura en cada zona y es expresada como[7,8]:

$$\Delta t_m = \frac{Q_A}{\frac{Q_1}{\Delta t_1} + \frac{Q_2}{\Delta t_2}}$$

donde las diferencias de temperatura media logaritmica en las zonas de sobrecalentamiento y condensación se calculan respectivamente como:

$$\Delta t_1 = FT1 \left( \frac{(TG - t_2) - (TS - t'_2)}{\ln \frac{(TG - t_2)}{(TS - t'_2)}} \right)$$

$$\Delta t_2 = FT2 \left( \frac{(TS - t'_2) - (TS - t_1)}{\ln \frac{(TS - t'_2)}{(TS - t_1)}} \right)$$

y la temperatura intermedia del aire ( $t'_2$ ) se determina a partir de la ecuación:

$$t'_2 = t_2 - \frac{Q_1}{W_A C_{PA}}$$

Debido a que en los CAV's se tiene flujo cruzado, las verdaderas diferencias de temperatura se obtienen aplicando factores de corrección (FT) a  $\Delta t_1$  y  $\Delta t_2$ , que son función de los parámetros S y R. Para tal propósito se utiliza la gráfica de la figura 3.6[7]:

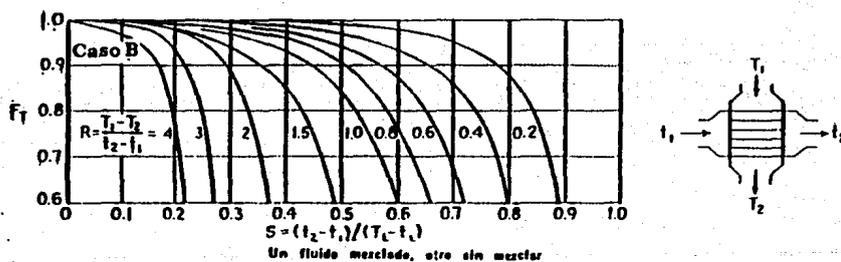


FIGURA No. 3.6.- Factores de corrección para flujo cruzado.

### 3.3.6. SUPERFICIE TOTAL EXTERNA DISPONIBLE

Para conocer la superficie total de transferencia de calor disponible en el CAV, se calcula primero el área de calentamiento por unidad de longitud de tubo aletado de acuerdo a las características geométricas del mismo.

El área de las aletas por unidad de longitud de tubo es:

$$A_f = \frac{\pi}{4} \left( D_0^2 - A_{d0}^2 \right) (2)AN(100)$$

Y si el área externa de tubo liso por unidad de longitud de tubo aletado es:

$$A_o = (100\pi A_{d0}) (1 - EA AN)$$

Entonces, la superficie externa de calentamiento por unidad de longitud será:

$$A_{fo} = A_f + A_o$$

Y la superficie total externa disponible en el CAV es:

$$A'_{T0} = \left( \frac{A_{f0}}{10000} \right) \text{ TLA NTB}$$

### 3.3.7.SUPERFICIE TOTAL INTERNA DISPONIBLE

Se calcula como:

$$A'_{Ti} = \frac{\pi DI}{100} \text{ TLA NTB}$$

### 3.3.8.AREA LIBRE DE FLUJO DEL AIRE

Con el objeto de calcular la velocidad másica del aire que pasa por el CAV y poder obtener posteriormente, tanto el coeficiente pelicular del aire como la caída de presión, es necesario determinar el área libre al paso de flujo ( $A_s$ ).

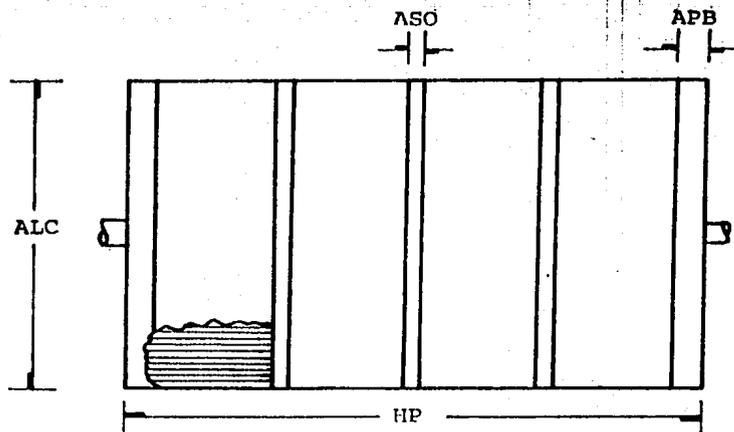


FIGURA No.3.7.- Panel de un CAV.

El área libre al paso de flujo se determina como:

$$\begin{aligned}
 A_s = & [(HP)(ALC)(NP)] - [(A_d0/100)(TLA)(TFP)(NP)] \\
 & - [(HA/100)(2)(EA/100)(AN)(100)(TLA)(TFP)(NP)] \\
 & - [(APB)(ALC)(2)(NP)] - [(ASO)(ALC)(3)(NP)]
 \end{aligned}$$

### 3.3.9. DIAMETRO EQUIVALENTE

Para calcular el número de Reynolds en el lado-aire es necesario conocer el diámetro equivalente, que está definido para tubos de aletas transversales por la relación de Jameson[7]:

$$De = \frac{2 (A_f + A_o)}{\pi B 100}$$

siendo (B) el perímetro proyectado que se define como la suma de todas las distancias externas del tubo aletado por unidad de longitud, en una vista frontal del mismo, y está dado por:

$$B = [(2)(HA)(2)(AN)(100)] + [(2)(100)(1 - (EA)(AN))]$$

### 3.3.10. VELOCIDAD-MASICA DEL AIRE

Se calcula como:

$$G_s = \frac{W_A}{A_s}$$

### 3.3.11. NUMERO DE REYNOLDS EN EL LADO-AIRE DEL CAV

Tanto el número de Reynolds como los coeficientes peliculares del aire, se calculan considerando las propiedades de éste a la temperatura promedio entre la entrada y salida del CAV. El número de Reynolds se calcula a partir de la ecuación:

$$Res = \frac{G_s D_e}{\mu \cdot 3600}$$

### 3.3.12. VELOCIDAD MÁXIMA DEL AIRE

La máxima velocidad que alcanza el aire al pasar por el CAV es:

$$V_{\max} = \frac{G_s}{3600 \rho}$$

### 3.3.13. COEFICIENTE PELICULAR DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL LADO-AIRE

El coeficiente pelicular ( $h_f$ ) del lado-aire, se calcula a partir de la ecuación:

$$h_f = JF \frac{K}{De} \left( \frac{C_{PA} \mu}{K} 3600 \right)^{1/3}$$

donde el factor (JF), se obtiene de la curva de transferencia de calor que se muestra en la figura 3.8[7], y cuyos puntos se ajustan mediante la ecuación:

$$JF = 0.08846 (\text{Res})^{0.7257}$$

Aún cuando los valores de  $JF$  son altos (debido a la baja viscosidad del aire), los coeficientes peliculares ( $h_f$ ) son reducidos, ya que la conductividad térmica del aire es pequeña.

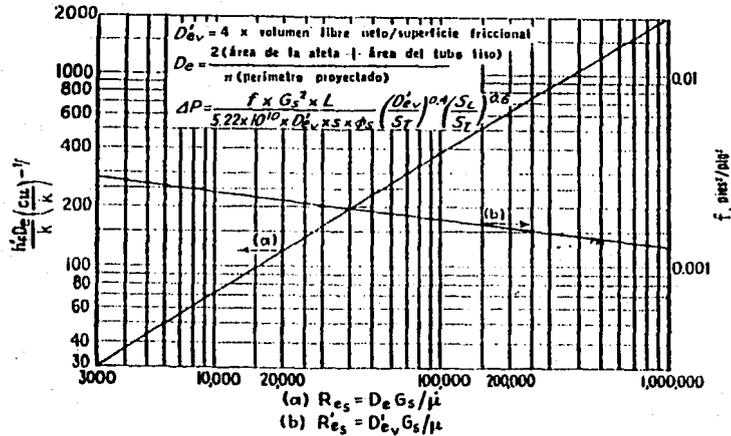


FIGURA No.3.8.- Gráfica de transferencia de calor y caída de presión para aletas transversales.

### 3.3.14. COEFICIENTE PELICULAR EFECTIVO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL LADO-AIRE

El coeficiente pelicular de transferencia de calor en el lado-aire se determina considerando que la temperatura en las aletas y en la base del tubo es uniforme. Sin embargo existe un gradiente térmico entre la base y la punta de las aletas que es

función del material de las aletas, de las características geométricas de las aletas, y del coeficiente pelicular del lado-aire. Para considerar lo anterior, se obtiene la eficiencia térmica de las aletas ( $\Omega$ ) utilizando la gráfica de la figura 3.9[7]; donde una vez encontrado el valor de  $\Omega$ , se determina la superficie efectiva de transferencia de calor, la cual relacionada con la superficie disponible ( $A_{fo}$ ), permite obtener el coeficiente pelicular efectivo de transferencia de calor en el lado-aire ( $h'_{fo}$ ), expresado como:

$$h'_{fo} = \frac{(\Omega A_f + A_o)}{A_{fo}} h_f$$

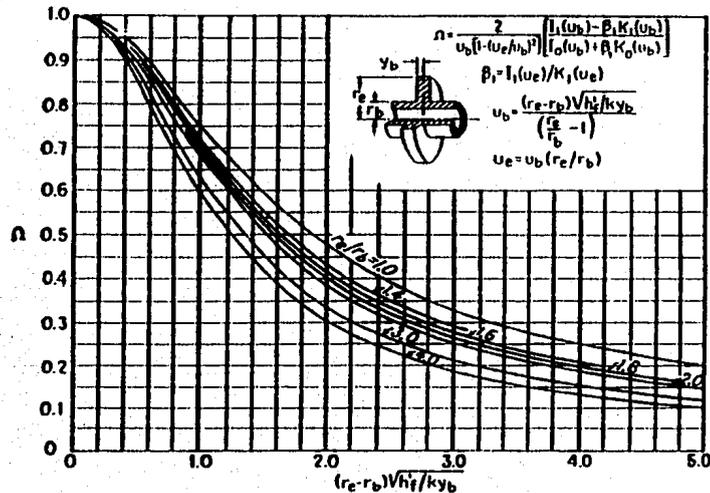


FIGURA No.3.9.- Eficiencia térmica para aleta circular de espesor constante.

La eficiencia térmica de las aletas se obtiene de la figura 3.9 empleando los siguientes parámetros:

$$Y_b = \frac{EA}{(2)(100)}$$

$$r_e = \frac{D_0}{2}$$

$$r_b = \frac{Ad_0}{2}$$

$$S_r = \frac{r_e}{r_b}$$

$$X = \frac{(r_e - r_b)}{100} \sqrt{\frac{hf}{(AKP)(Y_b)}}$$

Donde, los puntos de la línea utilizada para obtener la  $\Omega$  en los CAV's se ajustan mediante las ecuaciones:

$$\Omega = -0.3636X^2 - 0.0242X + 0.997 \quad \text{PARA } 0 \leq X \leq 0.5$$

$$\Omega = 0.0095X^3 + 0.064X^2 - 0.5545X + 1.1583 \quad \text{PARA } 0.5 < X < 2$$

### 3.3.15. AREA AL PASO DE FLUJO DEL VAPOR

Se determina con el objeto de calcular la velocidad-másica del vapor y obtener posteriormente los coeficientes peliculares y la caída de presión, y se expresa como:

$$A_T = \frac{\pi DI^2}{(4)(10000)} \frac{NTB}{n}$$

### 3.3.16. VELOCIDAD-MASICA DEL VAPOR

Se calcula como:

$$G_t = \frac{W_s}{A_T 3600}$$

### 3.3.17. COEFICIENTE PELICULAR DEL VAPOR SOBRECALENTADO

El coeficiente pelicular de transferencia de calor para la etapa de vapor sobrecalentado, se calcula utilizando la ecuación:

$$h_{1i} = JH \frac{K_{vap}}{DI} \left( \frac{C_{pvap} \mu_{vap} 3600}{K_{vap}} \right)^{1/3} 100$$

donde las propiedades del vapor sobrecalentado se evalúan a la temperatura promedio  $TM=(TG+TS)/2$ , y el factor de transferencia de calor JH se obtiene de la figura 3.10[7] a partir del número de Reynolds para vapor sobrecalentado que se expresa como :

$$Re = \frac{Gt DI}{100 \mu_{vap}}$$

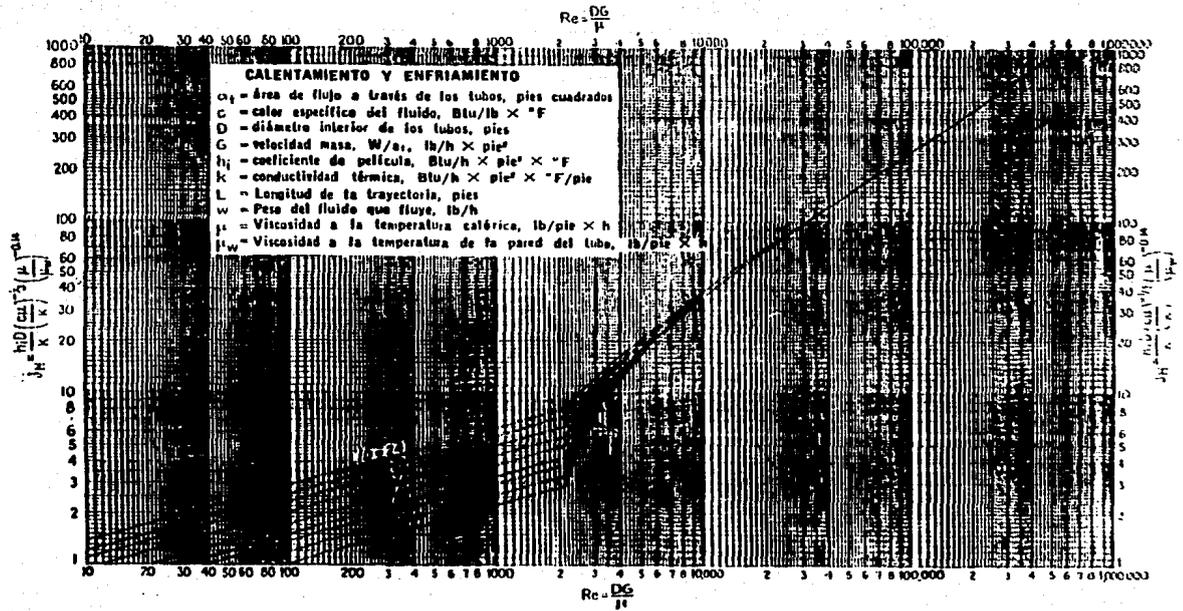


FIGURA No.3.10.- Curva de transferencia de calor para tubos.

Los puntos de la figura 3.10, se ajustan mediante las ecuaciones:

$$JH = 0.0014 (\text{Rev})^{1.1053} \quad \text{PARA } 6000 \leq \text{Rev} < 10000$$

$$JH = 0.021 (\text{Rev})^{0.8162} \quad \text{PARA } \text{Rev} \geq 10000$$

### 3.3.18. COEFICIENTE PELICULAR DEL VAPOR EN LA ETAPA DE CONDENSACION

Para determinar el coeficiente pelicular en la etapa de condensación, existen múltiples correlaciones en la literatura las cuales son aplicadas para ciertas condiciones de operación. De los estudios que se han realizado para flujo en dos fases se ha encontrado que existen diferentes regimenes de flujo durante la condensación dentro de tubos, y que además, éstos varían cuando la condensación se efectúa en tubos horizontales ó verticales.

Para la condensación dentro de tubos horizontales, los regimenes de flujo más importantes, desde el punto de vista de utilización de correlaciones son [9,10]:

a).- Flujo controlado por la fuerza de gravedad.- El cual a su vez puede ser estratificado u ondulante.

**Flujo estratificado.-** Se obtiene cuando los condensados forman una película laminar de flujo en la parte inferior del tubo, esto se presenta cuando existe dominio de la fuerza de gravedad sobre la fuerza cortante del vapor.

**Flujo ondulante.-** Se presenta cuando los condensados forman una película turbulenta de flujo a lo largo de la parte inferior del tubo.

**b).- Flujo controlado por la fuerza cortante del vapor.-** El cual se comporta como un flujo anular, en donde la fuerza cortante del vapor es la dominante y el espesor de la película de condensado se mantiene más o menos uniforme sobre las paredes del tubo.

En la condensación dentro de tubos verticales la fuerza cortante del vapor es la que domina, siendo el efecto de la gravedad despreciable y el régimen de flujo que prevalece es el de flujo anular.

Los regímenes de flujo que se presentan durante la condensación, tanto en tubos horizontales como verticales, se muestran en la figura 3.11.

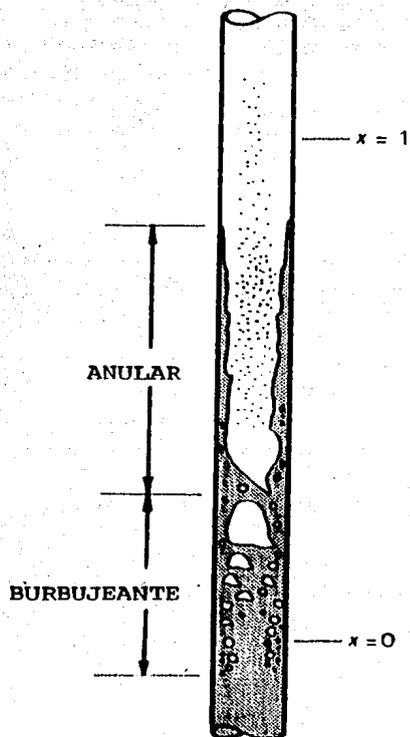
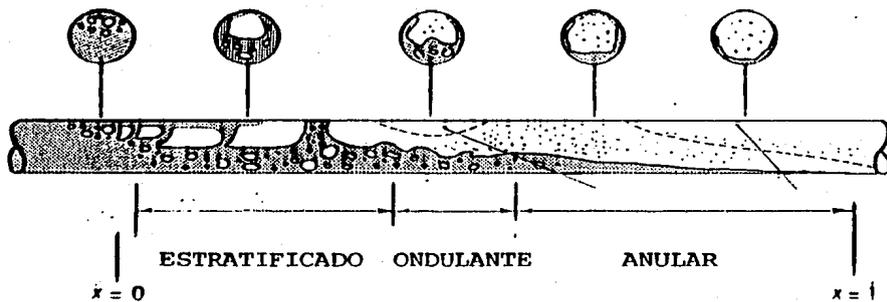


FIGURA No.3.11.- Regímenes de flujo durante la condensación.

Para calcular los coeficientes peliculares de transferencia de calor durante la condensación del vapor en los CAV's, se utiliza la relación propuesta por CHATO[9,11]:

$$h_{2i} = 142.92 F \left( \frac{K_f^3 \rho_f (\rho_f - \rho_g) h_{fg}}{\mu_f DI' (TS' - TWs')} \right)^{1/4} 4.882$$

donde F es un factor que se considera como:

F=0.725 para condensación en tubos verticales.

F=0.557 para condensación en tubos horizontales.

Debido a que se desconoce la temperatura de la pared del tubo (TW), ésta se calcula mediante un proceso iterativo que finaliza al satisfacer la condición de convergencia:

$$|TWc - TWs| < 0.01$$

donde la temperatura de pared calculada (TWc) está definida por la ecuación[7]:

$$TWc = t_a + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_f} (TS - t_a)$$

siendo

$$h_{i0} = \frac{h_{2i} A'_{Ti}}{A'_{T0}}$$

y

$$t_a = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

Para iniciar el cálculo, se supone una temperatura de pared  $T_{Ws}=T_{PRO}$  y ésta temperatura se utiliza para obtener el primer valor de  $h_{2i}$ , el cual a su vez se requiere para calcular la temperatura de pared ( $T_{Wc}$ ). Si al comparar los valores de  $T_{Wc}$  y  $T_{Ws}$  no se satisface la condición de convergencia, se asigna el valor calculado de  $T_{Wc}$  a  $T_{Ws}$  y se inicia nuevamente el proceso con el cálculo de  $h_{2i}$ . Una vez que se cumple la condición de convergencia, los últimos valores de  $T_{Wc}$  y  $h_{2i}$  serán los buscados.

#### COEFICIENTES TOTALES LIMPIOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El coeficiente total de transferencia de calor se obtiene a partir de los coeficientes convectivos calculados para el exterior ( $h'_{fo}$ ) e interior ( $h_i$ ) de los tubos aletados.

Al calcular el coeficiente total de transferencia de calor referido a la superficie externa ( $U_c$ ), el coeficiente pelicular interno ( $h_i$ ), se multiplica por la relación  $(A'_{Ti}/A'_{T0})$ , para obtener el valor que tendría  $h_i$  si se calculara originalmente en base a la superficie externa  $A'_{T0}$ .

El coeficiente total de transferencia de calor en tubos limpios ( $U_c$ ), referido a la superficie externa está dado por [7,11]:

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h'_{fo}} + \frac{1}{h_i \left( \frac{A'_{Ti}}{A'_{T0}} \right)} + R_w$$

En la ecuación anterior los recíprocos de los coeficientes peliculares  $[1/h'_{fo}$ , y  $1/h_i(A'_{Ti}/A'_{T0})]$  representan respectivamente, la resistencia de la película de fluido y  $R_w$  la resistencia térmica de la pared del tubo. La suma de estas resistencias es la resistencia total a la transferencia de calor, la cual es igual a  $1/U_c$ . Normalmente la resistencia térmica del tubo metálico es pequeña en comparación con la suma de las resistencias de ambos coeficientes de película.

Si un coeficiente pelicular es pequeño y el otro muy grande, el coeficiente menor proporciona la mayor resistencia, y el coeficiente total de transferencia de calor ( $U_c$ ), es muy cercano al valor del coeficiente menor, por lo que se dice que el

coeficiente menor es el coeficiente pelicular controlante. Por ejemplo si suponemos que  $h_i(A'_{Ti}/A'_{T0})=1000$  y  $h'_{fo}=10$  entonces  $R_i=1/1000=0.001$ ,  $R_o=1/10=0.1$  y  $\Sigma R=0.101$  siendo  $1/U_c=0.101$  y  $U_c=9.9$ . Del ejemplo anterior puede observarse que una disminución del 50% en el coeficiente de película mayor, no influirá significativamente en el valor de  $\Sigma R$  (sufre variación de 0.101 a 0.102).

En el caso de los CAV's, durante la etapa de condensación el coeficiente pelicular controlante es el del lado-aire ( $h'_{fo}$ ), y de acuerdo con lo analizado anteriormente, la desviación que pueda tenerse en el cálculo del coeficiente pelicular para el flujo en dos fases (que aún es motivo de estudios), no afectará significativamente el valor del coeficiente total de transferencia de calor calculado.

### 3.3.19. COEFICIENTE TOTAL LIMPIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LA ETAPA DE SOBRECALENTAMIENTO

Este coeficiente se obtiene a partir de los coeficientes peliculares del aire y del vapor sobrecalentado, está referido a la superficie externa, y se calcula como:

$$\frac{1}{UC10} = \frac{1}{h'_{fo}} + \frac{1}{h_{1i} \left( \frac{A'_{Ti}}{A'_{T0}} \right)} + \frac{D_{ext} - D_I}{(2)(100)KM}$$

donde, la conductividad térmica de la pared del tubo (KM) se calcula utilizando la ecuación obtenida del ajuste de valores de la tabla A.4[9], y se expresa como:

$$KM = [54.6611 - (0.03152 \text{ TPRO})] 10.86$$

siendo

$$\text{TPRO} = \frac{TS + \frac{t1 + t2}{2}}{2}$$

### 3.3.20. COEFICIENTE TOTAL LIMPIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LA ETAPA DE CONDENSACION

Se obtiene a partir de los coeficientes peliculares del aire y del vapor en la etapa de condensación; es referido a la superficie externa y se calcula como:

$$\frac{1}{UC20} = \frac{1}{h'_{fo}} + \frac{1}{h_{zi} \left( \frac{A'_{Ti}}{A'_{To}} \right)} + \frac{Dext - DI}{(2)(100)KM}$$

## COEFICIENTES TOTALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE DISEÑO

Cuando los equipos de transferencia de calor han estado en servicio durante algún tiempo, las superficies de transferencia de calor tienen depositación de incrustaciones y basura que se encuentran presentes en los sistemas de flujo ó bien puede presentarse corrosión como resultado de la interacción entre los fluidos y el material empleado en la construcción de las superficies.

El recubrimiento producido por el ensuciamiento representa una resistencia adicional al flujo de calor, que debe incluirse junto con las otras resistencias térmicas que forman el coeficiente total limpio de transferencia de calor ( $U_c$ ), ocasionando que el valor original de  $U_c$  disminuya. A ésta resistencia adicional se le conoce comunmente con el nombre de factor de ensuciamiento o incrustación ( $R_d$ ).

Normalmente existen tablas donde se dan valores numéricos de factores de ensuciamiento para cierta variedad de procesos.

Cuando el coeficiente total de transferencia de calor incluye el factor de ensuciamiento  $R_d$ , se le conoce con el nombre de coeficiente total de transferencia de calor de diseño o coeficiente sucio ( $U_d$ ).

Para el caso de los CAV's, las diferencias existentes entre los coeficientes totales  $U_c$  y  $U_d$ , no se deberán únicamente al ensuciamiento, sino que deberá tomarse en cuenta el error involucrado en la aplicación de las relaciones establecidas, así como la resistencia térmica de contacto entre las aletas y el tubo, por lo que se utilizará el término de factor de obstrucción (RDO), para relacionar los coeficientes totales  $U_c$  y  $U_d$  de acuerdo con la expresión:

$$RDO = \frac{1}{U_d} - \frac{1}{U_c}$$

### 3.3.21. COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE DISEÑO EN LA ETAPA DE DESOBRECALENTAMIENTO

Este coeficiente es el coeficiente real de transferencia de calor que se tiene en la zona de desobrecalentamiento, es obtenido a partir del coeficiente total limpio y del factor de obstrucción encontrado, y se calcula como:

$$\frac{1}{U_{D10}} = \frac{1}{U_{C10}} + RDO$$

Puesto que inicialmente se desconoce el valor de RDO, éste se considera igual a cero, por lo tanto todos los coeficientes totales obtenidos en el primer cálculo serán los limpios, de modo tal que pueda calcularse así el coeficiente global limpio de transferencia de calor (UC).

### **3.3.22. COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE DISEÑO EN LA ETAPA DE CONDENSACION**

Este es el coeficiente real de transferencia de calor que se tiene en la zona de condensación y se calcula como:

$$\frac{1}{UD_{20}} = \frac{1}{UC_{20}} + RDO$$

como ya se mencionó anteriormente, el factor de obstrucción se considera inicialmente igual a cero.

