

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE  
MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

ESTANQUE DE ENFRIAMIENTO DE LA TERMOCENTRAL DE RIO ESCONDIDO

T E S I S

MAESTRIA EN INGENIERIA QUIMICA (PROCESOS)

JAVIER ARMANDO LARA ARELLANO

1985



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 esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

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

JURADO

PRESIDENTE	Dr. Enrique Bazúa
1er VOCAL	Dr. Sergio Trejo
SECRETARIO	Dr. Rafael Morones
SUPLENTE	Dr. Jorge Ramírez
SUPLENTE	M.C. Javier Audry

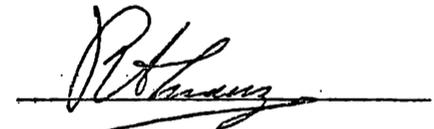
Sitio de desarrollo del tema: Instituto de Ingeniería, UNAM.

Central Termoeléctrica "José López  
Portillo", (Río Escondido), Comisión  
Federal de Electricidad.

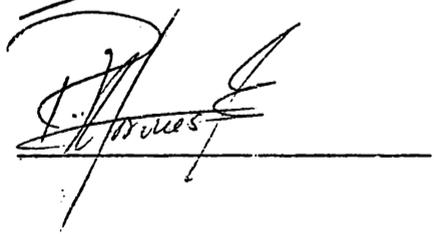
SUSTENTANTE I.Q. Javier Armando Lara Arellano

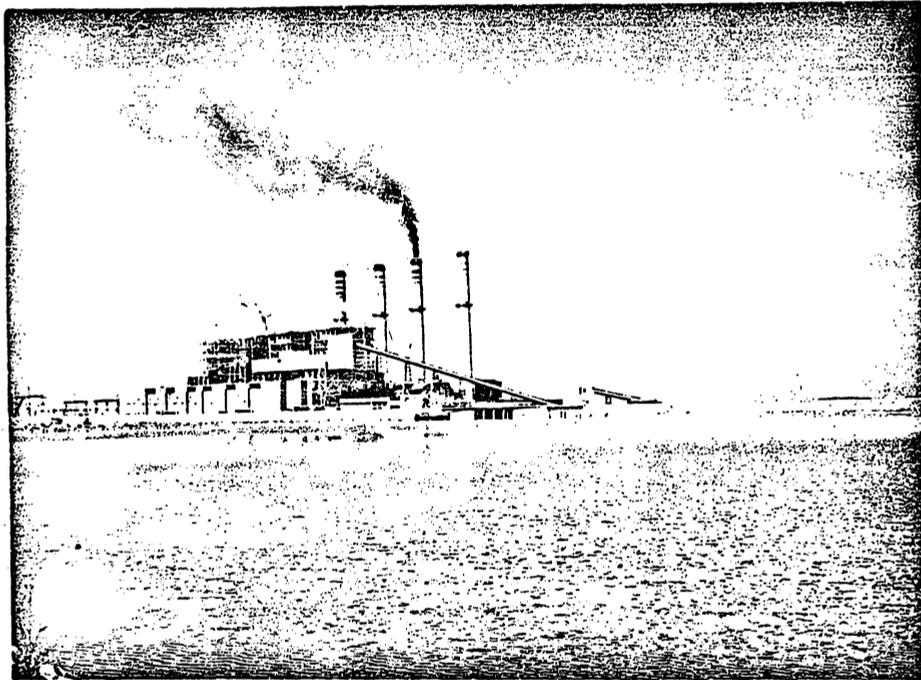


ASESOR M.C. Rafael Almanza Salgado



ASESOR INTERNO Dr. Rafael Morones Escobar





" La belleza de las cosas radica en su sencillez "

A quienes aún conservan la ilusión, la esperanza y la fé en algo mas allá de la nada. A quienes saben combinar lo real con lo imaginario, lo racional con la locura, lo tradicional con la aventura de lo innovador, A los que a pesar de los grandes infortunios que agobian la agitada existencia, pueden lanzarse cual denodadas aves en razante vuelo tras su ideal.

## AGRADECIMIENTOS

Este estudio fué patrocinado por la Comisión Federal de Electricidad y se desarrolló en la Central Termoeléctrica de Río Escondido, Coah. y en la Sección de Mecánica, Fluidos y Térmica del Instituto de Ingeniería, UNAM, con la supervisión del M.C. Rafael Almanza, a quien le reconozco su gran interés en la elaboración del estudio. Las discusiones con el Dr. Gerardo Hiriart, de la CFE, fueron de un valor incalculable para entender algunos aspectos de los modelos, también le agradezco sus valiosas sugerencias. Quiero agradecerle al M.I. Felipe Muñoz sus comentarios, por lo oportunos que fueron. Deseo expresar mi gratitud a los miembros del jurado por su interés en la revisión del manuscrito, en especial a los Doctores R. Morones y E. Bazúa.

Esta tesis, al igual que todo estudio de ingeniería, representa el resultado de un trabajo de equipo, pues hubo un gran número de personas que contribuyeron en ella; así la colaboración prestada por G. Legaria y R. Maldonado para la puesta en marcha de las estaciones meteorológicas fué de gran ayuda para el buen éxito de las mediciones. Para el procesamiento de la información meteorológica la ayuda de R. Tello y R. Peters fué muy valiosa. También les agradezco la participación entusiasmada durante las dos campañas de mediciones al Oceanólogo L. Treviño y a los laboratoristas G. Mendoza, P. Trinidad y A. Aguilar.

Le agradezco al personal de las intendencias de construcción y operación de la Central, el apoyo brindado para la realización del trabajo durante la estancia en Río Escondido, Coah..

La mecanografía estuvo a cargo de la secretaria María Victoria Hernández, a quien le agradezco su trabajo para una mejor presentación del mismo.

Estoy enormemente agradecido con la I.Q, Trinidad Zúñiga V., por ser mi mejor amiga, por todo su apoyo, comprensión y ayuda que me ha brindado durante estos años, así también por los contratiempos que juntos pasamos y por sus consejos que me permitieron jamás desistir.

Quiero también reconocer el apoyo recibido por mis padres: Sr. Luis Lara y Sra. Manuela Arellano, quienes a pesar de no estar conmigo, siempre han tenido confianza en mí. También les agradezco a todos mis hermanos y a cada uno de ellos su comprensión hacia mis absurdos.

Por último quiero agradecer a todos mis compañeros del Instituto de Ingeniería su gran amistad, sin olvidar a quienes ya no están en él.

# I N D I C E

	Pag.
RESUMEN	1
ABSTRACT	2
1. INTRODUCCION	3
PARTE I.	
REVISION DEL ESTADO DEL ARTE EN ESTANQUES DE ENFRIAMIENTO	11
2. GENERALIDADES EN PLANTAS TERMOELECTRICAS	12
2.1 Datos Técnicos de la Termoeléctrica de Río Escondido	13
2.2 Sistemas de Enfriamiento	18
2.3 Estanques de Enfriamiento	24
3. BALANCE DE ENERGIA AGUA-ATMOSFERA	29
3.1 Radiación Solar	31
3.2 Radiación de la Atmósfera	32
3.3 Radiación del Agua	33
3.4 Evaporación	34
3.4.1 Evaporación por Convección Forzada	38
3.4.2 Evaporación por Convección Libre	39
3.4.3 Evaporación por Convección Libre y Forzada	42
3.5 Convección de Calor Sensible	43
3.6 Flujo Neto de Calor	44
3.7 Aplicación a Río Escondido	45
4. ESTRUCTURA TERMICA DE ESTANQUES	46
4.1 Estratificación en Cuerpos de Agua Naturales	46
4.2 Estratificación en Estanques de Enfriamiento	52
5. MODELOS	63
5.1 Modelo en Estado Estacionario	63
5.1.1 Modelo del Estanque de Río Escondido	67
5.2 Modelo en Estado Transitorio	70
5.2.1 Estanque de Río Escondido	76
PARTE II.	
TRABAJO EXPERIMENTAL Y ANALISIS DE RESULTADOS	77
6. MEDICIONES	78
6.1 Temperatura	79
6.2 Datos Meteorológicos	79
6.2.1 Verificación de las Calibraciones de los Sensores	89
6.2.2 Instalación y Procesamientos de Datos	91
6.3 Potencia Generada	93
6.4 Batimetría	93

7.	RESULTADOS	127
7.1	Condiciones de Operación	127
7.2	Clasificación del Estanque	128
7.3	Modelo en Estado Estacionario	132
7.3.1	Resultados para Otoño	136
7.3.2	Resultados para Verano	138
7.4	Modelo en Estado Transitorio	149
7.4.1	Resultados para Otoño	152
7.4.2	Resultados para Verano	154
7.5	Comparación Transitorio-Estacionario	165
7.6	Balance de Energía y Estimación de la Evaporación	166
8.	CONCLUSIONES	178
9.	SUGERENCIAS	181
	REFERENCIAS	185

## RESUMEN

Se realizaron mediciones de estratificación térmica durante el verano (1984) y el otoño (1983) en la mitad (1.5 Km<sup>2</sup>) del estanque de enfriamiento de la central termoeléctrica de 1200 MW de Río Escondido. Estas mediciones se llevaron a cabo para validar el modelo matemático, en los estados estacionario y transitorio, para el estanque de enfriamiento. En noviembre de 1983 se realizó una primera campaña de mediciones. Sin embargo, en verano se presentan las condiciones meteorológicas más adversas para la operación del estanque (temperatura ambiente máxima alrededor de 40°C, durante dos meses, y radiación solar de 500 ly/día), además la potencia generada por la planta es mayor, por consiguiente fue necesario realizar otra campaña de mediciones durante esta temporada (agosto-septiembre de 1984).

Para el diseño del estanque de enfriamiento se ocupó un modelo en estado estacionario [35]. Este modelo se basa en un análisis hidrotérmico como lo propone Jirka et.al. [20]. El modelo se establece con base en la ecuación de energía unidimensional y requiere de los datos meteorológicos, el tipo de estratificación térmica y una buena definición del coeficiente de dispersión longitudinal. Puesto que durante la operación de la planta se presentan variaciones en la potencia generada, fue necesario emplear el modelo en estado transitorio.

Las mediciones de temperatura se hicieron desde la superficie hasta la máxima profundidad (alrededor de 4.5 m) en el estanque, midiéndose también los parámetros meteorológicos: velocidad del viento, radiación solar, humedad relativa, temperatura del aire, presión atmosférica y lluvia. Las predicciones de ambos modelos están en buena aproximación con las temperaturas medi-

#### ABSTRACT

Measurements of thermal stratification during the summer (1984) and the fall (1983) over the first stage (1.5 Km<sup>2</sup>) of the cooling pond for the 1200 MW Rio Escondido power plant were made. These measurements were carried out in order to get the validation of the mathematical model in steady and transient states for the cooling pond. A first campaign of the measurements was effected in November 1983. However, during the summer the meteorological conditions are adverse (maximum ambient temperature about 40°C for about two months, and solar radiation over 500 langleys/day) and there is more demand of power generation consequently another campaign was necessary (august-september 1984).

A steady state model was developed [35] in order to design the cooling pond. This model consists basically of a hydrothermal analysis as the proposed by Jirka et.al. [20]. It is a one-dimensional model with conservation of heat as the main point and it needs of meteorological data, the degree of thermal stratification and a good definition of a dispersion coefficient. During the operation of the plant, there are too often variations in the generation, therefore it was also necessary to employ a transient state model.

Temperature measurements were made from the surface to the maximum depth (about 4.5 m) on the pond and meteorological parameters like wind velocity, solar radiation, relative humidity, air temperature, atmospheric pressure and rain precipitation were also measured. Both models are in good agreement with the temperature measurements.

## 1. INTRODUCCION

Un estanque de enfriamiento es un sistema que, al igual que las torres de enfriamiento, se ocupa para la disipación del calor de desecho de plantas termoeléctricas. Para visualizar a grandes rasgos las ventajas que ofrece un estanque, puede mencionarse que puesto que consiste en una masa de agua de gran área expuesta al ambiente, el sistema es muy simple en su operación, tiene menores requerimientos de potencia de bombeo y mantenimiento que los que necesita una torre húmeda de enfriamiento, además los estanques tienen un impacto ambiental menor que el ocasionado por las torres, y pueden usarse para fines recreativos. La principal desventaja de un estanque es la gran extensión de terreno que ocupa, pero si el terreno es disponible entonces representa una buena alternativa como medio disipador de calor.

El estudio de los estanques de enfriamiento y de los temas afines se ha desarrollado principalmente en el Instituto Tecnológico de Massachusetts (MIT) {3, 8, 9, 18, 19, 20, 21, 22, 29, 30, 31, 50, 51, 52, 53, 55, 56}. En los estudios realizados en el MIT de hace 20 años a la fecha comprenden descargas térmicas, patrones de flujo, balance de energía agua-atmósfera, difusión térmica, extracción de un fluido estratificado. Todos estos estudios se conjuntaron primero para estudiar la estratificación térmica en lagos naturales {18, 22} y posteriormente para el estudio de los estanques de enfriamiento, desarrollándose una nueva ecuación para la predicción de la evaporación en cuerpos de agua con descarga térmica {8, 9}. En el MIT se dedujo un criterio para la clasificación de la estructura hidrotérmica de los estanques {19, 20, 29, 30} con base en un número adimensional llamado número de Pond, el cual se obtuvo de un análisis de flujo estratificado, tanto en un amplio trabajo experimental de laboratorio como en la experiencia de operación del estanque de enfriamiento de Hazelwood en Australia. De acuerdo con este criterio pudieron deducirse modelos para tres tipos de estanques denominados: a) estanque profundo o completamente estratificado, b) somero parcialmente estratificado o mezclado y c) somero mezclado verticalmente. En el primer modelo de estanques la estratificación es tan pronunciada que considera la formación de dos capas perfectamente definidas y se plantea una ecuación de energía para cada una de ellas. En el tercer caso no se presenta estratificación, es decir la temperatura no varía con la profundidad y el modelo resultante es muy simple, pues sólo ocupa la ecuación de energía en forma unidimensional. Para el segundo caso todavía no se cuenta con un modelo que prediga su comportamiento, por lo que para su predicción se ocupa una ampliación del intervalo de aplicación de los otros dos tipos

de modelos. Estos modelos se han comprobado en el estudio de 7 estanques en los Estados Unidos de Norte América {55}. A pesar de la cantidad tan grande de trabajo desarrollado en el MIT el funcionamiento de los estanques de enfriamiento no está completamente entendido, por lo que aún siguen investigando en el tema.

Debido a las ventajas de los estanques, en otros lugares se han realizado diversos estudios {57, 58, 59, 60, 61, 62, 63, 64, 65, 66}; que abarcan desde la modelación y el diseño de un caso especial de estanque hasta estudios sobre optimización de éstos.

En nuestro País en el Instituto de Ingeniería, UNAM se han realizado estudios en este tema. En el año de 1977 {34} se llevó a cabo el primer trabajo que condujo al diseño del estanque de enfriamiento para la termoeléctrica de 1200 MW de la Comisión Federal de Electricidad (CFE) ubicada en Río Escondido, Coah. Debido a que no se conocía mucho sobre el funcionamiento de los estanques de enfriamiento se analizaron los primeros modelos desarrollados en el MIT {8}. Así, para el diseño de este estanque {34} se ocupó un modelo de dos capas para el estado estacionario. Para el estado transitorio aunque el modelo supone la existencia de las dos capas, no se consideró el funcionamiento transitorio de la capa inferior. La solución de ese modelo junto con el criterio empírico de usar una carga térmica equivalente a 4 ha/MW y la optimización de los condensadores, condujeron a la determinación del área de 300 hectáreas para el estanque. Puesto que en nuestro país era la primera experiencia en este tipo de sistemas, y siendo el balance de energía agua-atmósfera un punto importante en el modelo, se realiza-

ron mediciones meteorológicas en Río Escondido para comprobar las ecuaciones del intercambio de energía, sobre todo en el tema de evaporación, pero se hizo para cuerpos de agua sin descarga térmica, es decir se midió evaporación natural. Por otra parte en la evaluación de las pérdidas al ambiente se ocupó una aproximación lineal a las expresiones del balance. Debido a esto, los resultados solo reportan datos de temperatura en la toma y en la descarga y consecuentemente la evaporación se calculó usando la temperatura obtenida al ocupar una relación entre estas dos temperaturas. En ese estudio también se define la forma y la profundidad media del estanque, con base en su operación y en la necesidad de contar con un almacenamiento suficiente de agua, para la época de secas, ya que la zona es árida. Posteriormente en 1978 [66] se realizaron estudios de evaporación natural en una alberca construida en Río Escondido; esos estudios sirvieron también para estimar las filtraciones que se tendrían en el estanque, pues en aquel entonces se estaba estudiando con que material impermeabilizar el fondo. Aunque en ese estudio se establece una metodología para el cálculo de la evaporación, esta sigue sin considerar la descarga térmica. Posteriormente en otro estudio realizado en el Instituto de Ingeniería [38] se definen algunos conceptos de la Ingeniería de detalle para el estanque. Para eso se construyeron dos modelos físicos, uno instalado en Río Escondido se ocupó para estudiar la influencia del viento y el bombeo en la circulación de agua; el otro modelo se ocupó para estudiar estratificación y se instaló en el Instituto de Ingeniería. Del primer modelo se definió la geometría de los bordos que delimitan el estanque, y obtener así el mejor funcionamiento hidráulico. Del segundo modelo se obtuvo la conclusión de que para formar un estanque en dos capas, es decir estratificado, era necesario construir

un vertedor cerca de la zona de descarga, también se definió el uso de compuertas para la comunicación de las secciones del estanque. En otro estudio {68} se determinó la forma de cárcamo de bombeo, así como la de los deflectores de olas. En el último estudio reportado en el Instituto de Ingeniería {67} se revisó la información meteorológica recopilado durante 2 años en Río Escondido y se comparó con la de Piedras Negras, Coah; eso tuvo como objetivo estudiar una posible modificación en el área del estanque ya que para el diseño se ocuparon datos meteorológicos de la Cd. de Piedras Negras localizada a 25 Km. de la planta. De ese trabajo se concluyó que el diseño no se modificara.

De toda la información reportada en los informes del Instituto de Ingeniería se puede observar que conforme se realizaron estudios se fue comprendiendo el fenómeno, así una publicación posterior {35} presenta un modelo más reciente que se basó en la teoría desarrollada en el MIT a finales del año de 1978 {20}. Ese modelo que es en estado estacionario considera que pueden existir las dos capas, ocupando la dispersión longitudinal en la capa superior. En ese estudio el modelo se resolvió y se obtuvieron los mismos resultados que los del modelo ocupado en 1977.

En el actual estudio, que se reporta en esta tesis se persiguen dos objetivos: el primero de ellos, que es el propósito principal, consiste en la evaluación del modelo en campo; el segundo objetivo pretende plantear las bases para la creación de una metodología para el diseño de los estanques de enfriamiento en nuestro país.

Para alcanzar el primer objetivo se realizaron mediciones de parámetros meteorológicos y de temperatura en la primera mitad del estanque de 3 Km<sup>2</sup>, conjun

tándose con las condiciones de operación de la central para poder evaluar las predicciones del modelo con la planta en funcionamiento.

La verificación del modelo permitirá tener una mayor confiabilidad en él, para que pueda ocuparse en el análisis de factibilidad técnica-económica de instalar dos nuevas unidades (quinta y sexta), de 350 MW cada una, en la central de Río Escondido usando el mismo estanque que originalmente fue diseñado para enfriar el agua de los condensadores de 4 unidades de 300 MW cada una. Además esta verificación permitirá que el modelo pueda ocuparse en el análisis del sistema de enfriamiento para nuevas termoeléctricas. Por otra parte, el contar con un modelo confiable dará lugar a impulsar el uso eficiente de este tipo de sistemas, no solo en termoeléctricas, sino también en cualquier planta de proceso que requiera agua de enfriamiento.

Debido a que en nuestro País la utilización de estanques de enfriamiento es una tecnología nueva, el segundo objetivo de este estudio consiste en reunir gran parte de la información concerniente a este tema y presentarla de una manera lógica de tal forma que los fenómenos que envuelve este tipo de sistemas de enfriamiento se puedan comprender sin necesidad de consultar un gran número de estudios.

Este estudio presenta en sí dos objetivos entrelazados y se encuentra dividido en dos partes. La primera que abarca del capítulo 2 al 5, consiste en la revisión bibliográfica, estructurada y adaptada para su mejor entendimiento. La segunda parte presentada del capítulo 6 en adelante, corresponde a la evaluación del modelo y reporta el trabajo experimental así como la correlación teórico-experimental.

El estudio empieza por describir, en el capítulo 2, la operación general de una termoeléctrica, mencionándose las características principales de la central termoeléctrica de Río Escondido. Para entender mejor la importancia del sistema de enfriamiento se da un panorama general de estos, haciendo especial énfasis en los estanques. El capítulo 3 presenta el balance de energía agua-atmósfera que se ocupa en el modelo. Este balance se basa principalmente en fórmulas empíricas que han sido comprobadas tanto en laboratorio como en campo en diferentes lugares del mundo. En el capítulo 4 se mencionan las principales causas que ocasionan la estratificación térmica en cuerpos de agua naturales tales como lagos o presas, y se muestra que en el caso de estanques de enfriamiento la principal causa de la estratificación es la descarga térmica. Se presenta la clasificación de los estanques con base en su estructura hidrotérmica. Posteriormente el capítulo 5, presenta los modelos matemáticos estudiados.

Las mediciones que se realizaron se reportan en el capítulo 6. Con base en éstas, en el capítulo 7 se clasifica la estructura térmica del estanque y se observa que en este caso el criterio del número de Pond no clasifica adecuadamente al estanque, pues de acuerdo con este criterio debería existir un estanque parcialmente estratificado y realmente la estratificación no se presenta, por lo que se define que el modelo que debe ocuparse es el de un estanque con mezcla vertical, o sea que no se ocupa un modelo en dos capas.

Para la solución de las ecuaciones se ocupó un método numérico, pudiéndose calcular la distribución de temperaturas en todo el estanque, así como

usar el balance de energía agua-atmósfera sin linearizar, lo que permitió evaluar la evaporación total como la suma de la evaporación en cada punto y no hacerlo mediante una temperatura aproximada como se hizo cuando se diseñó el estanque. Para la aplicación del método numérico se analiza la forma de utilizar las condiciones de frontera. El modelo se resuelve en estado estacionario, ocupando para los parámetros meteorológicos y de operación de la planta los promedios en intervalos de días completos. También se presenta la solución del modelo en estado transitorio mediante un esquema en diferencias finitas. La correlación teórico-experimental se presenta para dos estaciones del año (verano y otoño). Posteriormente se presenta una comparación entre los resultados obtenidos con el modelo en los estados estacionario y transitorio. Se observa que para períodos cortos, del orden de 1 a 3 días, el modelo en estado transitorio predice mejores resultados que en el estado estacionario, pero para intervalos de 15 días o mayores los resultados son muy similares.

La conclusión principal de este estudio es que la correlación entre los datos medidos con las predicciones del modelo, tanto en estado estacionario como transitorio, es bastante satisfactoria. Por lo que se puede afirmar que el modelo predice con diferencias menores de  $1^{\circ}\text{C}$  las temperaturas del estanque de enfriamiento de la termoelectrica de Río Escondido para cualquier época del año. Por último se proponen algunas sugerencias para continuar con el estudio de este tipo de sistemas.

PARTE I

REVISION DEL ESTADO DEL ARTE EN ESTANQUES DE ENFRIAMIENTO

## 2. GENERALIDADES EN PLANTAS TERMOELECTRICAS

Una central eléctrica es una instalación industrial que transforma energía primaria en energía eléctrica. Si la energía primaria ocupada es transformada en energía térmica, la cual se libera al quemar un combustible fósil (carbón, gas o petróleo), entonces a la central se le denomina termoeléctrica.

La figura 2.1 muestra esquemáticamente la operación general de una termoeléctrica: en la caldera se quema el combustible para producir vapor saturado de alta presión, el cual se vuelve a reciclar por la caldera para elevar su temperatura obteniéndose vapor sobrecalentado, este vapor pasa a la turbina donde efectúa un trabajo expandiéndose y enfriándose, posteriormente pasa a un condensador en donde se transforma en agua a baja presión. La función principal del condensador es mantener una presión y temperatura a la salida de la turbina lo más baja posible y para ello se hace circular a través de él agua fría en grandes cantidades. El agua condensada se bombea nuevamente a la caldera, denominándose en esta etapa, agua de ali-

mentación. Generalmente el agua de alimentación se pasa primero por una etapa de precalentamiento; para el precalentamiento puede usarse un economizador, el cual es un haz de tubos localizado en la base de la chimenea de la caldera, que aprovecha los gases calientes de la combustión; también pueden ocuparse precalentadores que utilizan vapor extraído de etapas intermedias de la turbina.

La eficiencia de una termoeléctrica generalmente se proporciona mediante el consumo térmico unitario (CTU), definido como el consumo de energía térmica por unidad de trabajo producido.

#### 2.1 Datos técnicos de la Termoeléctrica de Río Escondido.

La central termoeléctrica de Río Escondido se localiza aproximadamente a 25 Km al suroeste de la ciudad de Piedras Negras, Coahuila. La central consta de 4 unidades de 300 MW cada una; las calderas están diseñadas para quemar carbón, con una capacidad de generación máxima continua de 980,000 Kg/h de vapor sobrecalentado por unidad, a una presión de 169 Kg/cm<sup>2</sup> y a una temperatura de 538°C. El ciclo termodinámico de las unidades es Rankine regenerativo, con una etapa de precalentamiento que consta de cuatro calentadores de baja presión, desgasificador y dos calentadores de alta presión, como se puede apreciar en las figuras 2.2.a y 2.2.b {1}.