### **3.3.23. SUPERFICIE EXTERNA REQUERIDA EN EL DESOBRECALENTAMIENTO DEL VAPOR**

La superficie requerida en ésta etapa se calcula como:

$$A_{10} = \frac{Q_1}{UD_{10} \Delta t_1}$$

### 3.3.24.SUPERFICIE EXTERNA REQUERIDA EN LA CONDENSACION

La superficie requerida en ésta etapa se calcula como:

$$A_{20} = \frac{Q_2}{UD_{20} \Delta t_2}$$

### 3.3.25.SUPERFICIE TOTAL EXTERNA REQUERIDA

Esta superficie es la suma de las superficies requeridas en cada zona, y representa la superficie total de transferencia de calor que se requiere para satisfacer las condiciones de transferencia de calor establecidas en el CAV, y se expresa como:

$$A_{T0} = A_{10} + A_{20}$$

### 3.3.26. COEFICIENTE GLOBAL LIMPIO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

En los CAV's el coeficiente global limpio de transferencia de calor (UC), se calcula aplicando el método de balanceo, y se obtiene a partir de los coeficientes totales limpios UC10 y UC20 utilizando la ecuación[7]:

$$UC = \frac{UC10 A10 + UC20 A20}{A_{T0}}$$

### 3.3.27. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE DISEÑO

Es el coeficiente global de transferencia de calor real que se tiene en el CAV, y es obtenido directamente de los valores de flujo de calor total intercambiado, las temperaturas obtenidas y la superficie total externa disponible, y se calcula como:

$$UD = \frac{Q_A}{A'_{T0} \Delta t_m}$$

### 3.3.28.FACTOR DE OBSTRUCCION

Se obtiene a partir de los coeficientes globales de transferencia de calor UC y UD, y se calcula como:

$$RDO = \frac{UC - UD}{UC UD}$$

Aplicando el factor de obstrucción sobre los coeficientes totales limpios ya obtenidos, se podrán conocer los coeficientes totales reales en cada zona del CAV. El valor de RDO dependerá del grado de ensuciamiento que presente el CAV, y en el caso de una superficie limpia, el RDO (que será pequeño), representará la desviación involucrada entre los coeficientes calculados y los coeficientes reales.

### CAIDAS DE PRESION

Las caidas de presión que se tienen tanto en el lado-aire como en el lado-vapor, se calculan utilizando relaciones que involucran factores de fricción que han sido graficados en función del número de Reynolds.

### 3.3.29.CAIDA DE PRESION DEL VAPOR

La caída de presión del vapor en los tubos se calcula utilizando la ecuación[7]:

$$\Delta P_t = \frac{1}{2} \frac{ff G_t'^2 L n}{5.22 \times 10^{10} DI' sp} \quad 703.32$$

donde el factor de fricción dentro de los tubos (ff) se obtiene de la figura 3.12, cuyos puntos para tubos de cambiadores se ajustan mediante la ecuación:

$$ff = 0.00301 (Ret)^{-0.2593} \quad \text{PARA } 3000 \leq Ret \leq 1 \times 10^6$$

siendo:

$$Ret = \frac{Gt DI}{100 \mu_{vsat}}$$

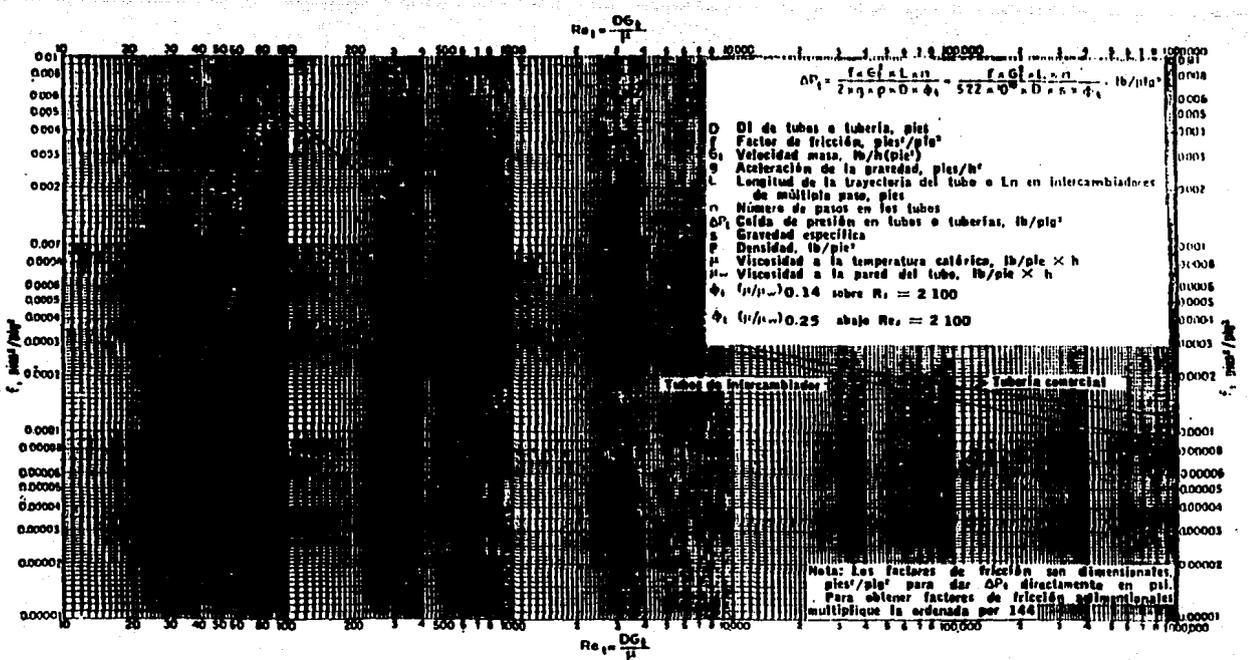


FIGURA No.3.12.- Factores de fricción dentro de tubos.

### 3.3.30.CAÍDA DE PRESION DEL AIRE

La caída de presión en el lado-aire del CAV se calcula utilizando la ecuación[7]:

$$\Delta P = \frac{f G_s'^2 L_p}{5.22 \times 10^{10} D'ev s} \left( \frac{Dev 100}{S_T} \right)^{0.4} \left( \frac{S_L}{S_T} \right)^{0.6} 703.32$$

donde el factor de fricción  $f$  se obtiene de la figura 3.8 cuyos puntos se ajustan mediante la ecuación:

$$f = 0.00765 (\text{Ref})^{-0.12629}$$

siendo

$$\text{Ref} = \frac{G_s \text{Dev}}{\mu 3600}$$

El diámetro volumétrico equivalente ( $D'_{ev}$ ), se obtiene considerando las características geométricas de los tubos aletados y el arreglo de las hileras de tubos, y se calcula como:

$$\text{Dev} = \frac{4 \times \text{VOLUMEN LIBRE NETO}}{\text{SUPERFICIE FRICCIONAL}} = \frac{4 \times \text{VLN}}{\text{SUF}}$$

donde

$$\text{SUF} = \left( \frac{A_{fo}}{10000} \right) (\text{TLA}) (\text{TFP}) (\text{NP})$$

$$\text{VLN} = \left[ \left( \frac{EH}{100} (\text{ALC}) (\text{NP}) (\text{TLA}) \right) - \left( (\text{NP}) (\text{TFP}) \frac{\pi (\text{Ad}_0)^2}{(4)(10000)} (\text{TLA}) \right) \right]$$

$$- \left[ (\text{NP}) (\text{TFP}) \frac{\pi}{(4)(10000)} (\text{D}_0^2 - \text{Ad}_0^2) (\text{EA}) (\text{AN}) (\text{TLA}) \right]$$

siendo:  $D'_{ev} = 3.2808 \text{ Dev}$

La longitud de la trayectoria del aire se calcula como:

$$L_p = (EH/100)(3.2808)(NH)$$

Basándose en la metodología de cálculo presentada, se ha desarrollado un programa de cómputo en lenguaje FORTRAN 77[12], el cual realiza los cálculos correspondientes a la evaluación térmica de los CAV's tanto verticales como horizontales, en una computadora VAX 11/780.

La ventaja del programa de cómputo es la rapidéz con la que se obtienen todos los parámetros de operación correspondientes a la evaluación de un CAV.

Cabe mencionar que todas las propiedades termodinámicas tanto del aire como del vapor de agua, son obtenidas de un programa de cómputo[13], que utiliza la formulación propuesta por International Association for Properties of Steam.

### **3.4.-VALIDACION EN CAMPO DE LA METODOLOGIA DESARROLLADA**

Las relaciones involucradas en el método de cálculo desarrollado, han sido validadas realizando mediciones en campo de los parámetros de operación de los CAV's de CTE's.

Debido a que la metodología de cálculo fué desarrollada para la evaluación térmica de CAV's horizontales y verticales con tubos de aletas circulares; fué necesario seleccionar las CTE's que tuvieran CAV's con éstas características para llevar a cabo las mediciones requeridas.

En las tablas 3.1 y 3.2 se muestran, respectivamente, los resultados de la evaluación del comportamiento térmico de un CAV tipo vertical de la unidad 4 de la CTE de Manzanillo, Colima, y de un CAV tipo horizontal de la unidad 1 de la misma central.

CTE : MANZANILLO, COLIMA

TIPO DE BANCO : VERTICAL

UNIDAD : 4

No. BANCOS/UNIDAD : 2

CARGA : 300 MW

PARAMETRO DE OPERACION	SIMBOLO	MAGNITUD	UNIDADES
PRESION DEL VAPOR EN EL CABEZAL DE ENTRADA DEL CAV.	PG	8.533	kgf/cm <sup>2</sup> a.
TEMPERATURA DEL VAPOR EN EL CABEZAL DE ENTRADA DEL CAV	TG	290	°C
PRESION EN EL TANQUE DE CONDENSADOS	PT	8.033	kgf/cm <sup>2</sup> a.
TEMPERATURA EN EL TANQUE DE CONDENSADOS	TS	170	°C
FLUJO DE AIRE	W <sub>A</sub>	619.380	kg/hr
TEMPERATURA DEL AIRE A LA ENTRADA DEL CAV.	t <sub>1</sub>	37.5	°C
TEMPERATURA DEL AIRE A LA SALIDA DEL CAV.	t <sub>2</sub>	87	°C
FLUJO DE CALOR TOTAL INTERCAMBIADO.	Q <sub>A</sub>	7 373 780	Kcal/hr
CALOR ESPECIFICO A PRESION CONSTANTE DEL AIRE	C <sub>PA</sub>	0.2405	Kcal/kg-°C
FLUJO DE VAPOR .	W <sub>s</sub>	13 330.47	kg/hr
ENTALPIA DE VAPOR SOBREALENTADO	H <sub>1</sub>	724.77	Kcal/kg
ENTALPIA DE VAPOR SATURADO.	H <sub>2</sub>	661.31	Kcal/kg
ENTALPIA DE LIQUIDO SATURADO.	H <sub>3</sub>	171.62	Kcal/kg
FLUJO DE CALOR INTERCAMBIADO EN EL DESOBREALENTAMIENTO.	Q <sub>1</sub>	846 032.6	Kcal/hr
FLUJO DE CALOR INTERCAMBIADO EN LA CONDENSACION.	Q <sub>2</sub>	6 527 748	Kcal/hr
TEMPERATURA INTERMEDIA DEL AIRE.	t <sub>2</sub>	81.32	°C
DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA EN LA ZONA DE DESOBREALENTAMIENTO.	Δt <sub>1</sub>	137.9	°C
DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA EN LA ZONA DE CONDENSACION.	Δt <sub>2</sub>	108.93	°C
SUPERFICIE TOTAL EXTERNA DISPONIBLE.	A <sub>T0</sub>	1027.38	m <sup>2</sup>
DIAMETRO EQUIVALENTE .	De	0.0247	m
AREA LIBRE DE FLUJO DEL AIRE .	As	11.45	m <sup>2</sup>
VELOCIDAD MAXIMA DEL AIRE.	V <sub>max</sub>	14.26	m/s
PRESION ATMOSFERICA.	P <sub>atm</sub>	1.03323	kgf/cm <sup>2</sup> a.
DENSIDAD DEL AIRE .	ρ	1.05	kg/m <sup>3</sup>

TABLA No. 3.1. Resultados de la evaluación del CAV (lado A)

PARAMETRO DE OPERACION	SIMBOLO	MAGNITUD	UNIDADES
VISCOSIDAD DINAMICA DEL AIRE	$\mu$	$2 \times 10^{-5}$	kg/m-s
NUMERO DE REYNOLDS EN EL LADO-AIRE	Res	18 548.86	----
COEFICIENTE PELICULAR EN EL LADO-AIRE	$h_f$	98.99	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL AIRE	K	$2.495 \times 10^{-2}$	Kcal/hr-m-°C
CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LAS ALETAS	AKP	175.58	Kcal/hr-m-°C
EFICIENCIA TERMICA DE LAS ALETAS	$\Omega$	0.912	----
COEF. PELICULAR EFECTIVO EN EL LADO-AIRE	$h_{fo}$	91.2	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
CAIDA DE PRESION DEL AIRE EN EL CAV.	$\Delta P$	32.96	m.m. c.a.
SUPERFICIE TOTAL INTERNA DISPONIBLE.	$A_{Ti}$	88.21	m <sup>2</sup>
NUMERO DE REYNOLDS DEL VAPOR.	Rep	42 141.8	----
CAIDA DE PRESION EN LOS TUBOS .	$\Delta P_t$	149.22	kgf/m <sup>2</sup>
COEF. PELICULAR DEL VAPOR SOBRECALENTADO	$h_{1i}$	301.6	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
COEF. TOTAL LIMPIO EN LA ZONA DE DESOBRECALENTAMIENTO.	UC10	20.15	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
COEF. TOTAL SUCIO EN LA ZONA DE DESOBRECALENTAMIENTO.	UD10	20.03	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL TUBO.	KM	43.86	Kcal/hr-m-°C
SUPERFICIE EXTERNA REQUERIDA EN EL DESOBRECALENTAMIENTO .	A10	304.42	m <sup>2</sup>
TEMPERATURA DE PARED DEL TUBO.	TWc	162.48	°C
COEF. PELICULAR DEL VAPOR CONDENSANTE.	$h_{2i}$	15 783.85	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
COEF. TOTAL LIMPIO EN LA ZONA DE CONDENSACION	UC20	85.12	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
COEF. TOTAL SUCIO EN LA ZONA DE CONDENSACION	UD20	83.09	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
SUPERFICIE EXTERNA REQUERIDA EN LA CONDENSACION .	A20	703.95	m <sup>2</sup>
SUPERFICIE TOTAL EXTERNA REQUERIDA .	$A_{TO}$	1008.37	m <sup>2</sup>
COEFICIENTE GLOBAL LIMPIO .	UC'	65.51	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA BALANCEADA.	$\Delta t_m$	111.62	°C
COEFICIENTE GLOBAL SUCIO.	UD	64.29	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
FACTOR DE OBSTRUCCION .	RDO	$1.404 \times 10^{-3}$	hr-pie <sup>2</sup> -°F/BTU

TABLA No. 3.1. (continuación).

UNIDAD : 1

No. BANCOS/UNIDAD : 2

CARGA : 300 MW

PARAMETRO DE OPERACION	SIMBOLO	MAGNITUD	UNIDADES
PRESION DEL VAPOR EN EL CABEZAL DE ENTRADA DEL CAV.	PG	8.433	kgf/cm <sup>2</sup> a.
TEMPERATURA DEL VAPOR EN EL CABEZAL DE ENTRADA DEL CAV	TG	319	°C
PRESION EN EL TANQUE DE CONDENSADOS	PT	8.233	kgf/cm <sup>2</sup> a.
TEMPERATURA EN EL TANQUE DE CONDENSADOS	TS	170.8	°C
FLUJO DE AIRE	W <sub>A</sub>	583 142	kg/hr
TEMPERATURA DEL AIRE A LA ENTRADA DEL CAV.	t <sub>1</sub>	38	°C
TEMPERATURA DEL AIRE A LA SALIDA DEL CAV.	t <sub>2</sub>	80	°C
FLUJO DE CALOR TOTAL INTERCAMBIADO.	Q <sub>A</sub>	5 889 103	Kcal/hr
CALOR ESPECIFICO A PRESION CONSTANTE DEL AIRE	C <sub>PA</sub>	0.2404	Kcal/kg-°C
FLUJO DE VAPOR .	W <sub>S</sub>	10 389.61	kg/hr
ENTALPIA DE VAPOR SOBREALENADO	H <sub>1</sub>	739.51	Kcal/kg
ENTALPIA DE VAPOR SATURADO.	H <sub>2</sub>	661.55	Kcal/kg
ENTALPIA DE LIQUIDO SATURADO.	H <sub>3</sub>	172.69	Kcal/kg
FLUJO DE CALOR INTERCAMBIADO EN EL DESOBREALENAMIENTO.	Q <sub>1</sub>	810 030.1	Kcal/hr
FLUJO DE CALOR INTERCAMBIADO EN LA CONDENSACION.	Q <sub>2</sub>	5 079 073	Kcal/hr
TEMPERATURA INTERMEDIA DEL AIRE.	t <sub>2</sub> '	74.22	°C
DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA EN LA ZONA DE DESOBREALENAMIENTO.	Δt <sub>1</sub>	157.19	°C
DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA EN LA ZONA DE CONDENSACION.	Δt <sub>2</sub>	113.75	°C
SUPERFICIE TOTAL EXTERNA DISPONIBLE.	A <sub>T0</sub>	940.87	m <sup>2</sup>
DIAMETRO EQUIVALENTE .	De	0.0245	m
AREA LIBRE DE FLUJO DEL AIRE .	A <sub>S</sub>	11.56	m <sup>2</sup>
VELOCIDAD MAXIMA DEL AIRE.	V <sub>max</sub>	13.17	m/s
PRESION ATMOSFERICA.	P <sub>atm</sub>	1.03323	kgf/cm <sup>2</sup> a.
DENSIDAD DEL AIRE .	ρ	1.06	kg/m <sup>3</sup>

TABLA No.3.2. Resultados de la evaluación del CAV (lado A)

PARAMETRO DE OPERACION	SIMBOLO	MAGNITUD	UNIDADES
VISCOSIDAD DINAMICA DEL AIRE	$\mu$	$1.98 \times 10^{-5}$	kg/m-s
NUMERO DE REYNOLDS EN EL LADO-AIRE	Res	17 325.65	----
COEFICIENTE PELICULAR EN EL LADO-AIRE	$h_f$	93.98	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL AIRE	K	$2.474 \times 10^{-2}$	Kcal/hr-m-°C
CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LAS ALETAS	AKP	175.58	Kcal/hr-m-°C
EFICIENCIA TERMICA DE LAS ALETAS	$\Omega$	0.9071	----
COEF. PELICULAR EFECTIVO EN EL LADO-AIRE	$h'_{fo}$	86.02	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
CAIDA DE PRESION DEL AIRE EN EL CAV.	$\Delta P$	27.52	m.m. c.a.
SUPERFICIE TOTAL INTERNA DISPONIBLE.	$A_{Ti}$	71.22	m <sup>2</sup>
NUMERO DE REYNOLDS DEL VAPOR.	Rep	34 377.9	----
CAIDA DE PRESION EN LOS TUBOS .	$\Delta P_t$	84.75	kgf/m <sup>2</sup>
COEF. PELICULAR DEL VAPOR SOBRECALENTADO	$h_{1i}$	256.12	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
COEF. TOTAL LIMPIO EN LA ZONA DE DESOBRECALENTAMIENTO.	UC10	15.81	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
COEF. TOTAL SUCIO EN LA ZONA DE DESOBRECALENTAMIENTO.	UD10	15.62	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
CONDUCTIVIDAD TERMICA DEL TUBO.	KM	43.89	Kcal/hr-m-°C
SUPERFICIE EXTERNA REQUERIDA EN EL DESOBRECALENTAMIENTO .	$A_{10}$	325.89	m <sup>2</sup>
TEMPERATURA DE PARED DEL TUBO.	Twc	158.87	°C
COEF. PELICULAR DEL VAPOR CONDENSANTE.	$h_{2i}$	10 373.23	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
COEF. TOTAL LIMPIO EN LA ZONA DE CONDENSACION	UC20	77.25	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
COEF. TOTAL SUCIO EN LA ZONA DE CONDENSACION	UD20	73.05	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
SUPERFICIE EXTERNA REQUERIDA EN LA CONDENSACION .	$A_{20}$	577.93	m <sup>2</sup>
SUPERFICIE TOTAL EXTERNA REQUERIDA .	$A_{T0}$	903.82	m <sup>2</sup>
COEFICIENTE GLOBAL LIMPIO .	UC	55.10	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA BALANCEADA.	$\Delta t_m$	118.24	°C
COEFICIENTE GLOBAL SUCIO.	UD	52.93	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
FACTOR DE OBSTRUCCION .	RDO	$3.631 \times 10^{-3}$	hr-pie <sup>2</sup> -°F/Btu

TABLA No. 3.2. (continuación)

### 3.5.-NOMENCLATURA

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
Af	Area de aletas por unidad de longitud de tubo aletado	cm <sup>2</sup> /m
Ao	Area externa de tubo liso por unidad de longitud de tubo aletado	cm <sup>2</sup> /m
Afo	Superficie externa de calentamiento por unidad de longitud de tubo aletado	cm <sup>2</sup> /m
A' <sub>Ti</sub>	Superficie total interna disponible	m <sup>2</sup>
A' <sub>To</sub>	Superficie total externa disponible	m <sup>2</sup>
AN	Número de aletas por cm	----
Ad0	Diámetro en la base de la aleta	cm
ALC	Ancho de un panel del CAV	m
As	Area libre de flujo del aire	m <sup>2</sup>
APB	Ancho de la placa base	m
ASO	Ancho de los soportes de tubos de CAV	m
AKP	Conductividad térmica del material de las aletas	Kcal/hr-m-°C
A <sub>T</sub>	Area al paso de flujo del vapor	m <sup>2</sup>
A10	Superficie externa requerida en el desobrecalentamiento	m <sup>2</sup>

A <sub>20</sub>	Superficie externa requerida en la condensación	m <sup>2</sup>
A <sub>TO</sub>	Superficie total externa requerida	m <sup>2</sup>
B	Perímetro proyectado	cm/m
C <sub>PA</sub>	Calor específico a presión constante del aire evaluado a la temperatura t <sub>a</sub>	Kcal/Kg-°C
C <sub>pvap</sub>	Calor específico a presión constante del vapor sobrecalentado evaluado a (P <sub>vap</sub> , T <sub>M</sub> )	Kcal/Kg-°C
D <sub>O</sub>	Diámetro exterior de la aleta	cm
D <sub>I</sub>	Diámetro interior del tubo.	cm
D <sub>I'</sub>	Diámetro interior del tubo	pies
D <sub>e</sub>	Diámetro equivalente	m
D <sub>ev</sub>	Diámetro volumétrico equivalente	m
D' ev	Diámetro volumétrico equivalente	pies
D <sub>ext</sub>	Diámetro exterior del tubo	cm
EA	Espesor de la aleta	cm
EH	Espaciamiento entre las líneas de centro de 2 hileras de tubos consecutivas	cm
F	Factor de CHATO	Adim.

FT1	Factor de corrección a la diferencia de temperatura media logarítmica en la zona de sobrecalentamiento	Adim.
FT2	Factor de corrección a la diferencia de temperatura media logarítmica en la zona de condensación	Adim.
f	Factor de fricción para el lado-aire obtenido de la figura 3.8	pies <sup>2</sup> /pulg <sup>2</sup>
ff	Factor de fricción dentro de los tubos obtenido de la figura 3.12	pies <sup>2</sup> /pulg <sup>2</sup>
G <sub>s</sub>	Velocidad másica del aire	Kg/hr-m <sup>2</sup>
G <sub>s</sub> '	Velocidad másica del aire	lb/hr-piez
G <sub>t</sub>	Velocidad másica del vapor	Kg/s-m <sup>2</sup>
G <sub>t</sub> '	Velocidad másica del vapor	lb/hr-piez
H <sub>1</sub>	Entalpia del vapor sobrecalentado a la entrada del CAV	Kcal/Kg
H <sub>2</sub>	Entalpia de vapor saturado	Kcal/Kg
H <sub>3</sub>	Entalpia de líquido saturado	Kcal/Kg
HP	Altura de un panel del CAV	m
HA	Altura de la aleta.	cm
hf	Coeficiente pelicular de transferencia de calor en el lado-aire	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C

$h'_{fo}$	Coefficiente pelicular efectivo de transferencia de calor en el lado-aire	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
$h_{1i}$	Coefficiente pelicular del vapor sobrecalentado	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
$h_{2i}$	Coefficiente pelicular del vapor en la etapa de condensación	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
$h_{fg}$	Calor latente de vaporización correspondiente a TS'	BTU/lb
$h_{io}$	Coefficiente pelicular del vapor en la etapa de condensación referido a la superficie externa	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
$h_i$	Coefficiente pelicular interno	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
JF	Factor de transferencia de calor obtenido de la figura 3.8	Adim.
JH	Factor de transferencia de calor obtenido de la figura 3.10	Adim.
K	Conductividad térmica del aire evaluada a la temperatura $t_a$	Kcal/hr-m-°C
$K_{vap}$	Conductividad térmica del vapor sobrecalentado evaluada a la temperatura TM	Kcal/hr-m-°C
KM	Conductividad térmica de la pared del tubo evaluada a la temperatura TPRO	Kcal/hr-m-°C
$K_f$	Conductividad térmica de líquido saturado evaluada a la temperatura TS'	BTU/hr-pie-°F

Lp	Longitud de la trayectoria del aire	pies
L	Longitud de los tubos	pies
n	Número de pasos de tubo	----
NTB	Número de tubos por banco	----
NP	Números de paneles por banco	----
NH	Número de hileras de tubos	----
Pvap	Presión del vapor dentro de los tubos	Kgf/cm <sup>2</sup>
Q <sub>A</sub>	Flujo de calor total intercambiado en el CAV	Kcal/hr
Q <sub>s</sub>	Flujo de calor total cedido por el vapor	Kcal/hr
Q <sub>1</sub>	Flujo de calor intercambiado en la etapa de sobrecalentamiento	Kcal/hr
Q <sub>2</sub>	Flujo de calor intercambiado en la etapa de condensación	Kcal/hr
Res	Número de Reynolds en el lado-aire del CAV	Adim.
re	Radio exterior de la aleta	cm
rb	Radio de la base de la aleta.	cm
Ref	Número de Reynolds en el lado-aire basado en el diámetro volumétrico equivalente	Adim
Ret	Número de Reynolds dentro de los tubos para vapor saturado	Adim.
Rev	Número de Reynolds dentro de los tubos para vapor sobrecalentado	Adim.
Rw	Resistencia térmica de la pared del tubo	hr-m <sup>2</sup> -°C/Kcal
Rd	Factor de ensuciamiento ó incrustación	hr-m <sup>2</sup> -°C/Kcal

RDO	Factor de obstrucción	hr-m <sup>2</sup> -°C/Kcal
SUF	Superficie friccional	m <sup>2</sup>
Sr	Relación de radios de aleta	Adim.
s	Gravedad especifica del aire	Adim.
sp	Gravedad especifica de vapor saturado	Adim.
S <sub>T</sub>	Distancia entre centros de 2 tubos consecutivos en la misma hilera	cm
S <sub>L</sub>	Distancia entre centros de 2 tubos de hileras consecutivas	cm
t1	Temperatura del aire a la entrada del CAV	°C
t2	Temperatura del aire a la salida del CAV	°C
TG	Temperatura del vapor sobrecalentado	°C
TS	Temperatura de saturación del vapor	°C
TS'	Temperatura de saturación del vapor	°F
t <sub>2</sub> '	Temperatura intermedia del aire	°C
TLA	Longitud de tubo con aletas	m
TFP	Número de tubos frontales por panel	---
TWc	Temperatura calculada de la pared del tubo	°C
TWs	Temperatura supuesta de la pared del tubo	°C
TWs'	Temperatura supuesta de la pared del tubo	°F

TPRO	Temperatura promedio	°C
TM	Temperatura promedio del vapor sobrecalentado	°C
$t_a$	Temperatura promedio del aire	°C
$T_{C1}$	Temperatura del fluido caliente a la entrada del cambiador de calor	°C
$T_{C2}$	Temperatura del fluido caliente a la salida del cambiador de calor	°C
$T_{F1}$	Temperatura del fluido frio a la entrada del cambiador de calor	°C
$T_{F2}$	Temperatura del fluido frio a la salida del cambiador de calor	°C
$U_c$	Coefficiente total limpio de transferencia de calor	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
$U_d$	Coefficiente total de transferencia de calor de diseño	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
UC10	Coefficiente total limpio de transferencia de calor en la etapa de desobrecalentamiento	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
UD10	Coefficiente total de transferencia de calor de diseño en la etapa de desobrecalentamiento	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
UC20	Coefficiente total limpio de transferencia de calor en la etapa de condensación	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
UD20	Coefficiente total de transferencia de calor de diseño en la etapa de condensación	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
UC	Coefficiente global limpio de transferencia de calor	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
UD	Coefficiente global de transferencia de calor de diseño	Kcal/hr-m <sup>2</sup> -°C
Vmax	Velocidad máxima del aire	m/s
VLN	Volumen libre neto	m <sup>3</sup>
$W_A$	Flujo de aire que pasa por el CAV	Kg/hr
$W_s$	Flujo de vapor utilizado	Kg/hr

X	Relación de variables utilizada en la figura 3.9	Adim.
Yb	Mitad del espesor de la aleta	m
$\Delta t_1$	Diferencia de temperatura media logarítmica en la zona de sobrecalentamiento	°C
$\Delta t_2$	Diferencia de temperatura media logarítmica en la zona de condensación	°C
$\Delta t_m$	Diferencia de temperatura media logarítmica balanceada	°C
$\Delta P$	Caída de presión del aire en el CAV	mm c.a
$\Delta P_t$	Caída de presión del vapor en los tubos	Kgf/m <sup>2</sup>
$\mu$	Viscosidad dinámica del aire evaluada a la temperatura $t_a$	Kg/m-s
$\mu_{vsat}$	Viscosidad dinámica de vapor saturado correspondiente a TS	Kg/m-s
$\mu_{vap}$	Viscosidad dinámica del vapor sobrecalentado evaluada a la temperatura TM	Kg/m-s
$\mu_f$	Viscosidad dinámica de líquido saturado evaluada a TS'	lb/hr-pie
$\rho$	Densidad del aire evaluada a la temperatura $t_a$	Kg/m <sup>3</sup>
$\rho_f$	Densidad de líquido saturado correspondiente a TS'	lb/pie <sup>3</sup>
$\rho_g$	Densidad de vapor saturado correspondiente a TS'	lb/pie <sup>3</sup>
$\Omega$	Eficiencia térmica de las aletas	Adim.

**C A P I T U L O 4**

**INCREMENTO DE LA CAPACIDAD TERMICA DE LOS CALENTADORES**

**DE AIRE A VAPOR UTILIZANDO VAPOR SATURADO**

#### 4.1.-FUNDAMENTOS DE LA HIPOTESIS

Esta hipótesis contempla la posibilidad de incrementar la capacidad de transferencia de calor de los CAV's, utilizando vapor saturado, es decir modificando la operación del CAV para que trabaje solamente con la etapa de condensación del vapor.

La hipótesis surge del análisis comparativo de los coeficientes totales de transferencia de calor y superficies de calentamiento, obtenidos para las zonas de sobrecalentamiento y condensación del vapor.

Analizando los valores de los coeficientes totales de transferencia de calor que se muestran en la tabla 3.1; se observa que el de la etapa de sobrecalentamiento (UC10), es aproximadamente 4 veces más pequeño que el de la etapa de condensación (UC20). Esto significa que en la etapa de condensación se tiene mayor capacidad de transferencia de calor por unidad de superficie que en la etapa de sobrecalentamiento. Desde el punto de vista de los coeficientes peliculares, esto se debe a que el coeficiente de película controlante en la etapa de condensación (coeficiente pelicular más pequeño), es el del aire ( $h'_{fo}$ ), el cual determina el valor de UC20 de la ecuación:

$$\frac{1}{UC20} = \frac{1}{h'_{fo}} + \frac{1}{h_{2i} \left( \frac{A'_{Ti}}{A'_{To}} \right)} = \frac{1}{91.2} + \frac{1}{1355.18}$$

mientras que en la etapa de sobrecalentamiento, el coeficiente de película controlante es el coeficiente pelicular del vapor sobrecalentado ( $h_{1i}$ ), el cual determina el valor de UC10 de la ecuación:

$$\frac{1}{UC10} = \frac{1}{h'_{fo}} + \frac{1}{h_{1i} \left( \frac{A'_{Ti}}{A'_{To}} \right)} = \frac{1}{91.2} + \frac{1}{25.89}$$

Lo cual significa que el coeficiente pelicular del vapor sobrecalentado referido a la superficie externa  $[h_{1i} (A'_{Ti}/A'_{To})]$ , produce una resistencia a la transferencia de calor más grande que la correspondiente al coeficiente  $h'_{fo}$ , reflejándose esto en un coeficiente total de transferencia de calor UC10 más pequeño que el obtenido en la etapa de condensación (UC20).

En cuanto a la superficie de calentamiento requerida, se observa que aproximadamente la tercera parte de la superficie total de transferencia de calor del CAV se utiliza para desobrecalentar el vapor.

Basandose en lo expuesto anteriormente, la hipótesis de optimización térmica de los CAV's con vapor saturado, propone eliminar el desobrecalentamiento del vapor y utilizar únicamente la etapa de condensación del mismo, de modo tal que toda la superficie del CAV intercambie calor con el coeficiente total más grande que tiene, que es el de condensación (UC20), lograndose con esto incrementar la capacidad de transferencia de calor de la superficie total del CAV.

El flujo de calor cedido por el vapor depende de la diferencia de entalpías y del flujo de vapor y se expresa como:

$$Q_s = W_s(H_1 - H_3) \quad (4.1)$$

Considerando lo anterior, al utilizar vapor saturado, la diferencia de entalpías  $(H_2 - H_3)$  será menor que la del vapor sobrecalentado  $(H_1 - H_3)$ ; por lo que será necesario aumentar el flujo de vapor, de modo tal que pueda incrementarse así el flujo de calor total intercambiado; es decir, la operación

del CAV con vapor saturado requerirá un flujo de vapor mayor al que se utiliza con vapor sobrecalentado.

#### 4.2.-JUSTIFICACION DE LA HIPOTESIS

Utilizando los parámetros de operación obtenidos en la evaluación del comportamiento térmico del CAV tipo vertical de la sección 3.4, y considerando la operación del CAV con vapor saturado, es decir trabajando unicamente con la zona de condensación del vapor, se tiene que:

$$UD_{10}=0$$

$$A_{10} = 0$$

$$\Delta t_1 = 0$$

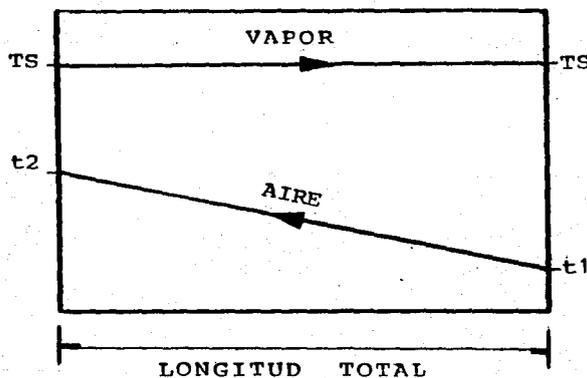


FIGURA No.4.1.- Perfil de temperatura con vapor saturado

y por lo tanto el coeficiente global de transferencia de calor será:

$$UD=UD_{20}= 83.09 \text{ Kcal/hr-m}^2\text{-C}$$

esto es debido a que toda la superficie del CAV se utiliza en la etapa de condensación del vapor.

Ahora considerando el mismo flujo de calor total intercambiado que en el ejemplo mencionado, se calculará la superficie de transferencia de calor requerida utilizando vapor saturado, y se comparará con la superficie de transferencia de calor disponible, que es la que se requiere al utilizar vapor sobrecalentado.

$$Q_A = 7373780 \text{ Kcal/hr}$$

El flujo de vapor saturado requerido será:

$$W_s = \frac{Q_A}{(H_2 - H_3)} = \frac{7,373,780}{(661.31 - 171.62)} = 15058.05 \text{ Kg/hr}$$

La diferencia de temperatura media logarítmica total será:

$$\Delta t_m = \left( \frac{(TS - t_2) - (TS - t_1)}{\ln \frac{(TS - t_2)}{(TS - t_1)}} \right) =$$
$$= \frac{(170 - 87) - (170 - 37.5)}{\ln \frac{(170 - 87)}{(170 - 37.5)}} = 105.82 \text{ } ^\circ\text{C}$$

entonces la superficie de transferencia de calor requerida utilizando vapor saturado será:

$$A_{T0} = \frac{Q_A}{UD \Delta t_m} = \frac{7,373,780}{(83.09)(105.82)} = 838.63 \text{ m}^2$$

Finalmente se tiene

SUPERFICIE REQUERIDA (m <sup>2</sup> )	
VAPOR SATURADO	VAPOR SOBRECALENTADO
838.63	1027.38

Comparando las superficies de calentamiento requeridas en cada caso, se observa que utilizando vapor saturado se requiere menos superficie (aproximadamente 18% menos) para intercambiar el mismo flujo de calor  $Q_A$ , lo cual significa que se incrementa la capacidad de transferencia de calor de la superficie del CAV al emplear vapor saturado. Por consiguiente si se utiliza vapor saturado con la superficie de calentamiento disponible ( $A'_{T0} = 1027.38 \text{ m}^2$ ), se tendrá un incremento en el flujo de calor total intercambiado.

La temperatura que alcanzaría el aire a la salida del CAV al trabajar con vapor saturado, puede calcularse a partir de las siguientes ecuaciones:

$$Q_A = W_A C_{PA} (t_2 - t_1) \quad (4.2)$$

pero también

$$Q_A = UD A'_{T0} \Delta t_m = UD A'_{T0} \left( \frac{(TS - t_2) - (TS - t_1)}{\ln \frac{(TS - t_2)}{(TS - t_1)}} \right) =$$

$$= - UD A'_{T0} \left( \frac{(t_2 - t_1)}{\ln \frac{(TS - t_2)}{(TS - t_1)}} \right) \quad (4.3)$$

igualando las ecuaciones (4.2) y (4.3)

$$W_A C_{PA} (t_2 - t_1) = - UD A'_{T0} \left( \frac{(t_2 - t_1)}{\ln \frac{(TS - t_2)}{(TS - t_1)}} \right)$$

y simplificando, se obtiene que

$$\ln \frac{(TS - t_2)}{(TS - t_1)} = - \frac{UD A'_{T0}}{W_A C_{PA}} \quad (4.4)$$

despejando  $t_2$  de la ecuación (4.4) se tiene:

$$t_2 = TS - \left( \exp \left( - \frac{UD A'_{T0}}{W_A C_{PA}} \right) (TS - t_1) \right) \quad (4.5)$$

con esta última ecuación se calcula la temperatura del aire a la salida del CAV cuando se emplea vapor saturado.

Ahora sustituyendo los datos se tiene que:

$$t_2 = 170 - \left( \exp \left( - \frac{(83.09)(1027.38)}{(619380)(0.2405)} \right) (170 - 37.5) \right)$$

$$t_2 = 95.3^\circ\text{C}$$

Finalmente

TEMPERATURA DEL AIRE A LA SALIDA DEL CAV (°C)	
VAPOR SATURADO	VAPOR SOBRECALENTADO
95.3	87

Comparando las temperaturas obtenidas en cada caso, se observa que con la utilización de vapor saturado se incrementa la temperatura del aire a la salida del CAV.

#### 4.3.-COMPORTAMIENTO ESPERADO EN LOS CAV's AL EMPLEAR VAPOR SATURADO

Considerando los resultados obtenidos en la justificación de la hipótesis, se han desarrollado gráficas que muestran, para diferentes condiciones de operación, el comportamiento esperado del CAV al trabajar con vapor saturado.

Los parámetros que comunmente varían en la operación de un CAV son: el flujo de aire que circula a través del CAV, la temperatura de entrada del aire, el flujo de vapor, la presión del vapor, y por consiguiente la temperatura de saturación.

Las gráficas que se presentan son obtenidas por computadora utilizando el denominado sistema PAGRA (Paquete Gráfico), el cual consiste en un paquete para gráficas computacionales con un conjunto de subrutinas en FORTRAN (ANSI 77), y que fué desarrollado originalmente en la Unidad de Computo del IIE.

Todas las gráficas que se muestran, excepto las de flujo de vapor y caídas de presión, han sido elaboradas a partir de la ecuación (4.4), utilizando los valores de : flujo de aire medido ( $W_A$ ), coeficiente total de transferencia de calor en la etapa de condensación (UD20), y superficie total externa disponible ( $A'_{T0}$ ), que han sido obtenidos de las evaluaciones de los CAV's.

Debido a que la efectividad de la hipótesis se va a comprobar experimentalmente en los CAV's de las unidades 4 y 1 de la CTE de Manzanillo, Colima (por ser ésta CTE la que cuenta con la instrumentación, equipo y disponibilidad requerida), el primer grupo de gráficas corresponde a un CAV (tipo vertical) de la unidad 4 y el segundo grupo corresponde a un CAV (tipo horizontal) de la unidad 1; ésto se realiza con el propósito de conocer los resultados que se esperan obtener al realizar las pruebas experimentales con vapor saturado en los CAV's.

Como ya se mencionó anteriormente el flujo de aire ( $W_A$ ) que circula a través de los CAV's, varía según las condiciones y el tiempo de operación de la caldera, por ésta razón, en las gráficas se consideran 2 flujos de aire diferentes que son, el flujo de aire medido en una evaluación del CAV y el flujo de aire especificado por diseño para 300 MW de carga.

**4.3.1.GRAFICAS DEL COMPORTAMIENTO ESPERADO EN  
EL CAV (LADO A) DE LA UNIDAD 4**

**GRAFICA 1-U4**

Considerando que la temperatura del aire a la salida de los CAV's, requerida para disminuir la corrosión en el lado frío de los PAR's, es de  $t_2=104.8^{\circ}\text{C}$  (propuesta en la tabla 2.1), se elabora esta gráfica que muestra la temperatura de vapor saturado que se requiere para alcanzar dicha temperatura, al tener diferentes temperaturas de aire a la entrada del CAV.

Despejando de la ecuación 4.4 se tiene la ecuación que se utiliza para obtener esta gráfica y se expresa como:

$$TS = \frac{t_2 - \left( t_1 \exp \left( - \frac{UD_{20} A'_{T0}}{W_A C_{PA}} \right) \right)}{1 - \exp \left( - \frac{UD_{20} A'_{T0}}{W_A C_{PA}} \right)} \quad (4.6)$$

y los datos son:

$W_A$  POR DISEÑO = 525235 kg/hr

UD20 PARA EL FLUJO DE DISEÑO = 75.18 Kcal/hr-m<sup>2</sup>-°C

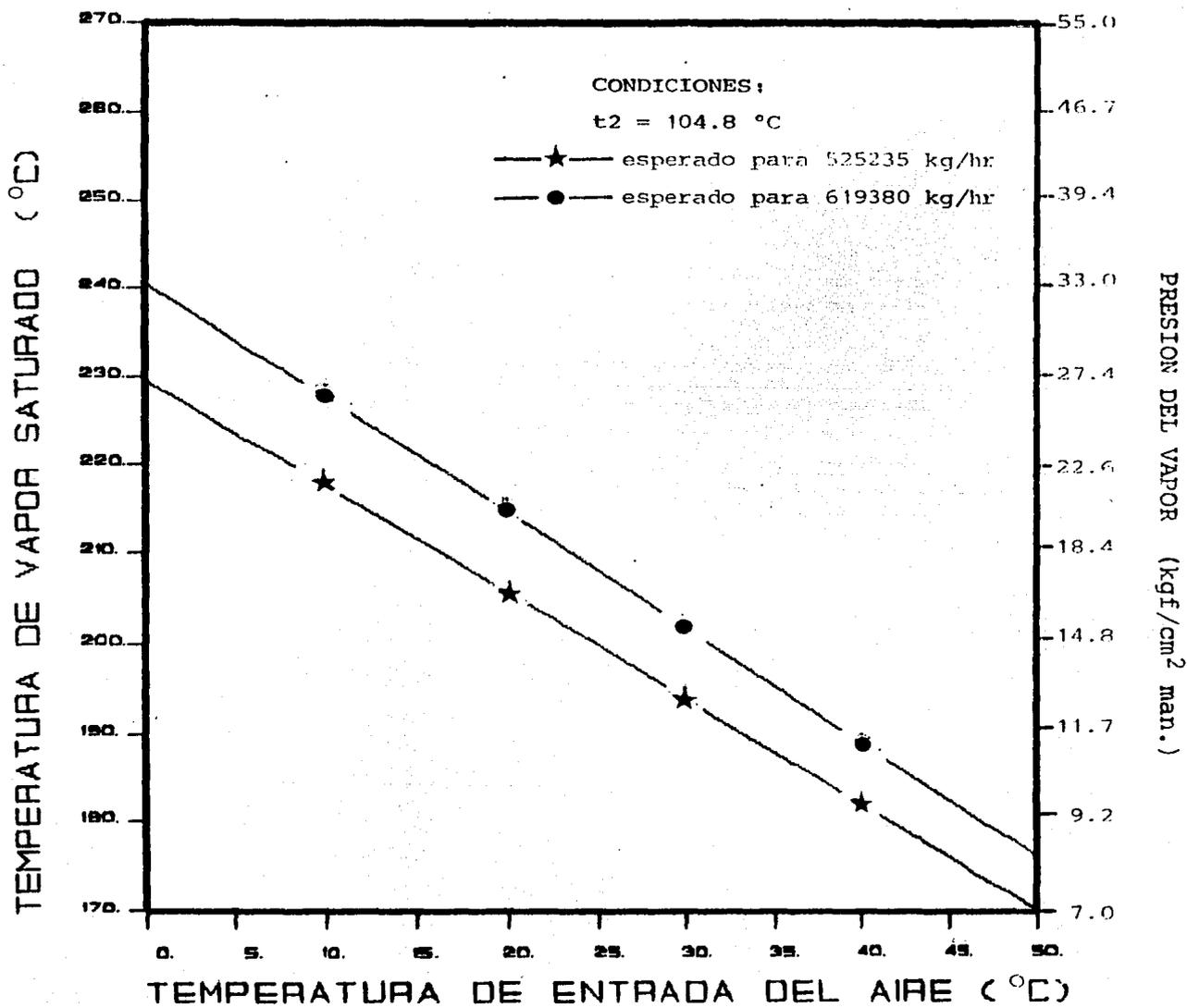
$W_A$  MEDIDO = 619380 kg/hr

UD20 PARA EL FLUJO MEDIDO = 83.09 Kcal/hr-m<sup>2</sup>-°C

$t_2$  = 104.8°C

$C_{PA}$  = 0.2404 Kcal/kg-°C

$A'_{T0}$  = 1027.38 m<sup>2</sup>



GRÁFICA 1 - U4

## GRAFICA 2-U4

Esta gráfica muestra la temperatura de vapor saturado que debe emplearse para obtener la temperatura de salida del aire deseada; cuando la temperatura de entrada del aire es constante.

Para la obtención de ésta gráfica se utiliza la ecuación (4.6).

y los datos son:

$$W_A \text{ POR DISEÑO} = 525235 \text{ kg/hr}$$

$$UD20 \text{ PARA EL FLUJO DE DISEÑO} = 75.18 \text{ Kcal/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

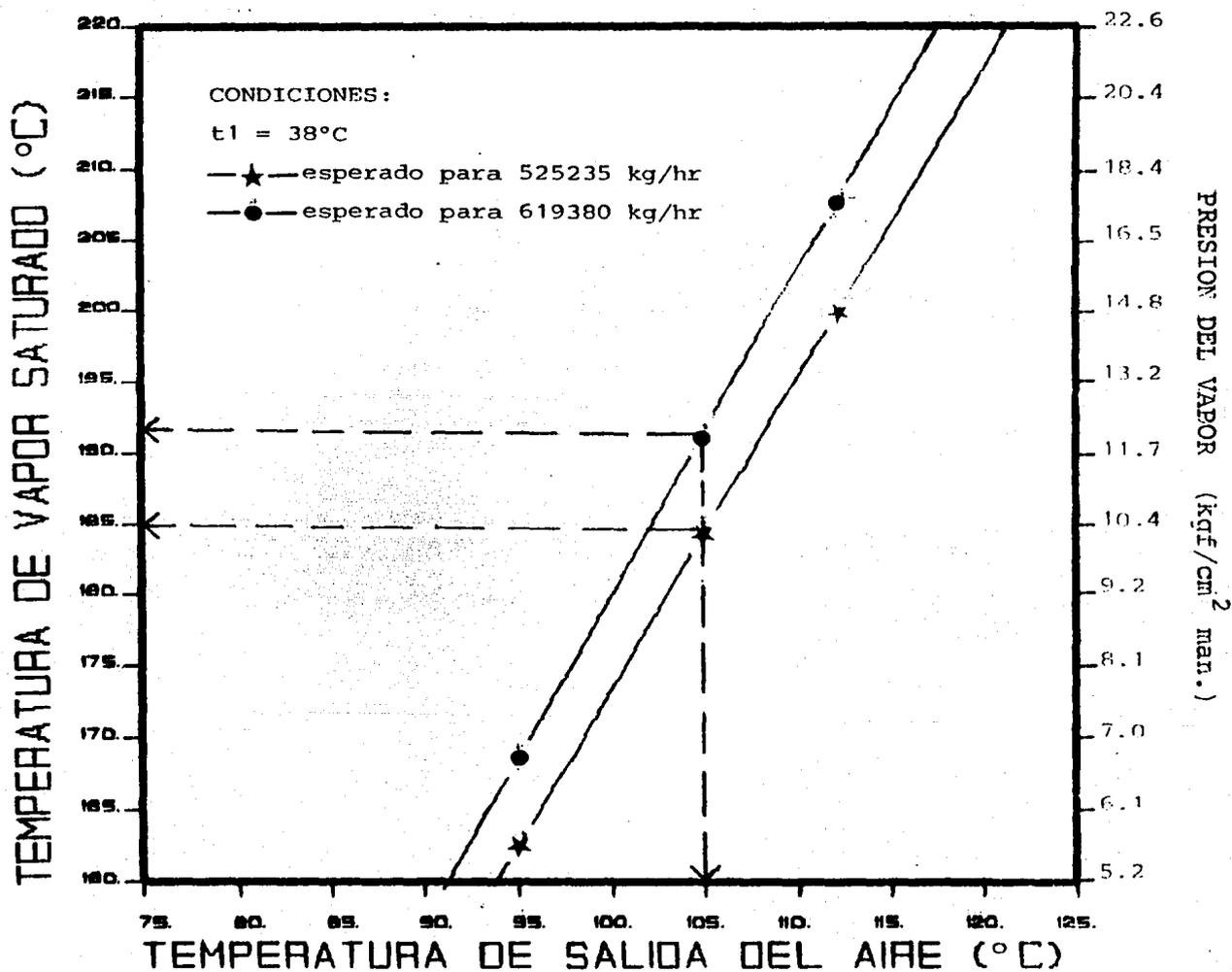
$$W_A \text{ MEDIDO} = 619380 \text{ kg/hr}$$

$$UD20 \text{ PARA EL FLUJO MEDIDO} = 83.09 \text{ Kcal/hr-m}^2\text{-}^\circ\text{C}$$

$$t_1 = 38^\circ\text{C}$$

$$C_{PA} = 0.2404 \text{ Kcal/kg-}^\circ\text{C}$$

$$A'_{T0} = 1027.38 \text{ m}^2$$



GRAFICA 2 - U4

### GRAFICA 3-U4

Esta gráfica muestra la superficie total externa que se requiere en el CAV para que la temperatura de salida del aire sea  $t_2 = 104.8^\circ\text{C}$ , cuando se tienen diferentes temperaturas de entrada del aire al CAV, y se utilizan las temperaturas de vapor saturado especificadas.

La ecuación utilizada para la obtención de ésta gráfica es:

$$A_{TO} = - \frac{W_A C_{PA}}{UD20} \left( \ln \frac{(TS - t_2)}{(TS - t_1)} \right) \quad (4.7)$$

y los datos son:

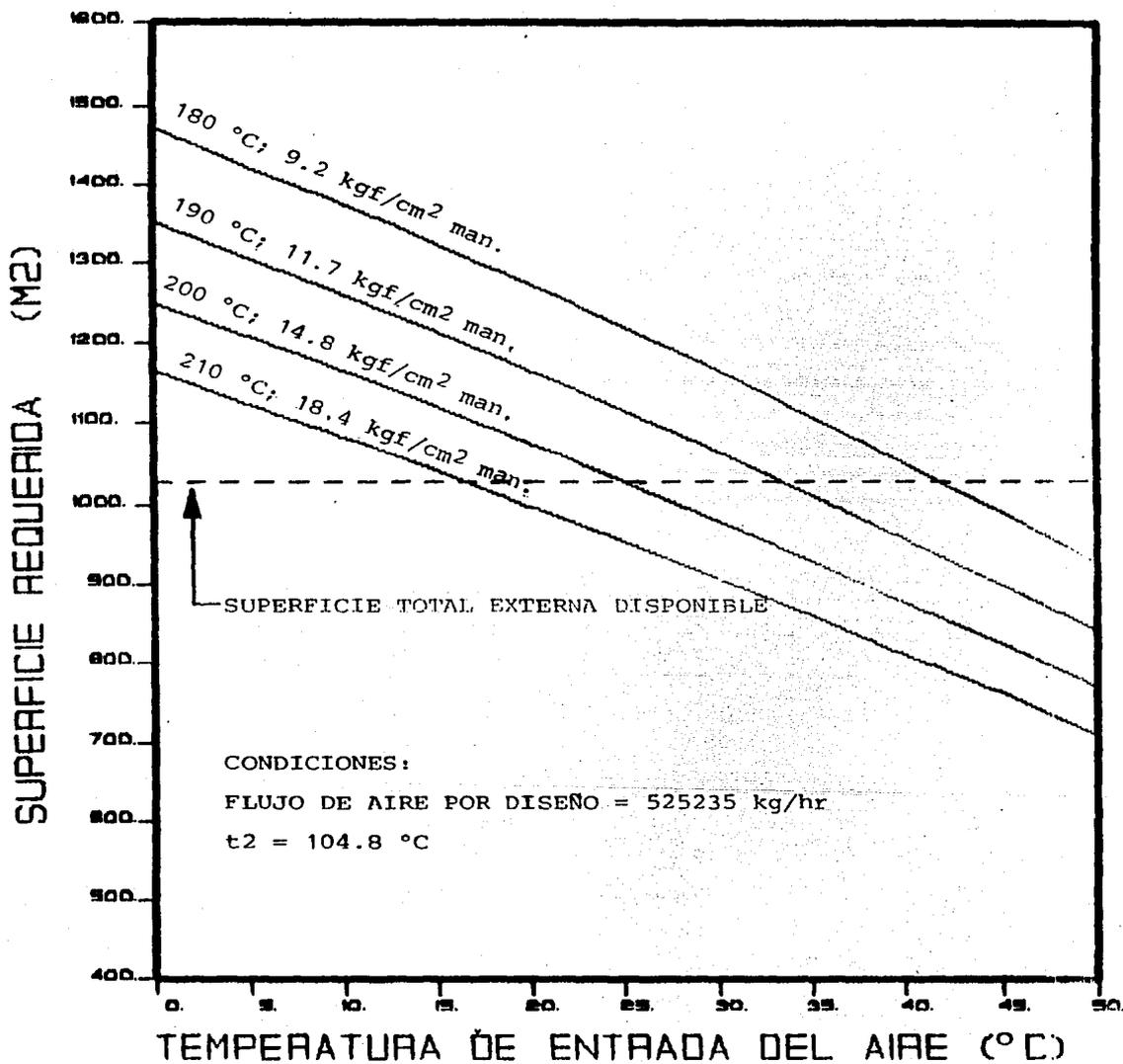
$W_A$  POR DISEÑO = 525235 kg/hr

UD20 PARA EL FLUJO DE DISEÑO = 75.18 Kcal/hr-m<sup>2</sup>-°C

$t_2 = 104.8^\circ\text{C}$

$C_{PA} = 0.2404$  Kcal/kg-°C

TEMPERATURAS DE VAPOR SATURADO 180,190,200 y 210°C



GRAFICA 3 - U4

#### GRAFICA 4-U4

Esta gráfica es complemento de la gráfica 1-U4 y muestra el flujo de vapor que se requiere, al utilizar diferentes temperaturas de vapor saturado, para obtener una temperatura de salida del aire  $t_2=104.8^\circ\text{C}$ .