Las cuatro unidades tienen turbinas que trabajan a contrapresión de 2.75 pulgadas de Hg. absolutas; el consumo térmico unitario de cada unidad al 100% de carga es de 1925 K<sub>cal</sub>/Kw · h. La variación del CTU al cambiar la carga se muestra en la fig 2.3. La carga térmica del condensador de cada unidad incluyendo la carga por condensación y la del circuito abierto de enfriamiento

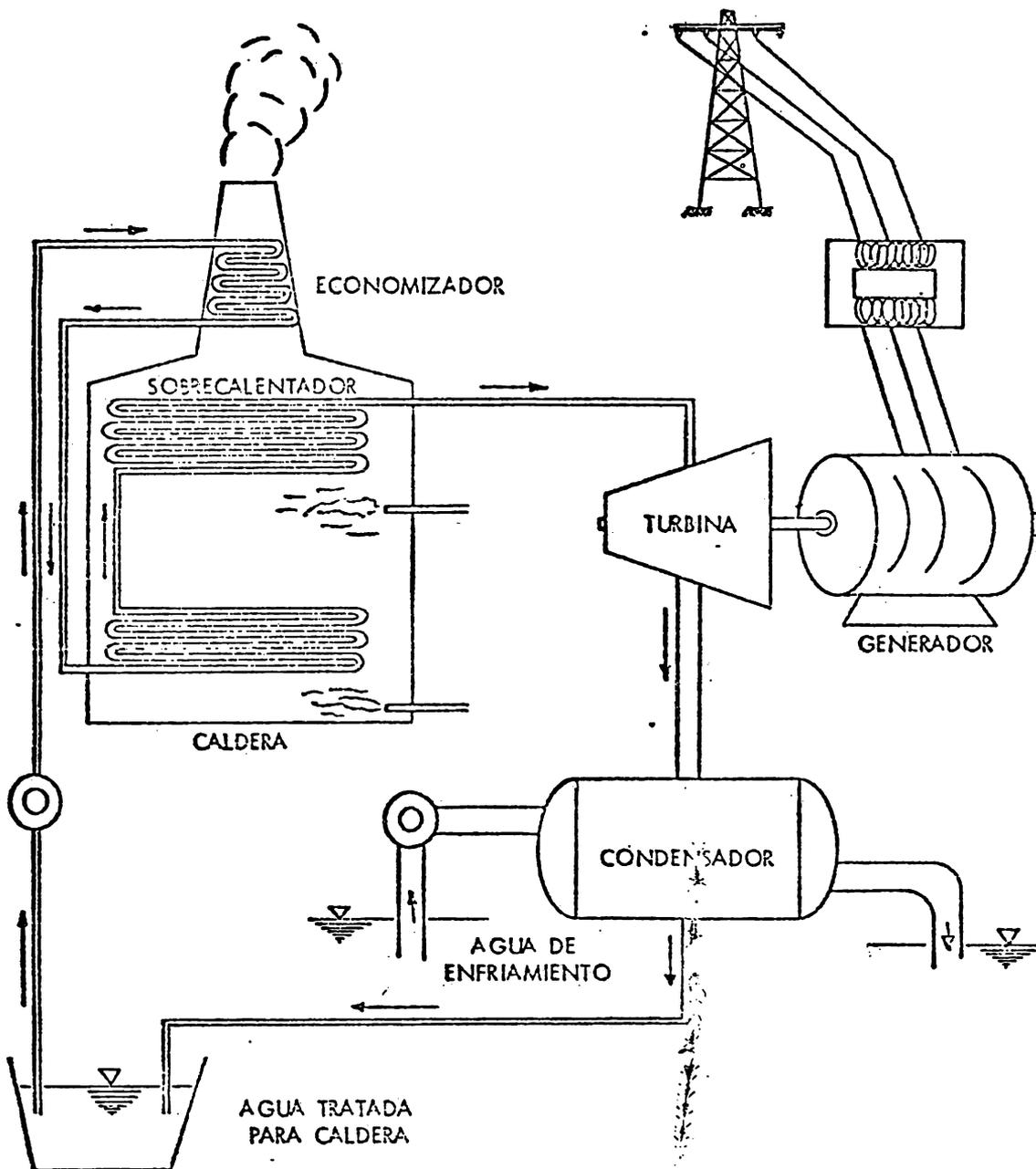


FIGURA 2.1 ESQUEMA DEL FUNCIONAMIENTO DE UNA PLANTA TERMOELECTRICA CONVENCIONAL

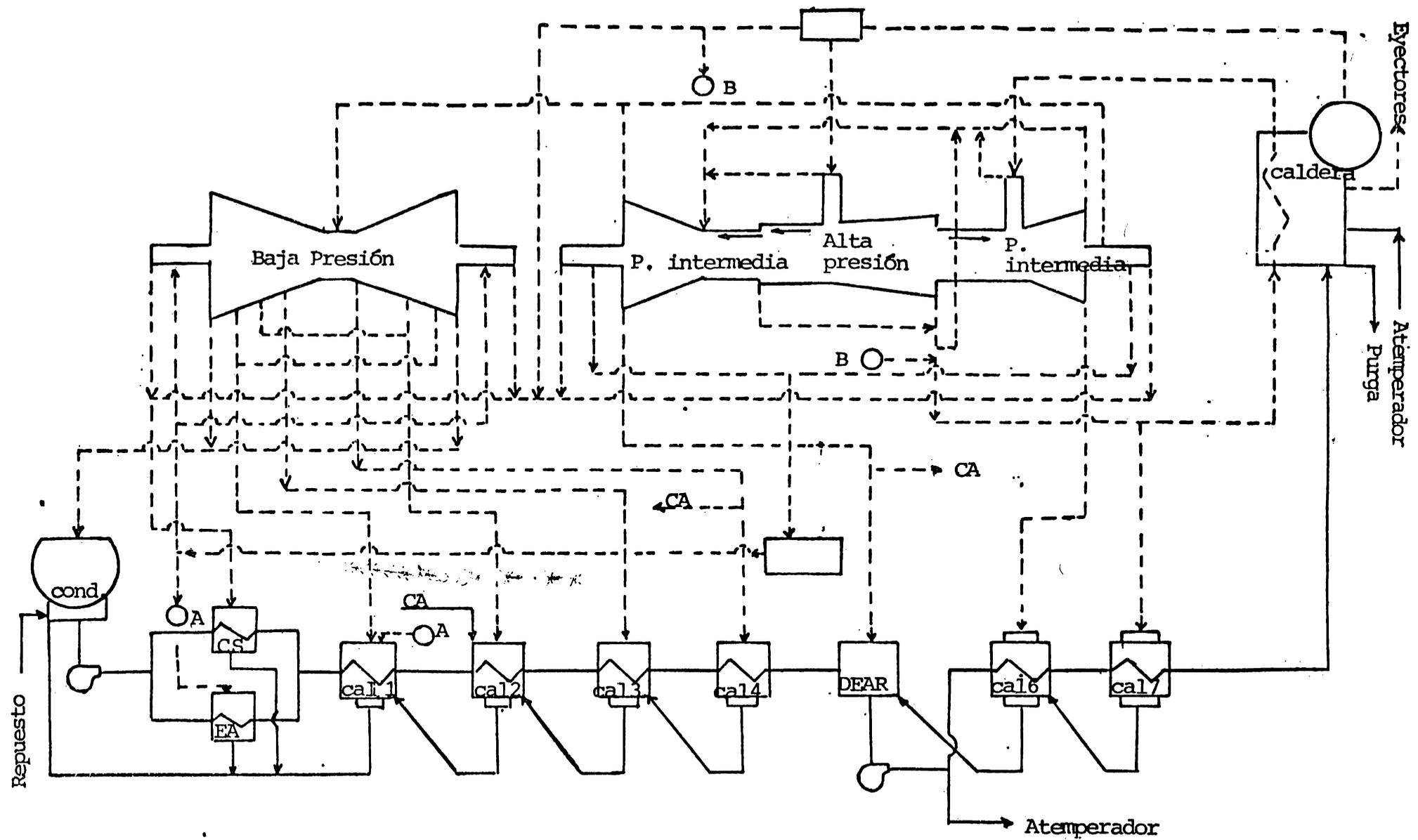


Fig.2.2.a Ciclo Térmico de las unidades de la Central de Río Escondido.

C.S Condensador de sellos

C A Calentador de aire

E A Condensador de Eyectores

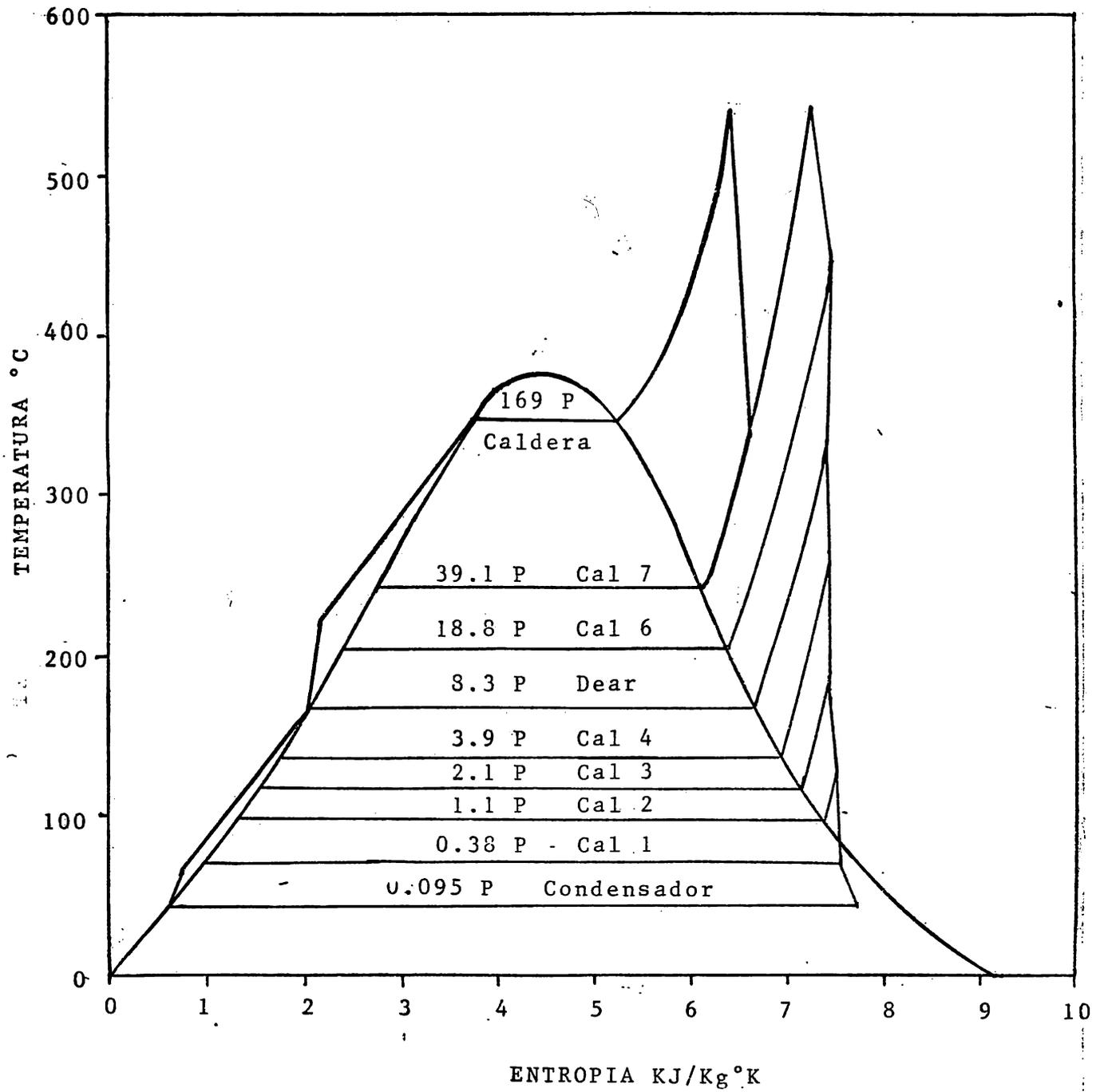


Fig. 2.2.b Ciclo térmico de las unidades de la Central de Río Escondido.

P: Presión Kg/cm<sup>2</sup> abs.

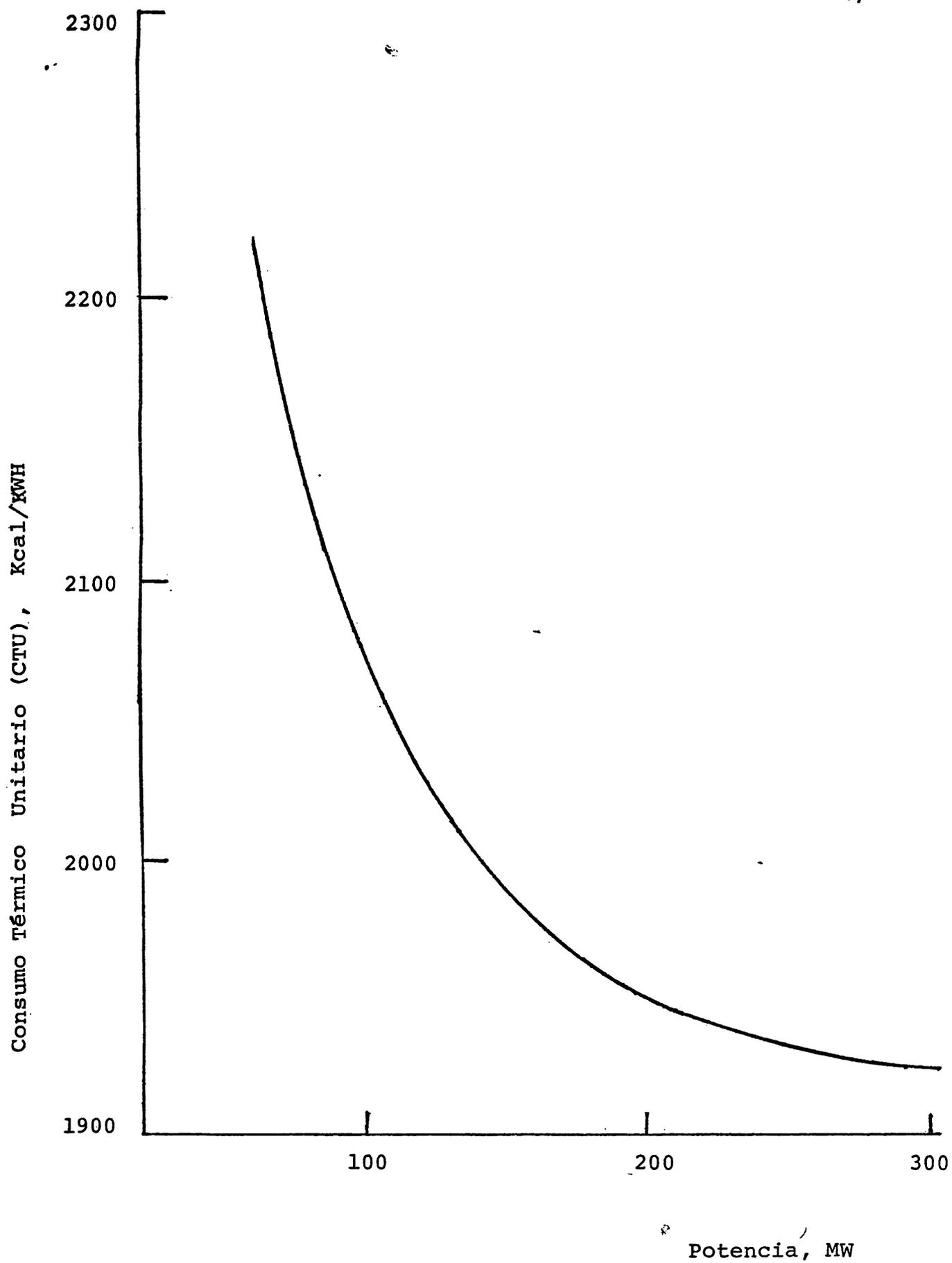


Fig. 2.3. Variación del° CTU con respecto a la potencia generada.

es de aproximadamente  $3.4 \times 10^8$  Kcal/h al 100% de carga, con un gasto de agua de circulación de alrededor de  $12 \text{ m}^3/\text{seg}$  para un incremento de  $8^\circ\text{C}$  en el condensador. Para el bombeo del agua de circulación a los condensadores se ocupan dos bombas de 565 HP cada una, por unidad. El diagrama de flujo del sistema de agua de circulación se muestra en la fig 2.4. Para el enfriamiento del agua de circulación de las 4 unidades proveniente de los condensadores se ocupa un estanque artificial de 300 hectáreas de superficie, con bordos de 13 Km de longitud y 8 m de altura, teniendo la geometría que se muestra en la figura 2.5.

Para el control adecuado de la contaminación debida a la ceniza producida por la combustión de carbón, la central ocupa precipitadores electrostáticos, que eliminan el 99% de la ceniza arrastrada por los gases de combustión y usa chimeneas de 120 m de altura.

Por último la tabla 2.1 muestra un resumen de los datos técnicos de la planta [2].

## 2.2 Sistemas de enfriamiento.

Dado que la eficiencia de las plantas termoeléctricas es del orden del 40%, éstas plantas rechazan una gran cantidad de energía al ambiente. La mayor parte de la disipación de esta energía se realiza mediante el sistema de enfriamiento, que suministra el agua fría para la condensación del vapor que sale de la turbina.

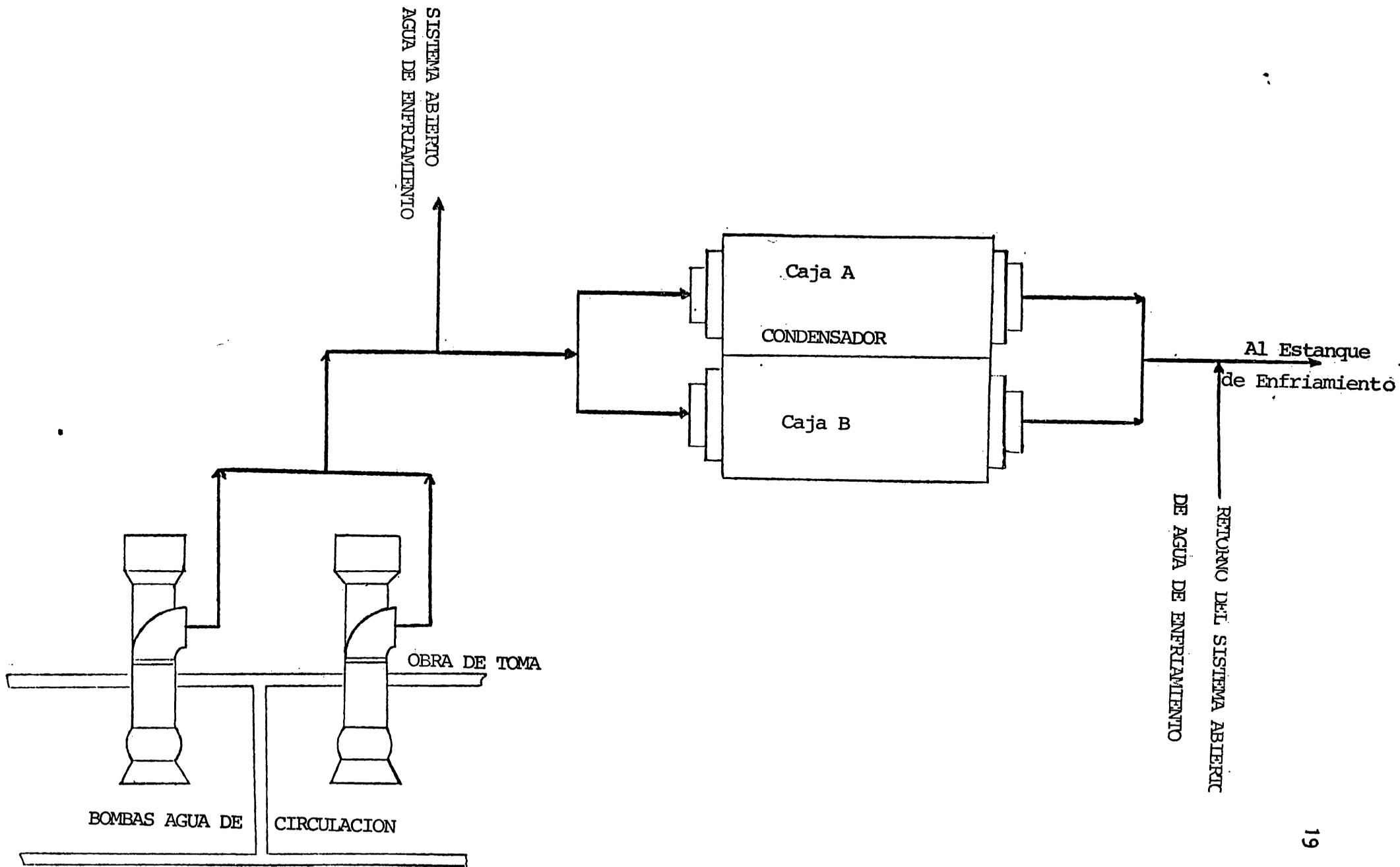


Fig. 2.4. Diagrama de flujo del sistema de agua de circulación

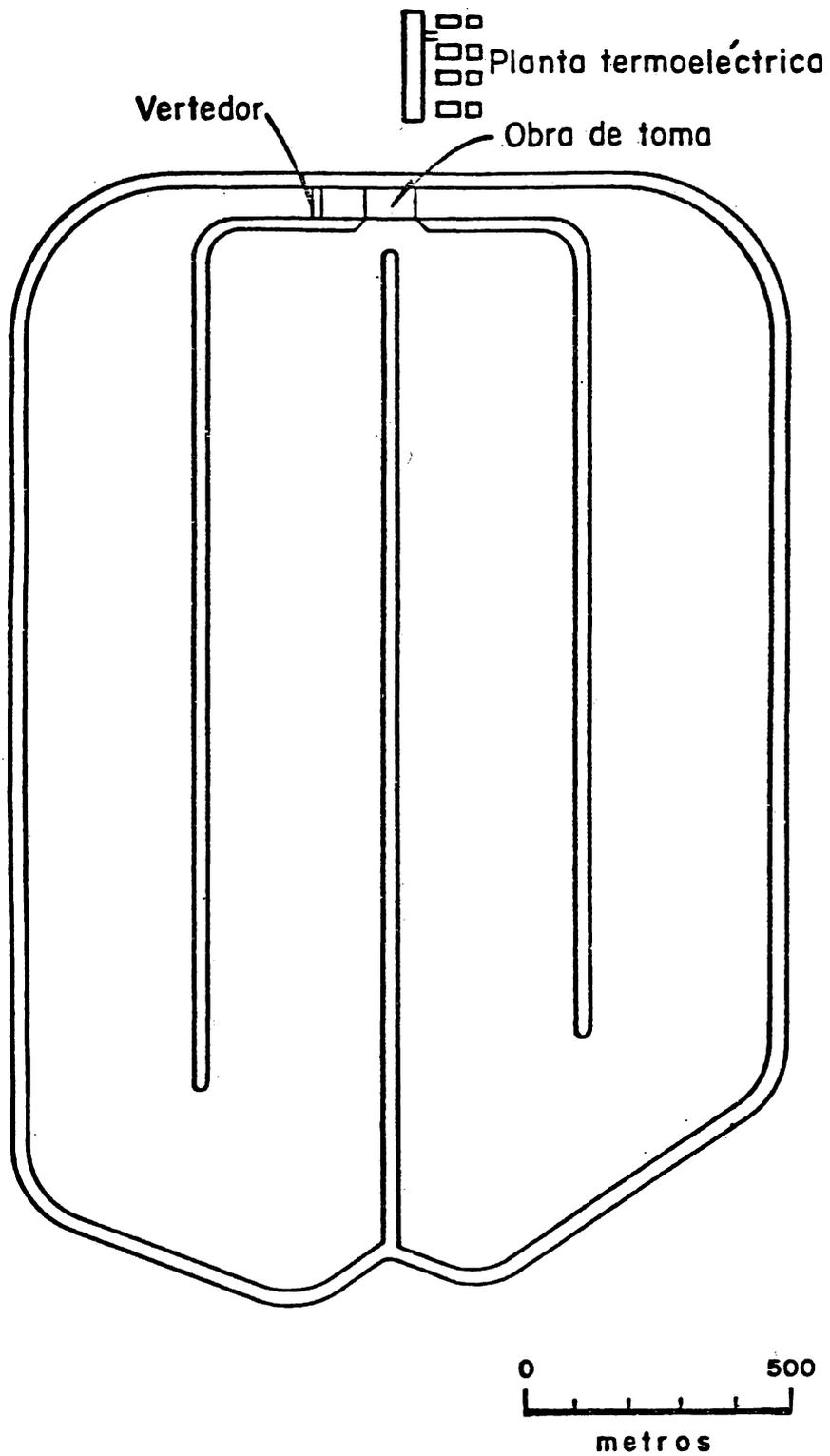


Fig. 2.5. Esquema del estanque de enfriamiento

TABLA 2.1

DATOS TECNICOS DE LA TERMoeLECTRICA DE RIO ESCONDIDO

POTENCIA Y GENERACION		CARBON MINERAL, NO COQUIZABLE	
Número de unidades	4	Consumo	12000 ton/día para 4 unidades
Capacidad instalada	300 MW por unidad	Contenido medio de cenizas	37%
Generación media anual	$8 \cdot 10^9$ Kwh	Poder calorífico promedio	4367 Kcal/Kg
Factor de planta promedio	0.75	Contenido de agua	6 %
		Materia volátil	25.8 %
		Carbón fijo	31.2 %
		Azufre	1.2 %
		Consumo específico	555 gr/Kw h
GENERADORES DE VAPOR		CHIMENEAS	
Número	4	Número	4
Capacidad	980 Ton vapor/hora	Material	Concreto reforzado
Presión nominal	169 Kg/cm <sup>2</sup>	Revestimiento interior	Tabique refractario
Temperatura	538 °C	Altura	120 m
TURBOGENERADORES		ESTANQUE DE ENFRIAMIENTO	
Número	4	Area total	300 has
Frecuencia	60 hz	Capacidad total	$18 \cdot 10^6$ m <sup>3</sup>
Velocidad	3600 rpm	Tirante máximo	6 m
Factor potencia	0.9	Longitud bordos	13 Km
Voltaje	20 000 v	Altura media bordos	8 m
PRECIPITADORES ELECTROSTATICOS		Gasto de agua de circulación	48 m <sup>3</sup> /s
Número	4		
Eficiencia	99 %		
Máximo flujo de gas	28,972 m <sup>3</sup> /min		

El sistema de enfriamiento, puede ser abierto o cerrado. En un sistema abierto el agua de enfriamiento, o también llamada de circulación, que pasa por el condensador no vuelve a recircularse por él, mientras que en un sistema cerrado el agua se enfría mediante un mecanismo artificial regresando otra vez al condensador. Los sistemas abiertos abarcan las descargas al mar sean superficiales o profundas, descargas en ríos o embalses. Los sistemas cerrados pueden ser torres de enfriamiento, secas o húmedas, o bien estanques de enfriamiento. La elección del sistema de enfriamiento para una planta nueva se basa en factores de costo, consumo de agua, impacto ambiental, eficiencia de la planta, disponibilidad de terreno, confiabilidad, localización y operación. Un análisis técnico-económico de los sistemas de enfriamiento se presenta en {3}.

Las plantas que se instalan tierra adentro por lo general ocupan un sistema de enfriamiento cerrado; puesto que estos sistemas ocupan agua dulce, generalmente la prioridad está en el uso de esta para riego o como agua potable, por lo que un factor importante en la decisión para usar sistemas de enfriamiento cerrados es la evaluación de la pérdida de agua. Para la elección entre el uso de torre o estanque, se debe analizar el caso particular; de manera general y considerando las características mencionadas por Hiriart {4}, se pueden mencionar los siguientes aspectos que deben tomarse en cuenta para la elección:

- a) Consumo de agua. El consumo de agua en un estanque es muy similar o inferior al de una torre, dependiendo generalmente de las condiciones ambientales.

- b) Energía consumida. La energía consumida para bombeo y ventiladores es apreciablemente mayor en una torre que en un estanque.
- c) Costo inicial. El costo inicial de la inversión para un estanque está fuertemente afectado por el costo del terreno y por el tipo de suelo, ya que de acuerdo a las características de este último, puede ser o no necesario impermeabilizar el fondo. Si bien el costo inicial de un estanque es mayor que el de una torre, un factor que debe considerarse es que la construcción de un estanque ocupa una tecnología sencilla y una mano de obra local, lo que implica que la mayor parte de la inversión se queda en la región.
- d) Mantenimiento. En un estanque el mantenimiento es mínimo, excepto en el caso en que lleguen a integrarse plantas que alteren su operación.
- e) Valor estético y recreativo. Un estanque representa un gran potencial para fines recreativos, estéticos y ecológicos.
- f) Agua de repuesto. Un estanque puede operar por periodos largos sin necesidad de agua de repuesto, mientras que una torre no. Además en el caso de un estanque la lluvia puede representar un flujo considerable de agua de repuesto.
- g) Inercia térmica. Un estanque tiene alta inercia térmica, de tal forma que amortigua los cambios bruscos de temperatura en la toma que pudieran producirse debido a cambios de operación de la planta, así como a la va-

riación de las condiciones meteorológicas. En cambio una torre se ve afectada por estos cambios.

- h) Estado del conocimiento. Debido a la poca experiencia con estanques de enfriamiento en operación y a la poca difusión que se tiene de los métodos para estimar su funcionamiento, existe una aversión hacia el uso de éstos. El caso contrario es el de las torres, estas se conocen bastante bien en el aspecto térmico.
- i) Localización geográfica. Las características climáticas del lugar pueden ser o no propicias para el uso de un estanque.
- j) Operación. La operación de un estanque es más simple que la de una torre.