La ecuación utilizada para la obtención de ésta gráfica se determina a partir de lo siguiente:

$$Q_A = Ws(H_2 - H_3)$$

pero también

$$Q_A = UD20 A'_{T0} \left( \frac{(t_1 - t_2)}{\ln \frac{(TS - t_2)}{(TS - t_1)}} \right)$$

igualando y despejando, se tiene finalmente que:

$$Ws = \frac{UD20 A'_{T0} (t_1 - t_2)}{(H_2 - H_3) \ln \frac{(TS - t_2)}{(TS - t_1)}} \quad (4.8)$$

Y los datos empleados son:

$W_A$  POR DISEÑO = 525235 kg/hr

UD20 PARA EL FLUJO DE DISEÑO = 75.18 Kcal/hr-m<sup>2</sup>-°C

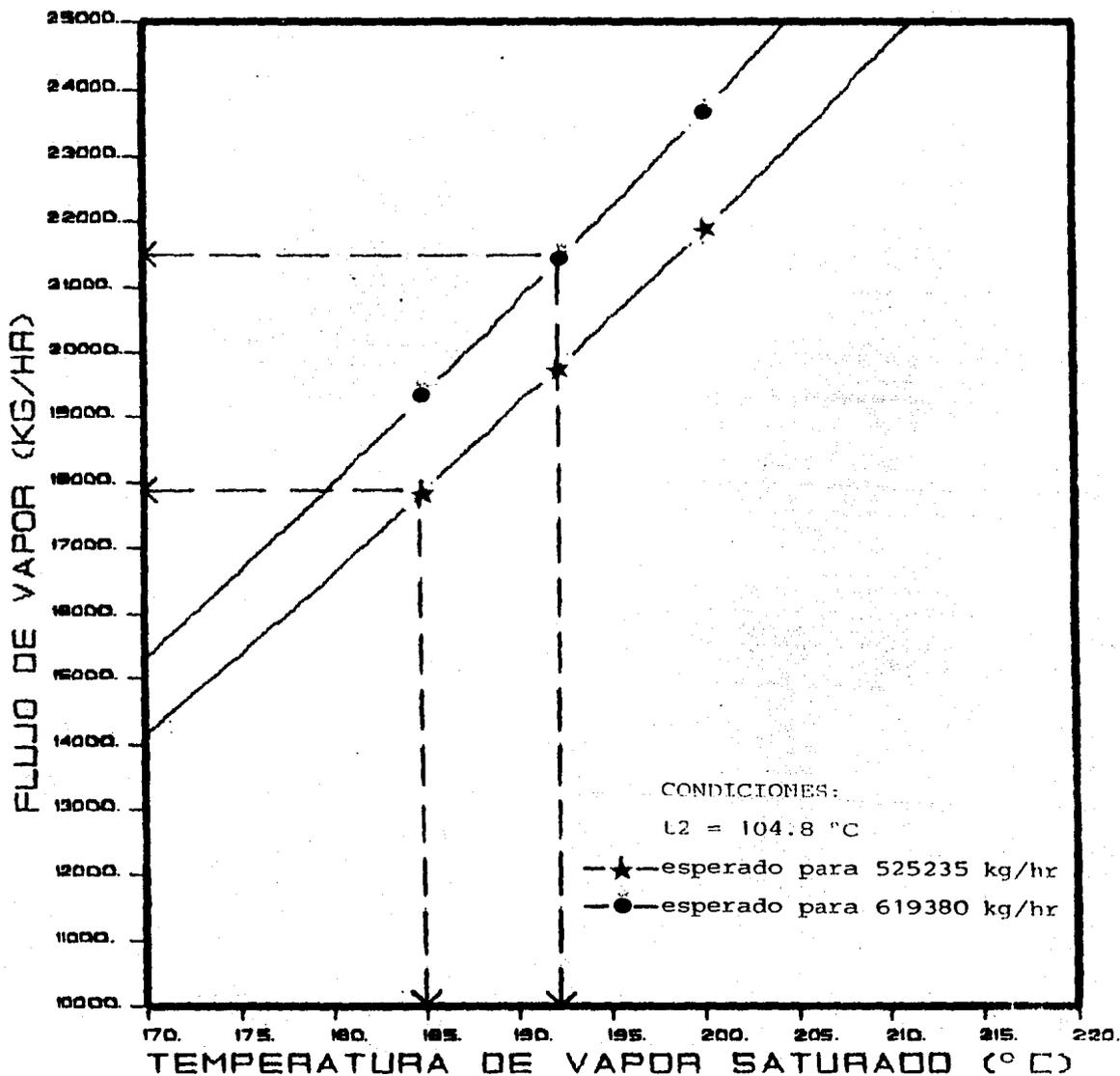
$W_A$  MEDIDO = 619380 kg/hr

UD20 PARA EL FLUJO MEDIDO = 83.09 Kcal/hr-m<sup>2</sup>-°C

t<sub>2</sub> = 104.8°C

$C_{PA}$  = 0.2404 Kcal/kg-°C

$A'_{T0}$  = 1027.38 m<sup>2</sup>



GRAFICA 4 - U4

#### GRAFICA 5-U4

Esta gráfica muestra las caídas de presión que se tienen dentro de los tubos del CAV al utilizar las temperaturas de vapor saturado especificadas y trabajar con diferentes flujos de vapor.

La ecuación utilizada para la obtención de esta gráfica es:

$$\Delta P_t = \frac{1}{2} \frac{ff G_t'^2 L n}{5.22 \times 10^{10} DI'_{sp}} 703.32$$

Y los datos utilizados son:

DI = 1.1913 cm

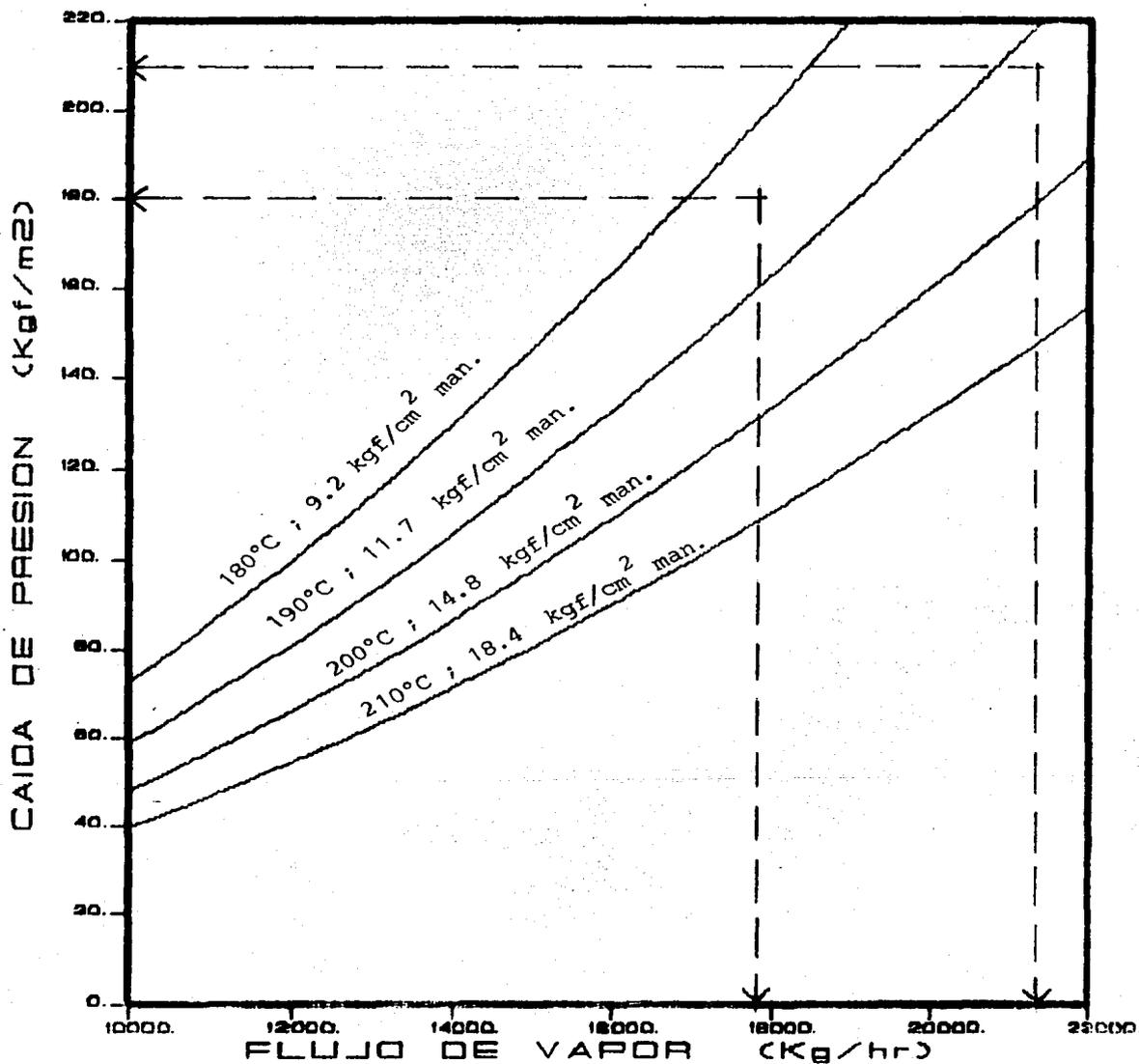
NTB = 640 tubos

LT = 3.88 m

n = 1

TEMPERATURAS DE VAPOR SATURADO 180, 190, 200, y 210°C

Cabe mencionar que en todas las gráficas de caída de presión así como en las de flujo de vapor, se utiliza el programa CALORE[13] para obtener las propiedades termodinámicas del vapor.



GRAFICA 5 - U4

**4.3.2.GRAFICAS DEL COMPORTAMIENTO ESPERADO EN  
EL CAV (LADO A) DE LA UNIDAD 1**

Las gráficas que se presentan para el CAV de la unidad 1, son del mismo tipo que las de la unidad 4, con la diferencia que en éstas se utilizan los parámetros de operación correspondientes al CAV de la unidad 1.

**GRAFICA 1-U1**

En la unidad 1, la temperatura del aire requerida a la salida de los CAV's para disminuir la corrosión en el lado frío de los PAR's, es  $t_2=105^{\circ}\text{C}$  (propuesta en la tabla 2.1).

Y los datos utilizados para obtener esta gráfica son:

$W_A$  POR DISEÑO = 525200 kg/hr

UD20 PARA EL FLUJO DE DISEÑO = 68.85 Kcal/hr-m<sup>2</sup>-°C

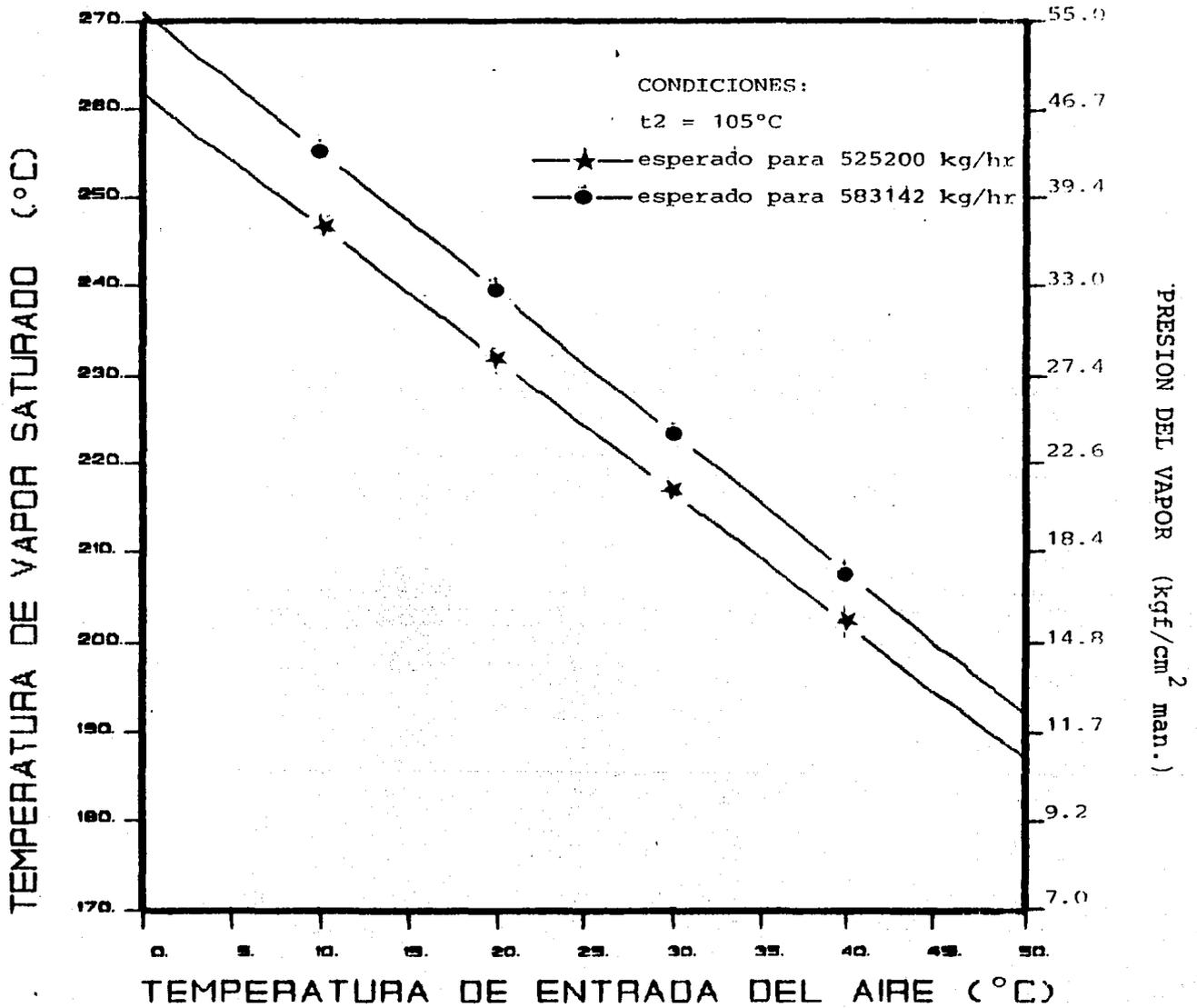
$W_A$  MEDIDO = 583142 kg/hr

UD20 PARA EL FLUJO MEDIDO = 73.05 Kcal/hr-m<sup>2</sup>-°C

$t_2 = 105^{\circ}\text{C}$

$C_{PA} = 0.2404$  Kcal/kg-°C

$A'_{T0} = 940.87$  m<sup>2</sup>



GRAFICA 1 - U1

### GRAFICA 2-U1

Los datos utilizados para obtener esta gráfica son:

$W_A$  POR DISEÑO = 525200 kg/hr

UD20 PARA EL FLUJO DE DISEÑO = 68.85 Kcal/hr-m<sup>2</sup>-°C

$W_A$  MEDIDO = 583142 kg/hr

UD20 PARA EL FLUJO MEDIDO = 73.05 Kcal/hr-m<sup>2</sup>-°C

$t_1$  = 38°C

$C_{PA}$  = 0.2404 Kcal/kg-°C

$A'_{T0}$  = 940.87 m<sup>2</sup>

### GRAFICA 3-U1

Los datos utilizados para obtener esta gráfica son:

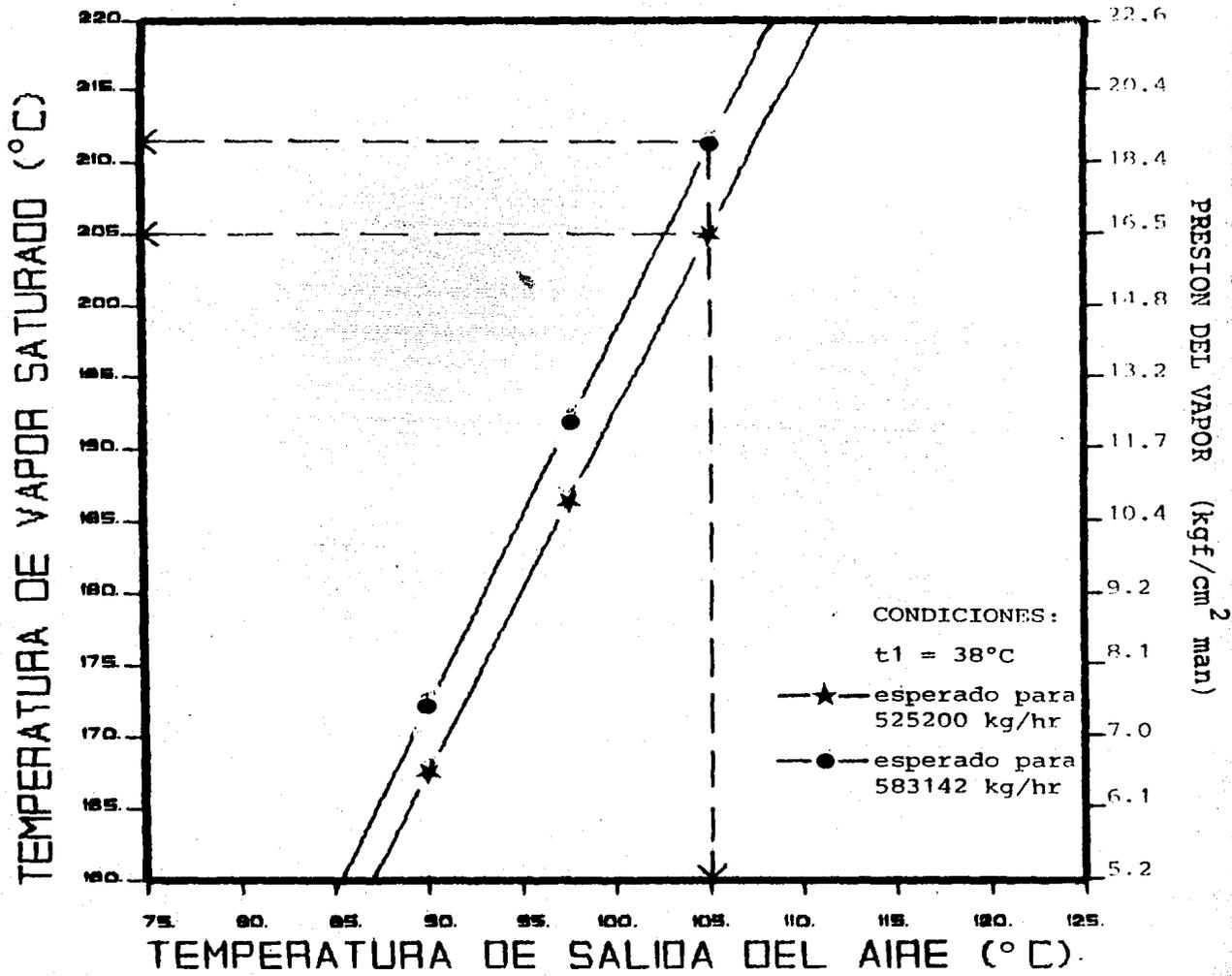
$W_A$  POR DISEÑO = 525200 kg/hr

UD20 PARA EL FLUJO DE DISEÑO = 68.85 Kcal/hr-m<sup>2</sup>-°C

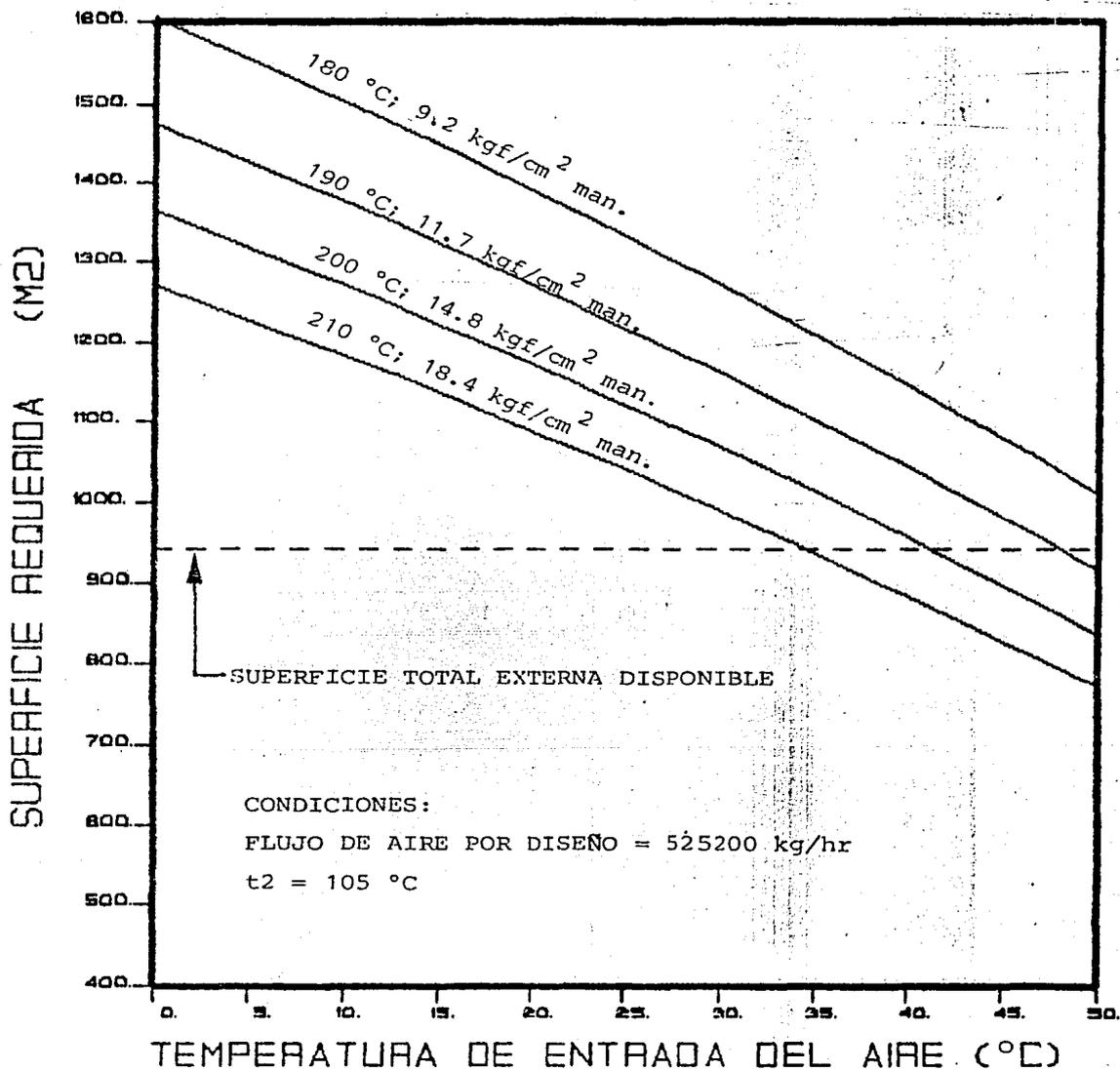
$t_2$  = 105°C

$C_{PA}$  = 0.2404 Kcal/kg-°C

TEMPERATURAS DE VAPOR SATURADO 180, 190, 200, y 210°C



GRAFICA 2 - U1



GRAFICA 3 - U1

#### GRAFICA 4-U1

Los datos utilizados para obtener esta gráfica son:

$W_A$  POR DISEÑO = 525200 kg/hr

UD20 PARA EL FLUJO DE DISEÑO = 68.85 Kcal/hr-m<sup>2</sup>-°C

$W_A$  MEDIDO = 583142 kg/hr

UD20 PARA EL FLUJO MEDIDO = 73.05 Kcal/hr-m<sup>2</sup>-°C

$t_2$  = 105°C

$C_{PA}$  = 0.2404 Kcal/kg-°C

$A_{T0}$  = 940.87 m<sup>2</sup>

#### GRAFICA 5-U1

Los datos utilizados son:

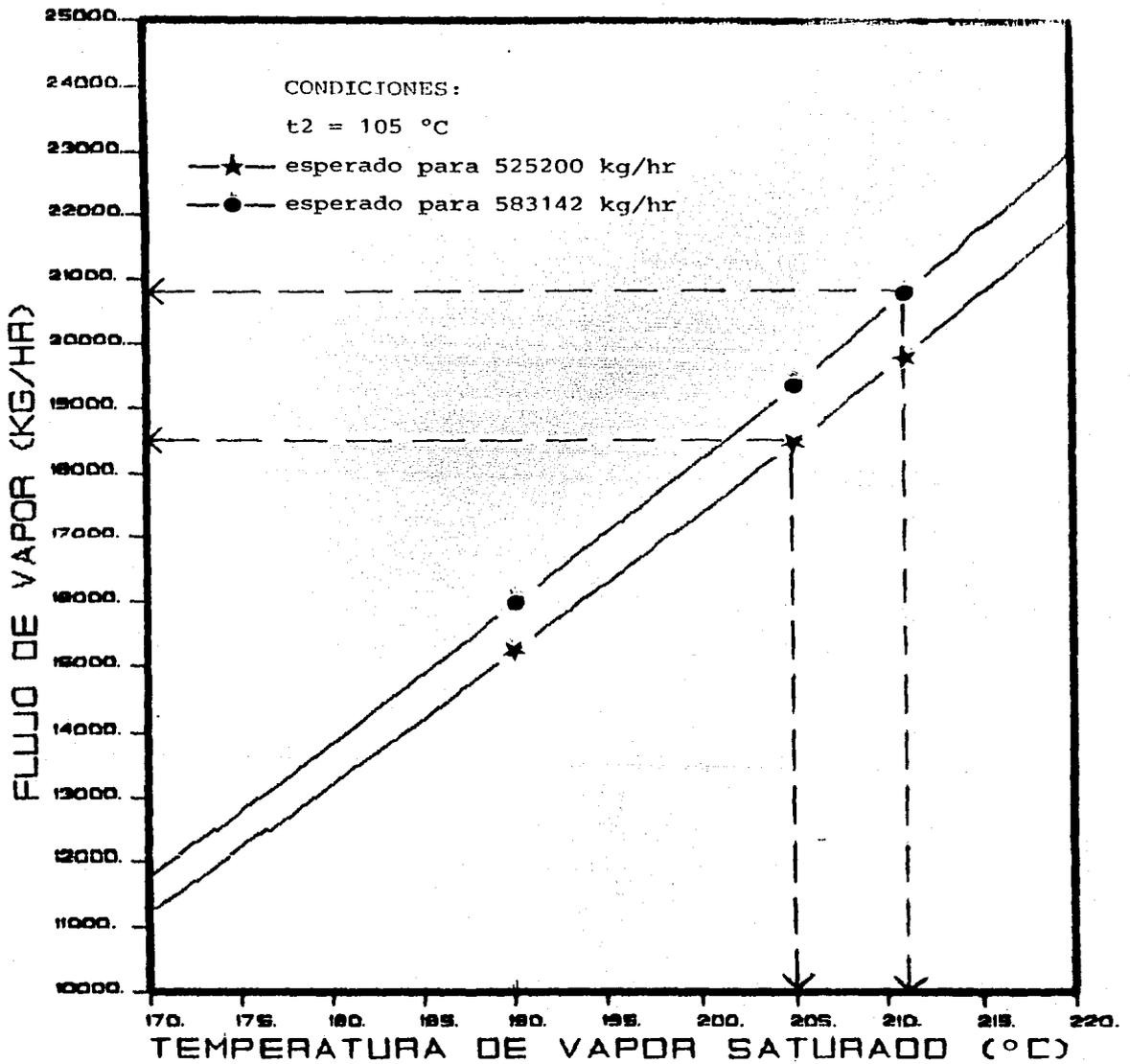
DI = 1.1913 cm

NTB = 610 tubos

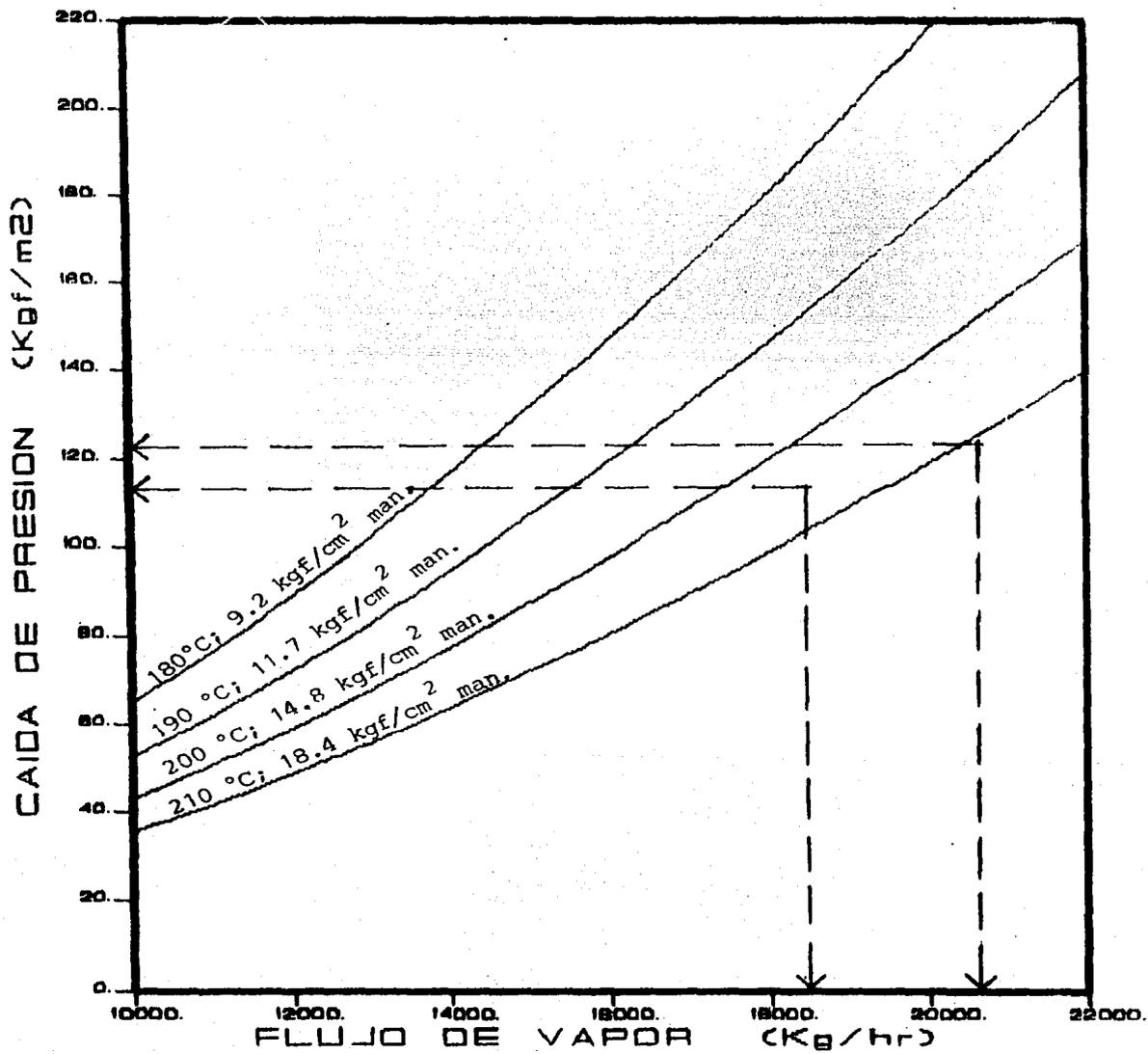
LT = 3.2 m

n = 1

TEMPERATURAS DE VAPOR SATURADO 180, 190, 200, y 210°C



GRAFICA 4 - U1



GRAFICA 5 - U1

#### 4.4.-CONDICIONES DE OPERACION CON VAPOR SATURADO

Analizando las gráficas presentadas anteriormente se concluye que las condiciones de operación con vapor saturado que se requieren en los CAV's con el fin de obtener la temperatura de salida del aire para disminuir la corrosión en el lado frío de los PAR's, son :

EN LOS CAV's DE LA UNIDAD 4  
( PARA  $t_2 = 104.8^{\circ}\text{C}$  )

Con el flujo de aire especificado por diseño (WA=525235 kg/hr)

TEMPERATURA DEL VAPOR SATURADO:  $185^{\circ}\text{C}$   
PRESION DEL VAPOR SATURADO: 10.4 kgf/cm<sup>2</sup> man.  
SUPERFICIE REQUERIDA: 1027.38 m<sup>2</sup>  
FLUJO DE VAPOR: 17800 kg/hr  
CAIDAS DE PRESION EN LOS TUROS: 178 kgf/m<sup>2</sup>

Con el flujo de aire medido (WA=619380 kg/hr)

TEMPERATURA DEL VAPOR SATURADO:  $192^{\circ}\text{C}$   
PRESION DEL VAPOR SATURADO: 12.3 kgf/cm<sup>2</sup> man.  
SUPERFICIE REQUERIDA: 1027.38 m<sup>2</sup>  
FLUJO DE VAPOR: 21300 kg/hr  
CAIDAS DE PRESION EN LOS TUBOS: 215 kgf/m<sup>2</sup>

EN LOS CAV's DE LA UNIDAD 1  
( PARA  $t_2=105^{\circ}\text{C}$  )

Con el flujo de aire especificado por diseño (WA=525200 kg/hr)

TEMPERATURA DEL VAPOR SATURADO:  $205^{\circ}\text{C}$

PRESION DEL VAPOR SATURADO: 16.5 kgf/cm<sup>2</sup> man.

SUPERFICIE REQUERIDA: 940.87 m<sup>2</sup>

FLUJO DE VAPOR: 18400 kg/hr

CAIDAS DE PRESION EN LOS TUBOS: 113 kgf/m<sup>2</sup>

Con el flujo de aire medido (WA=583142 kg/hr)

TEMPERATURA DEL VAPOR SATURADO:  $211^{\circ}\text{C}$

PRESION DEL VAPOR SATURADO: 18.8 kgf/cm<sup>2</sup> man.

SUPERFICIE REQUERIDA: 940.87 m<sup>2</sup>

FLUJO DE VAPOR: 20700 kg/hr

CAIDAS DE PRESION EN LOS TUBOS: 123 kgf/m<sup>2</sup>

Todas las condiciones han sido determinadas considerando una temperatura de entrada del aire  $t_1=38^{\circ}\text{C}$ .

**C A P I T U L O 5**

**EXPERIMENTACION**

Las razones principales por las que la CTE de Manzanillo, Colima, fué seleccionada como planta piloto para efectuar las pruebas experimentales correspondientes a la hipótesis de trabajo propuesta, son las siguientes:

-Contar con los dos tipos de CAV's comprendidos en la metodología de cálculo antes descrita.

-Disponer de la instrumentación, equipo y puertos de medición requeridos (en los CAV's) durante la experimentación.

-Disponer de la colaboración de su personal.

## 5.1.-EQUIPO E INSTRUMENTACION REQUERIDA

### 5.1.1.CILINDRO PITOT

Para realizar la medición de flujo de aire que circula a través del CAV, se utiliza como elemento primario sensor de velocidad un cilindro Pitot, que por tener características especiales, fué necesario diseñarlo, construirlo y, posteriormente calibrarlo con un tubo de Pitot patrón.

El diseño del cilindro Pitot se desarrolló considerando los resultados obtenidos en el trabajo de investigación "Humidificación, Secado y Pulverización de carbón" realizado en el Instituto de Investigaciones Eléctricas[14].

Fundamentalmente para el diseño del cilindro Pitot, fué necesario seleccionar la posición de los orificios detectores de presión, que son la parte fundamental de éste tipo de medidores de flujo o velocidad en ductos. Dichos orificios fueron practicados en forma diametralmente opuesta al tubo, es decir, con un desplazamiento angular entre ellos de  $180^\circ$ . Esta posición de orificios se seleccionó considerando el intervalo más estable de la constante del cilindro Pitot (observado en la figura 4.1[14]) y el arreglo de más fácil maquinado.

El cilindro Pitot construido, es un tubo liso recto de 19.05 mm. de diámetro exterior, con el orificio detector de presión total, que se coloca de frente al flujo, de 3.92 mm. de diámetro y el orificio posterior a éste de 6.4 mm. de diámetro. Este instrumento tiene una longitud total de 4 m., y los materiales empleados para su construcción son:

TUBBING 3/4"  $\phi$  ACERO INOXIDABLE TIPO 316 BWG 16

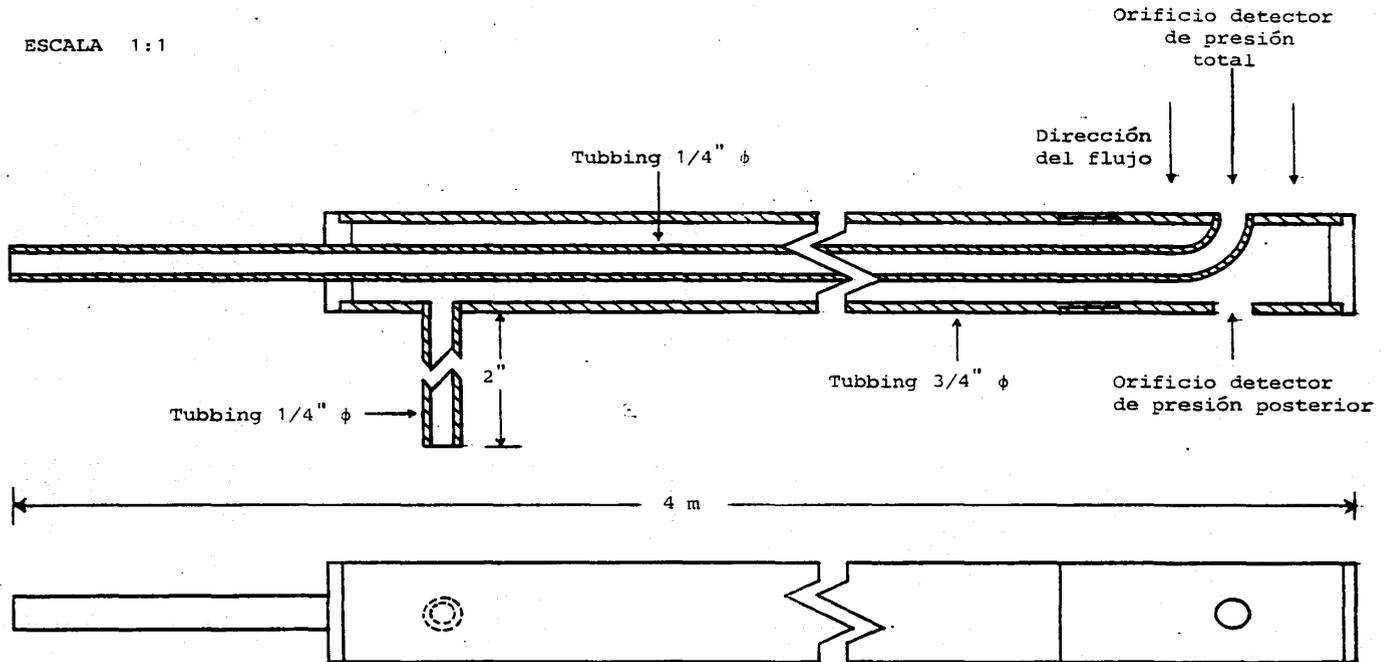
TUBBING 1/4"  $\phi$  ACERO INOXIDABLE TIPO 304 BWG 18

BARRA DE ACERO INOXIDABLE

Todas las piezas del cilindro Pitot fueron unidas con soldadura de Argón, para permitir su uso en zonas de alta temperatura.

El diagrama esquemático del cilindro Pitot se muestra en la figura 5.1.

ESCALA 1:1



126

FIGURA No. 5.1. Diagrama esquemático del cilindro pitot.

## Fundamento teórico del cilindro Pitot

El principio en el que se fundamenta el diseño de éste tipo de equipos es básicamente el teorema de Bernoulli, el cual conduce a la siguiente ecuación simplificada:

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (5.1)$$

Despejando la velocidad e introduciendo la constante adimensional K del elemento se obtiene:

$$V = K \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (5.2)$$

la cual aplicándola para el cilindro Pitot se transforma en:

$$V = K_c \sqrt{\frac{2\Delta P_c}{\rho}} \quad (5.3)$$

Ahora, haciendo un análisis dimensional, queda finalmente la ecuación para calcular la velocidad del aire como:

$$V = 24 (K_c) \left[ \frac{\Delta P_c (T + 273)}{(P_b + P_e)} \right]^{1/2} \quad (5.4)$$

donde

$K_c$  = constante del cilindro Pitot = 0.714 [Adimensional]

$\Delta P_c$  = presión diferencial obtenida con el cilindro Pitot [mm. c.a]

$P_b$  = presión barométrica local [mm. c.a]

$P_e$  = presión estática [mm. c.a]

$T$  = temperatura del aire [°C]

$V$  = velocidad del aire [m/s]

### Calibración del cilindro Pitot

El equipo de calibración empleado fué un tubo de Pitot de constante conocida ( $K_p=1$ ), cuya ecuación general es la siguiente:

$$V = (1) \sqrt{\frac{2\Delta P_p}{\rho}} \quad (5.5)$$

La ecuación de calibración del cilindro Pitot se obtiene al considerar la misma velocidad e igualar las ecuaciones 5.3 y 5.5 como:

$$K_c \sqrt{\frac{2\Delta P_c}{\rho}} = (1) \sqrt{\frac{2\Delta P_p}{\rho}}$$

despejando  $K_c$  se tiene la ecuación que permite calibrar el cilindro Pitot, la cual se expresa como:

$$K_c = \sqrt{\frac{\Delta P_p}{\Delta P_c}}$$

donde  $\Delta P_p$  y  $\Delta P_c$  son las presiones diferenciales obtenidas con el tubo y cilindro Pitot respectivamente, medidas en unidades iguales.

La calibración se realizó introduciendo el cilindro Pitot en un ducto de sección circular de diámetro interno  $D=44.5$  cm., para dos diferentes velocidades del flujo de aire, manteniendo constantes las condiciones del flujo. Para cada valor de velocidad se establecieron 9 puntos de medición radialmente alineados.

Para la calibración se consideró la relación de diámetros establecida[14]:

$$\frac{d}{D} \leq \frac{1}{16}$$

donde

$d$  = diámetro del elemento a calibrarse.

$D$  = diámetro del ducto donde se realiza la calibración.

Las mediciones de presión diferencial fueron realizadas utilizando un micromanómetro diferencial con intervalo de 1 a 100 mm de columna de agua.

Los valores de presión diferencial medidos a diferentes velocidades del aire, así como las constantes del cilindro Pitot obtenidas, se muestran en la tabla 5.1.

PUNTOS DE MEDICION	$V_1 = 14.17 \text{ m/s}$			$V_2 = 13.29 \text{ m/s}$			
	$\Delta P_c$ (mm c.a)	$\Delta P_p$ (mm c.a)	$K_c$ (Adim)	$\Delta P_c$ (mm c.a)	$\Delta P_p$ (mm c.a)	$K_c$ (Adim)	
1	20	10.2	0.7141	18	9.5	0.7264	
2	20	10.2	0.7141	18	9.2	0.7149	
3	20	10.2	0.7141	17.5	9	0.7171	
4	20	10.2	0.7141	17.5	9	0.7171	
5	20	10.2	0.7141	17.5	9	0.7171	
6	20	10	0.7071	17.5	9	0.7171	
7	19.5	10	0.7161	17.5	9	0.7171	
8	19.5	10	0.7161	17.5	8.5	0.6969	
9	19.5	10	0.7161	17	8.5	0.7071	
			$K_c = 0.7140$				$K_c = 0.7145$

TABLA 5.1 VALORES DE PRESION DIFERENCIAL Y CONSTANTES OBTENIDAS EN LA CALIBRACION DEL CILINDRO PITOT.

Realizando el promedio de las constantes  $K_c$  obtenidas, se encuentra el valor de la constante del cilindro Pitot:

$$K_c = 0.714$$

la cual aplicada en la ecuación 5.4 permitirá calcular la velocidad del aire a partir de la presión diferencial medida con el instrumento.

### 5.1.2.EQUIPO ADICIONAL DE MEDICION

El equipo auxiliar de medición que se emplea para desarrollar la parte experimental es:

- Micromanómetro diferencial con intervalo de 1 a 100 mm de columna de agua. Este se utiliza para medir la presión diferencial obtenida con el cilindro Pitot al realizar las mediciones del flujo de aire.
- Termopares tipo K (cromel-alumel), para medición de las temperaturas del aire a la entrada y salida del CAV.
- Multímetro digital para medición de los milivolts producidos por los termopares al sensar la temperatura.
- Columna de agua para medición de la presión estática del aire, así como las caídas de presión del mismo al pasar por el CAV.

### 5.1.3. INSTRUMENTACION INSTALADA EN LOS CIRCUITOS DE VAPOR-CONDENSADOS Y AIRE DE LOS CAV's DE LA CTE

Los instrumentos y equipos que fueron instalados en el circuito vapor-condensados de los CAV's son: manómetros de tubo de Bourdón, termómetros de carátula, indicador de nivel en el tanque de condensados y el atemperador de vapor con válvula de control de agua de atemperación.

#### **Atemperador**

El atemperador es un equipo que se utiliza para sobrecalentar el vapor que entra a los CAV's, y su funcionamiento consiste en disminuir parcialmente la temperatura del vapor al realizar un rociado de agua dentro de la corriente de vapor.

A ésta forma de control de temperatura se le conoce con el nombre de sistema de atemperación por contacto directo.

El atemperador fué instalado en el cabezal principal de vapor, a una distancia apropiada de la entrada de los CAV's y de los instrumentos de medición (manómetro y termómetro). Esto se realizó con el propósito de permitir que la corriente de vapor supere la etapa de transición y sea homogénea, de tal manera que los instrumentos registren valores de presión y temperatura

estables y evitar también posibles arrastres de humedad con el vapor que entra a los CAV's.

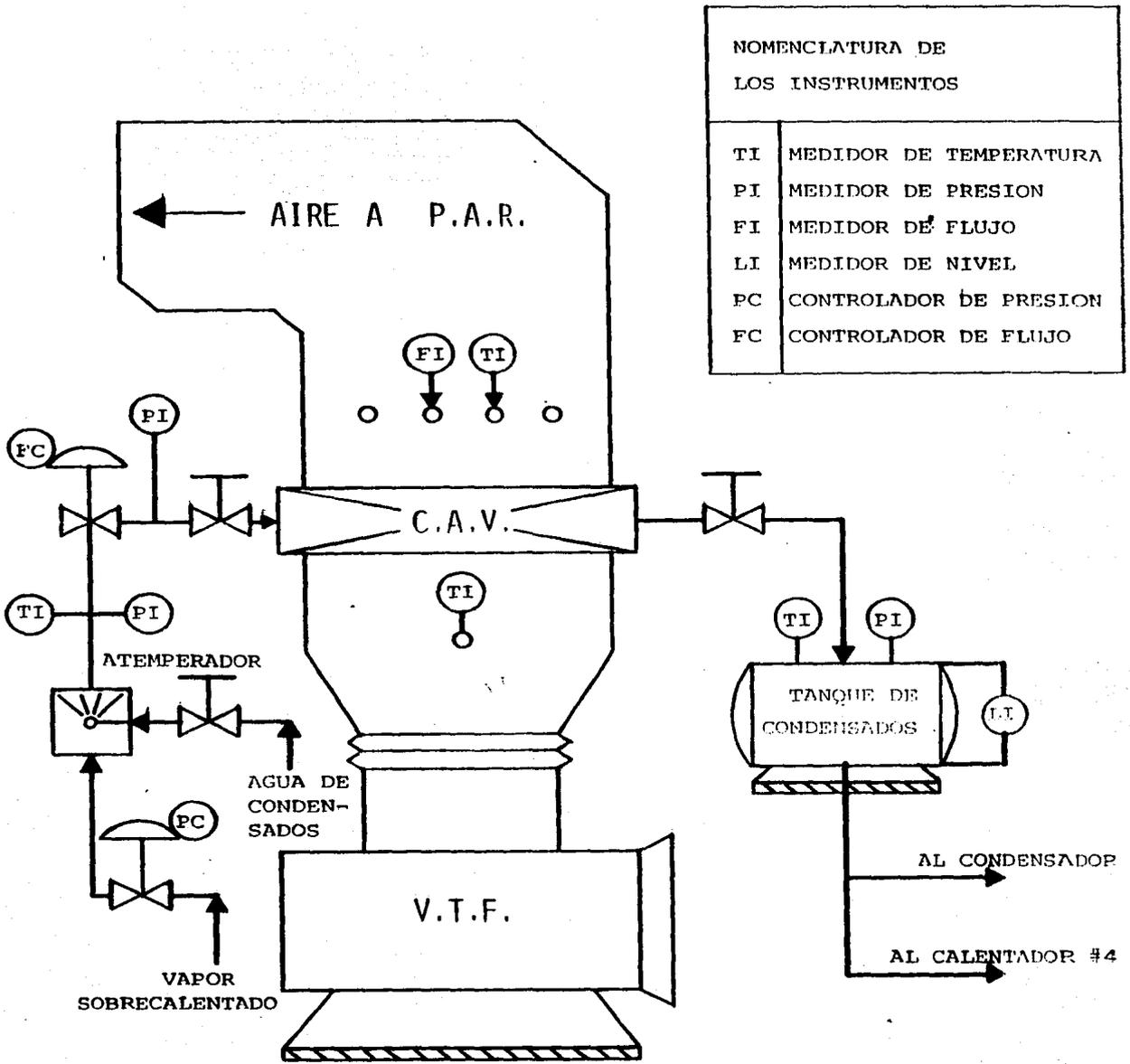
Para la atemperación se utilizó agua de condensados, con una presión de 20 kgf/cm<sup>2</sup> man. y una temperatura de 45°C.

El diseño, selección e instalación del atemperador fué realizado por el personal de la CTE.

El arreglo de los instrumentos instalados en el circuito vapor-condensados de los CAV's, se muestra en forma simplificada en la figura 5.2.

Para referencia del lector se presenta, en la figura 5.3, el DTI de vapor de los CAV's de la unidad 1, en el cual se muestra todo el circuito vapor-condensados, así como los accesorios, equipos, e instrumentación especificados por diseño.

La instrumentación requerida en el circuito aire del CAV está constituida básicamente por termopares, los cuales se encuentran localizados en los puntos de medición mostrados en la figura 5.2.



NOMENCLATURA DE LOS INSTRUMENTOS	
TI	MEDIDOR DE TEMPERATURA
PI	MEDIDOR DE PRESION
FI	MEDIDOR DE FLUJO
LI	MEDIDOR DE NIVEL
PC	CONTROLADOR DE PRESION
FC	CONTROLADOR DE FLUJO

FIGURA No.5.2.- Instrumentación instalada en el CAV

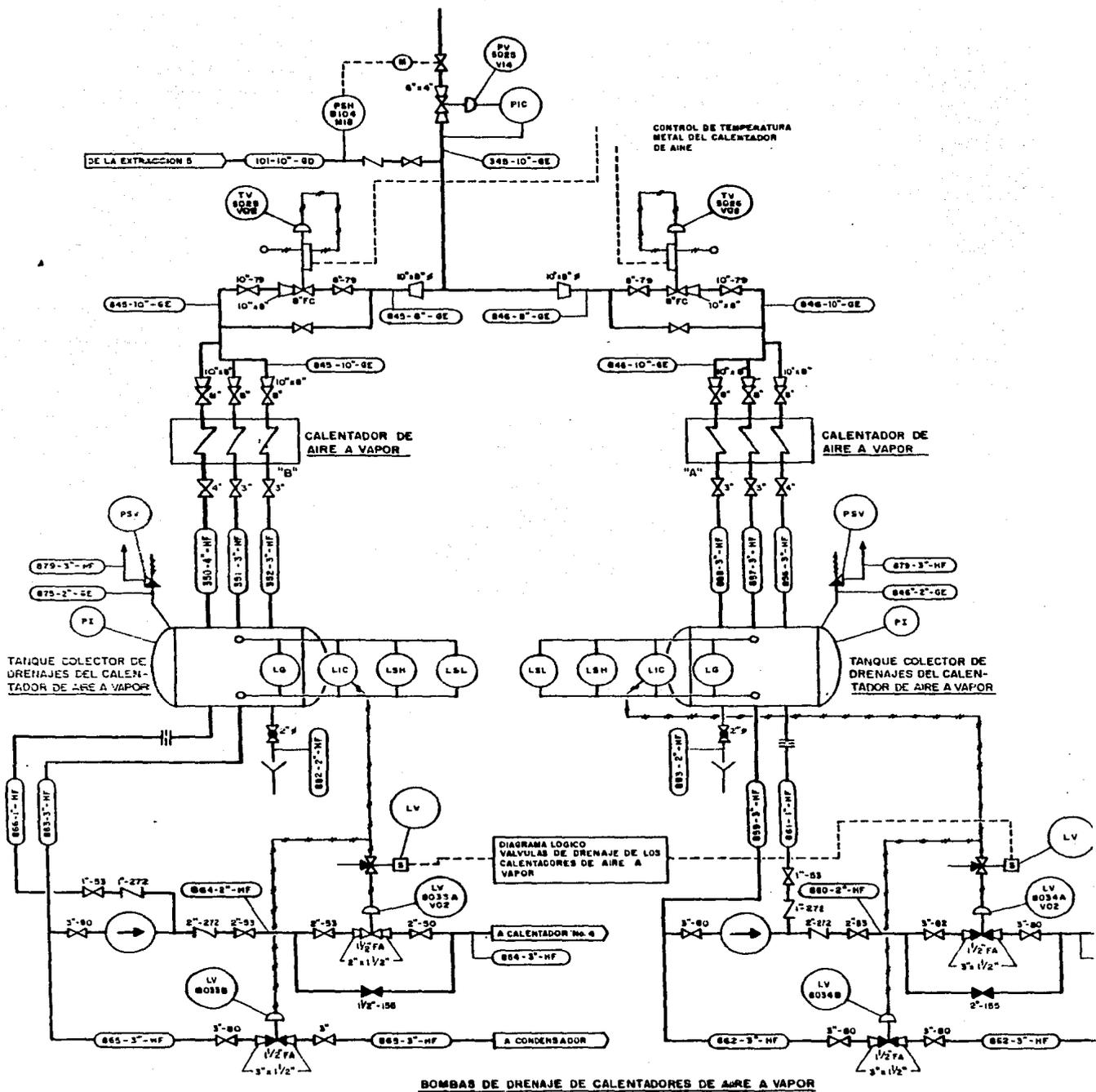


FIGURA No. 5.3 D.T.I. del circuito vapor-condensados de los CAV's.

## 5.2.-DISEÑO DEL EXPERIMENTO

### 5.2.1.MEDICION DEL FLUJO DE AIRE

Para conocer el flujo de aire que circula a través del CAV, fué necesario elaborar un procedimiento de cálculo, que consiste en establecer un sistema coordinado de puntos de medición de presiones diferenciales (obtenidas con el cilindro Pitot), donde se estiman los valores de velocidad empleando la ecuación 5.4.