### 2.3 Estanques de enfriamiento.

Un estanque de enfriamiento es un sistema que se ocupa para la disipación del calor de desecho de las plantas termoeléctricas; consiste en una masa de agua de gran área y volumen, donde por un lado se descarga agua caliente, después de un enfriamiento agua-atmósfera a través de la superficie del estanque, se toma por el otro extremo el agua fría para enfriamiento del condensador (ver fig 2.6).

Para el diseño de un estanque deben tomarse en cuenta diferentes factores como son clima, topografía y las características hidrológicas del lugar donde se vaya a construir. El objetivo en su diseño es optimizar la trans-

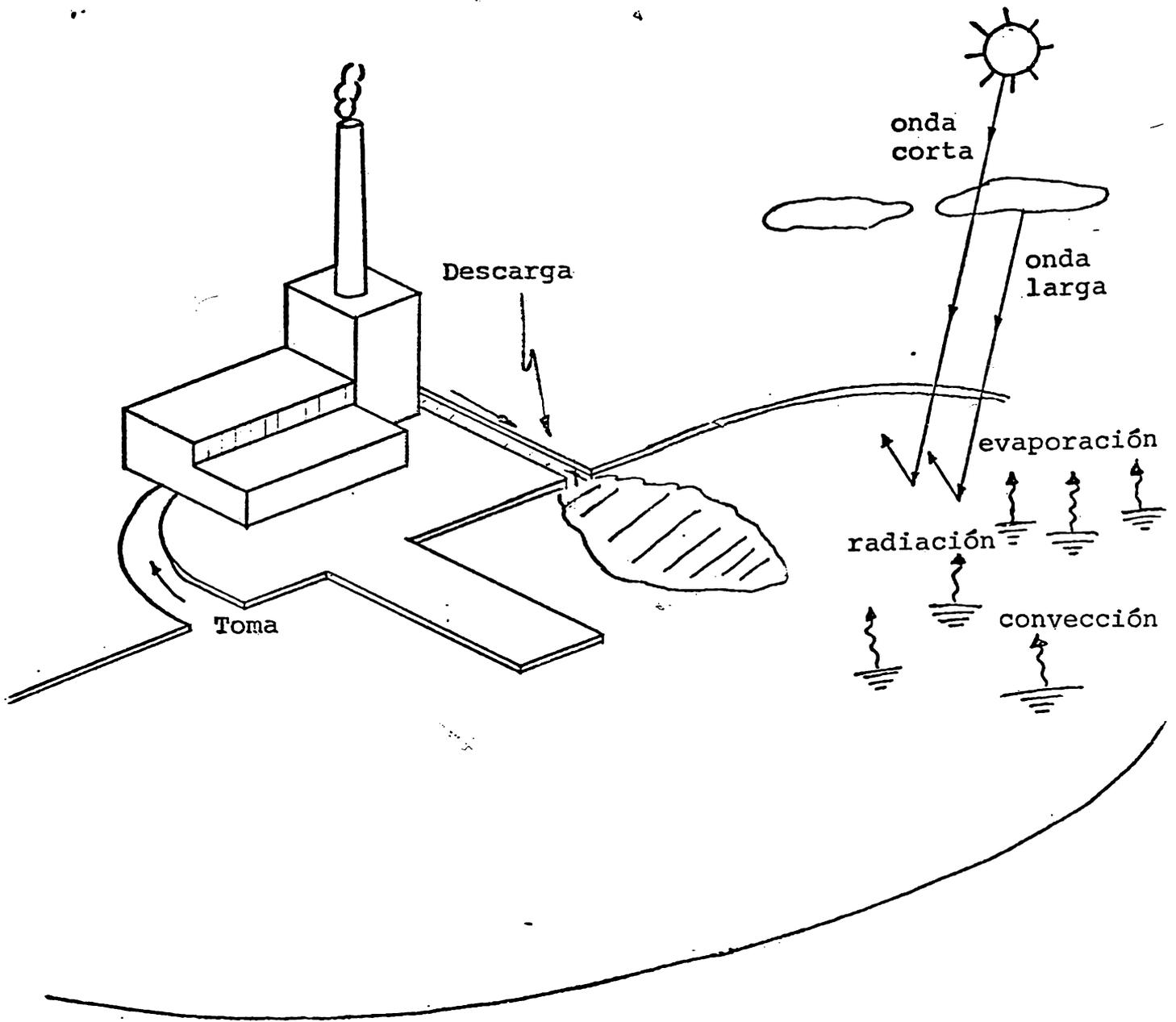


Fig 2.6 Panorama general de un estanque de enfriamiento

ferencia de energía a la atmósfera, reduciendo al mínimo los costos de construcción y operación. Por ejemplo un estanque podría ser construido aprovechando una depresión del terreno para formar un embalse artificial o bien realizando el mínimo de excavación y construyendo los diques necesarios. Otra alternativa puede ser el uso de una presa o embalse ya construída para riego o generación hidroeléctrica (para mayores detalles puede consultarse [4]).

Una de las características principales de un estanque de enfriamiento, es que la diferencia de temperatura existente entre el agua de descarga y en la succión de las bombas en la toma es igual al incremento de temperatura en el condensador; en estado estacionario el calor rechazado por la superficie del estanque hacia la atmósfera es igual al calor rechazado por el condensador al agua de enfriamiento en circulación.

En el diseño de un estanque, como en cualquier otro sistema de enfriamiento, la predicción de la temperatura en la entrada al condensador es sumamente importante para obtener la eficiencia de la planta.

La eficiencia para un ciclo de potencia depende de la temperatura a la que se suministra la energía, como a la que se rechaza al ambiente. Para un ciclo termodinámico ideal (Carnot) la eficiencia está dada por

$$\eta = 1 - \frac{T_2 + 273.2}{T_1 + 273.2} \quad (2.1)$$

donde

$T_1$  : temperatura de la fuente caliente (vapor en la caldera), °C

$T_2$  : temperatura del sumidero de calor (condensador), °C

de esta ecuación se ve que si  $T_2$  aumenta, la eficiencia disminuye. Ahora bien,  $T_2$  está relacionada con la temperatura del agua de enfriamiento mediante [5]:

$$T_2 = T_L + \frac{e^\gamma}{e^\gamma - 1} \Delta T \quad (2.2)$$

con

$T_L$  : temperatura de entrada al condensador (agua de circulación), °C

$\gamma$  :  $U_C A_C \Delta T / Q$ , adimensional

$A_C$  : área del condensador, m<sup>2</sup>

$U_C$  : coeficiente global de transferencia de calor, Kcal/seg m<sup>2</sup> °C

$Q$  : carga térmica del condensador, Kcal/seg

$\Delta T$  : incremento de temperatura del agua de circulación en el condensador, °C

De la ecuación (2.2) se observa que si  $T_L$  aumenta,  $T_2$  también aumenta y por consiguiente la eficiencia baja. Por otra parte si la temperatura proveniente del estanque ( $T_L$ ) es demasiado alta, la generación debe de bajarse para que la presión absoluta en la turbina no suba más que la de diseño, ya que de ser así se pueden tener problemas de desaceleración de la turbina.

Para la predicción de la temperatura en el estanque se requiere la determinación correcta de los mecanismos que intervienen en el intercambio de energía agua-atmósfera. El estanque pierde la energía por radiación, convección y evaporación, mientras que la recibe por radiación de onda corta (solar) y

larga (atmósfera), además de la descarga caliente. También se requiere un conocimiento del tipo de estructura térmica que pueda existir en el estanque, ya que dependiendo básicamente de la geometría en este pueden formarse zonas con estratificación térmica. La existencia de estratificación en un estanque es conveniente ya que mejora la operación de este, por lo siguiente: 1) se permite que el agua más caliente fluya por la superficie de tal forma que se presenta una mayor transferencia de energía a la atmósfera debido a que se tiene un gradiente térmico más pronunciado; 2) puesto que la toma de agua se realiza en el fondo, y teniendo este una temperatura menor se mejora la eficiencia y 3) mantiene activa toda el área del estanque con respecto a la transferencia de calor debido a las corrientes de densidad producidas por el gradiente térmico, reduciéndose al mínimo las zonas muertas.

De los detalles del balance de energía agua atmósfera, así como de la estructura térmica del estanque se hablará más adelante.

### 3. BALANCE DE ENERGIA AGUA-ATMOSFERA

La predicción del comportamiento térmico de un estanque de enfriamiento de pende fuertemente de la determinación exacta de los flujos de energía que ocurren en la superficie del agua. Un cuerpo de agua expuesto al ambiente recibe energía por radiación del sol y de la atmósfera, y al mismo tiempo pierde energía por radiación, evaporación y convección (fig 3.1), por lo que continuamente está calentándose o enfriándose. Debido a esto, la tem peratura del agua varía en el transcurso del día, siendo esta variación in versamente proporcional a la profundidad del estanque, denominándose iner cia térmica a esta característica. Para un gran volumen de agua la inercia térmica permite que las variaciones térmicas sean mínimas en periodos cor tos. El flujo de energía contenida en el agua precipitada y evaporada no se consideran en el balance ya que son de mucho menor orden de magnitud que las anteriores; en el caso de que se consideren, tenderían a cancelarse mu tuamente en promedio.

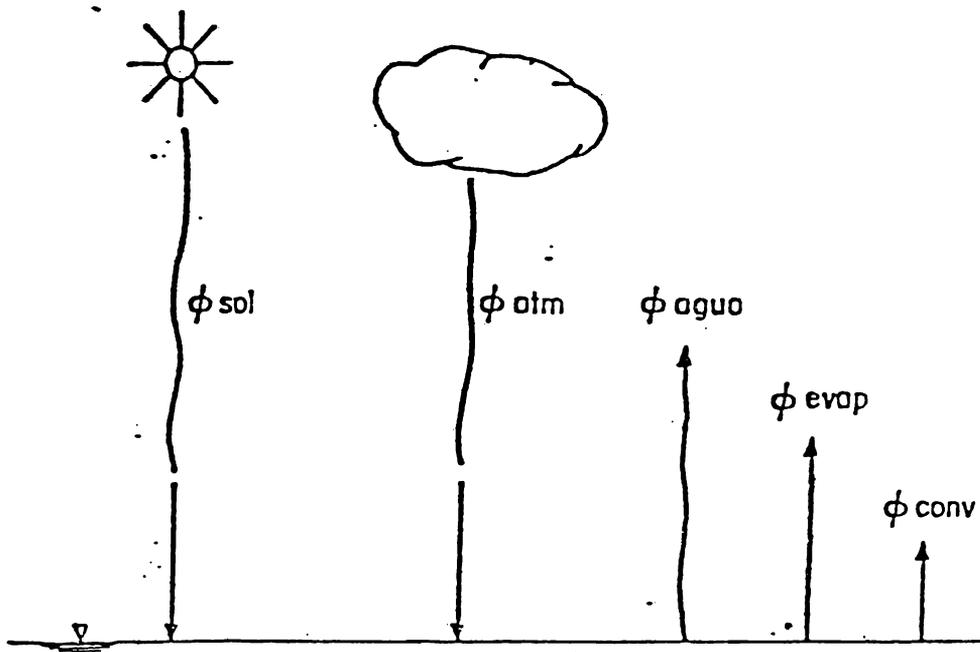


Fig 3.1 Balance de energía agua-atmósfera

Existe en la literatura una gran variedad de fórmulas para la predicción de los componentes al realizar un balance de energía; un resumen de estos, junto con una discusión se presenta en {6, 7}. En esta sección se presenta solamente las expresiones que interesan {8, 9, 10, 11} y que han sido ampliamente comprobadas tanto en el laboratorio como en el campo.

### 3.1 Radiación Solar

La radiación de onda corta incidente en la superficie de la tierra depende de la latitud del lugar, de la época del año y la hora del día. Esta radiación puede ser evaluada mediante una medición directa o en su defecto usando fórmulas empíricas. Un análisis de los métodos empíricos se presenta en {12}. Para la estimación de la radiación solar en la República Mexicana se puede consultar {13}.

Una fracción de la radiación incidente en la superficie del agua se refleja. La cantidad de radiación reflejada varía tanto en el transcurso del año como a lo largo del día, ya que depende del ángulo de incidencia; de una manera aproximada puede considerarse aceptable que un 6% del total en promedio se pierde por reflexión {10}. Por lo tanto teniendo el valor estimado o medido de la radiación incidente, la cantidad que penetra la superficie del agua puede evaluarse mediante la fórmula siguiente.

$$\phi_{\text{sol}} = 0.45 \phi_{\text{m}} \quad (3.1)$$

con

$\phi_{\text{sol}}$  = radiación de onda corta recibida del sol ( $\text{w/m}^2$ ).

$\phi_{\text{m}}$  = energía recibida por radiación medida o estimada en el lugar, (langley/día =  $\text{cal/cm}^2$  día)

En el factor 0.45 se han tomado en cuenta el 6% de reflexión así como el cambio de unidades.

### 3.2 Radiación de la Atmósfera.

La radiación de onda larga proveniente de la atmósfera es una componente muy importante para el balance de energía. La radiación de la atmósfera se debe a la emisión de los componentes de la atmósfera al calentarse y enfriarse (vapor de agua, ozono, dióxido de carbono, etc.); por consiguiente el espectro de emisión de la atmósfera es muy irregular y una descripción analítica es sumamente compleja. Por lo anterior las relaciones empíricas son ocupadas. La expresión básica para su determinación es dada por la ley de Stefan - Boltzmann,

$$\phi'_{\text{atm}} = \epsilon_a \sigma (T_a + 273.2)^4 \quad (3.2)$$

donde

$\phi'_{\text{atm}}$  = radiación de la atmósfera, a cielo despejado ( $\text{w/m}^2$ ).

$\epsilon_a$  = emitancia promedio de la atmósfera

$\sigma$  = constante de Stefan - Boltzmann ( $5.66 * 10^{-8} \text{ w/m}^2 \cdot \text{K}$ )

$T_a$  = temperatura ambiente ( $^{\circ}\text{C}$ )

Una expresión sencilla y confiable para  $\epsilon_a$  es la que ha sido presentada por Swinbank [6, 8] la cual es solo función de la temperatura ambiente

$$\epsilon_a = 0.937 * 10^{-5} (T_a + 273.2)^2 \quad (3.3)$$

y por consiguiente la radiación de la atmósfera a cielo despejado, considerando un 3% de reflexión {8}, se estima por:

$$\phi_{atm}^* = 0.511 * 10^{-12} (T_a + 273.2)^6 \quad (3.4)$$

Sin embargo al existir nubes, estas se comportan como si fueran cuerpos negros, y su influencia es la de aumentar la radiación de onda larga, por lo que la radiación atmosférica total está dada por

$$\phi_{atm} = 0.511 * 10^{-12} (T_a + 273.2)^6 (1 + 0.17 C^2) \quad (3.5)$$

donde

$\phi_{atm}$  = radiación atmósfera neta que se absorbe en el agua  
(w/m<sup>2</sup>)

C = nubosidad. Se considera un valor de cero para cielo despejado y de 1 para cielo completamente nublado.

Si no se conoce este valor en el lugar, entonces puede ocuparse un valor de 0. (Adimensional).

### 3.3 Radiación del agua

La radiación de onda larga emitida por el agua es generalmente el mayor flujo de energía perdida por ésta. Se puede obtener aproximadamente considerando una emisividad para el agua de 0.96 al aplicar la ley de Stefan - Boltzmann, resultando la expresión siguiente:

$$\phi_{agua} = 5.44 * 10^{-8} (T_s + 273.2)^4 \quad (3.6)$$

donde

$$\begin{aligned}\phi_{\text{agua}} &= \text{radiación emitida por el agua (w/m}^2\text{)} \\ T_s &= \text{temperatura de la superficie del agua (}^\circ\text{C)}\end{aligned}$$

### 3.4 Evaporación

La evaporación de una superficie de agua puede ocurrir por convección forzada ocasionada por el movimiento del aire sobre la superficie y por convección libre, producida por las fuerzas de flotación debidas a la diferencia de temperatura entre el agua y el aire. Para cuerpos de agua naturales, la evaporación por convección forzada es la predominante, mientras que en un cuerpo de agua calentado artificialmente, como es el caso de un estanque de enfriamiento, ambos fenómenos de convección pueden ser importantes.

La transferencia de masa, así como la de calor y momentum, entre la superficie del agua y el aire se lleva a cabo tanto por difusión molecular como turbulenta. Por consiguiente, la evaporación se puede representar por

$$E_v = (\alpha_M + E_M) \rho_A \frac{dY}{dZ} \quad (3.7)$$

y similamente para el calor

$$q = (K + E_H \rho_A C_A) \frac{dT}{dZ} = (\alpha_T + E_H) \rho_A C_A \frac{dT}{dZ} \quad (3.8)$$

en donde los términos se definen por

$$\begin{aligned}E_v &: \text{evaporación del agua (Kg/m}^2 \text{ seg)} \\ \alpha_M &: \text{difusividad molecular de masa (m}^2\text{/seg)}\end{aligned}$$

- $E_M$  : difusividad turbulenta de masa ( $m^2/\text{seg}$ )  
 $\rho_A$  : densidad del aire húmedo ( $\text{Kg}/m^3$ )  
 $dY/dZ$  : gradiente de fracción masa ( $\text{Kgvap}/\text{Kg aire húmedo}/m$ )  
 $Y$  : fracción masa ( $\text{Kg vapor de agua}/\text{Kg aire húmedo}$ )  
 $q$  : flujo de calor ( $w/m^2$ )  
 $K$  : conductividad térmica ( $w/m^\circ\text{C}$ )  
 $\alpha_T$  : difusividad molecular de calor ( $m^2/\text{seg}$ )  
 $E_H$  : difusividad turbulenta de calor ( $m^2/\text{seg}$ )  
 $C_A$  : Calor específico del aire húmedo ( $\text{Joule}/\text{Kg } ^\circ\text{C}$ )  
 $dT/dZ$  : gradiente de temperatura ( $^\circ\text{C}/m$ )  
 $Z$  : altura sobre el nivel del agua (m)  
 $T$  : temperatura  $^\circ\text{C}$

Para el caso del balance de energía agua-atmósfera, generalmente la transferencia turbulenta es mucho mayor que la molecular, por lo que esta última se desprecia. Además se ocupa la analogía entre la transferencia de masa y calor para considerar que las difusividades turbulentas son iguales {6}.

En general la evaluación de las ecuaciones (3.7) y (3.8) es difícil, ya que mientras las difusividades moleculares se pueden determinar con bastante exactitud, las difusividades turbulentas no lo son puesto que dependen de la intensidad de la turbulencia. Debido a esto la transferencia de masa y calor por difusión se representan mediante relaciones empíricas:

$$E_V = K_Y (Y_s - Y_a) = K_p (e_s - e_a) \quad (3.9)$$

$$q = h (T_s - T_a) \quad (3.10)$$

donde

$K_Y$  : coeficiente de transferencia de masa en fracciones masa  
(Kg/m<sup>2</sup> seg (fracción masa))

$Y_s$  : fracción de la masa del vapor en la superficie del agua

$Y_a$  : fracción de la masa del vapor en el aire

$K_p$  : coeficiente de transferencia de masa en presiones parciales (Kg/m<sup>2</sup> seg mm Hg)

$e_a$  y  $e_s$  : presión de vapor en el aire y el agua respectivamente  
(mm Hg)

$h$  : coeficiente de transferencia de calor (w/m<sup>2</sup> °C)

$T_a$  y  $T_s$  : temperatura del aire y de la superficie del agua (°C)

Para transferencia molecular los coeficientes de transferencia pueden relacionarse con las difusividades moleculares, mientras que para transferencia turbulenta es muy difícil, por lo que generalmente se recurre a datos experimentales, que permiten obtener relaciones empíricas. Es conveniente recalcar que estos coeficientes de transferencia son artificios utilizados ya que los fenómenos no se comprenden completamente, por lo que, en transferencia turbulenta, incluyen en si mismos los efectos de la difusión molecular como turbulenta.

La transferencia de masa se puede relacionar con la de calor mediante la analogía de Colburn [14]. Pero para el sistema aire-agua, se puede ocupar la relación de Lewis [15] para relacionar los coeficientes de transferencia:

$$\frac{h}{K_Y} = CA \quad (3.11)$$

Las expresiones que se han presentado para la evaporación solo han considerado el flujo de masa por difusión, por lo que falta considerar la transferencia de masa debida al movimiento global del sistema que se produce al tener una transferencia a través de un gas estacionario que es el aire, consecuentemente la evaporación total ( $E_{vT}$ ) estará dada por:

$$E_{vT} = E_{vT} Y + (\alpha_M + E_M) \rho_A \frac{dY}{dz} \quad (3.12a)$$

y aplicando el concepto del coeficiente de transferencia de masa se tiene

$$E_{vT} = E_{vT} Y_s + K_Y (Y_s - Y_a) \quad (3.12b)$$

expresión de donde se obtiene

$$E_{vT} = \frac{K_Y}{(1-Y_s)} (Y_s - Y_a) = \frac{E_v}{(1-Y_s)} \quad (3.13)$$

Considerando que para el caso particular del sistema aire agua en condiciones ambientales se cumple  $Y_s \ll 1$ , generalmente se ocupa la aproximación:

$$E_{vT} \approx E_v = K_Y (Y_s - Y_a) \quad (3.14)$$

Para problemas de transferencia de calor siempre es conveniente representar la evaporación en unidades de energía. La transformación se realiza ocupando el calor latente de evaporación ( $L_v = 2.463 * 10^6$  Joule/Kg):

$$\phi_{\text{eva}} = L_v E_v \quad (3.15)$$

donde

$$\phi_{\text{eva}} = \text{calor perdido por evaporación (w/m}^2\text{)}$$

La ecuación (3.15) generalmente se presenta como

$$\phi_{\text{eva}} = f(\omega) (e_s - e_a) \quad (3.16)$$

con

$$f(\omega) : \text{función del viento} = (\text{w/m}^2 \text{ mm Hg})$$

$$\omega : \text{velocidad del viento (m/seg)}$$

al comparar las ecuaciones (3.16), (3.15) y (3.9) se observa que  $f(\omega) = K_p L_v$

#### 3.4.1 Evaporación por convección forzada.

La evaporación por convección forzada de una superficie de agua hacia al aire ha sido ampliamente estudiada. Se han desarrollado fórmulas con base en la analogía entre la transferencia turbulenta de momentum y masa [6], pero sus resultados no han sido muy satisfactorios, por lo que generalmente se recurre a ecuaciones empíricas. La función que generalmente se usa es del tipo

$$f(\omega) = a + b \omega \quad (3.17)$$

donde a y b son constantes. Ryan y Harleman {8} al igual que en {6}, hicieron un análisis de las ecuaciones empíricas y concluyeron que la función que tiene mejor correlación con los datos experimentales de evaporación en el Lago Hefner {6}, {8} es la de Marciano - Harbeck. La fórmula es:

$$f(\omega) = 4.96 \omega \quad (3.18)$$

por consiguiente se tiene

$$\phi_{\text{eva}} = 4.96 \omega (e_s - e_a) \quad (3.19)$$

### 3.4.2 Evaporación por convección libre

La evaporación por convección libre se calcula ocupando la analogía con la transferencia de calor por convección libre de una placa caliente de dimensión  $l$  y temperatura superficial  $T_s$  hacia el ambiente a temperatura  $T_a$ . De un análisis dimensional se puede demostrar que el coeficiente de transferencia de calor, caracterizado por el número de Nusselt ( $Nu$ ), es una función del producto de los números de Grashof ( $Gr$ ) y Prandtl ( $Pr$ ). Fishenden y Saunders {16} obtuvieron la siguiente relación empírica:

Régimen laminar:  $10^5 < (Gr Pr) < 2 * 10^7$

$$Nu = 0.54 (Gr Pr)^{1/4} \quad (3.20)$$

Régimen turbulento:  $(Gr Pr) > 2 * 10^7$

$$Nu = 0.14 (Gr Pr)^{1/3} \quad (3.21)$$

- siendo
- Pr : : número de Prandtl:  $(C_A \mu / K)$
  - Nu : : número de Nusselt:  $(h \ell / K)$
  - Gr : : número de Grashof:  $(\beta \ell^3 g \Delta \phi / \nu^2)$
  - $\ell$  : : dimensión característica de la placa, (m)
  - $\beta$  : : coeficiente de expansión del aire ( $^{\circ}\text{C}^{-1}$ )
  - $g$  : : aceleración debida a la gravedad ( $\text{m}/\text{seg}^2$ )
  - $\Delta \phi$  : : diferencia de temperatura entre la superficie de la placa ( $T_s$ ) y el aire ( $T_a$ )
  - $\nu$  : : viscosidad cinemática  $(\mu / \rho_A)$  ( $\text{m}^2/\text{seg}$ )
  - $\mu$  : : viscosidad ( $\text{Kg}/\text{m seg}$ )

Puesto que en el campo la convección debe ser turbulenta, la ecuación (3.21) es la que se debe ocupar. Por consiguiente, ocupando las propiedades del aire a condiciones normales (1 atm y  $25^{\circ}\text{C}$ ), la ecuación (3.21) se puede escribir como:

$$h = 1.76 \Delta \phi^{1/3} \quad (3.22)$$

ocupando la ecuación (3.11) y suponiendo el calor específico del aire húmedo aproximadamente igual al de aire seco, se tiene

$$K_y = 0.00175 \Delta \phi^{1/3} \quad (3.23)$$

aplicando este valor a la ecuación (3.9)

$$Ev = 0.00175 \Delta \phi^{1/3} (Y_s - Y_a) \quad (3.24)$$

las fracciones de masa se pueden calcular mediante la ley de los gases ideales:

$$Y_s = 0.622 e_s / P_A \quad (3.25)$$

$$Y_a = 0.622 e_a / P_A \quad (3.26)$$

donde  $P_A$  es la presión atmosférica local en mm Hg. Por consiguiente la ecuación (3.24) se transforma en

$$Ev = \frac{0.00109 \Delta\phi^{1/3}}{P_A} (e_s - e_a) = K_P (e_s - e_a) \quad (3.27)$$

cambiando a unidades de energía y ocupando la presión atmosférica al nivel del mar, se tiene

$$\phi_{eva} = 3.53 \Delta\phi^{1/3} (e_s - e_a) \quad (3.28)$$

Puesto que el vapor es mas ligero que el aire, la evaporación también contribuye al incremento de las fuerzas de flotación. Este efecto se incluye ocupando una diferencia de temperatura virtual, es decir  $\Delta\phi$  se sustituye por  $\theta$ , definida por

$$\theta = T_{sv} - T_{av} \quad (3.29)$$

donde

$T_{sv}$  : temperatura virtual de una capa de vapor en contacto con la superficie del agua

$T_{av}$  : temperatura virtual del aire

La temperatura virtual se define como la temperatura que tendría el aire seco para tener la misma densidad que la del aire húmedo y se calculan mediante

$$T_{sv} = (T_s + 273.3) / (1 - 0.378 e_s / P_A) \quad (3.30)$$

$$T_{av} = (T_a + 273.3) / (1 - 0.378 e_a / P_A) \quad (3.31)$$

Por lo tanto la ecuación (3.28) se cambia por

$$\phi_{eva} = 3.53 \theta^{1/3} (e_s - e_a) \quad (3.32)$$

Para facilitar el cálculo de  $e_s$  y  $e_a$  las siguientes fórmulas son útiles:

$$e_s = 162.9 * 10^6 \text{ EXP } (- 4157 / (T_s + 239)) \quad (3.33)$$

$$e_a = (H/100) 162.9 \text{ EXP } (- 4157 / (T_a + 239)) \quad (3.34)$$

H: humedad relativa (%)

Es importante aclarar que los parámetros meteorológicos necesarios deben ser medidos a 2 m sobre el nivel del agua, para estar acorde con las normas de la Organización Meteorológica Mundial [17].

### 3.4.3 Evaporación por convección libre y forzada.

Es difícil determinar si la convección libre es significativa cuando se presenta convección forzada, pero es de esperar que cuando el agua es calentada artificialmente ambas sean importantes. Ryan y Harleman [8] propusieron

una fórmula basada sobre la consideración de que la función  $f(\omega)$  mantiene su forma usual  $f(\omega) = a + b\omega$ , donde la constante  $a$  se reemplaza por  $3.53\theta^{1/3}$  y el coeficiente  $b$  es 4.08 en lugar de 4.96. Estas consideraciones se basaron en un amplio trabajo experimental de laboratorio y de campo. Por consiguiente la ecuación propuesta por ellos es:

$$\phi_{\text{eva}} = (3.53\theta^{1/3} + 4.08\omega)(e_s - e_a) \quad (3.35)$$

Por último la pérdida de agua en mm (nivel) se puede calcular mediante:

$$E \text{ (mm/día)} = 0.034 \phi_{\text{eva}} \quad (3.36)$$

### 3.5 Convección de calor sensible

Para el cálculo de la transferencia de calor sensible se ocupa la relación de Bowen [8], que asume que las difusividades turbulenta de masa y calor son iguales. Por consiguiente el flujo de calor sensible se relaciona con la evaporación mediante la relación de Bowen

$$R \text{ (adimensional)} = \frac{\phi_{\text{conv}}}{\phi_{\text{eva}}} = 0.459 \frac{(T_s - T_a)}{(e_s - e_a)} \quad (3.37)$$

donde

$$\phi_{\text{conv}}: \text{ calor perdido por convección} \quad (\text{w/m}^2)$$

Es claro que el flujo de calor sensible también se puede determinar mediante las relaciones empíricas para el coeficiente de transferencia de calor, pero es de esperar que los resultados no cambien apreciablemente. Además puesto que este flujo de calor es mucho menor que los flujos de calor por radiación

y evaporación, se cree conveniente ocupar la relación de Bowen aplicada al caso de evaporación por convección forzada [10]:

$$\phi_{\text{conv}} = 2.28 \omega (T_s - T_a) \quad (3.38)$$

### 3.6 Flujo neto de calor

Las fórmulas presentadas anteriormente se combinan para obtener la pérdida neta de calor desde el agua:

$$\phi_n = \phi_{\text{agua}} + \phi_{\text{eva}} + \phi_{\text{conv}} - \phi_{\text{sol}} - \phi_{\text{atm}} \quad (3.39)$$

donde  $\phi_n$  es la pérdida neta de calor en ( $\text{w/m}^2$ )

La temperatura de un cuerpo natural de agua en promedio mensual o semanal, denominada temperatura natural, se obtiene haciendo  $\phi_n = 0$  y ocupando  $\phi_{\text{eva}}$  solo para convección forzada, por consiguiente:

$$\phi_{\text{sol}} + \phi_{\text{atm}} = \phi_{\text{agua}} + \phi_{\text{eva}} + \phi_{\text{conv}} \quad (3.40)$$

de donde la temperatura del agua implícita en las expresiones es la única incógnita, y se puede obtener por iteraciones. En cálculos para lapsos menores de una semana, el balance de energía debe tomar en cuenta la acumulación en el cuerpo de agua.

Para el caso de un cuerpo de agua con descarga caliente la evaporación debe

considerar la convección libre y forzada.

### 3.7 Aplicación a Río Escondido

La termoeléctrica de Río Escondido se encuentra localizada en la estepa norteña de Coahuila, con una altura sobre el nivel del mar de aproximadamente 304 m. La presión atmosférica promedio es 735 mm Hg, por lo que las expresiones presentadas anteriormente (calculadas usando la presión atmosférica al nivel del mar) se pueden aplicar sin necesidad de la corrección debida a la altura sobre el nivel del mar.

#### 4. ESTRUCTURA TERMICA DE ESTANQUES

La existencia de estratificación térmica en un cuerpo de agua depende de fenómenos que la inducen y de otros que la destruyen, por lo que en algunas ocasiones puede presentarse y en otras no.

##### 4.1 Estratificación en cuerpos de agua naturales

En un cuerpo de agua natural la principal causa que induce la estratificación es la variación cíclica anual de las condiciones meteorológicas. En la época de invierno se presenta en el cuerpo de agua una temperatura baja y generalmente homogénea; con el inicio de la primavera y durante el verano, el aumento tanto de la radiación solar como de la atmósfera y la absorción de ellas en el cuerpo de agua, principalmente en las capas superiores, ocasiona que éstas aumenten su temperatura con mayor rapidez que las inferior-

res. El viento produce un mezclado en las capas superiores, por lo que se presenta en la región superficial una zona de temperatura uniforme, denominada epilimnión (figura 4.1). Debajo de esta zona se presenta un gradiente de temperatura con una disminución de ésta con la profundidad, llamándose a esta región metalimnion. Por último se forma una zona de temperatura uniforme en el fondo, llamada hypolimnión. Al iniciarse el otoño la temperatura de la zona del epilimnión empieza a disminuir, llegando a presentarse temperaturas menores que en las zonas inferiores, por lo que ocurre convección, produciéndose un mezclado vertical, que por lo regular se presenta durante el invierno (figura 4.2). Otro fenómeno que puede inducir estratificación en el cuerpo de agua es la entrada de corrientes de diferente temperatura.

Los fenómenos desestabilizadores sobre la estratificación que pudiera formarse son las fuerzas de flotación debidas a la diferencia de densidades que se presenta al disminuir la temperatura superficial; la energía cinética de las corrientes que entran y salen del cuerpo de agua y el mezclado superficial ocasionado por el viento [18, 19]. Si el cuerpo de agua es poco profundo (por ejemplo menos de 8 m de profundidad) las fuerzas desestabilizadoras pueden predominar, formándose un cuerpo de agua con temperatura homogénea [18]. En caso de cuerpos profundos se forma una estratificación vertical con variaciones horizontales de temperatura no considerables.

Para estimar si un cuerpo de agua natural presenta estratificación existen algunos criterios [18, 19, 20]. Uno consiste en evaluar el espesor de la zona superior que se forma debida al mezclado ocasionado por el viento. Si

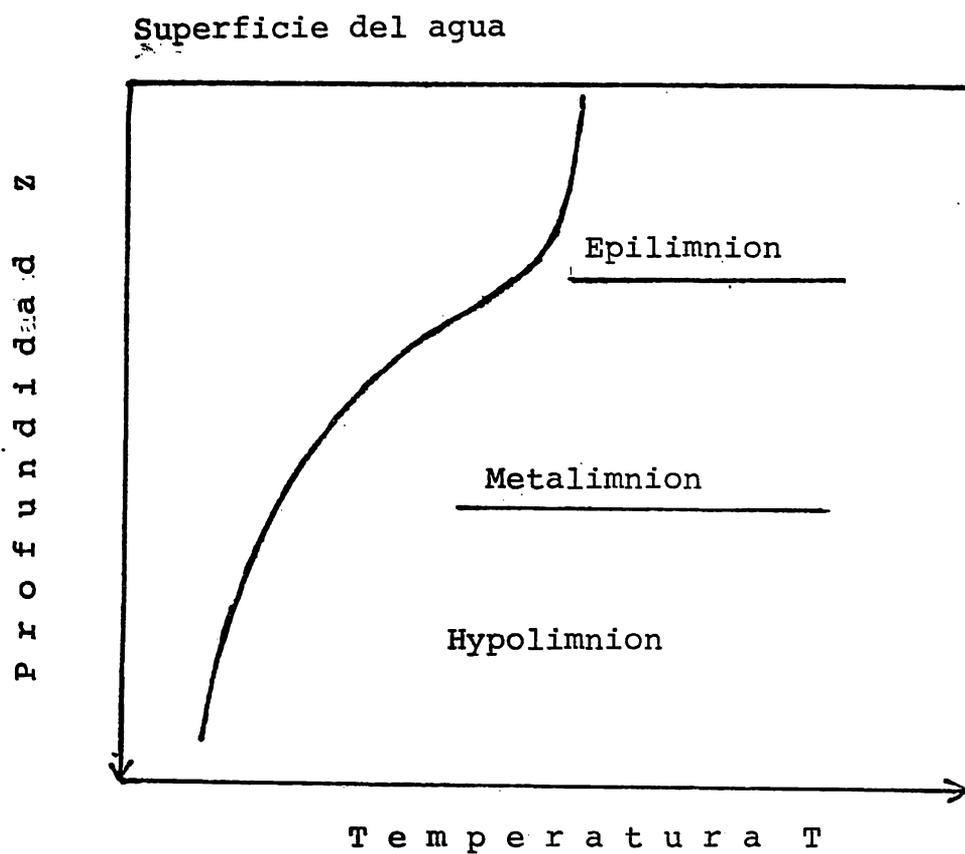


Fig. 4.1. Zonas en un lago estratificado

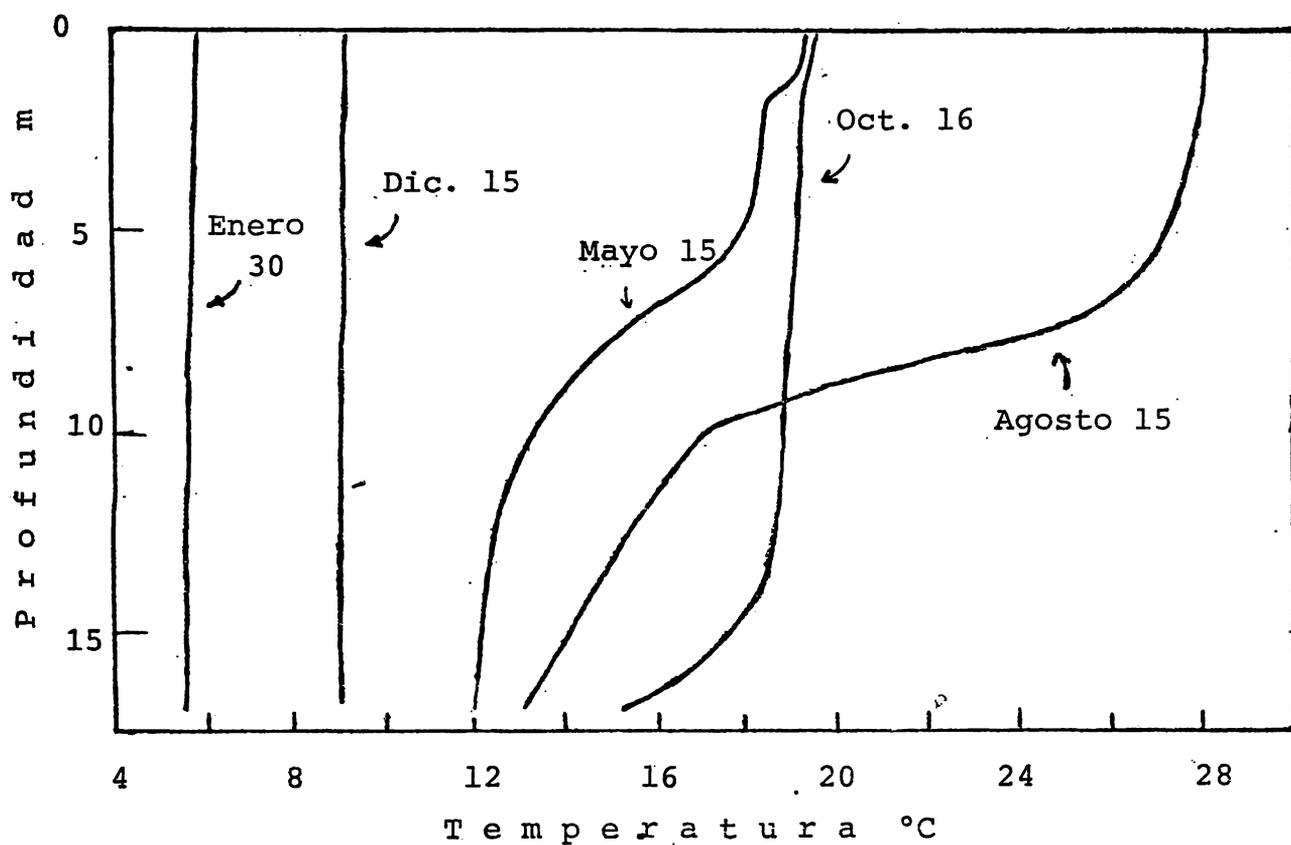


Fig. 4.2. Variación anual del perfil de temperatura en el Lago Anna {20}

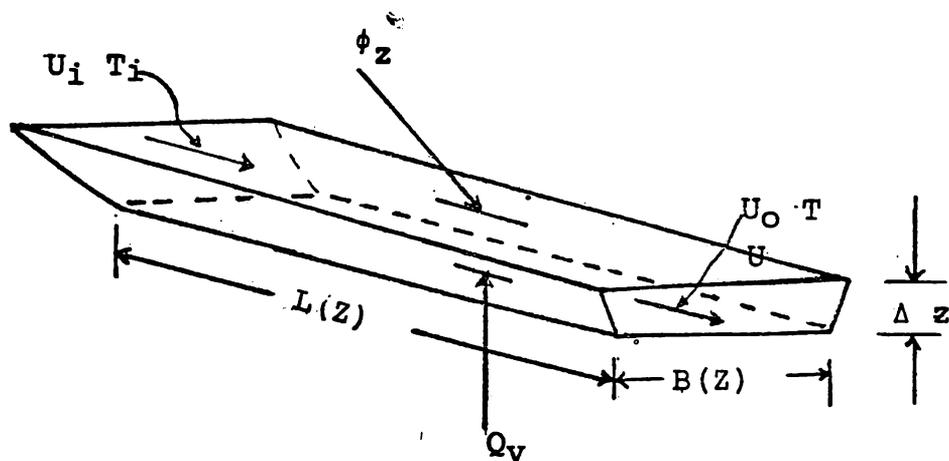
el espesor calculado es cercano o mayor a la profundidad media del cuerpo de agua, se considera que no hay estratificación. Otro criterio es el de evaluar el tiempo de residencia de las corrientes que entran al cuerpo de agua o también evaluar un número densimétrico de Froude, el que es función tanto del flujo de entrada como de la geometría del cuerpo de agua y de la diferencia de densidades.

En el caso de presentarse estratificación, la ecuación de energía unidimensional aplicada a un volumen de control (figura 4.3) de área  $A$  ( $Z$ ) en función de la profundidad es {20, 21}

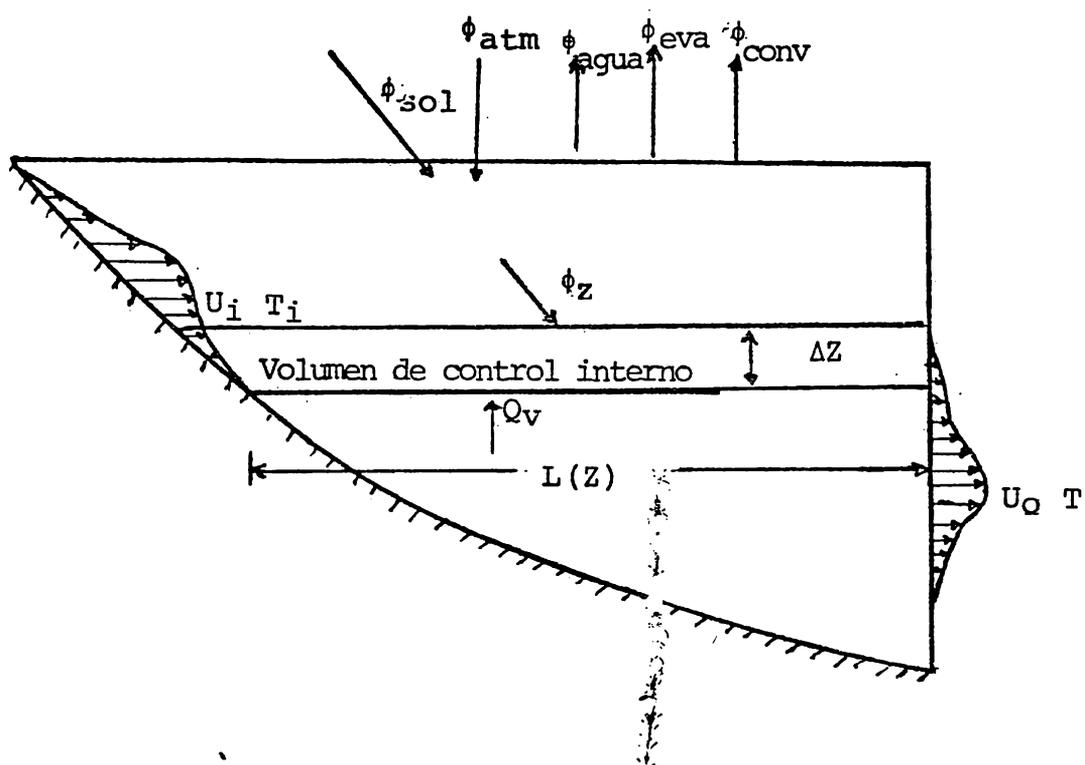
$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{1}{A} \frac{\partial}{\partial Z} (Q_v T) = \frac{1}{A} \frac{\partial}{\partial Z} \left[ (\alpha_T + E_H) A \frac{\partial T}{\partial Z} \right] + \frac{B (U_i T_i - U_o T)}{A} - \frac{1}{A \rho C_p} \frac{\partial (\phi_Z A)}{\partial Z} \quad (4.1)$$

donde

- $T$  : temperatura a la profundidad  $Z$
- $A$  : área del elemento
- $B$  : ancho del elemento
- $T_i$  : temperatura del flujo de entrada
- $U_i$  : velocidad del flujo de entrada horizontal
- $U_o$  : velocidad del flujo de salida horizontal
- $\alpha_T$  y  $E_H$  : difusividades de calor molecular y turbulenta, respectivamente
- $\rho$  : densidad del agua
- $Q_v$  : flujo vertical



a) Volumen de control



b) Volumen de control integrado al cuerpo total

Fig. 4.3. Esquema del volumen de control para la aplicación de la ecuación 4.1.

- $C_p$  : calor específico del agua  
 $\phi_z$  : radiación solar por unidad de superficie que penetra a la profundidad  $Z$   
 $Z$  : profundidad

Para la evaluación de la radiación solar que se recibe a una profundidad dada, se han realizado varios estudios {22, 23, 24, 25}, aunque algunos de ellos se hicieron para el estudio de estanques solares, el fenómeno de absorción de radiación solar es el mismo. Experimentalmente se ha encontrado que de la radiación solar que penetra la superficie del agua, una fracción (la de onda larga) se absorbe en los primeros centímetros del agua y la restante sufre un decaimiento aproximadamente exponencial. Con base en esta observación, Dake y Harleman {22} propusieron la expresión siguiente:

$$\phi_z = \phi_{sol} (1 - \epsilon) e^{-\eta z} \quad (4.2)$$

donde

- $\phi_{sol}$  : radiación solar que penetra la superficie del agua (después de la corrección por reflexión)  
 $\epsilon$  : fracción de energía solar de onda larga que se absorbe en los primeros centímetros (aproximadamente  $\epsilon = 0.5$ )  
 $\eta$  : coeficiente de extinción del agua  
 $Z$  : profundidad

Rabl y Nielsen {23} propusieron una expresión parecida, solo que es la suma de cuatro términos exponenciales. Otra expresión simple y sencilla es la propuesta por Bryant y Colbeck {24}, que es del tipo logarítmica

$$\phi_z = \phi_{sol} (a - b \ln X) \quad (4.3)$$

con a y b constantes y X la relación de la profundidad z a una profundidad característica de 1 m {26}. Esta última expresión ha sido usada en nuestro país {26, 27, 28}, con buenos resultados. Una discusión de estas funciones se presenta en {26, 27} donde se analiza la relación que se tiene al variar el ángulo de incidencia de la radiación solar. De cualquier forma la evaluación de la absorción de radiación solar se debe realizar con base en datos experimentales para la determinación de las constantes necesarias en las expresiones anteriores.

#### 4.2 Estratificación en estanques de enfriamiento

Los fenómenos que influyen en la estratificación térmica de un cuerpo de agua natural también influyen en la estratificación de un estanque de enfriamiento, sin embargo en este último el efecto de la descarga térmica es el de mayor importancia. Así mientras los fenómenos naturales ocasionan una estratificación térmica cíclica de acuerdo con la época del año, los fenómenos por descarga térmica imponen una estratificación casi estacionaria, ya que el flujo de descarga es constante. Un esquema que muestra un estanque típico se presenta en la figura 4.4. El estanque consiste en un depósito de

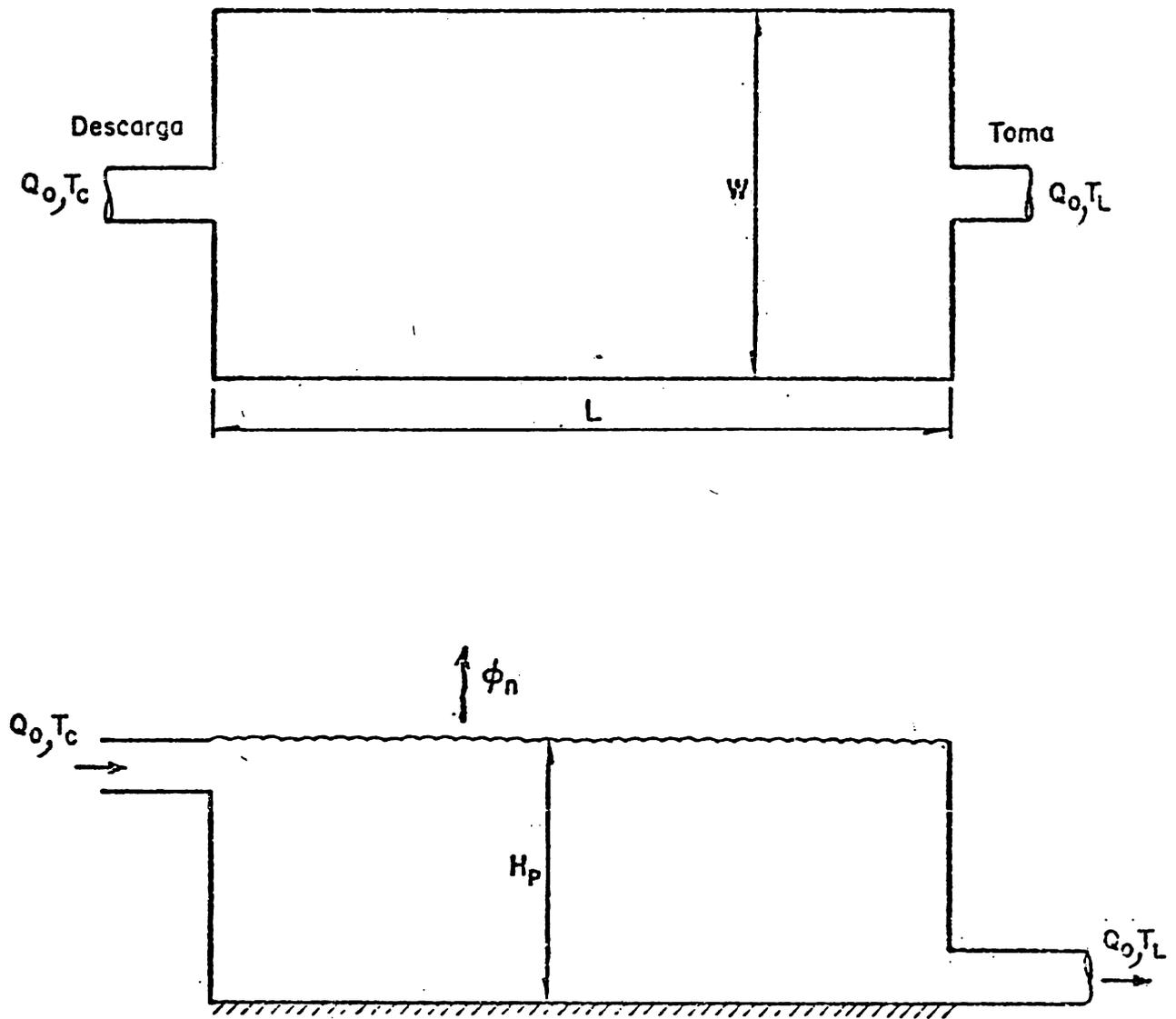


Fig 4.4 Esquema y características de un estanque de enfriamiento.

agua en el que la parte superficial, con área  $A$ , está expuesta a la atmósfera; el estanque tiene una longitud  $L$ , ancho  $W$  y tirante  $H_p$ . Por un lado recibe un gasto de descarga  $Q_0$  con temperatura  $T_C$ , procedente de la termoeléctrica. Por el otro extremo se extrae el mismo gasto pero a una temperatura  $T_L$  que es menor que  $T_C$  y que se obtiene debido al intercambio de energía agua-atmósfera  $\phi_n$ ; en promedio la  $\phi_n$  es igual al calor rechazado en el condensador.

La diferencia de densidad que se tiene entre el agua en la toma ( $\rho_2$ ) y en la descarga ( $\rho_C$ ) y el hecho de que esta última, por lo general es superficial, son las principales causas de que el estanque se estratifique, sin embargo el gasto de descarga puede ocasionar un mezclado dependiendo de la velocidad con que se vierta.