Una vez que se conocen los valores de velocidad, se considera que a cada uno de ellos le corresponde un área de flujo, en la que se supone a la velocidad uniforme, de tal forma que al multiplicar la velocidad por el área de flujo correspondiente, se obtendrá el valor del gasto volumétrico local ( $Q_i$ ), y, el gasto volumétrico total que circula a través del CAV, ( $Q_T$ ), será la suma de todos los gastos volumétricos locales calculados.

Es decir:

$$Q_T = \sum_{i=1}^n Q_i$$

donde  $n$  = número de puntos de medición.

Finalmente, el flujo másico de aire que circula a través del CAV se calcula multiplicando el gasto volumétrico total ( $Q_T$ ) por la densidad del aire.

Para los puntos de medición cercanos a la pared del ducto, las áreas de flujo correspondientes se consideran con una extensión casi hasta la pared, basándose ésto en que se tiene un número de Reynolds correspondiente a un régimen altamente turbulento.

Este procedimiento de cálculo de flujo de aire, será más preciso en tanto mayor sea el número de puntos de medición.

#### **5.2.2. MEDICION DE TEMPERATURAS DEL AIRE A LA SALIDA DEL CAV**

De la misma manera que en la medición de flujo de aire, inicialmente se establece un sistema coordinado de puntos de medición de temperatura en el ducto de aire a la salida del CAV, con el objeto de definir los puntos de medición representativos de la temperatura promedio del aire, de modo tal que conociendo la temperatura en éstos puntos pueda obtenerse rápidamente la temperatura promedio del aire a la salida del CAV durante el desarrollo de la experimentación.

Para los CAV's de la unidad 4 los puntos de medición de temperatura del aire se localizan justo antes de la entrada al PAR; mientras que para los de la unidad 1 los puntos de medición de temperatura son los mismos que los de medición de velocidad.

### **5.2.3. PRUEBAS EXPERIMENTALES DE ATEMPERACION DE VAPOR**

Con el objeto de comprobar experimentalmente los resultados teóricos esperados al emplear vapor saturado en los CAV's (presentados en la sección 4.3), se efectuaron pruebas experimentales de atemperación de vapor para diferentes presiones y flujos de aire, empleando para ello vapor auxiliar y vapor de extracción (el cual se utiliza en condiciones normales de operación).

Para evitar posibles arrastres de humedad con el vapor sobrecalentado, éste no se llevó a la temperatura de saturación sino un poco más arriba, es decir, con poco grado de sobrecalentamiento. Se programó también la medición de los parámetros de operación del CAV al trabajar éste con vapor de diferentes grados de sobrecalentamiento.

En la tabla 5.2 se muestran las presiones de vapor auxiliar y los flujos de aire para los que se programaron las pruebas experimentales de atemperación de vapor, tanto en el CAV(lado A) de la unidad 4, como en el de la unidad 1.

PRESION DEL VA- POR A LA ENTRADA DEL CAV  (kgf/cm <sup>2</sup> )	TEMPERATURA DE SATURACION  (°C)	UNIDAD 4	U N I D A D 1			
		FLUJO DE AIRE EN CONDICIO- NES ACTUA- LES DE OPERACION	FLUJO DE AIRE EN CONDICIO- NES DE OPERACION ANTES DE MANTENI- MIENTO	FLUJO DE AIRE CORRES- PONDIENTE A 145 MW	FLUJO DE AIRE CORRES- PONDIENTE A 225 MW	FLUJO DE AIRE CORRES- PONDIENTE A 300 MW
7.04	170					
8.1	175					
11.8	190					
14.8	200					
18.4	210					
22.6	220					
VAPOR DE EXTRACCION						

TABLA No.5.2.- Programa de pruebas experimentales de atemperación de vapor

### **5.3.-RESULTADOS EXPERIMENTALES**

#### **5.3.1.FLUJOS DE AIRE MEDIDOS**

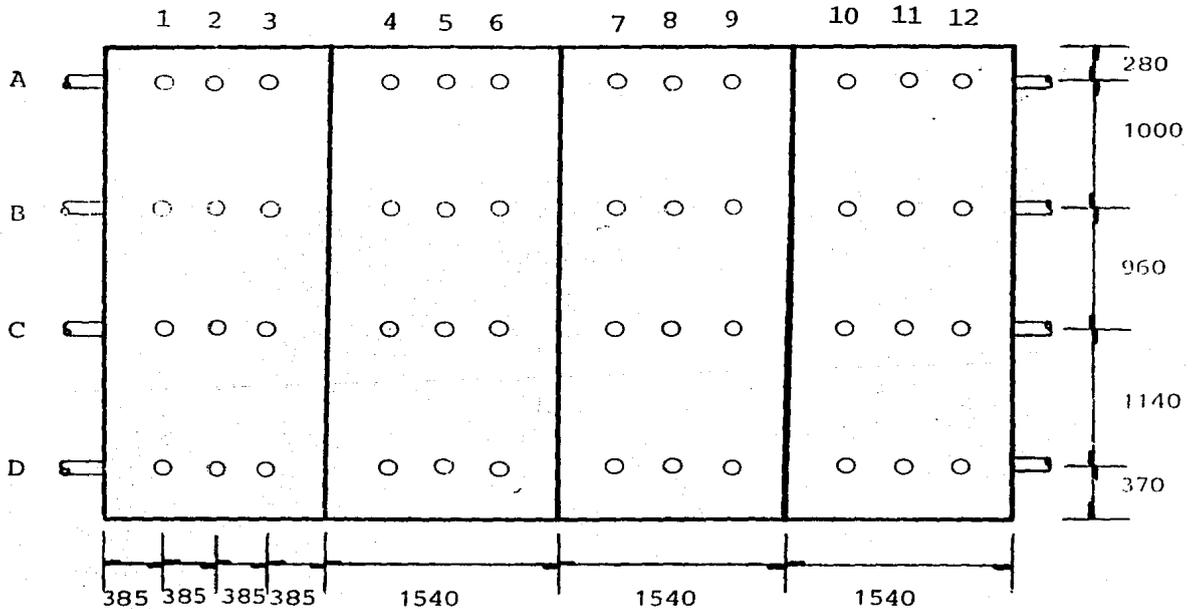
A continuación se presentan los resultados de las mediciones de flujo de aire realizadas en los CAV's de las unidades 4 y 1, mostrándose los parámetros de operación medidos en cada caso.

Finalmente, para las mediciones de flujo de aire a diferentes cargas de la unidad 1, se presentan únicamente los resultados debido a que el procedimiento de cálculo es repetitivo y laborioso.

**5.3.1.1.MEDICION DEL FLUJO DE AIRE EN EL  
CAV (LADO A) DE LA UNIDAD 4.**

En ésta unidad se instalaron 4 tomas (A,B,C y D) para medición de velocidad en cada lado del CAV y fueron colocadas entre las dos paredes de tubos del mismo.

El sistema coordinado de los puntos de medición de velocidad se muestra en la figura 5.4.



(COTAS: mm)

FIGURA No.5.4.- Sistema coordinado de puntos de medición en el CAV(lado A) de la unidad 4

FLUJO DE AIRE EN CONDICIONES ACTUALES DE OPERACION  
( 11 - AGOSTO - 86 )

Los parámetros obtenidos en la medición del flujo de aire son :

Temperatura promedio del aire = 64°C

Presión estática = 680 mm. c.a.

Presión barométrica local = 10336 mm. c.a.

VALORES DE PRESION DIFERENCIAL OBTENIDOS CON EL  
CILINDRO PITOT EN LOS PUNTOS DE MEDICION ( mm. c.a. )

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
A	4.8	5.1	4.8	5.8	8.1	7.1	6.6	5.3	5.6	3.8	4.8	4.3
B	3.3	4.6	5.1	5.3	6.8	5.6	5.3	3.8	3.8	3.8	3.8	3.5
C	3.0	4.6	3.8	5.8	6.3	4.6	6.1	7.6	4.3	3.8	3.8	4.6
D	8.1	7.1	6.8	6.6	6.1	4.8	4.8	5.8	5.3	3.0	4.3	3.8

VALORES DE VELOCIDAD ENCONTRADOS (m/s)

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
A	6.58	6.75	6.58	7.24	8.54	7.99	7.70	6.92	7.07	5.85	6.58	6.22
B	5.44	6.40	6.75	6.92	7.84	7.07	6.92	5.85	5.85	5.85	5.85	5.64
C	5.22	6.40	5.85	7.24	7.55	6.40	7.41	8.27	6.22	5.85	5.85	6.4
D	8.54	7.99	7.84	7.70	7.41	6.58	6.58	7.24	6.92	5.22	6.22	5.85

Calculando y sumando los gastos volumétricos correspondientes a cada punto de medición se tiene que :

$$Q_T = 155 \text{ m}^3/\text{s} = 558000 \text{ m}^3/\text{hr}$$

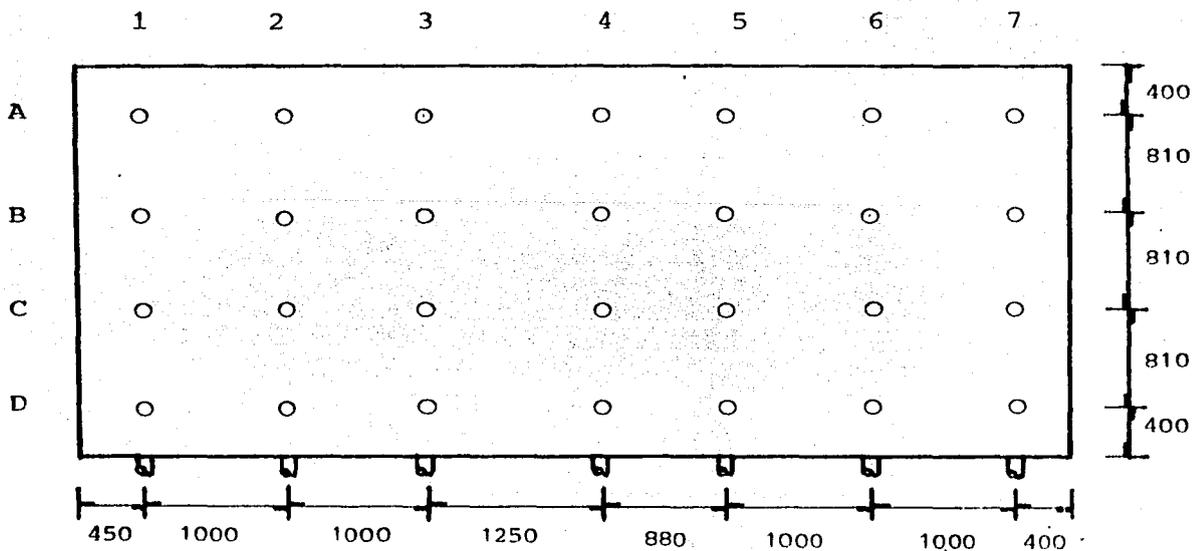
siendo el flujo másico de aire medido :

$$W_{A4} = Q_T \rho = (558000) (1.11) = 619380 \text{ kg/hr}$$

### 5.3.1.2. MEDICION DEL FLUJO DE AIRE EN EL CAV (LADO A) DE LA UNIDAD 1

En esta unidad se realizaron 7 tomas para puntos de medición de velocidad en el ducto de aire, localizadas aproximadamente a 80 cm de la salida del CAV.

El sistema coordenado de los puntos de medición de velocidad se muestra en la figura 5.5.



(COTAS: mm)

FIGURA No.5.5.- Sistema coordenado de puntos de medición en el CAV (lado A) de la unidad 1

FLUJO DE AIRE EN CONDICIONES DE OPERACION ANTES  
DE MANTENIMIENTO ( 8 - AGOSTO - 86 )

Los parámetros obtenidos en la medición del flujo de aire son :

Temperatura promedio del aire = 82.3 °C

Presión estática = 620 mm. c.a.

Presión barométrica local = 10336 mm. c.a.

VALORES DE PRESION DIFERENCIAL OBTENIDOS CON EL  
CILINDRO PITOT EN LOS PUNTOS DE MEDICION ( mm. c.a. )

	1	2	3	4	5	6	7
A	5.0	4.0	9.0	12.0	10.0	2.0	11.0
B	5.2	3.8	3.0	8.5	4.0	1.2	10.5
C	5.0	4.0	2.5	7.0	3.0	2.5	7.0
D	4.2	4.2	3.0	7.2	2.5	2.2	5.0

VALORES DE VELOCIDAD ENCONTRADOS (m/s)

	1	2	3	4	5	6	7
A	6.9	6.17	9.25	10.68	9.75	4.36	10.23
B	7.0	6.01	5.34	8.99	6.17	3.38	9.99
C	6.9	6.17	4.88	8.16	5.34	4.88	8.16
D	6.3	6.3	5.34	8.28	4.88	4.57	6.9

El gasto volumétrico total de aire, es la suma de los gastos volumétricos locales

$$Q_T = \sum_{i=1}^{28} Q_i = 153.685 \text{ m}^3/\text{s} = 553266 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Finalmente el flujo másico de aire medido es :

$$W_{A1} = Q_T \rho = (553266)(1.054) = 583142 \text{ kg/hr}$$

FLUJO DE AIRE PARA 145, 225, y 300 MW DE CARGA,  
EN CONDICIONES POSTERIORES AL MANTENIMIENTO  
( NOVIEMBRE - 86 )

Los flujos de aire medidos fueron :

$$W_{A145} = 366230 \text{ kg/hr} \quad \text{para 145 MW.}$$

$$W_{A225} = 450200 \text{ kg/hr} \quad \text{para 225 MW.}$$

$$W_{A300} = 560030 \text{ kg/hr} \quad \text{para 300 MW.}$$

### 5.3.2 RESULTADOS EXPERIMENTALES DE LAS PRUEBAS DE ATEMPERACION DE VAPOR

Los principales parámetros resultantes de las pruebas experimentales de atemperación de vapor en los CAV's de las unidades 4 y 1 de la CTE de Manzanillo, Colima, se muestran en las tablas 5.3 a 5.8.

Estas tablas contienen los valores de los parámetros de operación del CAV antes y después de efectuar la atemperación, es decir, al trabajar el CAV primero con vapor sobrecalentado y después con vapor casi saturado.

Para los cálculos efectuados, se consideró como temperatura de saturación del vapor la correspondiente a la presión del tanque de condensados, ya que existen caídas de presión (por concepto de válvulas, codos y reducciones) entre el punto de medición del cabezal principal y la entrada a los tubos del CAV, por lo que se encontró que la presión del tanque es la más aproximada a la que se tiene dentro de los tubos del CAV.

Durante la experimentación se realizaron, en varios eventos, mediciones de los parámetros de operación a diferentes grados de sobrecalentamiento, con el propósito de conocer sus efectos y analizar los resultados obtenidos en cada caso. También puede observarse en algunos casos, que al utilizar vapor auxiliar la válvula de control de flujo de vapor del CAV(lado B) fué cerrada total o parcialmente, con la finalidad de que por el CAV(lado A)

fluyera la máxima cantidad de vapor.

Los valores de presión de vapor saturado para los cuales fue realizada la experimentación, no corresponden exactamente a los programados, debido a la dificultad que presenta en campo el obtener en forma rápida, precisa y estable las condiciones requeridas. De la misma manera, el desobrecalentamiento hasta la cuasi-saturación, no es el mismo para todas las presiones en las que se realizó la atemperación, porque el tiempo de respuesta requerido para obtener una lectura estable de temperatura del vapor es grande.

En el desarrollo de las pruebas experimentales con vapor saturado se observaron los siguientes resultados:

- En casi todos los casos, al realizar el desobrecalentamiento del vapor hasta las condiciones casi de saturación, no se registró incremento ó disminución en la temperatura del aire a la salida del CAV.
- Solamente se registró incremento en la temperatura de salida del aire al efectuar la atemperación del vapor con el flujo de aire correspondiente a 145 MW de carga en la unidad 1.
- Para diferentes grados de sobrecalentamiento, la temperatura del aire a la salida del CAV se mantiene constante.

- Al tratar de aumentar el flujo de vapor en el CAV(lado A), bloqueando el paso de la corriente de flujo al CAV(lado B), se obtiene momentáneamente un incremento de presión del vapor en el cabezal principal, que es controlado por el SET-POINT de la válvula principal de vapor auxiliar (ver figura 5.3), el cual por cierre de válvula y por consiguiente disminución de flujo, reestablece la presión inicial del vapor.
  
- Empleando vapor casi saturado y cerrando total ó parcialmente la válvula de control de flujo del CAV(lado B), la temperatura del aire a la salida del CAV(lado A) no presenta variación y el flujo de vapor al CAV(lado A) no se incrementa debido al cierre de la válvula principal de vapor auxiliar (realizado por el SET-POINT).

FLUJO DE-AIRE  $w_{A4} = 619380$  kg/hr

PRESION DE VAPOR EN EL CABEZAL PRINCIPAL  (kgf/cm <sup>2</sup> man.)	TEMPERATURA DEL VAPOR EN EL CABEZAL PRINCIPAL  (°C)	PRESION DE LOS CONDENSADOS EN EL TANQUE (LADO A)  (kgf/cm <sup>2</sup> man.)	TEMPERATURA DE LOS CONDENSADOS EN EL TANQUE (LADO A)  (°C)	TEMPERATURA DEL AIRE A LA ENTRADA DEL CAV (LADO A) (°C)	TEMPERATURA DEL AIRE A LA SALIDA DEL CAV (LADO A) (°C)	APERTURA DE LA VALVULA DE CONTROL DE FLUJO DE VAPOR	
						CAV(LADO A)	CAV(LADO B)
*7.5	290	7	170	37.5	87	100	100
*7.5	180	7	170	37.5	87	100	100
12	296	11.1	188	38	95	100	100
12	200	11.1	188	38	95	100	100
15	302	14.2	198	38	99	100	100
15	220	14.2	198	38	99	100	100
15.1	220	14.3	198	38	99	100	0
18.5	305	17.9	208	38	103	100	100
18.5	270	17.9	208	38	103	100	100
18.5	230	17.9	208	38	103	100	100
18.5	218	17.9	208	38	103	100	0
19.5	307	18.7	211	37.5	104	100	100
19.5	270	18.7	211	37.5	104	100	100
19.5	250	18.7	211	37.5	104	100	100
19.5	225	18.7	211	37.5	104	100	100
21	310	20	214	37.5	105.5	100	100

\* VAPOR DE EXTRACCION

TABLA No.5.3.- PARAMETROS DE OPERACION MEDIDOS EN CAMPO  
EN EL CAV(LADO A) DE LA UNIDAD 4

FLUJO DE AIRE  $W_{A4} = 619380$  kg/hr

TEMPERATURA DEL VAPOR EN EL CABEZAL PRINCIPAL TG (°C)	TEMPERATURA DE SATURACION DEL VAPOR TS (°C)	SOBRECALENTAMIENTO DEL VAPOR SH (°C)	Ws (kg/hr)	UC (Kcal/hr-m <sup>2</sup> -C)	UD (Kcal/hr-m <sup>2</sup> -C)	UD20 (Kcal/hr-m <sup>2</sup> -C)	RD0x10 <sup>3</sup> (hr-ft <sup>2</sup> -F/BTU)	ΔPt (kgf/m <sup>2</sup> )	ΔP mm ca	Δtm °C
* 290	169.79	120.2	13330.4	65.51	64.3	83.09	1.40	149.22	32.9	111.
* 180	169.79	10.21	14901.9	82.24	67.89		12.54	181.16	32.9	105.
296	187.57	108.4	15890.1	67.66	66.32	83.06	1.45	138.18	33.4	124.
200	187.57	12.4	17655.9	82.15	69.49		10.82	166	33.4	118.
302	198.09	104	17332.2	68.47	66.5	83.10	2.1	129.92	33.6	133.
220	198.09	22	19015.1	79.89	69.33		9.3	152.66	33.6	127.
220	198.41	21.6	19033.4	79.95	69.17		9.52	151.98	33.6	127.
305	208.68	96.3	18905.7	69.50	66.78	83.04	2.86	123.12	33.8	141.
270	208.68	61.3	19659.3	73.42	68.14		5.14	131.79	33.8	138.
230	208.68	21.3	20673.6	80.02	69.32		9.42	143.85	33.8	136.
218	208.68	9.3	21027.8	82.83	69.5		11.3	148.17	33.8	135.
307	210.75	96.25	19410.5	69.68	67.45	83.02	2.31	123.94	33.8	143.
270	210.75	59.25	20240.5	73.85	68.91		4.73	133.31	33.8	140.
250	210.75	39.35	20745.8	76.8	69.5		6.6	139.16	33.8	138.
225	210.75	14.25	21462.1	81.72	70.15		9.85	147.63	33.8	137.
310	213.98	96	19959.8	69.86	67.79		2.13	122.46	33.9	145.

\* VAPOR DE EXTRACCION

TABLA No. 5.4.- PARAMETROS DE OPERACION CALCULADOS PARA EL CAV (LADO A) DE LA UNIDAD 4

FLUJO DE AIRE  $W_{A1} = 583142$  kg/hr

PRESION DE VAPOR EN EL CABEZAL PRINCIPAL  (kgf/cm <sup>2</sup> man.)	TEMPERATURA DEL VAPOR EN EL CABEZAL PRINCIPAL  (°C)	PRESION DE LOS CONDENSADOS EN EL TANQUE (LADO A)  (kgf/cm <sup>2</sup> man.)	TEMPERATURA DE LOS CONDENSADOS EN EL TANQUE (LADO A)  (°C)	TEMPERATURA DEL AIRE A LA ENTRADA DEL CAV (LADO A)  (°C)	TEMPERATURA DEL AIRE A LA SALIDA DEL CAV (LADO A)  (°C)	APERTURA DE LA VALVULA DE CONTROL DE FLUJO DE VAPOR  %	
						CAV (LADO A)	CAV (LADO B)
*7.4	319	7.2	171	38	80	100	100
*7.4	280	7.2	171	38	80	100	100
*7.4	185	7.2	171	38	80	100	100
7	257	6.8	169	39	80	100	100
7	175	6.6	168	39	80	100	100
7	175	6.6	168	39	80	100	50
11.35	266	10.8	187	39	86	100	100
11.35	197	10.8	187	39	86	100	10
11.6	197	11	187	39	86	100	100
14.75	270	14.2	198	39	90	100	100
14.75	217	14.2	198	39	90	100	12

\* VAPOR DE EXTRACCION

TABLA No.5.5.- PARAMETROS DE OPERACION MEDIDOS EN CAMPO  
EN EL CAV(LADO A) DE LA UNIDAD 1

FLUJO DE AIRE  $W_{A1} = 583142 \text{ kg/hr}$

TEMPERATURA DEL VAPOR EN EL CABEZAL PRINCIPAL T <sub>G</sub> (°C)	TEMPERATURA DE SATURACION DEL VAPOR T <sub>S</sub> (°C)	SOBRECALENTAMIENTO DEL VAPOR SH (°C)	W <sub>s</sub> (kg/hr)	UC (Kcal/hr-m <sup>2</sup> -C)	UD (Kcal/hr-m <sup>2</sup> -C)	UD20 (Kcal/hr-m <sup>2</sup> -C)	RD0x10 <sup>3</sup> (hr-ft <sup>2</sup> -F/BTU)	ΔPt (kgf/m <sup>2</sup> )	ΔP (mm ca)	Δtm (°C)
*319	170.8	148.2	10389.6	55.10	52.93	73.05	3.63	84.75	27.5	118.2
*280	170.8	109.2	10764	58.20	54.20		6.19	90.15	27.5	115.4
*185	170.8	14.2	11854.6	72.88	56.56		19.32	106.6	27.5	110.6
257	168.7	88.2	10690.4	60.15	54.78	73	7.95	93.26	27.5	111.5
175	167.7	7.3	11615.4	75.18	57.14		20.5	110.3	27.5	106.9
175	167.7	7.3	11615.4	75.18	57.14		20.5	110.3	27.5	106.9
266	186.4	79.5	12668.9	62.07	55.66	73	9.05	85.49	27.8	125.8
197	186.4	10.5	13693.5	74.33	57.15		19.73	97.88	27.8	122.5
197	187.2	9.7	13727	74.57	56.81		20.46	96.78	27.8	123.3
270	198.12	71.8	14101.2	63.41	56.27	73	9.76	81.34	28.0	135.1
217	198.12	18.8	15011.4	72.23	57.47		17.35	90.7	28.0	132.2

\* VAPOR DE EXTRACCION

TABLA No.5.6.- PARAMETROS DE OPERACION CALCULADOS  
PARA EL CAV.(LADO A) DE LA UNIDAD 1

FLUJOS DE AIRE A DIFERENTES CARGAS

FLUJO DE AIRE (kg/hr)	PRESION DEL VAPOR EN EL CABEZAL PRINCIPAL (kgf/cm <sup>2</sup> man.)	TEMPERATURA DEL VAPOR EN EL CABEZAL PRINCIPAL (°C)	PRESION DE LOS CONDENSADOS EN EL TANQUE (LADO A) (kgf/cm <sup>2</sup> man.)	TEMPERATURA DE LOS CONDENSADOS EN EL TANQUE (LADO A) (°C)	TEMPERATURA DEL AIRE A LA ENTRADA DEL CAV (LADO A) (°C)	TEMPERATURA DEL AIRE A LA SALIDA DEL CAV (LADO A) (°C)	APERTURA DE LA VALVULA DE CONTROL DE FLUJO DE VAPOR %	
							CAV(LADO A)	CAV(LADO B)
366230	8.0	229	7.6	173	35	91.5	100	0
366230	7.5	173	6.9	170	35	96.4	100	0
450200	8.0	255	7.0	170	37	86.3	100	0
450200	7.1	171	6.0	165	37	86.3	100	0
560030	7.9	273	7.3	171	39	84	100	100
560030	7.6	273	7.0	170	39	83.3	55	100
560030	7.0	170	6.4	167	39	84	100	100

TABLA No.5.7.- PARAMETROS DE OPERACION MEDIDOS EN CAMPO EN EL CAV(LADO A) DE LA UNIDAD 1

FLUJOS DE AIRE A DIFERENTES CARGAS

FLUJO DE AIRE W <sub>A</sub> (kg/hr)	TEMPERATURA DEL VAPOR EN EL CABEZAL PRINCIPAL T <sub>G</sub> (°C)	TEMPERATURA DE SATURACION DEL VAPOR T <sub>S</sub> (°C)	SOBRECALENTAMIENTO DEL VAPOR SH (°C)	W <sub>s</sub> kg/hr	UC (Kcal/hr-m <sup>2</sup> -C)	UD (Kcal/hr-m <sup>2</sup> -C)	UD20 (Kcal/hr-m <sup>2</sup> -C)	RD0x10 <sup>3</sup> (hr-ft <sup>2</sup> -F/BTU)	ΔP <sub>t</sub> (kgf/m <sup>2</sup> )	ΔP (mm ca)	Δt <sub>m</sub> (°C)
366230	229	172.8	56.2	9607.10	49.55	48.49	57.18	2.15	70.77	11.6	109.07
366230	173	169.2	3.7	11011.4	58.33	57.21		1.64	97.04	11.7	100.40
450200	255	169.8	85.2	9976.40	52.84	51.74	64.76	1.97	81.09	17.1	109.60
450200	171	164.3	6.7	10761.8	65.56	56.31		12.22	104.2	17.1	100.70
560030	273	171.5	101.4	11175.1	58.27	56.96	73.44	1.91	94.62	25.7	113.00
560030	273	169.8	103.2	10959.8	58.01	56.75		1.87	95.15	25.7	111.70
560030	170	166.6	3.4	12289.3	75.17	62.23		13.5	124.7	25.7	103.50

TABLA No.5.8.- PARAMETROS DE OPERACION CALCULADOS  
PARA EL CAV(LADO A) DE LA UNIDAD 1

### 5.3.3 ANALISIS COMPARATIVO DE LOS RESULTADOS

A continuación se muestran gráficamente los valores experimentales obtenidos de las pruebas de atemperación de vapor en los CAV's, junto con los esperados.