El siguiente análisis para la determinación de la estructura térmica de los estanques ha sido presentado por Jirka, et. al {19, 20, 29, 30}. En un estanque profundo se pueden presentar dos capas, una superficial de espesor  $h_1(x)$  y una profunda de mayor espesor  $h_2(x)$ . Estas capas tienden a formarse cuando la descarga es superficial. Además con el alto gasto de descarga se forma una zona donde se produce un mezclado con la capa inferior, considerando a esta como una zona de ajuste. Por lo que respecta al final del estanque, el flujo de la capa superior pasa a la inferior, donde una parte sale hacia el condensador de la planta y otra retorna hacia la zona de descarga, en forma de una contracorriente (ver figura 4.5). El flujo de la capa inferior que se mezcla con la descarga se especifica mediante un factor de dilución  $D_v$ . Por consiguiente el flujo en la capa superior es  $D_v Q_0$  y el de la capa inferior en contracorriente es  $(D_v - 1) Q_0$ . En la práctica las

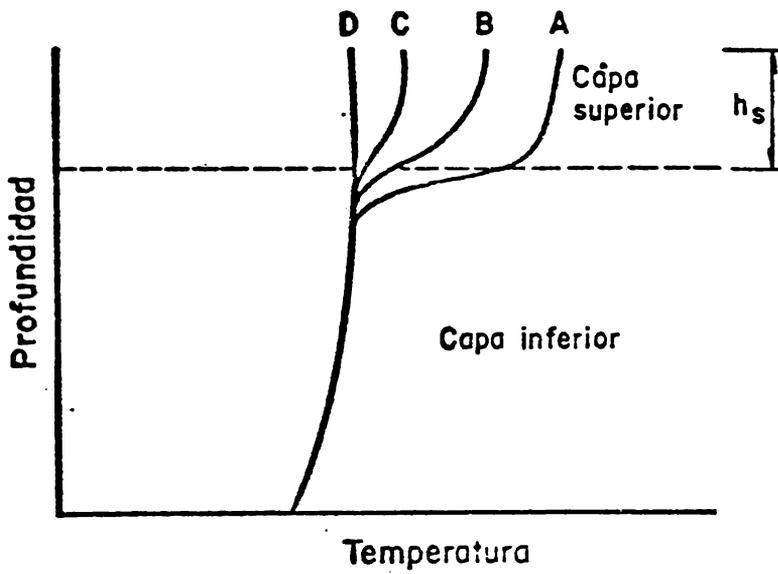
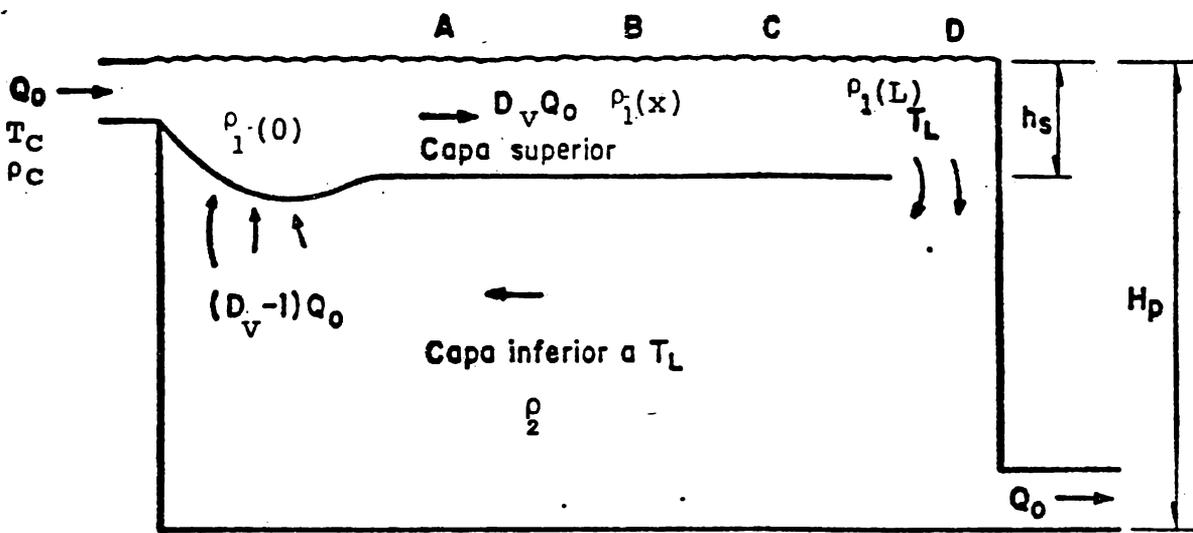


Fig. 4.5. Estructura térmica de un estanque profundo{19,20}

regiones donde se efectúa tanto el mezclado como la de flujo hacia abajo en la zona de toma, son una fracción muy pequeña de la superficie total del estanque. La densidad de la capa inferior  $\rho_2$  se considera constante, mientras que la de la capa superior  $\rho_1(x)$  se incrementa desde  $\rho_1(0) = \rho_2 - \Delta\rho_0/Dv$  en la zona de mezclado, hasta  $\rho_1(L) = \rho_2$  en la toma, siendo  $\Delta\rho_0$  la diferencia de densidad entre el agua de entrada al condensador (toma  $\rho_2$ ) y la de salida (descarga  $\rho_c$ ). Al considerar que el mezclado y la difusión de calor entre las dos capas no es importante, las ecuaciones (en estado estacionario) verticalmente integradas y que gobiernan el flujo estratificado sobre un plano horizontal con densidad variable en la capa superior son {19}

$$\frac{q_1^2}{g h_1^3} \frac{d h_1}{d x} = \frac{\rho_1}{\rho_0} \frac{d}{d x} (h_1 + h_2) + \frac{1}{\rho_0} \frac{d \rho_1}{d x} \frac{h_1}{2} + \frac{\tau_i}{\rho_0 g h_1} \quad (4.4)$$

$$\frac{q_2^2}{g h_2^3} \frac{d h_2}{d x} = \frac{1}{\rho_0} \left[ \rho_1 \frac{d h_1}{d x} + \rho_2 \frac{d h_2}{d x} \right] + \frac{1}{\rho_0} \frac{d \rho_1}{d x} h_1 - \frac{\tau_i - \tau_b}{\rho_0 g h_2} \quad (4.5)$$

donde  $\tau_i$  y  $\tau_b$  son los esfuerzos cortantes en la interface y el fondo respectivamente,  $q_1$  y  $q_2$  son el flujo por unidad de ancho (gasto volumétrico en la capa considerada/ancho) en las capas superficial e inferior y  $\rho_0$  es una densidad de referencia. Considerando que en la práctica  $h_2 \gg h_1$ , los términos convectivo y de esfuerzo cortante se pueden despreciar en la ecuación para la zona inferior, por lo que la ecuación (4.5) se reduce a

$$\frac{d h_2}{d x} = - \frac{\rho_1}{\rho_2} \frac{d h_1}{d x} - \frac{1}{\rho_2} \frac{d \rho_1}{d x} h_1 \quad (4.6)$$

que puede rearrreglarse de la manera siguiente

$$\frac{d h_2}{d x} = \left(\frac{\Delta \rho}{\rho_2} - 1\right) \frac{d h_1}{d x} - \frac{1}{\rho_2} \frac{d \rho_1}{d x} h_1 \quad (4.7)$$

donde  $\Delta \rho = \rho_2 - \rho_1$ . La ecuación (4.7) se sustituye en la ecuación (4.4) y se obtiene

$$\begin{aligned} \frac{\rho_0 q_1^2}{g h_1^3} \frac{d h_1}{d x} = \rho_1 \frac{d h_1}{d x} + \rho_1 \left(\frac{\Delta \rho}{\rho_2} - 1\right) \frac{d h_1}{d x} - \frac{\rho_1}{\rho_2} \frac{d \rho_1}{d x} h_1 \\ + \frac{d \rho_1}{d x} \frac{h_1}{2} + \frac{\tau_i}{g h_1} \end{aligned} \quad (4.8)$$

Si en la ecuación (4.8) se ocupa la aproximación de Boussinesq ( $\rho_1/\rho_2 \approx 1$ ) se llega a

$$\frac{q_1^2}{g h_1^3} \frac{d h_1}{d x} = \frac{\Delta \rho}{\rho_0} \frac{d h_1}{d x} - \frac{1}{\rho_0} \frac{d \rho_1}{d x} \frac{h_1}{2} + \frac{\tau_i}{\rho_0 g h_1} \quad (4.9)$$

Definiendo el número densimétrico local de Froude por

$$F_1^2 = \frac{q_1^2}{\frac{\Delta \rho}{\rho_0} g h_1^3} \quad (4.10)$$

y especificando el esfuerzo cortante interfacial  $\tau_i$  por

$$\tau_i = \rho_0 \left(\frac{f_i}{8}\right) \left(\frac{q_1}{h_1}\right)^2 \quad (4.11)$$

donde  $f_i$  es el factor de fricción interfacial (con un valor de 0.01 para el campo y de 0.1 para laboratorio), la ecuación (4.7) se puede representar por

$$(1 - F_1^2) \frac{d h_1}{dx} = \frac{1}{\Delta \rho} \frac{d \rho_1}{dx} \frac{h_1}{2} - \frac{f_i}{8} F_1^2 \quad (4.12)$$

De esta ecuación se observa que la solución depende de la función  $d\rho_1/dx = f(x)$ . Para el caso de tener un gradiente lineal, es decir  $d\rho_1/dx = \text{constante}$ , la ecuación (4.10) se puede resolver y se obtiene una profundidad de la capa superior  $h_1$  constante:

$$h_1 = \left( \frac{f_i}{4} \frac{q_1^2}{\frac{1}{\rho_0} \frac{d \rho_1}{dx} g} \right)^{1/4} \quad (4.13)$$

Para el caso de un gradiente de densidad variable, el espesor de la capa superior variaría con la distancia; sin embargo aproximando  $dh_1/dx \approx h_s/L$ , donde  $h_s$  es el espesor promedio de la capa superior, y considerando que  $h_s/L < f_i/8$ , lo cual es aceptable ya que el espesor de la capa superior es pequeño comparado con la longitud del estanque, entonces en la ecuación (4.12) se puede despreciar el término de la izquierda, con lo que se obtiene:

$$\frac{d \rho_1}{dx} h_1 - \frac{f_i}{4} \rho_0 \frac{q_1^2}{g h_1^3} = 0 \quad (4.14)$$

que se puede integrar de 0 a L, para cualquier gradiente de densidad, con lo que se obtiene el espesor promedio de la capa superior

$$h_s = \left( \frac{f_i}{4} \frac{q_1^2 L}{\frac{|\rho_1(L) - \rho_1(0)|}{\rho_0} g} \right)^{1/4} \quad (4.15)$$

ocupando

$$q_1 = Dv Q_0/W$$

$$y \quad \frac{\rho_1 (L) - \rho_1 (0)}{\rho_0} = \frac{\Delta \rho_0}{\rho_0} \frac{1}{Dv} = \frac{\beta \Delta T}{Dv}$$

donde

$\beta$  : coeficiente de expansión térmica del agua

$$= - \frac{1}{\rho_0} \frac{\partial \rho}{\partial T}$$

$$\Delta \rho_0 = \rho_2 - \rho_c$$

$\Delta T$  : incremento de temperatura en el condensador ( $T_C - T_L$ )

la ecuación (4.15) se transforma en

$$h_s = \left( \frac{f_i}{4} \frac{Q_0^2 D_v^3}{\beta \Delta T g} \frac{L}{W^2} \right)^{1/4} \quad (4.16)$$

Por consiguiente el espesor de la capa superficial de un estanque profundo y estratificado depende de las condiciones de operación de la planta ( $Q_0$  y  $\Delta T$ ), del diseño que se tenga para la descarga ( $D_v$ ), del tamaño y forma del estanque ( $L, W$ ) y del esfuerzo cortante en la interface ( $f_i$ ).

Una comparación exhaustiva de estas predicciones con datos de laboratorio y campo ha demostrado una correlación bastante aceptable en el intervalo de  $0 < h_s/H_p \leq 0.3$ . Sin embargo cuando el valor  $h_s/H_p$  en un estanque de enfriamiento es mayor de 0.3 se presenta un cambio radical en su estructura. Bajo esta condición no se presenta claramente definido un sistema con estratificación en dos capas, sino que se presenta una estratificación que varía con la posición. A los estanques que presentan esta característica se les

denomina someros.

A la relación  $h_s/H_p$  se le considera como un parámetro adimensional que caracteriza la relación entre los fenómenos que inducen la estratificación y los que la destruyen. Esta relación se denomina número de pond (P) y se define por

$$P = \left( \frac{f_i}{4} \frac{Q_o^2}{\beta \Delta T g H_p^3 W^2} D_v^3 \left( \frac{L}{H_p} \right)^{1/4} \right) \quad (4.17)$$

La definición del número de pond incluye los factores que influyen en la estratificación. Por ejemplo el número densimétrico de Froude  $Q_o^2/(\beta \Delta T g H_p^3 W^2)$ , describe los efectos desestabilizantes de la energía cinética del flujo de descarga  $Q_o^2/(H W)^2$ , con respecto al efecto estabilizador de la estratificación debida a la energía potencial  $\beta \Delta T g H_p$ . Por lo que respecta al factor  $D_v^3$ , este describe el efecto desestabilizador de la agitación causada por la turbulencia de la descarga. Por último, el parámetro  $f_i/4$  describe el esfuerzo cortante interfacial como otro efecto desestabilizador cuando actúa sobre la longitud relativa  $L/H_p$ .

Cuando el número de pond está entre 0,3 y 1, entonces el estanque presenta una estratificación continua, sin la presencia de una capa superficial (ver figura 4.6), denominándose al estanque somero parcialmente mezclado. En el caso de que el número de pond sea igual o mayor que 1, el estanque no presenta estratificación, es decir se encuentra mezclado verticalmente (ver figura 4.7), y se le denomina estanque somero mezclado verticalmente.

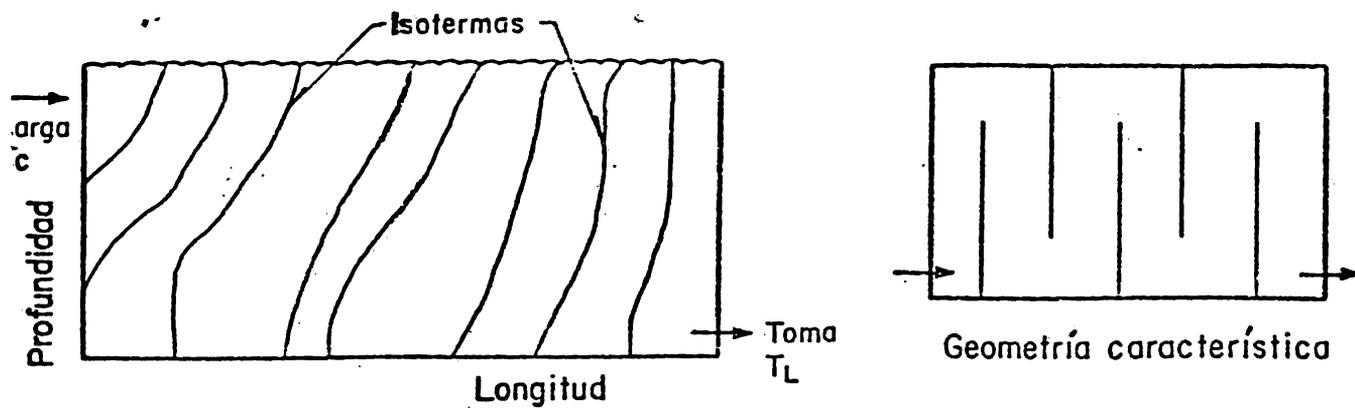


Fig 4.6 Estructura térmica de un estanque somero parcialmente mezclado. {19,20}

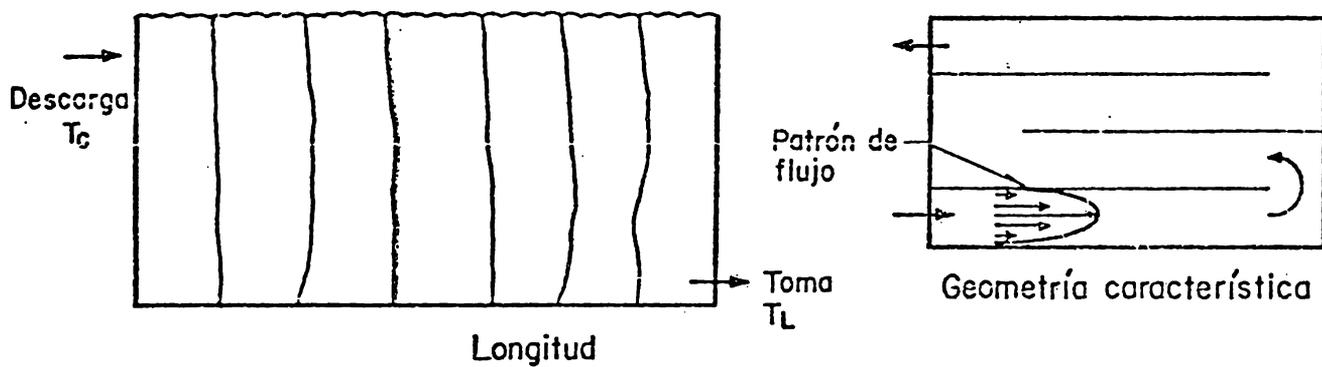


Fig 4.7 Estructura térmica de un estanque somero mezclado verticalmente {19,20}

Puesto que para el cálculo del número de pond es necesario evaluar el factor de dilución  $D_v$ , este puede estimarse como una función del número de Froude en la descarga

$$F_o^1 = U_o / (\beta \Delta T g a_o^{1/2})^{1/2} \quad (4.18)$$

en donde  $U_o$  es la velocidad de la descarga y  $a_o$  es el área transversal del canal de descarga a lo largo de una pared o la mitad del área para descarga simétrica. Por consiguiente la función es

$$D_v = 1.2 F_o^1 - 0.2 \quad (4.19)$$

Esta función se ocupa para estanques profundos, mientras que para estanques someros se ocupa la siguiente relación, cuando el número de pond esta entre 0.3 y 1

$$D_v = D_v^{\text{Prof}} - |D_v^{\text{Prof}} - 1| \left( \frac{P - 0.3}{0.7} \right) \quad (4.20)$$

donde  $D_v^{\text{Prof}}$  es el valor obtenido mediante la ecuación (4.19). En este caso la evaluación de  $D_v$  y  $P$  se lleva a cabo iterativamente hasta que se alcanza la convergencia. Para cuando el número de pond es mayor que 1, se ocupa un valor de  $D_v = 1$ . Esto implica que no existe la contracorriente en la capa inferior.

## 5. MODELOS

Desde el punto de vista térmico, un estanque de enfriamiento nunca está en estado estacionario, debido a la variación de las condiciones meteorológicas y a posibles cambios en la potencia generada por la planta, por lo que la predicción de la operación requiere de modelos en estado transitorio. Sin embargo para propósito de diseño y planeación es conveniente usar un modelo en estado estacionario para la predicción de temperaturas. Para este último caso, generalmente se usan datos en promedios mensuales.

### 5.1 Modelo en estado estacionario

De acuerdo con la discusión presentada en el capítulo 4, los estanques de enfriamiento pueden clasificarse como profundos o someros, con base en el valor que se obtenga del número de pond, definido por

$$P = \left( \frac{f_i}{4} \frac{Q_o^2}{\frac{\Delta\rho}{\rho_o} g H_p^3 \cdot W^2} D_v^3 \frac{L}{H_p} \right)^{1/4} = \frac{h_s}{H_p} \quad (5.1)$$

a) Cuando  $P \leq 0.3$  se tiene un estanque profundo que está completamente estratificado [19, 20, 31].

Para este estanque se deben presentar dos capas perfectamente definidas (ver figura 4.5). Una capa superficial de espesor  $h_s$  donde se presentan variaciones de temperatura exclusivamente longitudinales y estando mezclada verticalmente, otra capa inferior de espesor  $h_2 \gg h_s$  que se supone tiene una temperatura  $T_L$  uniforme e igual a la temperatura de la capa superior al final del estanque (toma). Estas dos capas interaccionan entre sí a través de un mezclado vertical en la descarga, el cual puede simularse por la relación de dilución  $D_v$ ; mientras que en la toma es a través de un flujo hacia abajo (ver fig 4.5) a temperatura constante,

La ecuación que representa la transferencia de energía en la capa superior, donde se han despreciados los efectos de dispersión, es:

$$D_v Q_o \rho C_p \frac{dT}{dx} = -\phi_n W \quad (5.2)$$

La condición de frontera al inicio del estanque se determina mediante un balance de energía entre las dos capas en la descarga, de la siguiente forma:

calor (1) de entrada + calor (2) de entrada = calor (1+2) que fluye al  
 (agua de circulación (agua fría de la estanque,  
 caliente proveniente capa inferior)  
 de los condensadores)

$$Q_0 T_c + (Dv - 1) Q_0 T_L = Dv Q_0 T_0 \quad (5.3)$$

pero

$$T_c = T_L + \Delta T \quad (5.4)$$

de donde

$$T_0 = T_L + \frac{\Delta T}{Dv} \quad (5.5)$$

Con esta condición de frontera para  $x = 0$  la ecuación (5.2) puede ser resuelta y determinarse la temperatura de entrada  $T_L$  al condensador.

b)  $P \geq 1$ . Estanque somero, mezclado verticalmente {19, 20, 31}

En este estanque solo se presentan variaciones longitudinales de temperatura (fig 4.7). El patrón de flujo que se presenta es de forma parabólica, de tal manera que se consideran los efectos de dispersión longitudinal  $E_L$  y la ecuación de energía que se aplica es:

$$U \frac{dT}{dx} = E_L \frac{d^2T}{dx^2} - \frac{\phi_n}{\rho C_p H_p} \quad (5.6)$$

donde

$$U = \frac{Q_0}{W H_p} \quad (5.7)$$

La condición de frontera a la entrada del estanque ( $x = 0$ ) debe expresar la continuidad entre el transporte de energía tipo convectivo en la tubería de descarga y la suma de transporte tipos convectivo y dispersivo en el inicio del estanque, es decir

$$\rho C_p Q_0 T_c = \rho C_p Q_0 T \Big|_{x=0} - W H_p E_L \rho C_p \frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} \quad (5.8)$$

de donde

$$T_c = T \Big|_{x=0} - \frac{E_L}{U} \frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} \quad (5.9)$$

La condición de frontera en el otro extremo ( $x = L$ ), debe cumplir la conservación de energía, eliminándose el transporte dispersivo en la tubería de salida, es decir

$$\frac{E_L}{U} \frac{dT}{dx} \Big|_{x=L} = 0 \quad (5.10)$$

Existe además la relación para un sistema cerrado de enfriamiento, que establece

$$T_c = T_L + \Delta T$$

Para el cálculo de la dispersión, Fischer {32, 33} ha derivado la expresión siguiente:

$$E_L = 0.30 \frac{U^* \ell^2}{K^2 Rh} \quad (5.11)$$

donde

- $U^*$  : velocidad cortante ( $= \sqrt{f/8} U$ )
- $f$  : factor de fricción (0.01)
- $\ell$  : longitud característica, definida como la distancia desde el punto de velocidad superficial máxima hasta la orilla. (Para canales simétricos  $\ell = W/2$ ).
- $K$  : constante de Von Karman ( $\approx 0.4$ )
- $Rh$  : radio hidráulico ( $\approx H_p$ )
- $U$  : velocidad media en el estanque.

Sustituyendo estos valores en la ecuación (5.11) se obtiene

$$E_L = 0.017 U W^2 / H_p \quad (5.12)$$

c) Cuando  $0.3 < P < 1$  el estanque es somero y parcialmente mezclado {19, 20}

En este tipo de estanque se presenta una estratificación térmica que varía con la posición horizontal y no se presenta una capa superficial bien definida (ver figura 4.6), sino que existe un flujo a través de toda la profundidad.

Para este tipo de estanque no se han desarrollado modelos predictivos, sino que para su evaluación térmica se amplía tanto el intervalo de aplicación de los estanques profundos así como el de los estanques someros mezclados verticalmente. Así que, se considera estanque profundo si  $P < 0.5$  y somero con mezcla vertical si  $P > 0.5$ . Jirka, et al {20} considera que los estanques someros parcialmente mezclados con número de pond  $P < 0.5$  presentan una estratificación apreciable y una contracorriente considerable; mientras que en el caso de que  $P > 0.5$  la estratificación es muy ligera.

#### 5.1.1 Modelo del estanque de Río Escondido

El modelo ocupado para el diseño del estanque de la P.T. en Río Escondido { 4, 34, 35, 36, 37} se basó en los conceptos anteriores con algunas modificaciones basadas en pruebas experimentales de laboratorio {38}. En el modelo se considera que si el número de pond  $P$  es menor de 0.8, existen dos ca-

pas perfectamente definidas (ver fig 5.1), al igual que en el caso de un estanque profundo, solo que para la capa superior se toman en cuenta los efectos de dispersión longitudinal. La capa superficial de espesor  $H$  presenta variaciones de temperatura exclusivamente longitudinales considerándose mezclada verticalmente; en cambio la capa inferior se supone con una temperatura  $T_L$  uniforme e igual a la temperatura de la capa superior al final del estanque (toma). Por tanto la ecuación que representa la transferencia de energía en la capa superior, es

$$U \frac{dT}{dx} = E_L \frac{d^2T}{dx^2} - \frac{\phi_n}{\rho C_p H} \quad (5.13)$$

Al considerar la dilución  $Dv$  del agua caliente en la descarga, la velocidad  $U$  queda definida por

$$U = \frac{Dv Q_0}{W H} \quad (5.14)$$

El espesor  $H$  de la capa superior es igual a  $h_s (= P H_p)$  si el número de pond es menor de 0.3; es el promedio de  $h_s$  y  $H_p$  si está entre 0.3 y 0.8. En el primer caso el estanque se considera estratificado y en el segundo parcialmente mezclado. La temperatura  $T_0$  al inicio del estanque (zona de mezclado) se determina, al igual que en un estanque profundo, mediante un balance de energía al mezclarse el agua de descarga del condensador a temperatura  $T_c$  con el agua de la capa inferior, con lo que se obtiene

$$T_0 = T_L + \Delta T/Dv \quad (5.5)$$

y en la cual se aplica  $Dv = 1.3$  {35}.

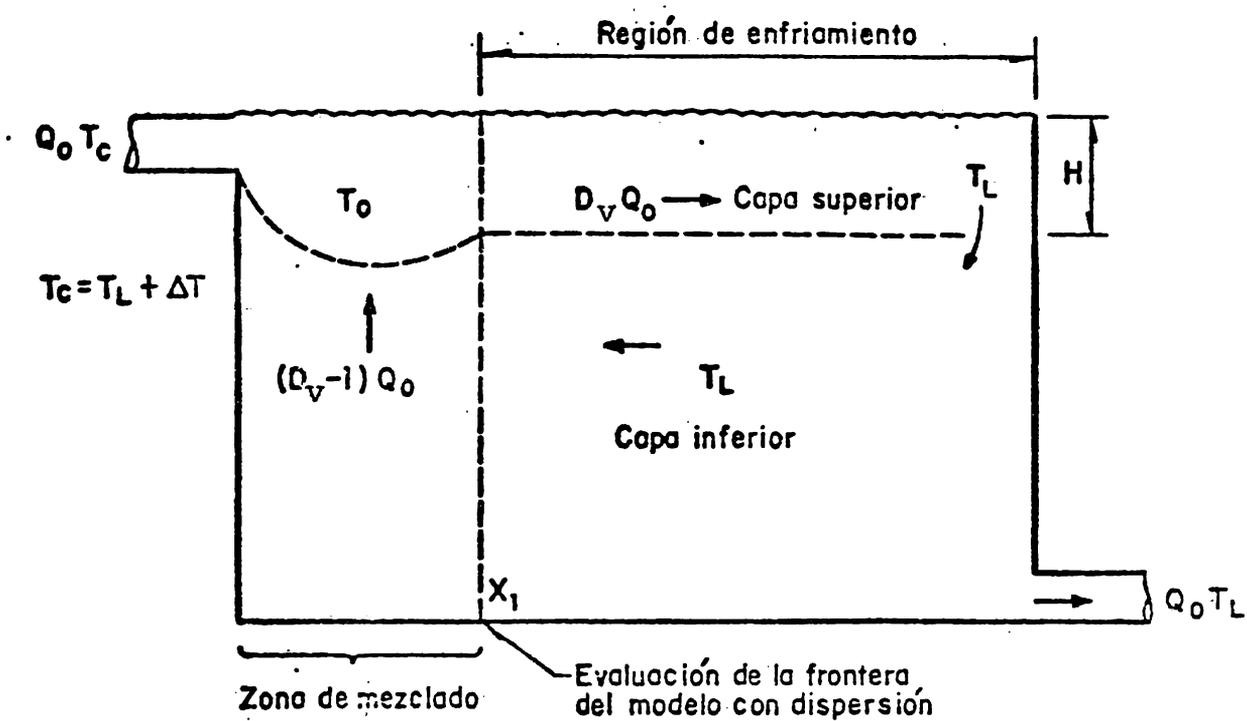


Fig. 5.1. Modelo del estanque de Río Escondido

Las condiciones de frontera en la región de enfriamiento son

$$\text{en } x = x_1 \quad T - \frac{E_L}{U} \frac{dT}{dx} = T_0 \quad (5.15)$$

$$x = L \quad \frac{E_L}{U} \frac{dT}{dx} = 0 \quad (5.16)$$

Puede observarse que la capa superior se dividió en dos regiones (figura 5.1): mezclado y enfriamiento, los cuales no se delimitan explícitamente y por consiguiente no se puede definir el punto  $x_1$ . Pero ya que en la realidad esta zona de mezclado es mucho menor que la de enfriamiento, el punto  $x_1$  puede considerarse como el inicio del estanque, es decir  $x_1 \sim 0$ .

Para el caso cuando  $P > 0.8$  el modelo considera al estanque mezclado verticalmente y se ocupa  $Dv = 1$ . El espesor  $H$  de la capa superior se considera igual al tirante medio del estanque  $H_p$ . En este caso, puesto que  $Dv = 1$ , sucede que  $T_0 = T_c$  y el modelo se aplica igual que para un estanque somero mezclado verticalmente.

## 5.2 Modelo en estado transitorio

El modelo en estado estacionario se ocupa para predecir las temperaturas de entrada al condensador principalmente en periodos grandes y que son necesarios para el diseño de un estanque de enfriamiento. Sin embargo en estado estacionario no se considera una de las características principales del estanque, que en su alta inercia térmica, lo que amortigua los cambios bruscos de temperatura en la toma que se ocasionan debido a los cambios de operación de la planta, así como a la variación de las condiciones meteorológicas.

## a) Estanque profundo

Para el estado transitorio en un estanque profundo es necesario considerar la operación de las dos capas. Por consiguiente se requiere una ecuación de energía para cada una de ellas.

Como se ha mencionado en la capa superior se presentan variaciones de temperatura solo longitudinales, es decir sólo en la dirección  $x$ , mientras que en la capa inferior se supone una distribución horizontal de temperatura homogénea, variando la temperatura exclusivamente con la profundidad  $z$ . Esto puede apreciarse esquemáticamente en la figura 5.2.

Considerando que el estanque tiene una geometría con un ancho constante  $W$  en la superficie la ecuación de energía para la capa superior, se puede obtener adicionando la dependencia con el tiempo  $t$  a la ecuación (5.2)

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{DvQ_0}{W \text{hs}} \frac{\partial T}{\partial x} = - \frac{1}{\rho \text{Cp} \text{hs}} (\phi_n + \phi_z (\text{hs})) \quad (5.16)$$

donde  $\phi_z (\text{hs})$  es la radiación solar que penetra hasta la profundidad  $z = \text{hs}$ , y el término  $|\phi_n + \phi_z (\text{hs})|$  representa la pérdida de energía que se tiene en la capa superior (ver figura 5.3).

Si la geometría del estanque no tiene un ancho constante, entonces la ecuación se puede representar en función del área  $A_x$  recorrida por el agua

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{1}{\text{hs}} \frac{\partial}{\partial A_x} (Dv Q_0 T) = - \frac{1}{\rho \text{Cp} \text{hs}} |\phi_n + \phi_z (\text{hs})| \quad (5.17)$$

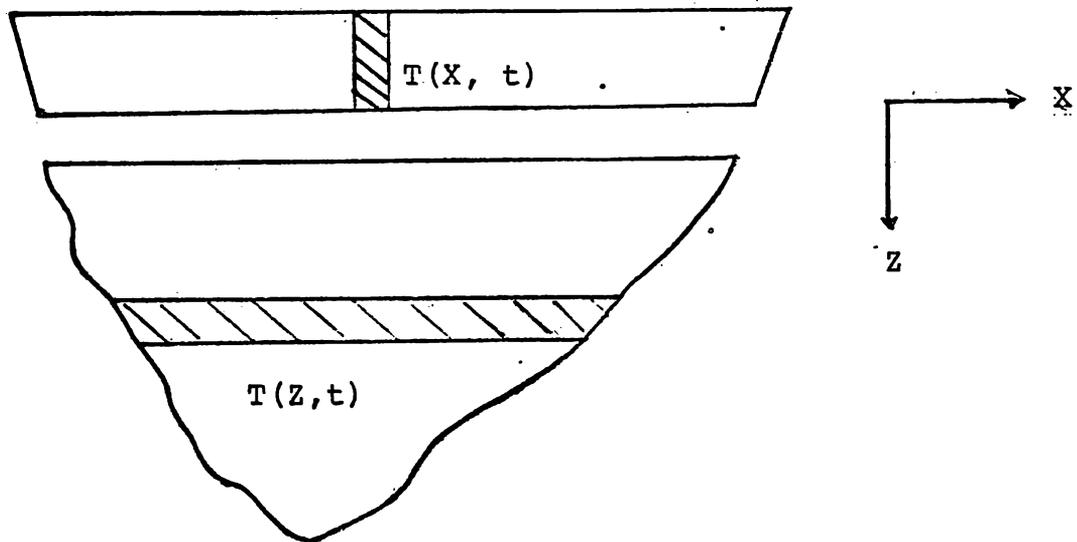


Fig. 5.2. Esquema geométrico de un estanque profundo ideal [8]

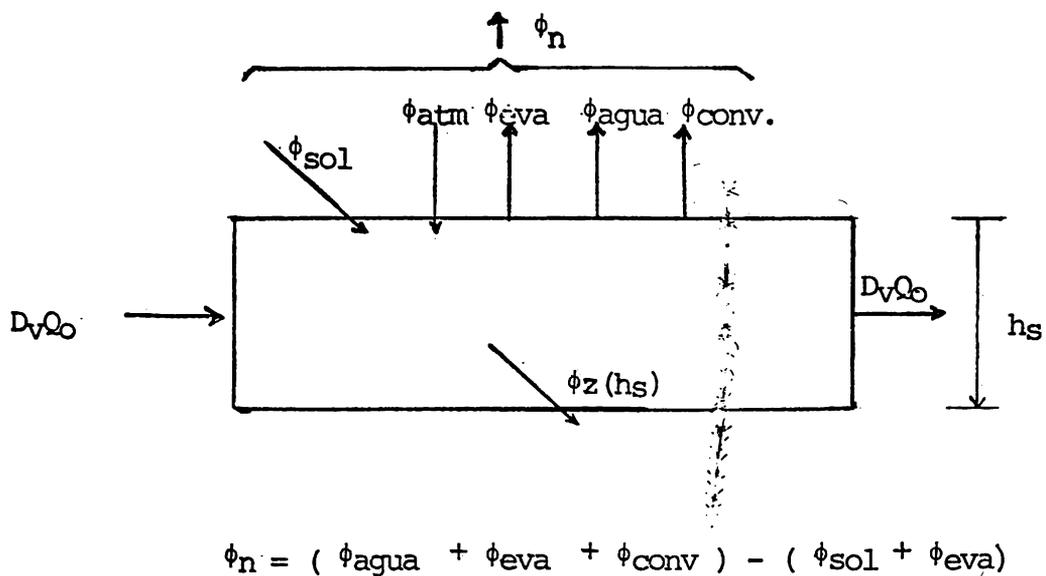


Fig. 5.3. Esquema de la capa superior de un estanque profundo

La ecuación de la capa superior requiere una condición inicial y una de frontera. La condición inicial se especifica mediante una distribución de temperatura

$$T(x, 0) \text{ ó } T(Ax, 0) = T_1(x) \quad (5.18 a)$$

donde  $T_1(x)$  es una constante o una función conocida de  $x$ . La condición de frontera se obtiene del balance de energía entre las capas superior e inferior en la descarga, como en el caso de estado estacionario, es decir

$$T(0, t) = T_0 \quad (5.18 b)$$

solo que ahora la temperatura de la capa inferior también depende del tiempo (ver figura 5.4).

Es importante hacer notar que en la ecuación para la capa superior, los efectos de dispersión longitudinal no se tomaron en cuenta, porque son de poca importancia en este tipo de estanques [8, 20].

La capa inferior es la que controla la respuesta transitoria del estanque y la formulación para esta capa es igual a la que se tiene para un cuerpo de agua natural, por lo que la ecuación (4.1) es la que se aplica. Los flujos verticales  $Q_v$  en esta capa se deben a diferentes causas: por el flujo hacia abajo en la zona de toma, por la extracción de agua hacia los condensadores, por el mezclado en la descarga y por la posible existencia de corrientes laterales de entrada o salida (ver figura 5.4). De manera general el flujo vertical se puede obtener aplicando la ecuación de continuidad para cada

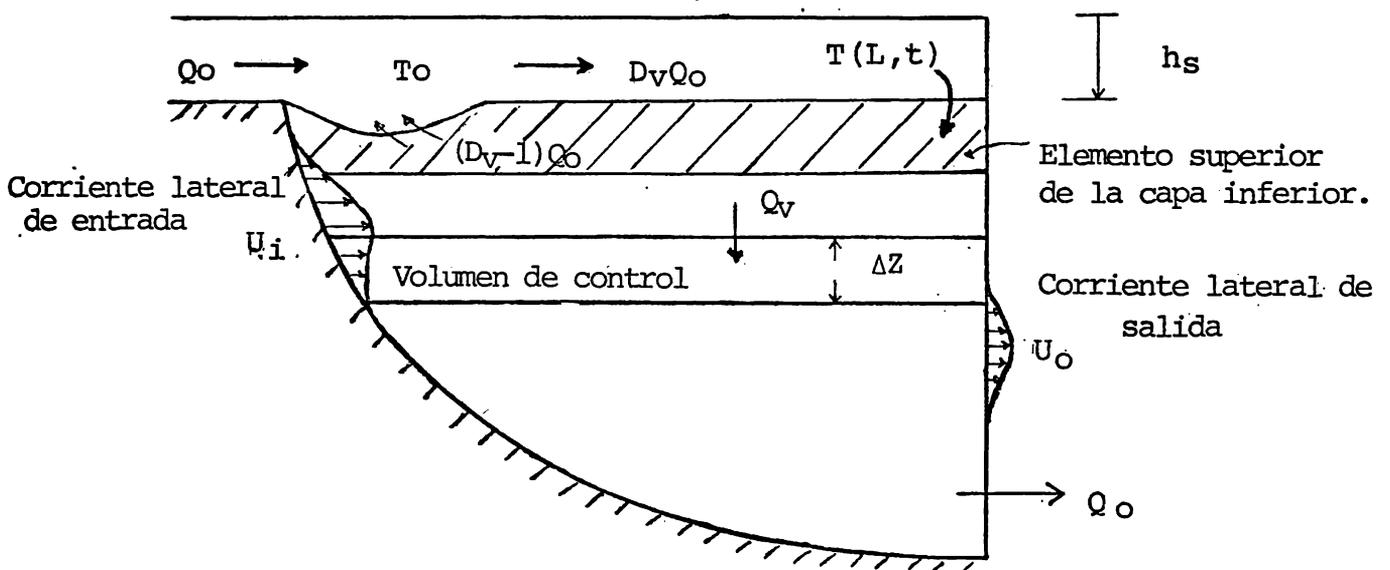


Fig. 5.4. Esquema de la capa inferior de un estanque profundo.

elemento.

Por lo tanto

$$U_0 \Delta Z B - U_i \Delta Z B = Q_v - \left[ Q_v + \frac{\partial Q_v}{\partial Z} \Delta Z \right] \quad (5.19)$$

de donde

$$\frac{\partial Q_v}{\partial Z} = B (U_i - U_0) \quad (5.20)$$

y por consiguiente

$$Q_v (Z, t) = B \int_{hs}^Z U_i (Z, t) dZ - B \int_{hs}^Z U_0 (Z, t) dZ \quad (5.21)$$

La determinación de  $Q_v (Z, t)$  depende de la representación adecuada de la distribución vertical de entradas y salidas.

La condición inicial para la solución de la ecuación de esta capa, se obtiene especificando una distribución de temperatura vertical

$$T (z, 0) = T (z)$$

La condición de frontera superior se obtiene considerando la temperatura de la parte superior de esta capa igual a la temperatura de la capa superficial al final del estanque, es decir

$$T (hs, t) = T (L, t) = T (A, t)$$

donde A es el área total del estanque. La condición de frontera inferior se obtiene considerando que el flujo de energía a través del fondo es cero, es decir

$$\left. \frac{\partial T}{\partial z} \right|_{H_p} = 0 \quad \text{para todo } t.$$

#### b) Estanque somero mezclado verticalmente

Para este tipo de estanque la ecuación que se ocupa se obtiene agregando la dependencia con el tiempo a la ecuación en estado estacionario

$$\frac{\partial T}{\partial t} + U \frac{\partial T}{\partial x} = E_L \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{\phi_n}{\rho C_p H_p} \quad (5.22)$$

Las condiciones de frontera son las mismas que el caso de estado estacionario. La condición inicial se especifica mediante una distribución de temperatura en todo el estanque.

#### 5.2.1 Estanque de Río Escondido

En el caso de considerar el estado transitorio en el modelo del estanque de Río Escondido, para cuando se presentan dos capas se debe tomar en cuenta, al igual que en un estanque profundo, la pérdida de energía de la capa superior de espesor H y la transmisión de energía solar en la capa de abajo, aplicándose para esta última la ecuación (4.1). Para el caso de que no se presenten las dos capas entonces el estanque se modela como somero mezclado verticalmente [39].

PARTE II

TRABAJO EXPERIMENTAL Y ANALISIS DE RESULTADOS

## 6. MEDICIONES

Para poder evaluar los modelos es necesario conocer las temperaturas existentes dentro del estanque en diferentes regiones a diferentes profundidades; los parámetros meteorológicos: temperatura ambiente, humedad relativa, radiación solar, velocidad del viento y presión barométrica; y la potencia generada o el incremento de temperatura en el condensador.

El criterio para las mediciones se basó en probar el modelo en dos estaciones del año, requiriéndose dos campañas de mediciones. La primera etapa se realizó en otoño (noviembre de 1983) {37, 40, 41}, para conocer el comportamiento del estanque en una temporada diferente a la más adversa (verano). La segunda etapa se llevó a cabo en verano (agosto-septiembre de 1984) {42, 43}, ya que en esta época del año las condiciones meteorológicas son muy desfavorables para la operación del estanque, además la demanda de potencia

es mayor. Las mediciones durante el verano se realizaron en la segunda mitad de esta temporada, ya que en una masa de agua expuesta al ambiente no se alcanzan las temperaturas más altas cuando se presentan la temperatura ambiente y la radiación solar máximas; se sabe que existe un desfase con respecto a ellas, alcanzándose la temperatura más alta ligeramente después de que aquellas ocurren. Esto se ha observado en estudios sobre estanques solares y lagos {21, 22, 28}.



### 6.1 Temperatura

QUINTANA  
ROO, MEX.

Las mediciones de temperatura solo se realizaron en la parte oeste del estanque (ver figura 2.5), ya que esta parte funciona como estanque de enfriamiento para dos unidades de 300 MW, las cuales estaban en operación durante las campañas de mediciones. La división del estanque en dos partes se logra gracias a la estructura de la obra de toma, como puede apreciarse en la figura 6.1. Estas mediciones se llevaron a cabo en los 13 puntos mostrados en la figura 6.2. Para tener referencia de estos puntos se colocaron boyas en ellos.

En noviembre de 1983, para efectuar las mediciones se usaron dos lanchas pequeñas (foto 6.1) con las cuales se recorría el estanque desde la descarga hasta la toma de los condensadores. Sin embargo durante esta primera etapa no fue posible efectuar las mediciones con vientos de velocidades mayores de 20 Km/h (5.6 m/s), ya que las lanchas no resistían el oleaje producido. Por lo anterior durante la etapa de verano fue necesario usar una lancha tipo crucero con toldo y 25 pies de eslora (foto 6.2).

Los 13 puntos que se encuentran colocados a lo largo del eje central y sus distancias desde la descarga son:

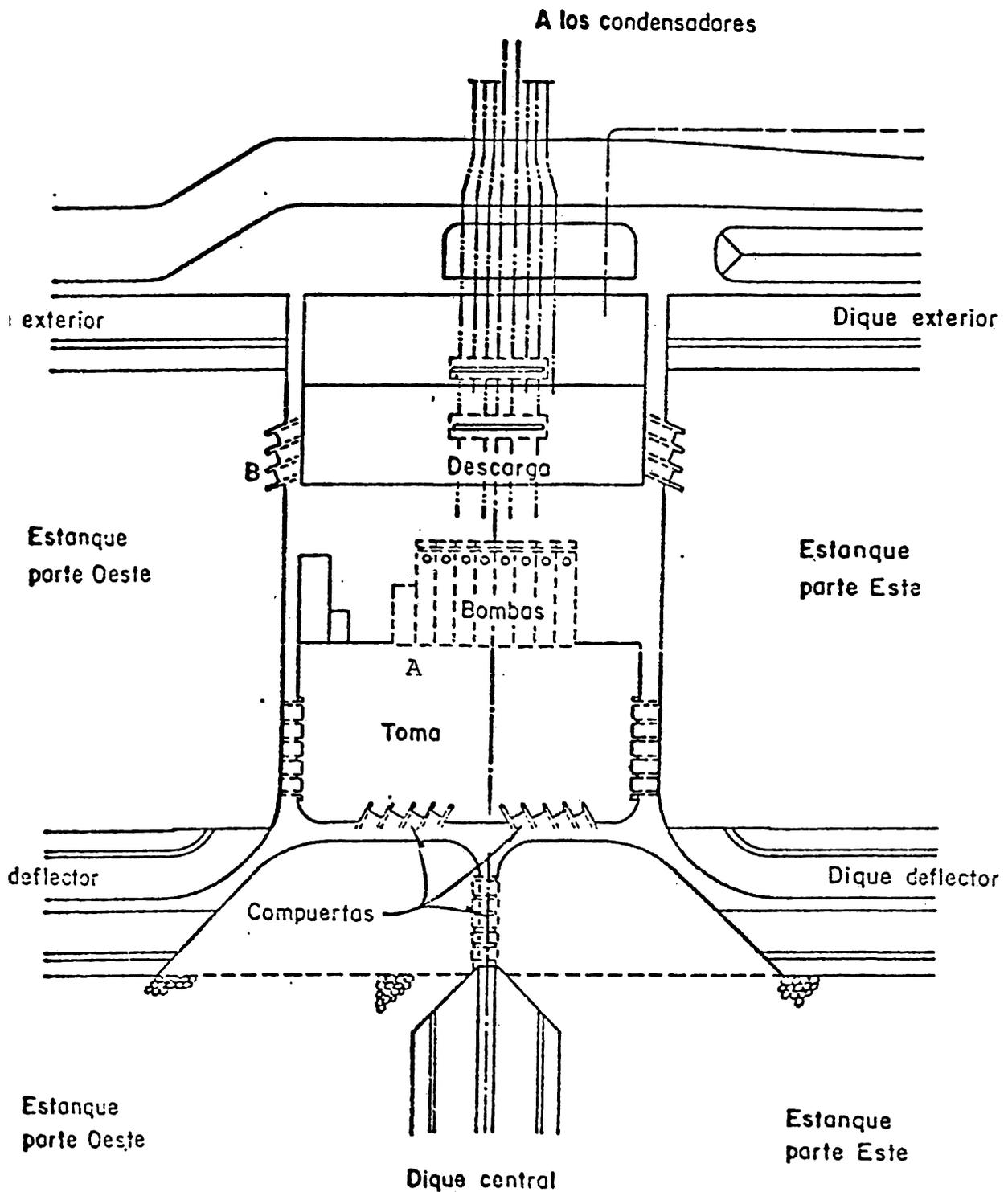


Fig 6.1 Toma y descarga de los condensadores

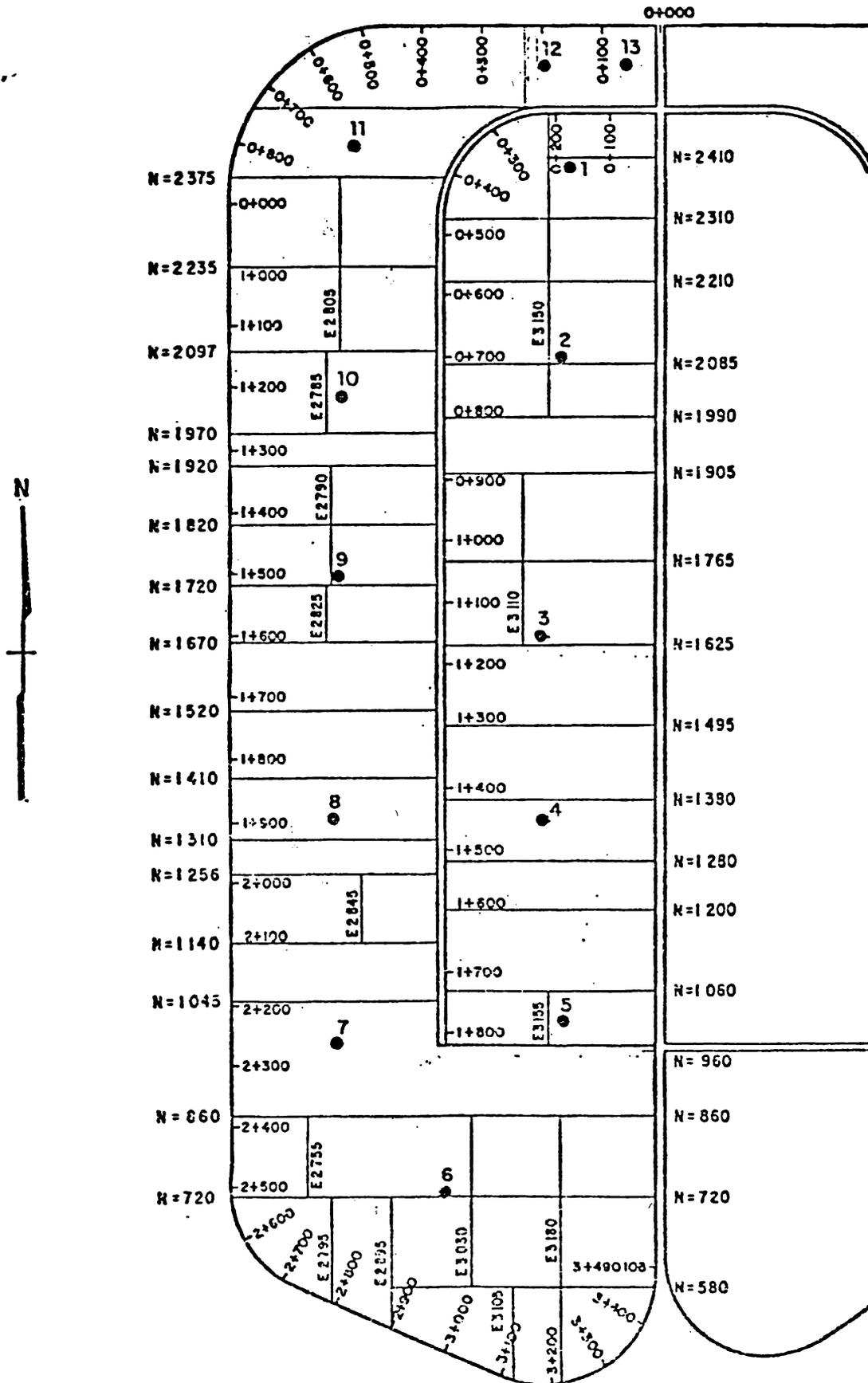


Fig 6.2 Colocación de las 13 boyas de referencia para efectuar las mediciones de temperatura.

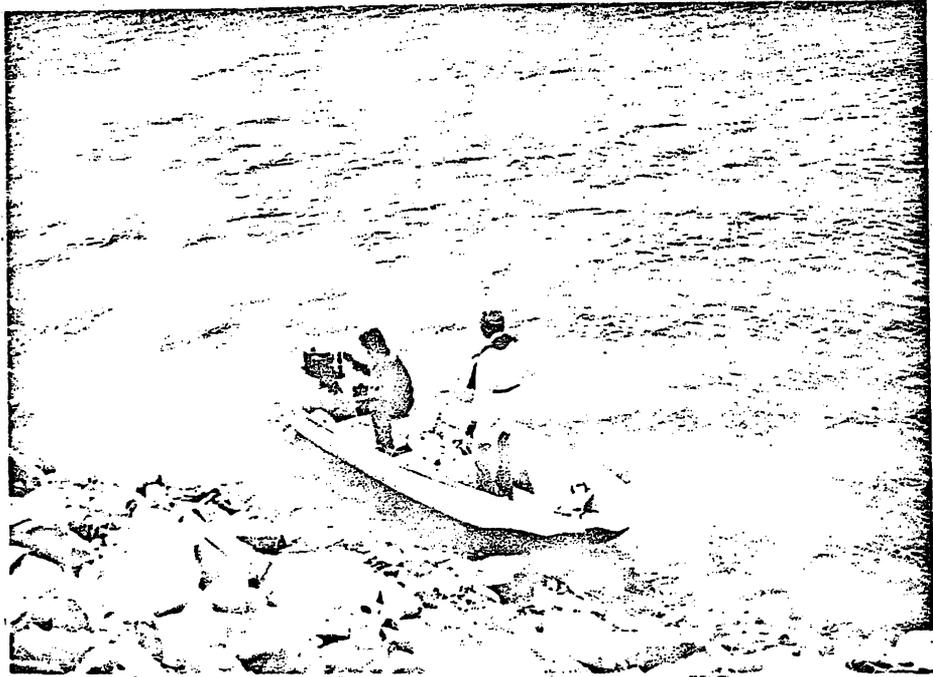
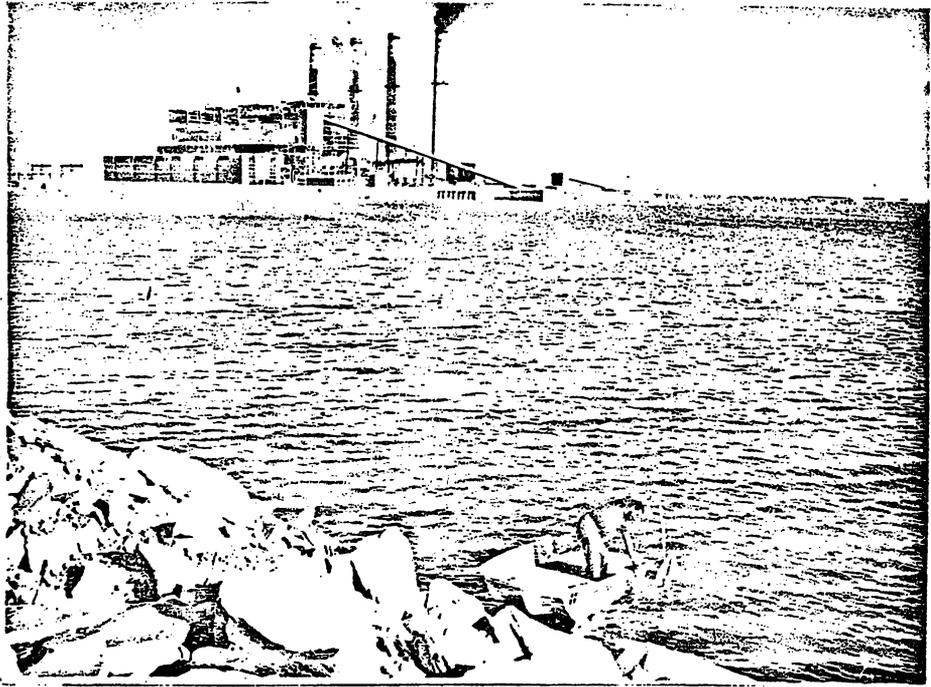


Foto 6.1. Lanchas ocupadas en la campaña de otoño

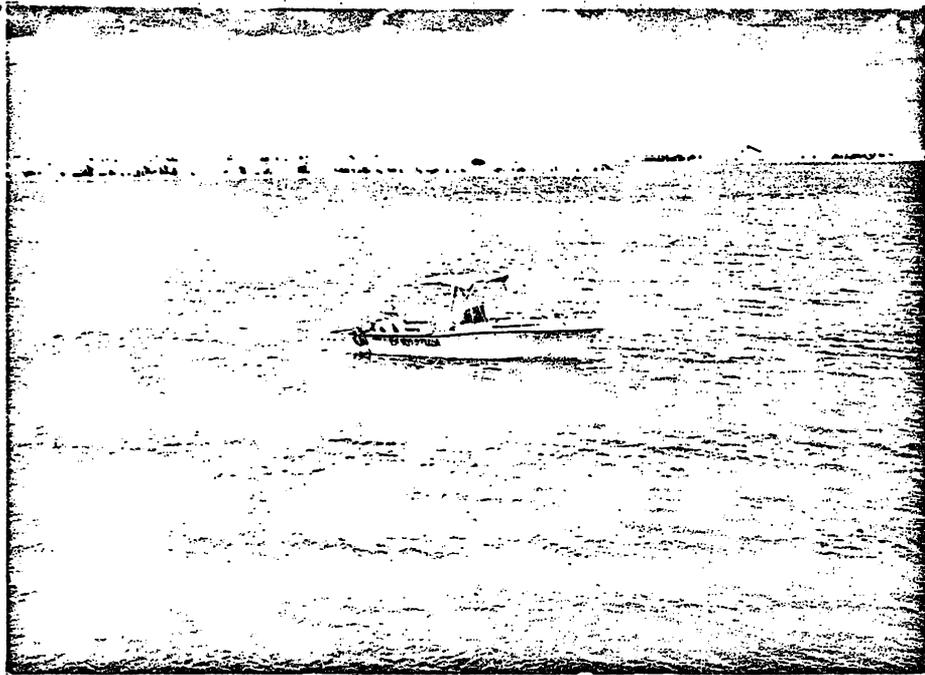


Foto 6.2 Lancha utilizada en las mediciones de verano

Punto	Distancia (m)
1	3800
2	3500
3	3200
4	2900
5	2600
6	2300
7	2000
8	1650
7	1250
10	950
11	550
12	200
13	50

Para las mediciones de temperatura se usaron termopares tipo T (cobre-constantan) calibre 20 forrados de nylon. Se usó un compensador de unión fría marca Omega como referencia de 0°C, que da una precisión en las mediciones de temperatura de  $\pm 1/4$  °C; para las lecturas se utilizó un multímetro Hewlett Packard modelo 3465 A con una resolución equivalente en temperatura de 0.1°C. (foto 6.3). La toma de las temperaturas se hizo de la manera siguiente: con la lancha se llegaba hasta el punto donde se iba a medir, posteriormente se introducía el termopar usando en su extremo un cuerpo pesado de plomo hasta la profundidad requerida, para esto al cable del termopar se le hicieron marcas cada 0.5 m. Debido al oleaje es de esperar un error en la profundidad de  $\pm 10$  cm aproximadamente. La constante de tiempo para la respuesta es de algunos segundos.