El primer grupo de gráficas corresponde al CAV(lado A) de la unidad 4 mientras que el segundo grupo corresponde al CAV(lado A) de la unidad 1.

#### 5.3.3.1.CAV (LADO A) UNIDAD 4

Un resultado que se encontró al efectuar la atemperación del vapor, fué que no se registró incremento en la temperatura de salida del aire con respecto a la obtenida con vapor sobrecalentado de la misma presión.

Al graficar los valores obtenidos experimentalmente se observa que forman una línea paralela a la línea esperada para vapor saturado, tal como se muestra en la gráfica 5.1.

Ahora analizando la gráfica 5.2, puede observarse que para los valores experimentales, el flujo de vapor saturado empleado en el CAV fué menor que el flujo requerido para obtener la temperatura de salida del aire pronosticada; incluso se observa que el flujo de vapor saturado empleado, fué menor al que se

requeriría si el flujo de aire fuera igual al de diseño. Por ésta razón al no emplearse el flujo de vapor requerido en la atemperación, no se presenta incremento en la temperatura del aire a la salida del CAV.

Al efectuar la atemperación del vapor existe de hecho un incremento en el flujo de vapor que entra al CAV, debido a que se suministra una cantidad de masa adicional correspondiente al agua de atemperación. Por ésta razón la temperatura de salida del aire se mantiene constante, ya que el incremento del flujo de vapor es tal que compensa la disminución de la diferencia de entalpías del vapor por efecto de la atemperación, de modo tal que el flujo de calor intercambiado es el mismo que con vapor sobrecalentado. Es decir el producto del flujo de vapor por la diferencia de entalpías se mantiene constante.

De la gráfica 5.3 puede observarse que los coeficientes globales de transferencia de calor obtenidos para un mismo flujo de aire, son independientes de la temperatura de saturación del vapor, pero se incrementan al utilizar vapor saturado en lugar de vapor sobrecalentado. En ésta gráfica se observa que los coeficientes obtenidos experimentalmente al utilizar vapor saturado son menores a los esperados.

Analizando ahora la gráfica 5.4 puede observarse que los coeficientes globales de transferencia de calor obtenidos experimentalmente aumentan al disminuir el sobrecalentamiento del vapor, pero existe un punto a partir del cual, al seguir disminuyendo el sobrecalentamiento ocurre una desviación, cada vez más grande, de los coeficientes obtenidos experimentalmente con respecto a los coeficientes esperados.

La desviación que sufren los coeficientes obtenidos experimentalmente con respecto a los esperados, es consecuencia del empleo de flujos de vapor menores a los requeridos. La dependencia del flujo de vapor se observa analizando la ecuación que define el valor del coeficiente global de transferencia de calor dada por

$$UD = \frac{Q_A}{A'_{T0} \Delta t_m} = \frac{W_s \Delta H}{A'_{T0} \Delta t_m}$$

en la cual puede observarse que el valor de UD depende directamente de la cantidad de calor que cede el vapor, y en consecuencia del flujo de vapor utilizado.

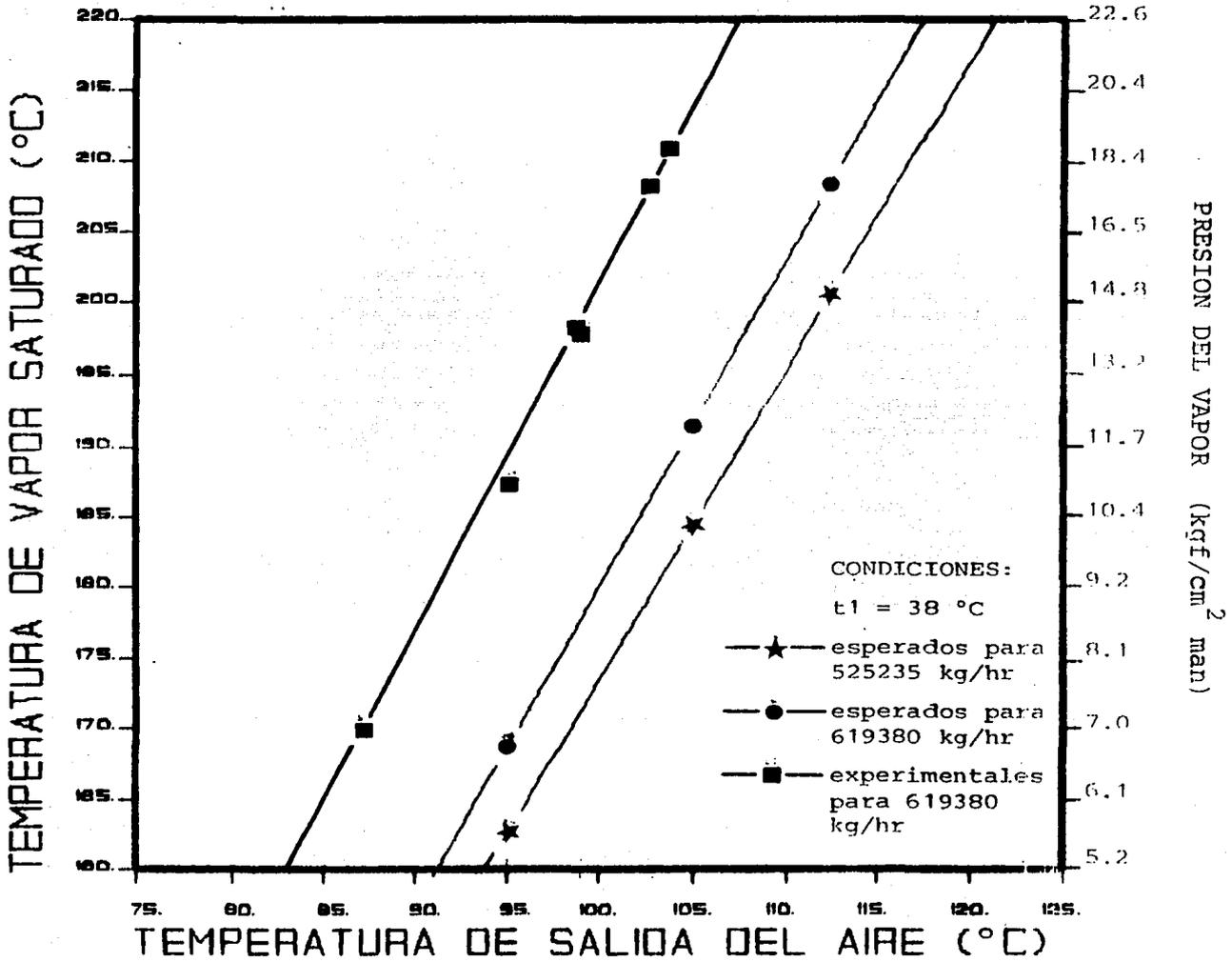
Al emplear flujos de vapor menores que los requeridos, se obtienen consecuentemente flujos de calor, temperaturas de salida del aire y coeficientes UD menores que los esperados.

El motivo por el cual para una misma presión no puede incrementarse el flujo de vapor, aún aumentando la capacidad de intercambio de calor del CAV y por consiguiente la capacidad de condensar mayor cantidad de vapor, como resultado de la atemperación, se debe a la insuficiencia del sistema vapor-condensados para manejar flujos de vapor más grandes que los asociados a cada una de las presiones de trabajo.

La insuficiencia del sistema vapor-condensados para manejar mayores flujos de vapor a una misma presión se debe :

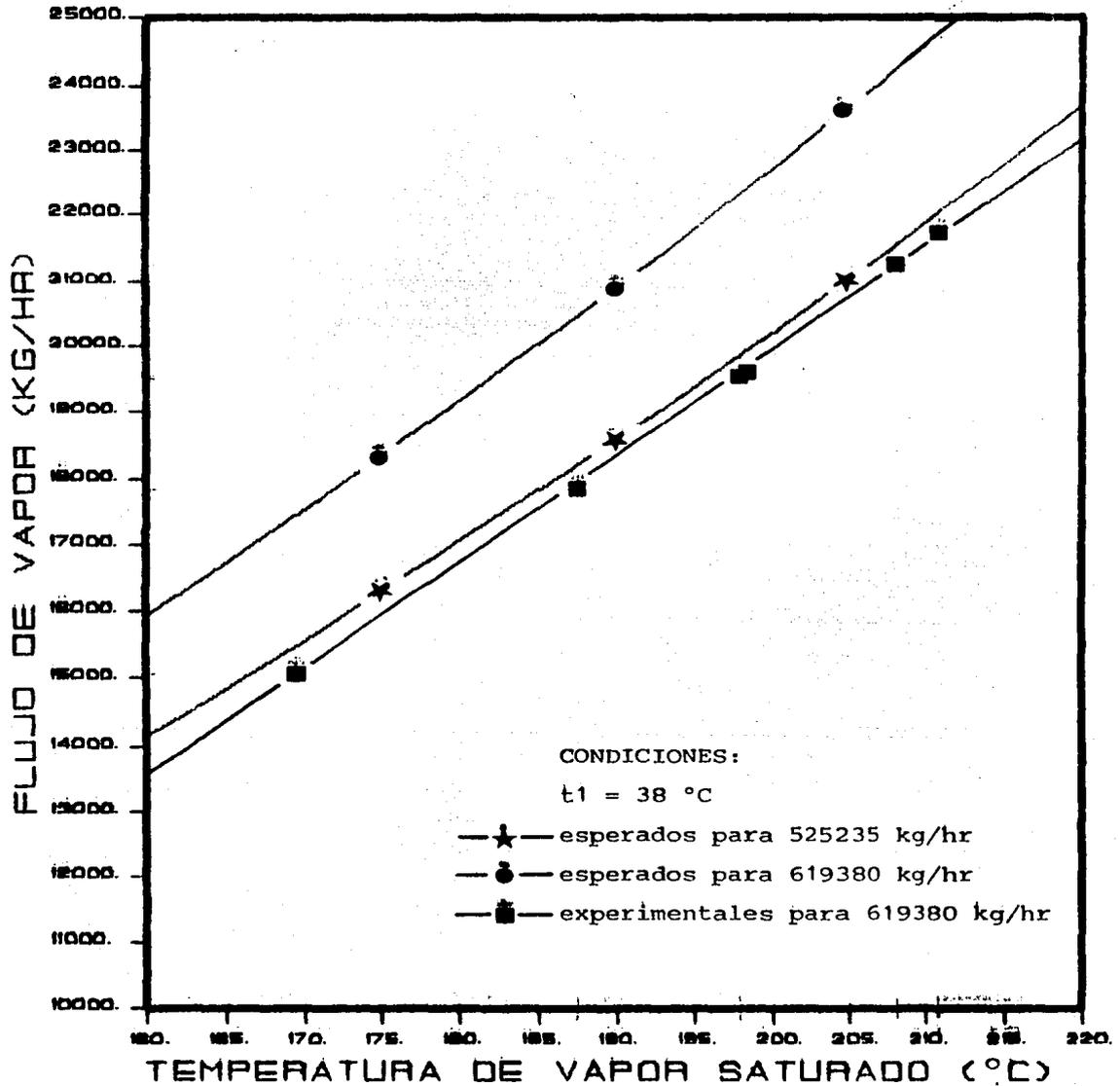
- Al subdimensionamiento de los tanques de condensados del CAV.
- Al reducido tamaño de tubería de vapor, y consecuentemente a las grandes caídas de presión provocadas por válvulas, codos, y cambios de sección.
- A la contrapresión que debe vencer para entrar al calentador No.4.

Manzanillo Unidad 4



GRAFICA No. 5.1

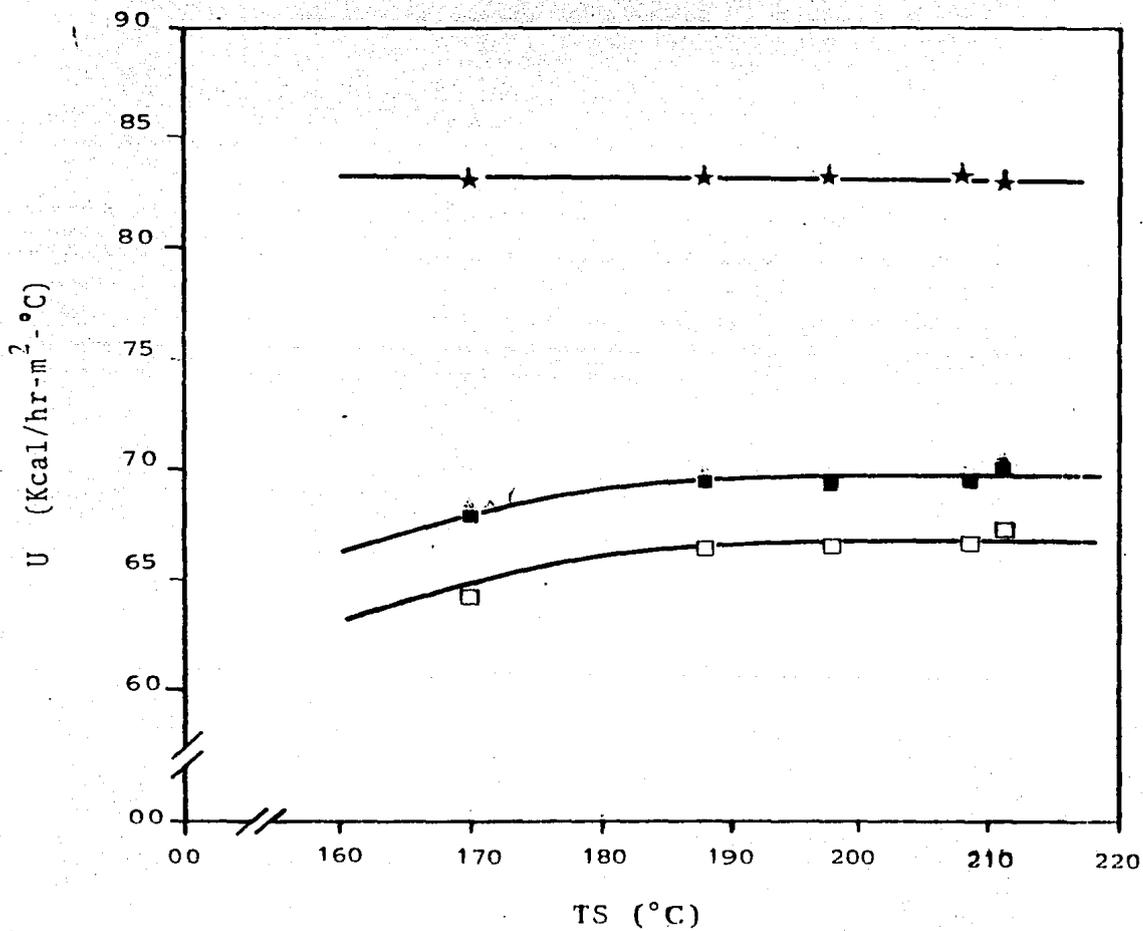
Manzanillo Unidad 4



GRÁFICA No. 5.2

Manzanillo Unidad 4

$W_{A4} = 619380 \text{ kg/hr}$

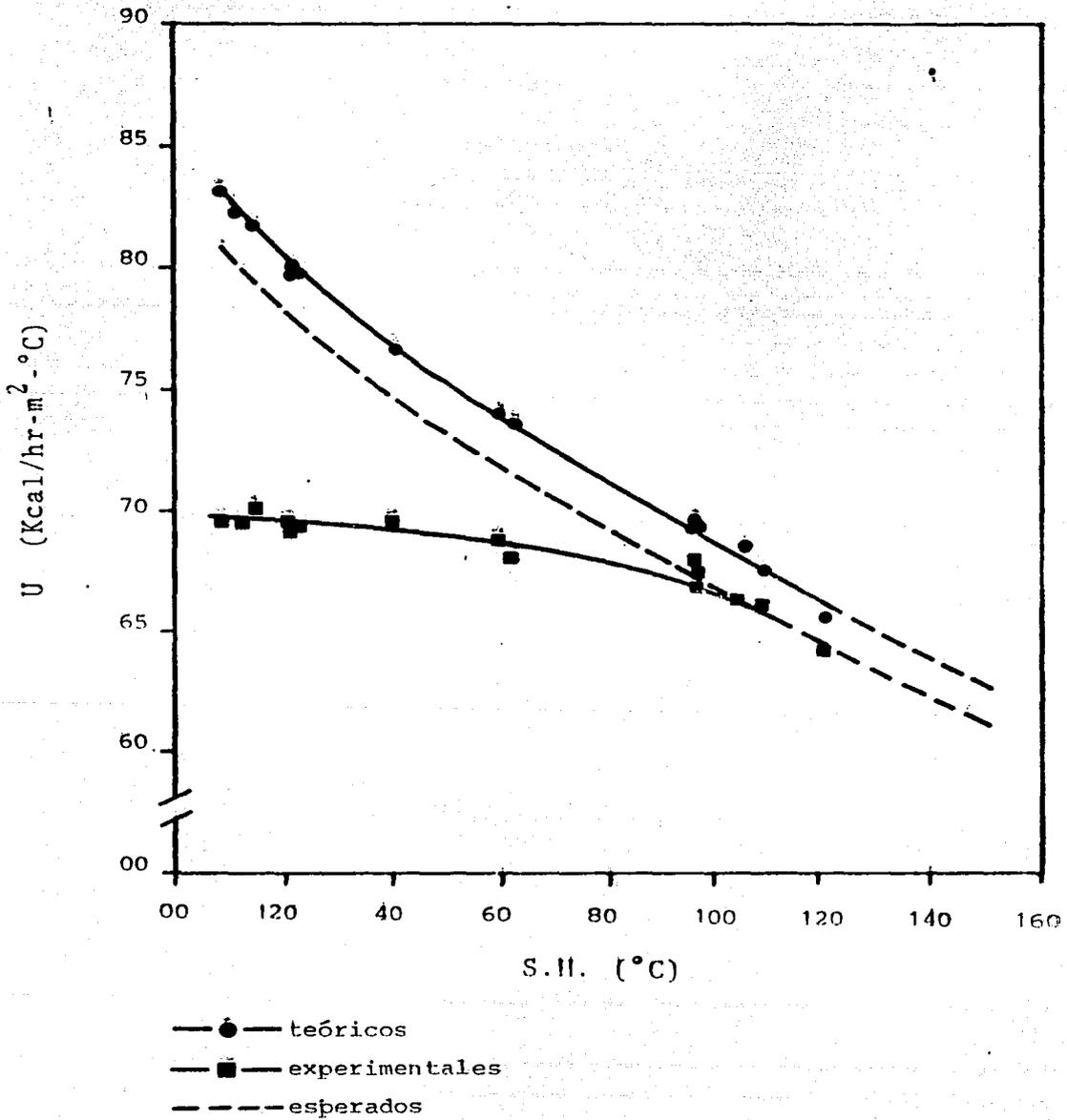


- experimentales vapor sobrecalentado
- experimentales vapor saturada
- ★— esperados vapor saturada

GRAFICA No. 5.3

Manzanillo Unidad 4

$W_{\Delta 1} = 619380 \text{ kg/hr}$



GRAFICA No. 5.4

### 5.3.3.2.CAV (LADO A) UNIDAD 1

En el CAV de ésta unidad al igual que en la anterior, no se obtuvo incremento en la temperatura del aire a la salida del CAV al realizar la atemperación del vapor con casi todos los flujos de aire.

Con el flujo de aire WA1 los valores experimentales obtenidos forman una línea paralela a la línea esperada tal como se observa en la gráfica 5.5.

En la gráfica 5.6 puede observarse que utilizando el flujo de aire WA1, los flujos de vapor empleados en las pruebas de atemperación, al igual que en la unidad 4, son menores a los requeridos. Presentandose el problema de restricción de flujo de vapor a los CAV como consecuencia de la insuficiencia del sistema vapor-condensados para incrementar los flujos de vapor a una misma presión.

Al realizar las pruebas de atemperación de vapor con flujos de aire más pequeños (correspondientes a bajas cargas), se encontró que para el flujo de aire WA145, si se obtiene el incremento pronosticado en la temperatura de salida del aire del CAV al utilizar vapor saturado tal como se observa en la gráfica 5.7.

Analizando las gráfica 5.8 que muestra la variación de los coeficientes globales de transferencia de calor con el flujo de aire puede observarse lo siguiente:

- Tal y como se consideró inicialmente, el coeficiente de película controlante es el coeficiente del lado del aire, lo cual provoca que los coeficientes globales de transferencia de calor se incrementen al aumentar el flujo de aire, y que éstos coeficientes se mantengan constantes a cualquier presión de vapor para un mismo flujo de aire (ver gráfica 5.9).
- Para el flujo de aire WA145, el coeficiente global de transferencia de calor obtenido experimentalmente es igual al coeficiente esperado al utilizar vapor saturado.

En la gráfica 5.10 se observa que para el flujo de aire WA1 los coeficientes globales de transferencia de calor experimentales, presentan una desviación con respecto a los coeficientes esperados, semejante a la obtenida para el CAV de la unidad 4. Pero también se observa que para el flujo de aire WA145, el coeficiente obtenido experimentalmente al utilizar vapor casi saturado, es igual al coeficiente esperado.

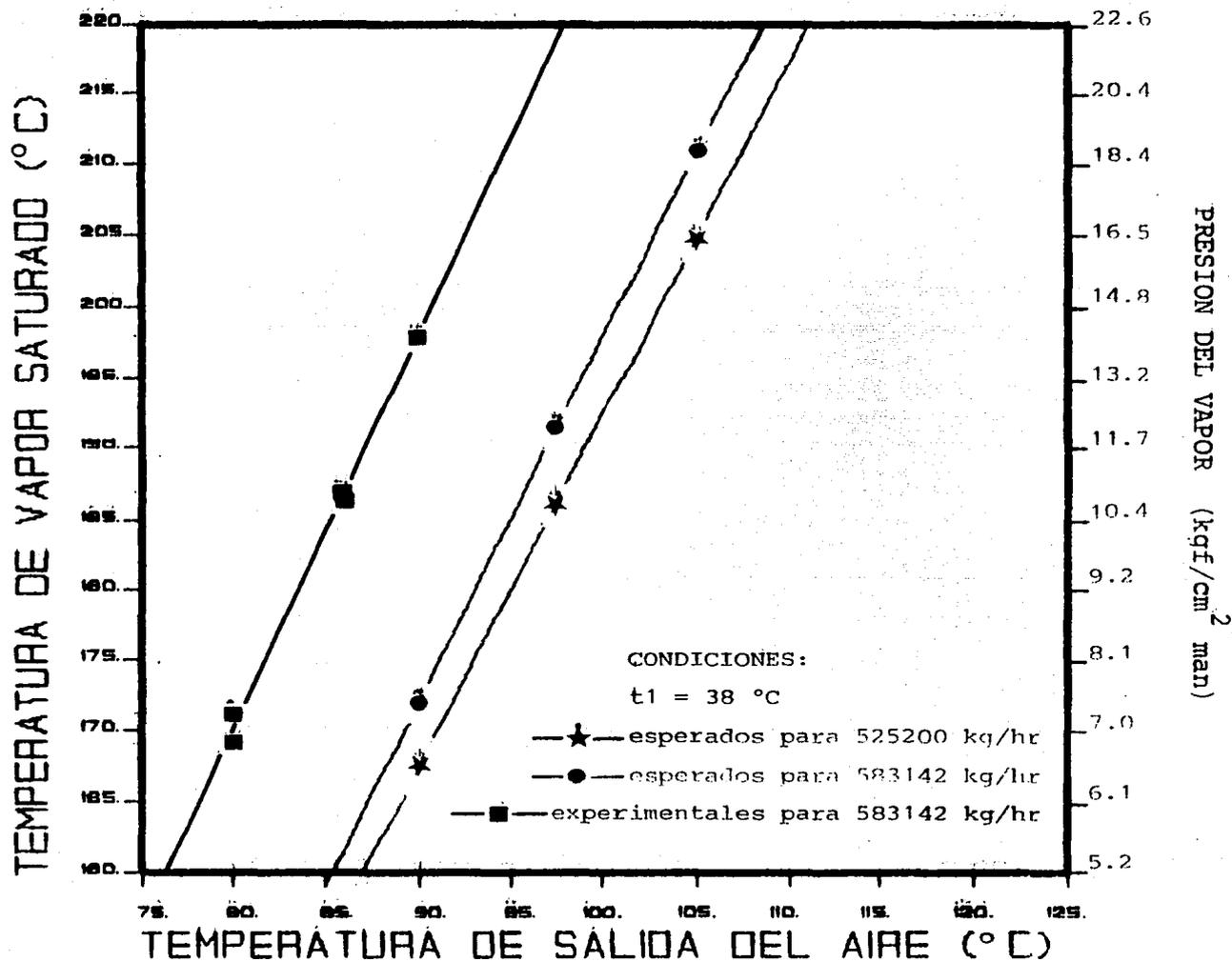
La razón por la que, para el flujo de aire WA145, se obtienen los valores esperados de temperatura de salida del aire y coeficientes globales de transferencia de calor al utilizar vapor saturado, es que, en éste caso si fué empleada la cantidad de vapor saturado requerida, como puede observarse en la gráfica

5.11.

Al manejarse el flujo de aire WA145 fué posible incrementar el flujo de vapor con la atemperación debido a que en éste caso el sistema de vapor-condensados tenía, para la misma presión del vapor, capacidad para manejar flujos de vapor más grandes. Es decir al utilizar un flujo de aire pequeño, empleando la misma presión del vapor, el aire condensa una menor cantidad de flujo de vapor que la obtenida para flujos de aire mayores, por ésta razón al efectuar la atemperación del vapor, y por consiguiente incrementar la capacidad de transferencia de calor del CAV, éste permite la condensación de una mayor cantidad de vapor, cantidad de vapor que entra al CAV debido a que el sistema tiene capacidad de manejar mayor flujo de vapor a la misma presión.