Las mediciones en los 13 puntos se realizaron a diferentes horas del día con el fin de tener una representación homogénea de las temperaturas en el es-

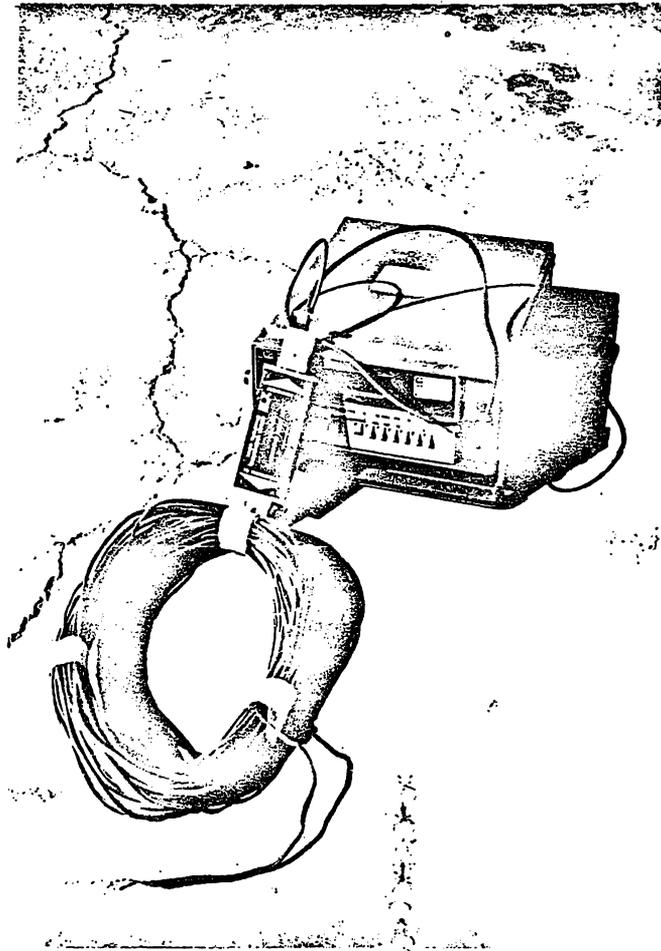


Foto 6.3. Medidor de temperatura (termopar, compensador de temperatura y multímetro)

tanque durante las 24 horas.

Los resultados completos de las mediciones se pueden consultar en [40, 41, 42], aquí solo se presenta una tabla de temperatura para cada día de campaña. Así las tablas 6.1 a la 6.3 muestran las temperaturas en otoño y las tablas 6.4 a la 6.19 presentan las temperaturas para verano. Los puntos indicados con N, E, W ó S representan posiciones hacia el norte, este, oeste o sur del punto indicado con el número y se encuentran aproximadamente a 30 m de la orilla más cercana. Esto se hizo para conocer la variación de temperatura respecto a la distancia transversal.

Para poder hacer una comparación con la parte este del estanque, donde no existe todavía descarga térmica, se realizaron mediciones de temperatura en algunos puntos de este durante el 7 de septiembre de 1984. Los resultados se muestran en la tabla 6.20.

Además durante la segunda campaña de mediciones se monitoreó la temperatura en la descarga con mayor frecuencia que en las otras mediciones (punto B, figura 6.1), haciéndose algo semejante para la toma (punto A, figura 6.1). Estas temperaturas se reportan en la tabla 6.21 que junto con las de la tabla 6.22 se utilizan para comparar con más detalle el modelo en estado transitorio. Las temperaturas de la tabla 6.22 fueron monitoreadas por la computadora del cuarto de control de la planta.

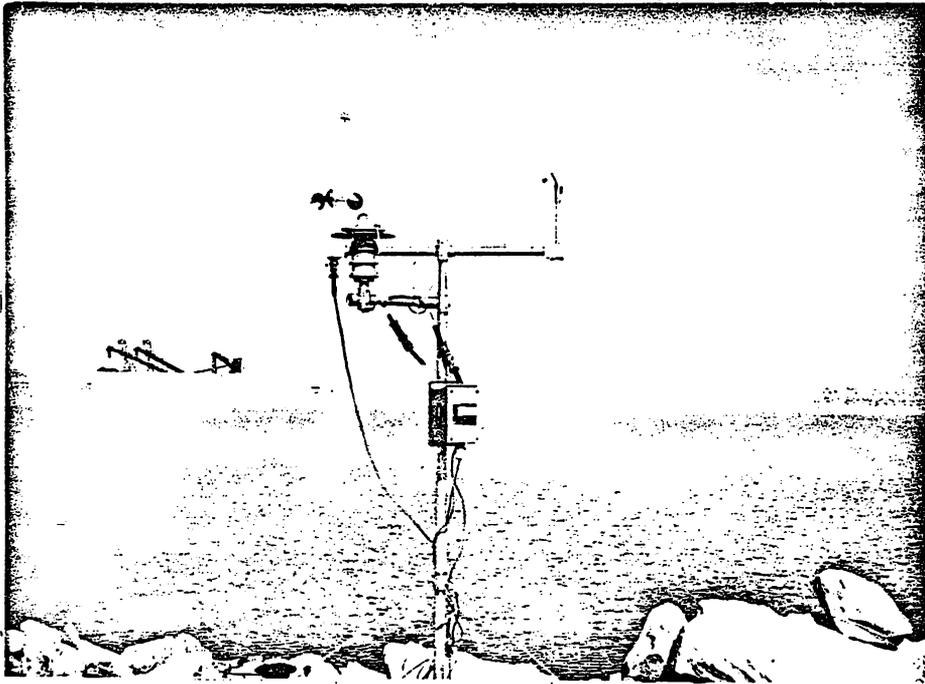
## 6.2 Datos meteorológicos

Para medir los diferentes parámetros meteorológicos, se usaron dos estacio-

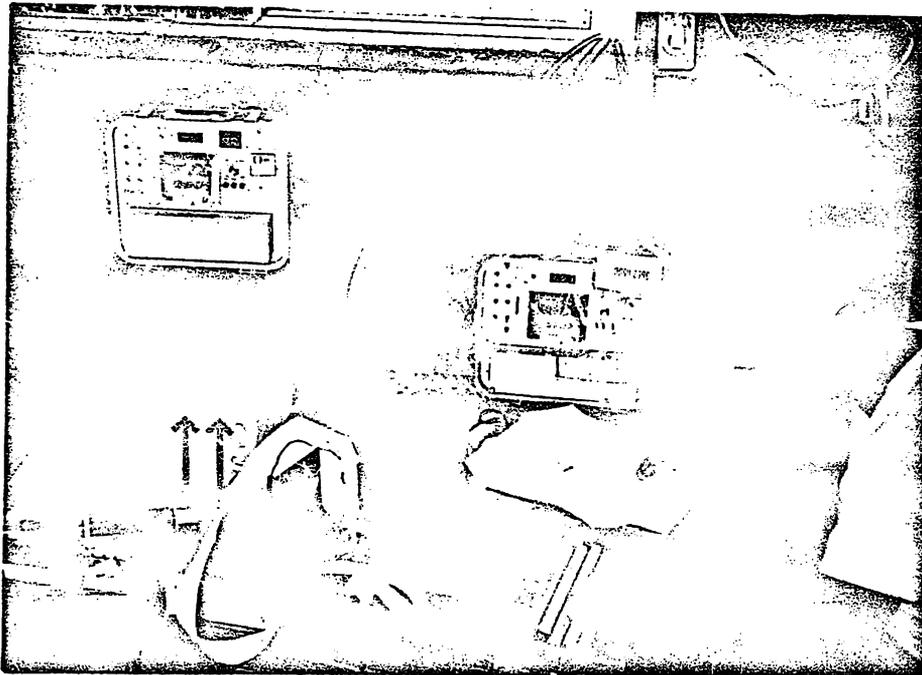
nes marca Climatronics; estas miden y registran en cinta magnética los siguientes parámetros: velocidad del viento, dirección del viento, temperatura del aire, humedad relativa, precipitación pluvial, radiación solar y presión barométrica. Cada uno de estos parámetros se midió cada minuto (foto 6.4).

La precisión de las estaciones es de  $\pm 0.040$  Km/h para la velocidad del viento,  $\pm 5^\circ$  para la dirección del viento,  $\pm 5\%$  para humedad relativa,  $\pm 0.5^\circ\text{C}$  para temperatura del aire,  $\pm 1\%$  para precipitación,  $\pm 0.6$  Langleys para la radiación solar y  $\pm 2$  mb para la presión.

El sensor de temperatura de la estación es un termistor con respuesta lineal en un intervalo de  $-30^\circ\text{C}$  a  $60^\circ\text{C}$ . El sensor de humedad utilizado en esta estación es de la marca Hygrometrix que consta de un cristal higroscópico que cambia sus propiedades eléctricas con la temperatura y la humedad, esto permite registrar la humedad por métodos electrónicos. El registrador lee directamente la humedad en por ciento. La velocidad y dirección del viento se integran en un anemómetro Climatronics tipo molinete con copas y veleta. La dirección se da de 0 a  $360^\circ$ , siendo la referencia de  $0^\circ$  como norte y la velocidad se registra en m/seg. La radiación solar se mide con un piranómetro que usa como sensor una celda fotovoltaica. La precipitación pluvial se registra con un sensor tipo balancín que acumula agua en una cubeta que al llenarse se inclina dando un pulso electrónico y que equivale a una cantidad de precipitación conocida.



( a )



( b )

Foto 6.4. Estación meteorológica (a) vista de los sensores. (b) Unidad registradora.

### 6.2.1 Verificación de las calibraciones de los sensores

Con el fin de determinar si los diferentes sensores estaban funcionando correctamente, se realizaron algunas pruebas para verificar la calibración de estos. A continuación se hace una descripción breve de estas pruebas [44].

#### 1. Velocidad del viento

La velocidad de estos sensores se realizó en forma indirecta y directa. La primera consistió esencialmente en cerciorarse que todas las componentes mecánicas y eléctricas se encontrasen en buen estado. Se simuló también la operación del sensor, aplicando a los acondicionadores, por medio de un generador de señales, una onda cuadrada de frecuencia conocida, lo que permitió verificar que las lecturas obtenidas correspondían al número de pulsos generados por las copas al girar a cierta velocidad. En la segunda se hicieron pruebas en el túnel de viento de la División de Estudios de Posgrado de la Fac. de Ingeniería, UNAM, y se verificó el funcionamiento correcto a velocidades entre 0.2 y 10 m/s.

#### 2. Dirección del viento

La operación correcta del medidor de dirección se comprobó instalando el sensor en la forma indicada por el fabricante y posteriormente orientando la veleta en direcciones conocidas para verificar que las lecturas obtenidas correspondieran a las direcciones seleccionadas.

### 3. Temperatura

Estos sensores se verificaron por comparación con las lecturas obtenidas con un termómetro de mercurio que da una precisión de  $0.1^{\circ}\text{C}$ .

### 4. Humedad relativa

Para la calibración del sensor de humedad se empleó una cámara TENNEY, propiedad del Servicio Meteorológico Nacional, con la que se produjeron humedades entre 10% y 100% a temperatura constante.

### 5. Pluviómetros

Para comprobar la calibración de los pluviómetros se siguió el procedimiento sugerido por el fabricante que consiste en verter una cantidad de 473 ml (16 Onz.) de agua por medio de goteo, con una rapidez tal que por lo menos transcurran 36 segundos entre cada balanceo. El número total de balanceos debe ser de  $100 \pm 2$ . El ajuste se hace con los tornillos localizados en la base junto a la perforación grande que sirva de desagüe.

### 6. Radiación solar

Para valorar si los sensores de radiación solar se comportaban en la forma especificada por el fabricante, se realizaron una serie de medidas comparativas entre la salida de cada uno de ellos y un piranómetro EPPLEY tipo termopila con una respuesta de  $7.18 \text{ milivolts/cal./cm}^2 \text{ min}$ . Las pruebas

consistieron en exponer los sensores directamente al sol y esperar a que las condiciones de radiación variaran para obtener varias lecturas y tener en una forma aproximada la característica de la respuesta.

## 7. Presión barométrica

Debido a que estos sensores no tienen ajustes externos y para poder verificar su calibración se requiere disponer o construir una cámara de presión controlada de la que no se dispone, no se realizó ninguna prueba con ellos.

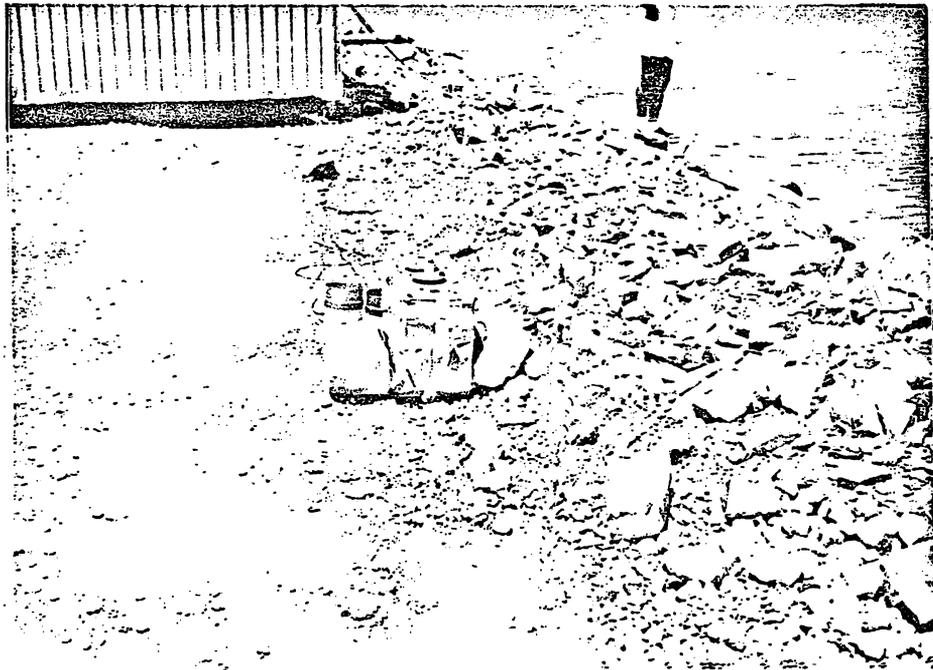
### 6.2.2 Instalación y procesamiento de datos

Las estaciones se colocaron aproximadamente a 2 m de altura sobre el nivel del agua del estanque como se muestra en la foto 6.5. Esta especificación de 2 m es con el fin de seguir las normas de la Organización Meteorológica Mundial [17].

Los datos se registraron cada minuto en un cassette. Posteriormente se procesaron para obtener promedios horarios y diarios mediante los programas desarrollados en [44]. Los promedios horarios se pueden consultar en [40, 41, 42], y los promedios diarios se presentan a continuación para noviembre de 1983:



(a)



(b)

Foto 6.5 Estación meteorológica. Anemómetro, termómetro y sensor de humedad colocados a 2 m sobre el nivel del estanque (a). Medidor de radiación solar y pluviómetro (b).

Fecha	T. amb. °C	Humedad rel. %	Rad. S. ly/día	Vel del v. m/s
19-Nov-1983	18.7	73.5	326	-
20 Nov- 1983	16.1	68.5	382	3.7
21 Nov- 1983	18.0	81.9	373	2.4

los promedios diarios para la época de verano se muestran en las figuras 6.3 a 6.6. La precipitación no se reporta porque durante las dos etapas fue nula. La variación de la presión barométrica no fue considerable por lo que se ocupa un valor promedio de 735 mm Hg.

### 6.3 Potencia generada

La potencia total generada por las dos unidades en operación durante las dos etapas de mediciones se presenta en las tablas 6.23 y 6.24. En estas tablas solo se indican los valores de generación cuando cambiaba su valor, por ejemplo el 20 de agosto de 1984 entre las 0 horas y las 3 horas se mantuvo a 375 MW, cambiando a 380 a las 4 horas y manteniéndose este valor hasta las 7 horas. Estos datos fueron proporcionados por la intendencia de operación de la planta.

### 6.4 Batimetría

En la construcción del estanque fue necesario impermeabilizar el fondo con un recubrimiento de arcilla con alto contenido de agua para reducir al mínimo las filtraciones y por tanto reducir el consumo de agua. la compactación de la arcilla se hizo con tractores agrícolas comunes, dividiendo al

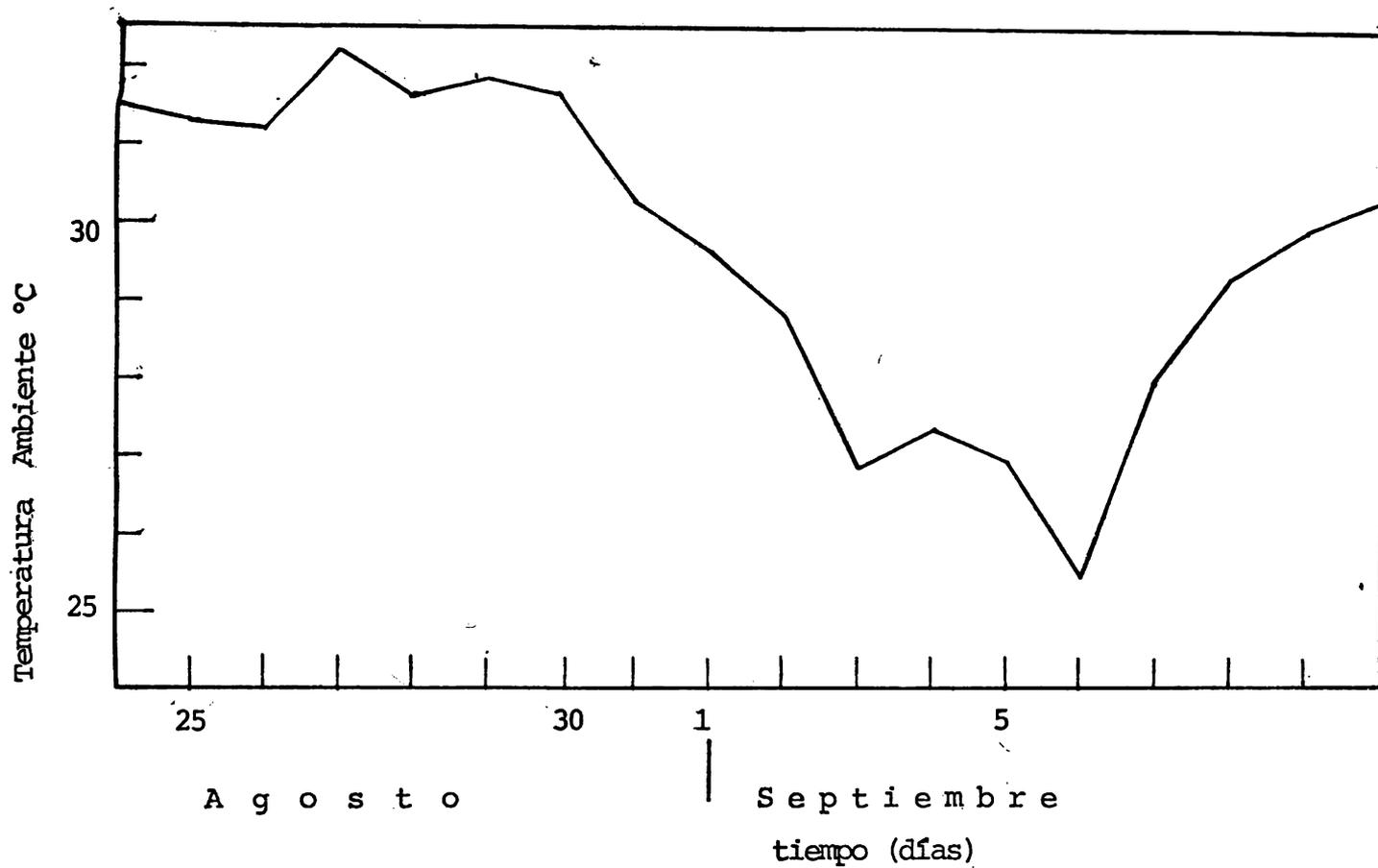


Fig. 6.3 Variación de la temperatura ambiente en promedios diarios.

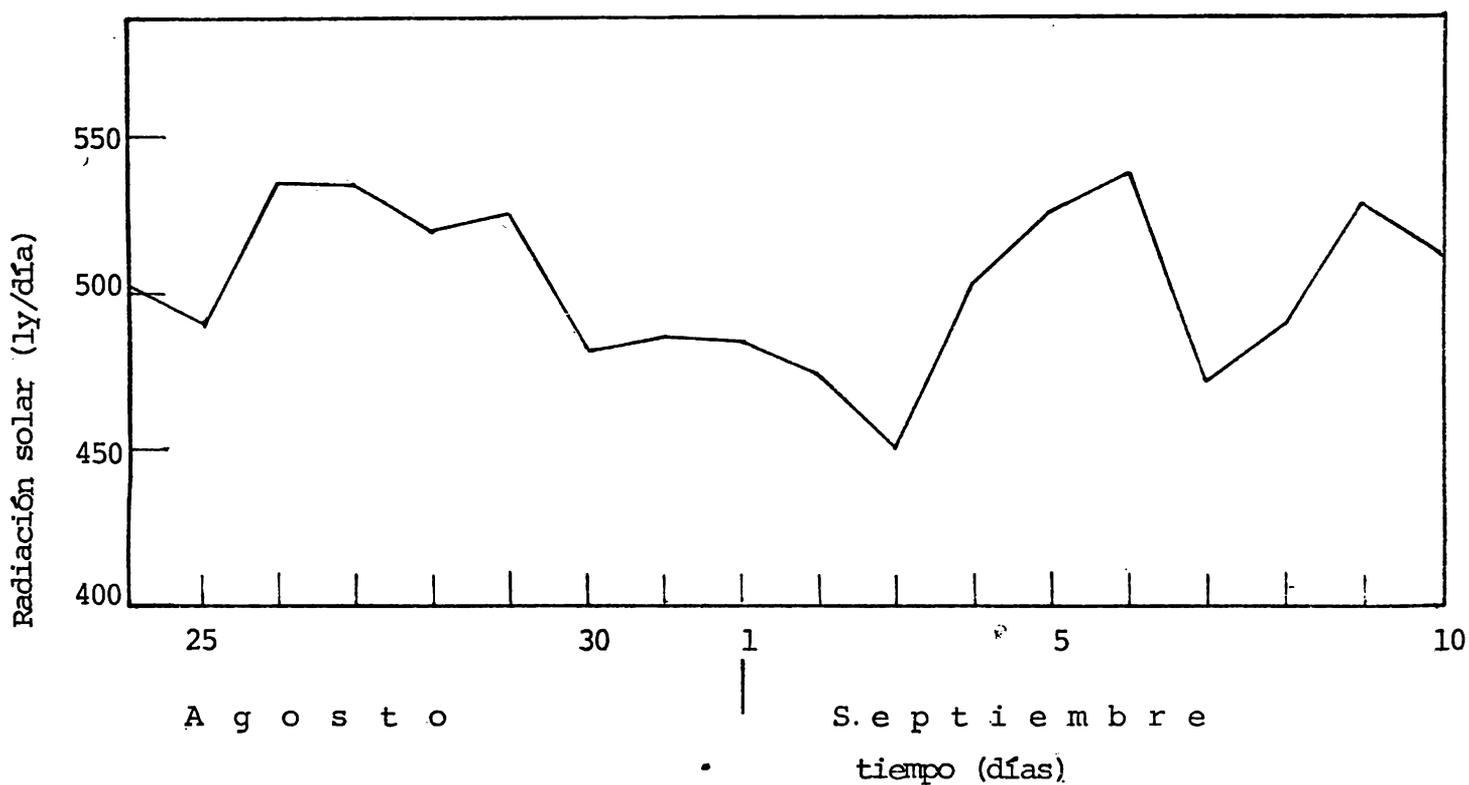


Fig. 6.4. Variación de la radiación solar incidente diaria

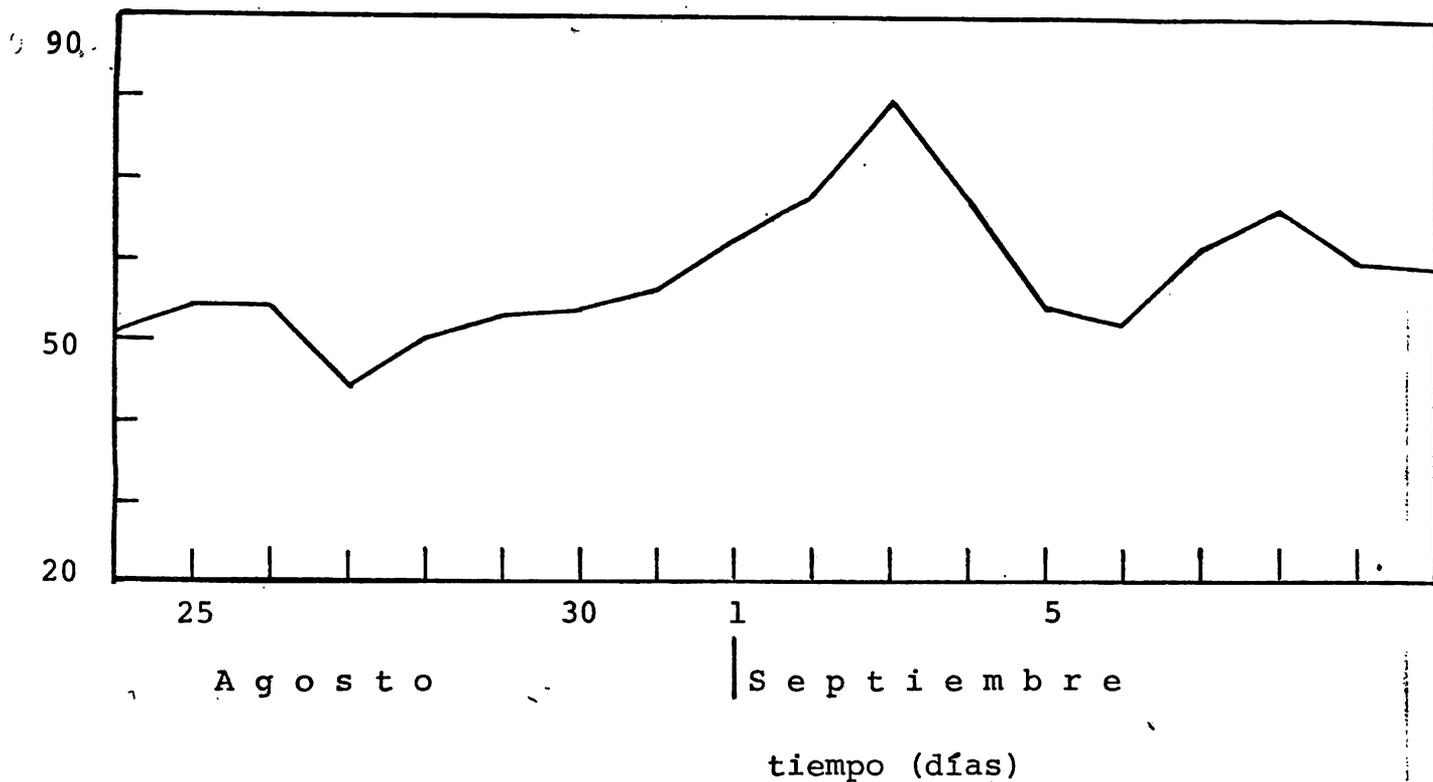


Fig. 6.5. Variación de la humedad relativa en promedio diario

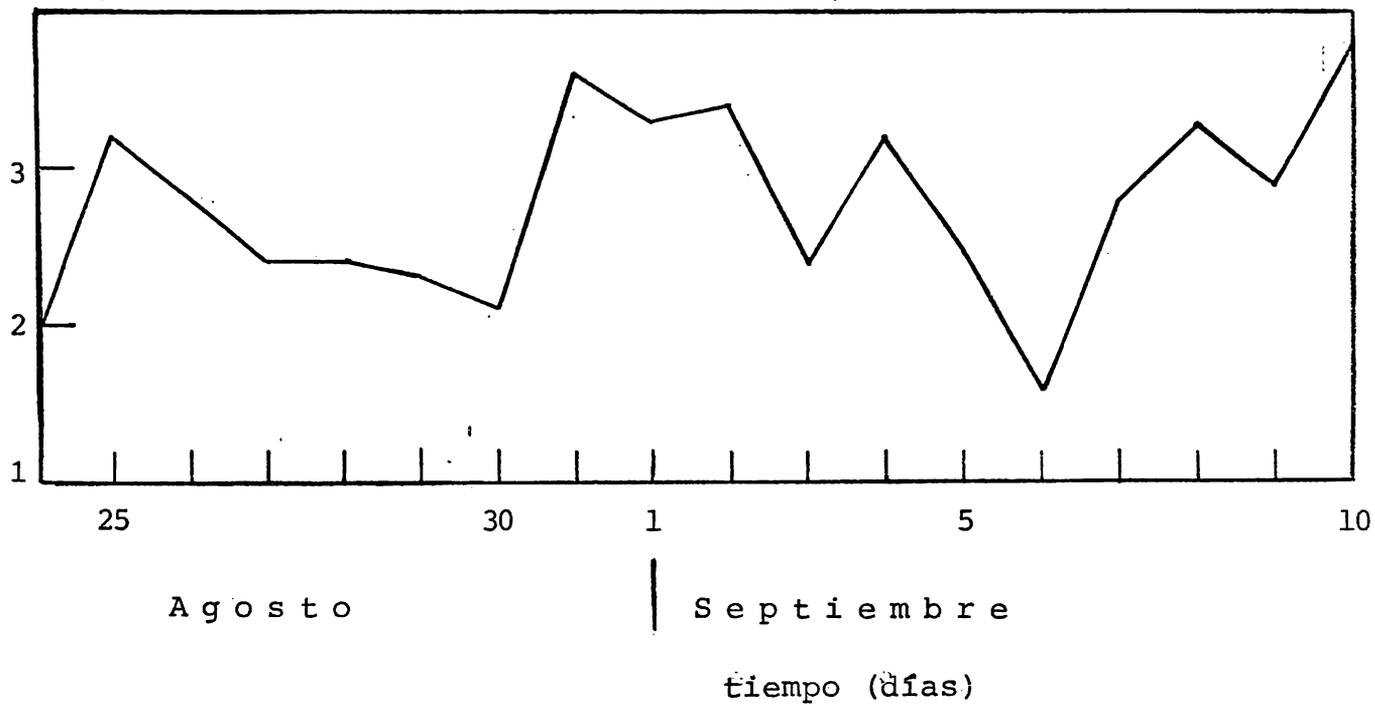


Fig. 6.6. Variación de la velocidad del viento en promedio diario.