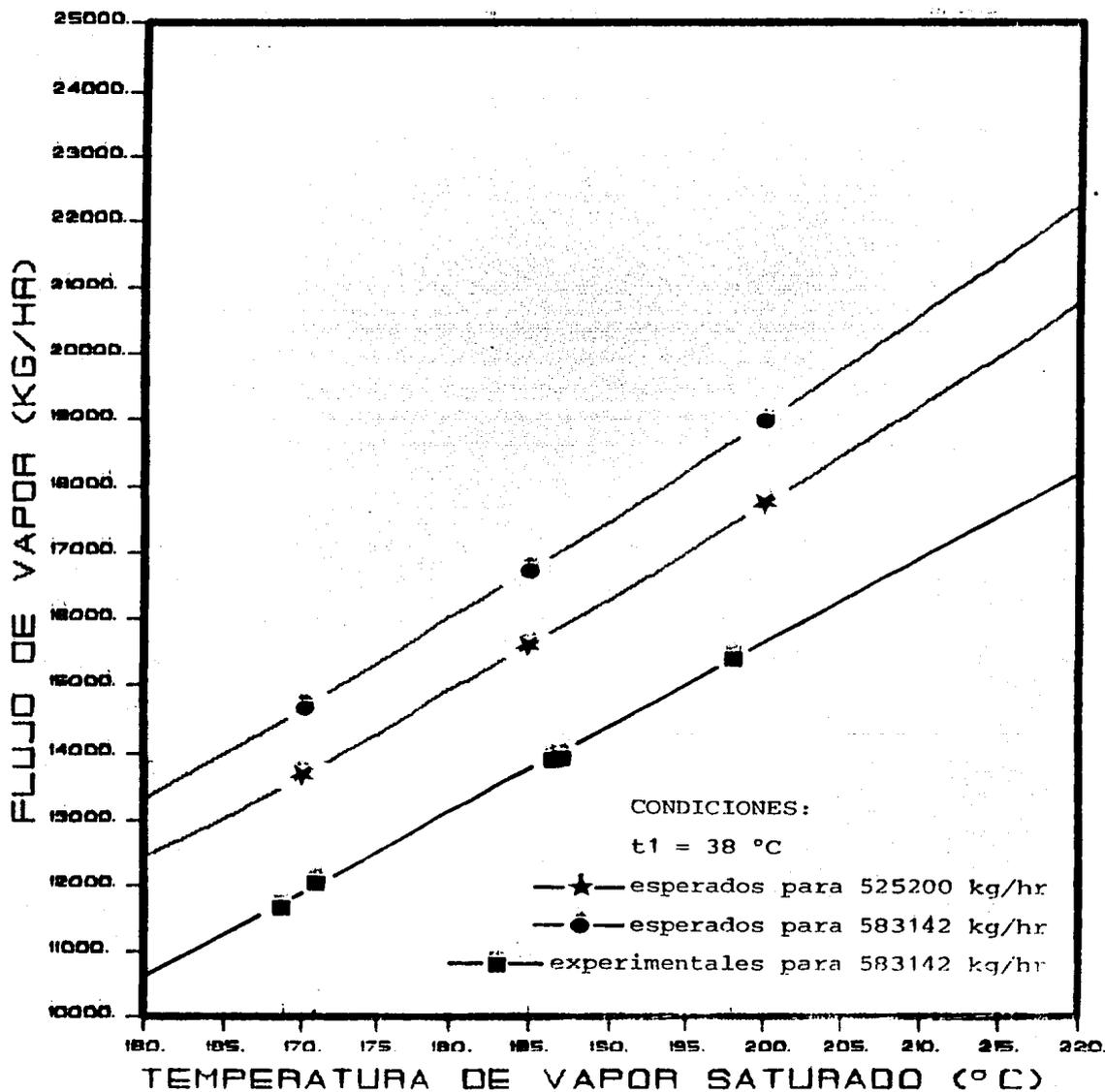
Esto comprueba que al emplear solamente la etapa de condensación del vapor, se incrementa la capacidad de transferencia de calor de los CAV's, los cuales aumentan el flujo de calor total intercambiado siempre y cuando el sistema vapor-condensados permita manejar los flujos de vapor requeridos.

Manzanillo Unidad 1



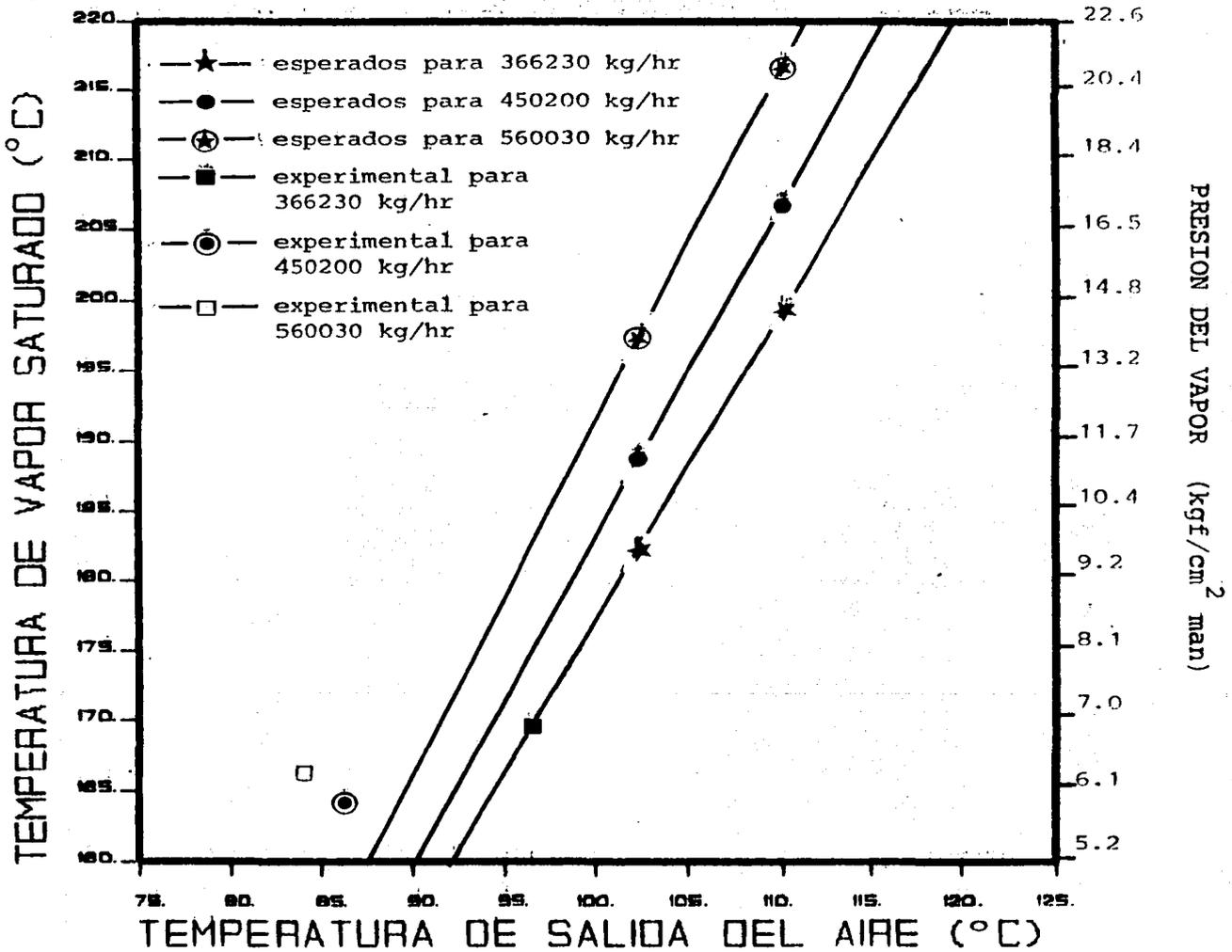
GRAFICA No. 5.5

Manzanillo Unidad 1



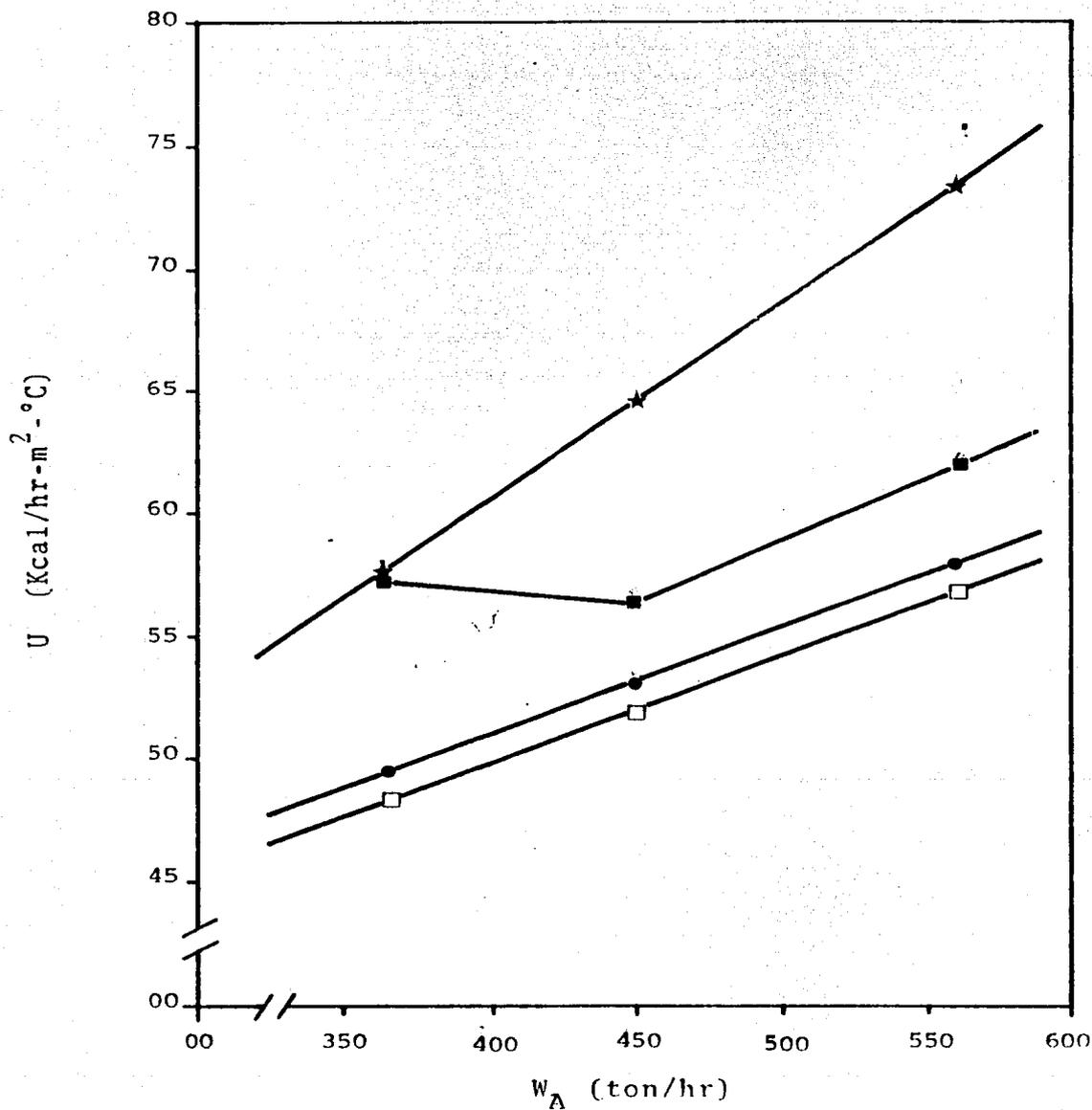
GRÁFICA No. 5.6

Manzanillo Unidad 1



GRAFICA No. 5.7

Manzanillo Unidad 1

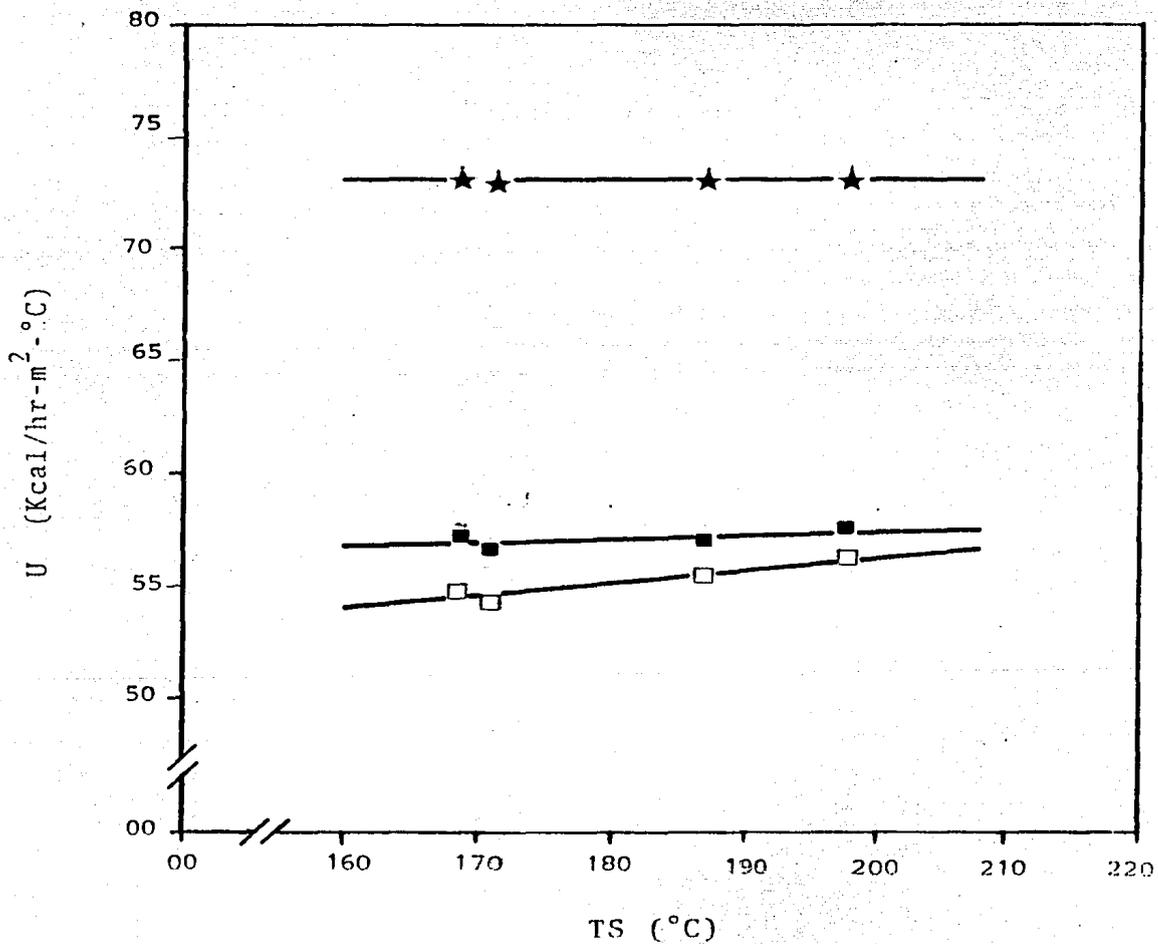


- □ — experimentales vapor sobrecalentado
- ● — teóricos vapor sobrecalentado
- ■ — experimentales vapor saturado
- ★ — esperados vapor saturado

GRAFICA No. 5.8

Manzanillo Unidad 1

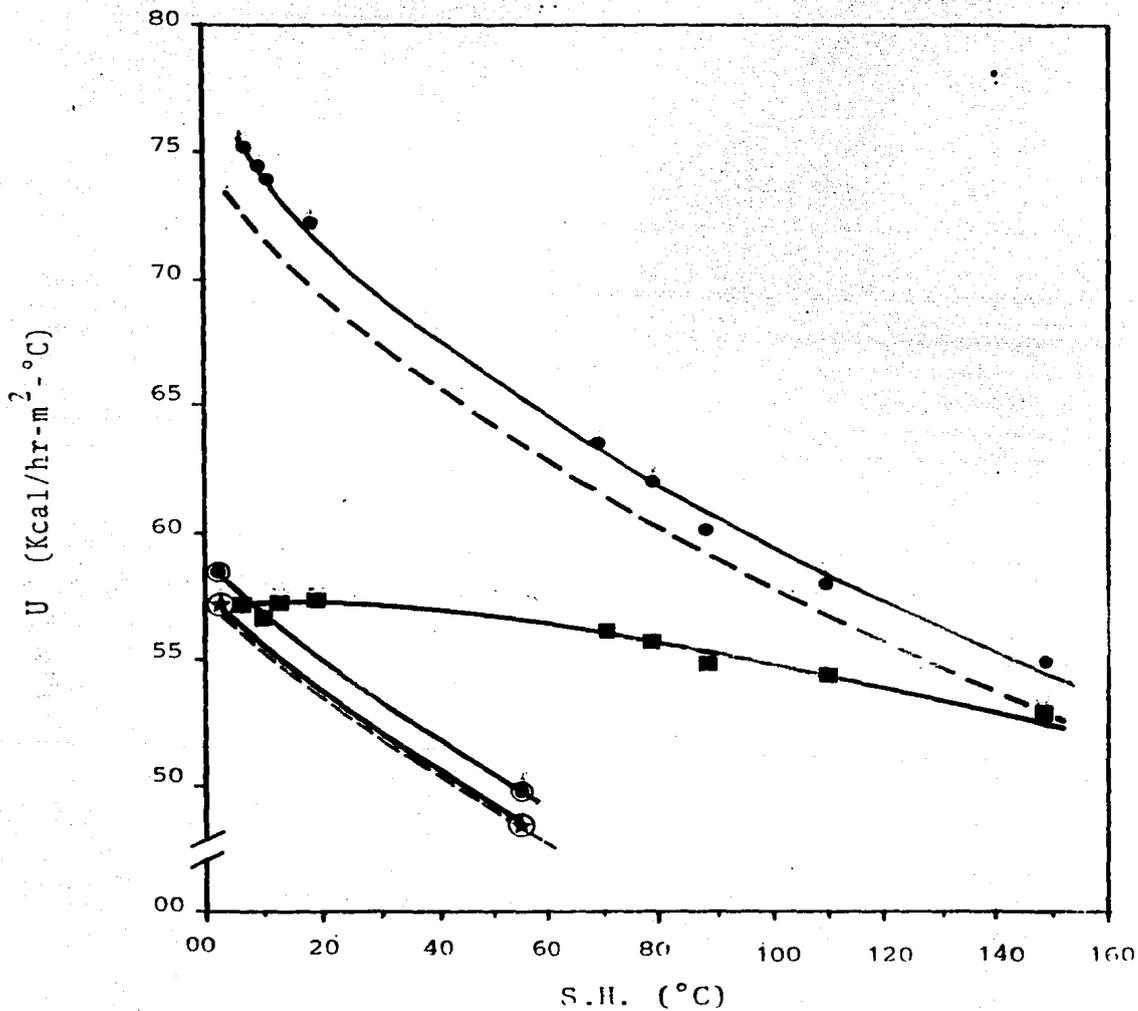
$W_{A1} = 583142 \text{ kg/hr}$



- experimentales vapor sobrecalentado
- experimentales vapor saturado
- ★— esperados vapor saturado

GRAFICA No. 5.9

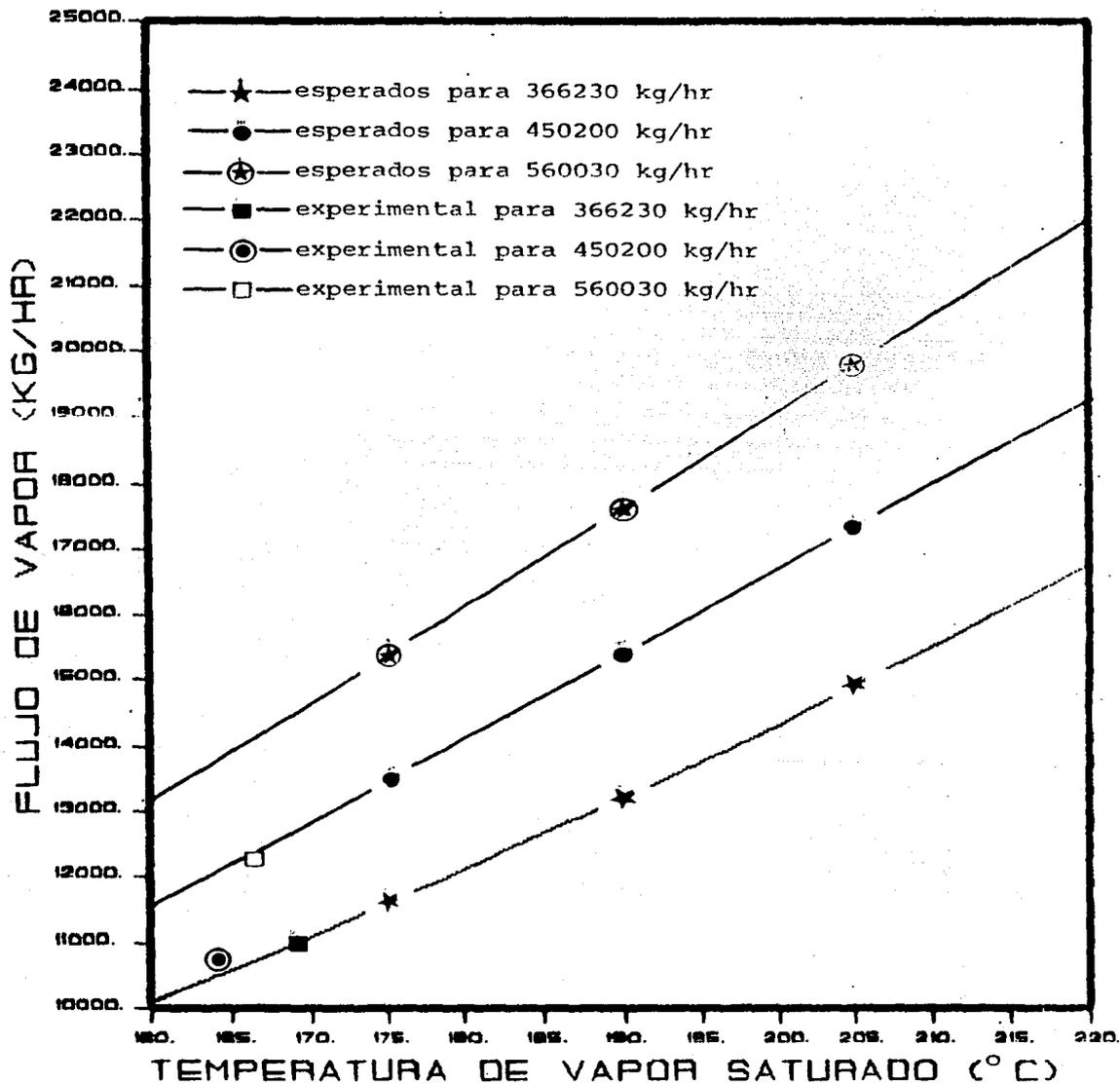
Manzanillo Unidad 1



- teóricos para 583142 kg/hr
- experimentales para 583142 kg/hr
- ⊙— teóricos para 366230 kg/hr
- ★— experimentales para 366230 kg/hr
- esperados

GRAFICA No. 5.10

Manzanillo Unidad 1



GRAFICA No. 5.11

## CONCLUSIONES

1. - El valor del coeficiente global de transferencia de calor de los CAV's de CTE's, es determinado por el coeficiente pelicular de transferencia de calor del aire, el cual a su vez depende de la conductividad térmica, la capacidad calorífica del aire, del flujo y del área libre de flujo. Por lo tanto, se establece que los parámetros fundamentales que deberán considerarse en el diseño de los CAV's serán: el número de aletas por unidad de longitud de tubo, el material de las aletas, y el arreglo de los bancos de tubos, procurando que las caídas de presión del aire a través del CAV no excedan a las permitidas en el proceso.
2. - Se encontró que el coeficiente global de transferencia de calor de los CAV's verticales es mayor que el de los horizontales, debido a que los coeficientes peliculares del aire y del vapor son mayores en los primeros.
3. - La metodología de cálculo implementada, permite evaluar satisfactoriamente el comportamiento térmico de los CAV's y puede ser utilizada en el diseño de los mismos.

4. - Para el flujo de aire correspondiente a 145 MW de carga (en el que se requiere también bajo flujo de vapor saturado), el flujo de calor intercambiado así como los coeficientes de transferencia de calor pronosticados, son iguales a los obtenidos experimentalmente. Por lo tanto, se concluye que utilizando vapor saturado si se incrementa la capacidad de intercambio de calor de los CAV's.
  
5. - Debido al subdimensionamiento de las válvulas, tubería y tanques del sistema vapor-condensados, no fué posible introducir a los CAV's la cantidad de vapor saturado requerida para lograr el intercambio de calor pronosticado para cada prueba. Sin embargo, el incremento esperado en la temperatura de salida del aire, utilizando vapor saturado, puede lograrse rediseñando el diagrama de tubería e instrumentación del sistema vapor-condensados de los CAV's, lo cual no se contempla en el presente trabajo.
  
6. - La disminución de la depositación ácida en el lado frío de los PAR's, (por efecto del aumento en la temperatura del aire a la entrada de los mismos), puede lograrse incrementando la capacidad de transferencia de calor de la superficie de los CAV's utilizando vapor saturado a una temperatura cuya presión asociada sea mayor que la especificada para las condiciones de diseño. Lo anterior se establece considerando que, tanto el valor de la temperatura como el del flujo de aire a la salida del CAV, son mayores a los establecidos por diseño.

7. - La utilización de vapor saturado proporciona ventajas tanto en el diseño como en la operación de los equipos de transferencia de calor.

En el diseño representará una menor inversión en equipo, ya que con menor superficie será posible obtener la carga térmica deseada. Y su aplicación en la operación de los mismos permitirá prolongar los periodos de mantenimiento (limpieza), debido a que al disponerse de mayores coeficientes de transferencia de calor (para la misma superficie), la superficie disponible será mayor que la requerida por el proceso y en consecuencia el factor de ensuciamiento permitido se incrementará.

## REFERENCIAS

- 1.-Secretaría de Energía, Minas e Industria Paraestatal.  
"Programa Nacional de Energéticos 1984-1988"  
Primera Edición, Agosto, 1984.
  
- 2.-Bautista Margulis R.  
"Características de los generadores de vapor para generación de energía eléctrica mayor de 80MW y análisis de sus fallas de materiales más frecuentes"  
Tesis de licenciatura  
Instituto de Investigaciones Eléctricas  
Noviembre, 1985, p. 95-99
  
- 3.-Espinoza Garza J. et al.  
"Análisis de operación y propuesta de alternativas para disminuir la indisponibilidad causada por precalentadores de aire"  
Instituto de Investigaciones Eléctricas  
Informe final, IIE/12/1911/I 06/F, Junio, 1986.
  
- 4.-Comisión Federal de Electricidad.  
Gerencia de Generación y Transmisión  
"Manual de operación 4X300, CTE Manzanillo, Gral. Manuel Alvarez"  
Julio, 1985.
  
- 5.-Comisión Federal de Electricidad.  
Gerencia de Generación y Transmisión  
"Instructivo del Generador de Vapor Mitsubishi"  
CTE Manzanillo, Colima.

- 6.-Holman J.P.  
"Transferencia de Calor"  
Ed. McGraw-Hill, Sexta impresión, Abril, 1983.
- 7.-Kern D.Q.  
"Procesos de Transferencia de Calor"  
Ed. McGraw-Hill, Decimoseptima impresión  
New York, Enero, 1984.
- 8.-Gulley D.L.  
"How to Calculate Weighted MTD's"  
Handbook of heat transfer, Hydrocarbon processing
- 9.-Collier J.G.  
"Convective Boiling and Condensation"  
Ed. McGraw-Hill, Primera Edición,  
p.13,341,411
- 10.-Afgan N.H., & Schlunder E.U.  
"Heat Exchangers, Design and Theory Sourcebook"  
Ed. McGraw-Hill, 1974, p.63
- 11.-Ganapathy V.  
"Applied Heat Transfer"  
Penn Well Books, 1982, p.338,494

12.-Espinoza Garza J. et. al.

"Análisis de operación y propuesta de alternativas para disminuir la indisponibilidad causada por precalentadores de aire"

Instituto de Investigaciones Eléctricas

Informe interno, Abril, 1987 (en elaboración).

13.-Ley Koo M. et al.

"Desarrollo de un sistema de tipificación y registro de fallas en materiales de CTE's"

Instituto de Investigaciones Eléctricas

Reporte IIE/12/1921/I 04/P, Junio, 1986.

14.-Espinoza Garza J.

"Humidificación, secado y pulverización de carbón"

Instituto de Investigaciones Eléctricas

Informe final, IIE/12/1816/I 01/F, Diciembre, 1983.

15.-Webb R. L.

"Air-side heat transfer in finned tube heat exchangers"

Heat Transfer Engineering

Vol.1, No.3, Enero-Marzo, 1980.

16.-Lokshin V.A. & Kokaya V.N.

"Features of Calculation for air preheaters when working on superheated steam"

Thermal Engineering 27(9), 1980.

17.-Mitsubishi Heavy Industries LTD

"Operation-maintenance instructions for steam air heater"

18.-Holman J.P.

"Métodos experimentales para Ingenieros"

Ed. McGraw-Hill, 1981.

19.-Mataix C.

"Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas"

Ed. Harla, Segunda Edición

Septiembre, 1983, p.129,132

20.-Ley Koo M., (Comunicación privada)

21.-Castrejon Garcia R., (Comunicación privada)

22.-Muñoz-Ledo Carranza R., (Comunicación privada)