estanque en pequeños lotes de 3 hectáreas aproximadamente, quedando limitadas por bordos de arcilla, que con el tiempo se esperaba desaparecerían.

Debido a que no se conocía si los bordos habían sido erosionados por las corrientes existentes en el estanque, se decidió hacer una batimetría en la etapa de mediciones de verano.

Para este objetivo se usó una ecosonda con un sensor de titanato de bario tipo 200 T 5 HAD de la compañía RAYTHEON; como registrador se utilizó un graficador de la misma compañía.

El principio de operación de este sistema para medir la profundidad del agua es el siguiente: se envían señales de sonido a través del agua y se calcula el tiempo requerido con la que viajan las ondas sonoras a una velocidad conocida, tanto de ida como de regreso al fondo del estanque. Si se mide el tiempo entre la transmisión del sonido y la recepción de su eco, la distancia puede ser calculada multiplicando la mitad de este intervalo de tiempo por la velocidad del sonido en el agua.

En la fig 6.7 se muestra los resultados obtenidos al efectuar tres sondeos; estos se realizaron aproximadamente siguiendo una trayectoria a lo largo del estanque, una de ellas con una separación de los diques de unos 30 m, otra con una separación del deflector central de unos 30 m, y la tercera se efectuó por el centro del estanque. Los números que no están encerrados dentro de un círculo indican la profundidad al fondo del estanque en metros, mientras los números dentro de un círculo indican la profundidad a la que se

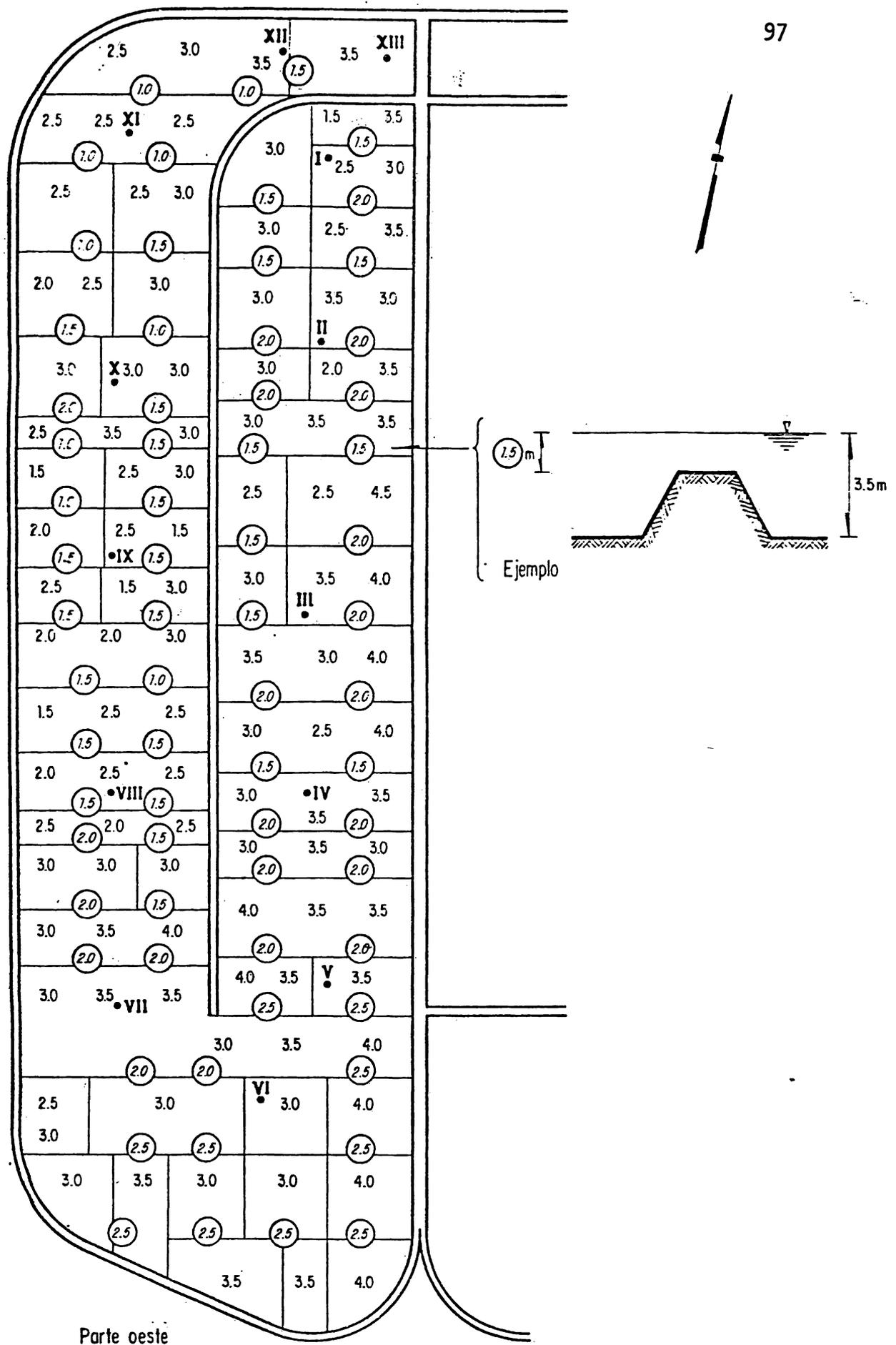


Fig 6.7 Batimetría del estanque de enfriamiento en la parte oeste

encuentran los bordos existentes. Ya que la ecosonda se encuentra colocada en la parte inferior de la lancha, es necesario corregir por el calado de ésta. En la fig 6.7 hay que agregar aproximadamente 0.5 m tanto a los números dentro de un círculo como los que no lo tienen para tener la distancia real a la superficie del estanque.

T E M P E R A T U R A °C - T A B L A 6.1

Fecha: 19-noviembre de 1983

Hora	11:45	11:55	12:12	12:28	12:36	12:46	13:00	13:20
Prof	13	12	11	10	9	8	7	6
0	30.2	30.4	30.0	29.9	29.5	28.5	27.9	27.3
0.5	30.2	30.3	29.9	29.9	29.5	28.5	28.0	27.3
1	30.2	30.3	29.9	29.9	29.5	28.5	28.0	27.4
2	30.2	30.3	29.9	29.9	29.4	28.5	28.1	27.4
3	30.2	30.3	29.9	29.9	29.4	28.5	28.0	27.4
4	30.2	30.3	29.9	29.8	29.4	28.5	28.1	27.4
Fondo > 4	30.2	-	-	-	-	-	28.1	27.4
$\bar{T}$	30.2	30.3	29.9	29.9	29.5	28.5	28.0	27.4

Observaciones: Las mediciones no se continuaron porque el viento era demasiado fuerte. Hubo norte.

$\bar{T}$ : Temperatura promedio vertical

TEMPERATURA °C - TABLA 6.2

Fecha: 20-noviembre de 1983

Hora	8:38	8:45	8:52	8:59	9:09	9:16	9:24	9:30	9:39	9:47	9:54	10:01	10:12
Prof <sup>Pos</sup>	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
0	28.6	28.5	28.5	28.1	27.8	27.6	27.5	26.9	26.1	25.8	25.3	25.0	24.7
0.5	28.6	28.6	28.5	28.2	27.8	27.6	27.6	27.2	26.1	25.8	25.4	25.0	24.8
1.0	28.7	28.6	28.5	28.2	27.8	27.6	27.6	27.2	26.1	25.8	25.4	25.0	24.8
1.5	28.7	28.6	28.6	28.2	27.8	27.7	27.6	27.1	26.1	25.8	25.4	25.0	24.8
2	28.7	28.6	28.6	28.2	27.3	26.9	27.1	27.1	26.1	25.7	25.5	25.0	24.8
2.5	28.7	-	28.6	28.0	27.3	26.9	26.8	26.9	26.1	25.7	25.4	25.0	24.8
3	28.7	28.6	28.6	27.7	-	26.9	26.5	26.7	26.1	25.7	25.4	25.0	24.8
3.5	28.7	-	28.5	27.8	-	26.8	26.4	26.7	26.0	25.7	25.4	25.0	24.8
4	28.7	28.6	28.5	27.7	-	26.8	26.4	26.3	25.9	25.7	25.3	25.0	24.8
4.5	-	-	-	27.7	-	26.8	26.4	26.1	-	25.7	25.2	25.0	24.8
fondo	28.7	28.6	-	27.7	-	-	26.4	26.1	-	25.7	25.2	25.0	24.8
$\bar{T}$	28.7	28.6	28.6	28.0	27.6	27.1	26.9	26.8	26.0	25.7	25.4	25.0	24.8

TEMPERATURA °C - TABLA 6.3

Fecha: 21-noviembre de 1983

Hora	8:51	9:07	8:57	9:03	9:18	9:14	9:22	9:28	9:33	9:49	9:40	9:45	9:59
Pos													
Prof	13	12N	12	12S	11W	11	11E	10	9	8W	8	8E	7W
0	27.5	27.5	27.5	27.5	27.3	27.2	27.4	27.4	27.3	27.2	26.8	26.7	26.6
0.5	-	27.6	27.6	27.5	27.3	27.2	27.5	-	-	27.2	26.8	26.7	26.6
1	27.6	27.6	27.7	27.5	27.3	27.2	27.5	27.5	27.3	27.2	26.8	26.7	26.6
1.5	-	27.6	27.6	27.5	27.3	27.2	27.5	-	-	27.2	26.8	26.7	26.7
2	27.6	27.6	27.6	27.5	27.3	27.2	27.5	27.4	27.4	27.2	26.7	26.7	26.7
2.5	-	-	27.6	-	27.3	-	27.5	-	-	27.1	26.7	26.7	26.7
3	27.6	27.6	27.6	27.5	27.4	27.1	27.5	27.4	27.3	27.0	26.7	26.7	26.6
3.5	-	27.6	27.6	-	-	27.1	-	-	-	27.0	26.7	26.6	26.5
4	27.6	-	-	27.5	27.4	-	27.5	27.3	-	-	26.6	26.6	26.3
fondo	27.6	-	-	27.5	-	-	-	-	-	-	26.6	-	26.2
$\bar{T}$	27.7	27.6	26.6	27.5	27.3	27.2	27.5	27.4	27.3	27.1	26.7	26.7	26.6

TEMPERATURA °C - TABLA 6.3

Fecha: 21-noviembre de 1983

Continuación

Hora	10:04	10:08	11:10	11:15	11:21	11:42	11:47	11:52	11:58	12:02	13:10	12:56	13:04	13:17
Pos														
Prof	7	7E	6N	6	6S	5W	5	5E	4	3	2W	2	2E	1
0	26.4	26.3	26.5	26.5	26.3	26.0	26.2	26.3	25.9	25.8	26.0	26.0	25.9	25.7
0.5	26.5	26.3	26.4	26.4	26.3	25.9	26.0	26.3	-	-	26.0	26.0	25.8	-
1	26.5	26.3	26.1	26.4	26.2	25.7	25.8	26.2	25.7	25.6	25.6	25.9	25.7	25.3
1.5	26.5	26.4	25.8	-	-	25.7	25.7	26.2	-	-	25.3	25.7	25.7	-
2	26.5	26.4	25.7	25.7	25.6	25.7	26.2	25.4	25.2	25.2	25.2	25.6	25.6	25.0
2.5	26.5	26.3	25.7	-	-	25.7	-	-	-	-	25.2	25.5	25.5	-
3	26.5	26.4	25.7	26.1	26.2	25.6	25.7	26.1	25.4	25.2	25.2	25.4	25.5	24.9
3.5	26.5	26.4	-	-	-	25.6	-	-	-	-	25.0	25.3	25.4	-
4	26.4	26.3	25.8	26.0	26.0	25.5	25.6	25.9	25.3	25.2	25.0	25.2	25.4	24.7
fondo	26.1	26.0	25.8	25.9	26.0	25.5	25.5	25.8	25.3	25.2	25.0	25.2	25.4	-
$\bar{T}$	26.4	26.3	25.9	26.2	26.2	25.7	25.8	26.1	25.5	25.4	25.4	25.6	25.6	25.1

T E M P E R A T U R A °C - T A B L A 6.4

Fecha: 24 - Agosto - 1984

HORA	18:30	18:27	18:18	18:12	18:09	18:06	18:02	17:58	17:53	17:48	17:45	17:39	17:26
POS PROF m	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	33.2	33.1	34.5	35.0	35.5	36.4	37.0	37.0	37.6	38.0	38.5	38.8	38.6
0.5	33.2	33.1	34.4	35.0	35.5	36.3	36.9	36.9	37.5	37.9	38.4	38.8	38.5
1	33.1	33.1	34.4	35.0	35.5	36.2	36.9	36.9	37.4	37.9	38.4	38.8	38.5
1.5	33.1	33.1	34.4	35.0	35.5	36.2	36.9	36.9	37.5	37.9	38.4	38.8	38.5
2	33.1	33.1	34.3	35.0	35.5	36.2	36.9	36.9	37.5	38.0	38.4	38.8	38.5
2.5	33.1	33.1	34.4	35.0	-	36.2	36.9	-	37.5	38.0	38.4	-	38.5
3	33.1	33.1	-	-	-	36.2	36.9	-	37.5	-	38.4	-	38.5
3.5	33.0	33.1	-	-	-	36.2	-	-	37.5	-	38.4	-	-
4	33.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
$\bar{T}$	33.1	33.1	34.4	35.0	35.5	36.2	36.9	36.9	37.5	38.0	38.4	38.8	38.5

$\bar{T}$  : promedio vertical

T E M P E R A T U R A °C - T A B L A 6.5

Fecha: 25 - Agosto - 1984

HORA	16:55	17:03	17:10	17:15	17:20	17:25	17:30	17:38	17:43	17:50	17:54	18:00	18:04
POS PROF m	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	35.3	35.4	35.9	36.1	36.4	36.8	37.2	37.5	37.9	38.3	38.4	39.2	39.2
0.5	35.3	35.4	35.9	36.1	36.5	36.9	37.2	37.5	37.9	38.3	38.4	39.2	39.2
1	35.3	35.4	35.9	36.1	36.5	36.9	37.2	37.5	37.9	38.3	38.4	39.2	39.2
1.5	35.3	35.4	35.9	36.1	36.5	36.9	37.2	37.5	37.9	38.3	38.4	39.2	39.2
2	35.3	35.4	35.9	36.1	36.5	36.7	37.2	37.5	-	38.3	38.3	39.2	39.2
2.5	35.3	35.4	35.9	36.1	36.5	36.3	37.2	37.5	-	38.3	38.2	39.2	39.2
3	-	35.4	35.9	36.1	36.4	36.2	37.2	37.5	-	38.3	38.1	39.2	39.2
3.5	-	35.4	35.9	36.1	36.3	36.2	37.2	37.5	-	38.3	38.1	39.2	39.2
4	-	35.4	35.9	36.1	36.2	36.2	37.2	-	-	38.3	-	-	-
	-	35.4	35.9	36.1	36.2	-	-	-	-	-	-	-	-
$\bar{T}$	35.3	35.4	35.9	36.1	36.4	36.6	37.2	37.5	37.9	38.3	38.3	39.2	39.2

T E M P E R A T U R A °C - T A B L A 6.6

Fecha: 26 - Agosto - 1984

HORA	8:00	8:05	8:10	8:23	8:28	8:33	8:38	8:43	8:48	8:52	8:57	9:02	9:07
POS PROF m	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	34.6	34.8	35.1	35.1	35.2	35.4	35.7	36.2	37.0	37.5	37.6	38.2	38.2
0.5	34.6	34.8	35.0	35.1	35.2	35.4	35.7	36.2	37.0	37.5	37.6	38.2	38.2
1	34.6	34.8	35.0	35.1	35.3	35.4	35.7	36.2	37.0	37.5	37.6	38.2	38.2
1.5	34.6	34.8	35.0	35.1	35.3	35.4	35.7	36.2	37.0	37.5	37.6	38.2	38.2
2	34.6	34.8	35.0	35.0	35.2	35.4	35.7	36.2	37.0	37.5	37.6	38.2	38.2
2.5	34.6	34.8	35.0	35.0	35.3	35.4	35.7	36.2	37.0	37.5	37.6	38.2	38.2
3	-	34.8	35.0	35.0	35.2	35.4	35.7	36.2	-	37.3	37.6	38.2	38.2
3.5	-	34.8	35.0	35.0	35.2	35.4	35.7	36.2	-	37.3	-	38.2	38.2
4	-	34.8	35.0	35.0	35.3	35.4	35.7	-	-	37.3	-	-	-
Fondo		34.8	35.0	35.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-
$\bar{T}$	34.6	34.8	35.0	35.0	35.2	35.4	35.7	36.2	37.0	37.4	37.6	38.2	38.2

T E M P E R A T U R A °C - T A B L A 6.7

Fecha: 27 - Agosto - 1984

HORA	12:02	12:07	12:12	12:15	12:19	12:23	12:27	13:05	13:11	13:16	13:20	13:25	13:27
POS PROF m	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	34.6	34.9	35.0	35.2	35.4	36.5	36.6	37.1	37.7	37.9	38.7	39.8	39.7
0.5	34.6	35.0	35.0	35.2	35.4	36.5	36.7	37.1	37.7	37.9	38.7	39.8	39.8
1	34.6	35.0	35.0	35.2	35.4	36.5	36.7	37.1	37.7	37.9	38.4	39.8	39.8
1.5	34.6	34.9	35.0	35.2	35.4	35.8	36.7	37.1	37.7	37.9	38.4	39.8	39.7
2	34.6	34.7	35.0	35.1	35.4	35.6	36.7	37.1	37.7	37.8	38.1	39.8	39.7
2.5	34.6	34.7	35.0	35.1	35.4	35.4	36.6	37.1	37.7	37.8	37.7	39.8	39.7
3	34.6	34.7	35.0	35.1	35.3	35.4	36.4	37.1	37.7	37.7	37.7	39.8	39.7
3.5	-	34.6	35.0	-	35.3	35.3	36.3	37.1	-	37.6	-	39.8	39.7
4	-	34.6	34.9	-	35.3	35.3	36.1	37.1	-	37.6	-	-	39.7
	-	-	34.8	-	35.3	-	36.1	-	-	37.6	-	-	-
$\bar{T}$	34.6	34.8	35.0	35.2	35.4	35.8	36.5	37.1	37.7	37.8	38.2	39.8	39.7

T E M P E R A T U R A °C - T A B L A 6.8

Fecha: 28 - Agosto - 1984

HORA	11:11	11:15	11:20	11:23	11:27	11:31	11:35	11:39	11:43	11:47	11:52	11:56	11:59
POS PROF m	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	34.7	34.7	35.3	35.3	35.6	36.3	36.6	37.1	37.3	37.7	38.2	39.2	39.2
0.5	34.7	34.7	35.3	35.2	35.6	36.3	36.7	36.9	37.3	37.7	38.2	39.2	39.1
1	34.7	34.7	35.2	35.2	35.5	36.3	36.7	36.9	37.3	37.7	38.1	39.2	39.1
1.5	34.7	34.7	35.0	35.1	35.3	36.0	36.7	36.9	37.3	37.6	38.0	39.2	39.1
2	34.7	34.7	34.8	35.0	35.1	35.7	36.7	36.9	37.3	37.4	37.7	39.2	39.1
2.5	34.7	34.6	34.7	35.0	35.1	35.3	36.6	36.9	37.3	37.2	37.4	39.2	39.1
3	-	34.6	34.7	34.9	35.1	35.1	36.3	36.9	37.3	37.2	37.3	39.2	39.0
3.5	-	34.6	34.7	34.9	35.1	-	35.9	36.9	37.3	37.2	37.3	39.1	39.0
4	-	34.6	34.7	-	35.1	-	35.8	-	-	37.2	-	39.0	38.9
fondo	-	34.6	34.5	-	-	-	35.6	-	-	-	-	-	-
$\bar{T}$	34.7	34.7	34.9	35.1	35.3	35.9	36.4	36.9	37.3	37.4	37.8	39.2	39.1

T E M P E R A T U R A °C - T A B L A 6,9

Fecha: 29 - Agosto - 1984

HORA	5:54	6:00	6:04	6:07	6:10	6:14	6:18	6:22	6:30	6:35	6:38	6:48	6:51
POS PROF m	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	35.4	35.1	35.0	35.0	35.3	35.7	36.3	37.1	37.5	37.5	37.6	38.1	38.0
1	35.3	35.1	35.1	35.0	35.3	35.7	36.5	37.1	37.3	37.5	37.6	38.1	38.0
2	35.3	35.1	35.2	35.0	35.3	35.7	36.5	37.0	37.4	37.5	37.6	38.1	38.0
3	35.3	35.1	35.2	35.0	35.3	35.7	36.2	37.1	37.4	37.5	37.6	38.1	38.0
3.5	-	-	-	35.0	-	-	-	36.7	-	-	37.4	-	38.0
4	-	35.1	35.2	-	35.3	35.6	35.6	-	-	37.5	37.4	38.1	-
> 4	-	35.0	35.1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
$\bar{T}$	35.3	35.1	35.1	35.0	35.3	35.7	36.2	37.0	37.4	37.5	37.5	38.1	38.0

T E M P E R A T U R A °C - T A B L A 6.10

Fecha: 30 - Agosto - 1984

HORA	20:32	20:37	20:48	20:52	20:57	21:01	21:04	21:08	21:12	21:16	21:19	21:24	-
POS PROF m	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	35.5	35.7	36.0	36.0	36.0	36.7	37.2	38.0	38.6	39.2	39.3	39.8	-
1	35.5	35.7	36.0	36.1	36.0	36.7	37.2	38.0	38.6	39.2	39.3	39.7	-
2	35.5	35.7	36.0	36.1	36.0	36.7	37.2	38.0	38.6	39.1	39.3	39.7	-
3	35.5	35.6	35.9	36.0	36.0	36.1	36.5	37.9	38.6	38.3	39.3	39.5	-
4	35.5	35.6	35.4	35.5	36.0	36.0	36.1	-	-	-	-	-	-
$\bar{T}$	35.5	35.7	35.9	35.9	36.0	36.4	36.8	38.0	38.6	39.0	39.3	39.7	-

T E M P E R A T U R A °C - T A B L A 6.11

Fecha: 31 - Agosto - 1984

HORA	15:56	16:00	16:04	16:07	16:10	16:13	16:17	16:20	16:23	16:26	16:30	16:35	16:38
POS PROF m	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	35.5	35.5	35.7	35.9	36.2	36.6	37.0	37.4	38.1	38.6	38.9	39.4	39.3
1	35.5	35.5	35.7	35.9	36.2	36.6	37.0	37.4	38.1	38.6	38.9	39.4	39.3
2	35.5	35.5	35.7	35.9	36.2	36.6	37.0	37.4	38.1	38.6	38.9	39.4	39.3
3	35.5	35.5	35.7	35.9	36.0	35.9	37.0	37.4	38.1	38.4	38.6	39.4	39.3
4	-	35.5	35.6	-	35.8	35.8	36.2	-	-	38.0	-	-	-
$\bar{T}$	35.5	35.5	35.7	35.9	36.1	36.3	36.8	37.4	38.1	38.4	38.8	39.4	39.3

T E M P E R A T U R A °C - T A B L A 6.12

Fecha: 3 - Sept. - 1984

HORA	13:26	13:28	13:32	13:37	13:39	13:43	13:46	13:50	13:53	14:01	13:57	14:06	14:08
POS PROF m	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	34.4	34.7	34.9	35.1	35.4	35.9	36.2	36.8	37.2	37.6	37.8	38.4	38.5
1	34.3	34.6	34.9	35.1	35.4	35.9	36.2	36.8	37.2	37.6	37.8	38.4	38.5
2	34.3	34.6	34.9	35.1	35.2	35.5	36.2	36.8	37.2	37.5	37.8	38.4	38.5
3	34.2	34.5	34.8	35.0	35.1	35.5	36.1	36.8	37.2	37.2	37.6	38.4	38.5
4	34.2	34.5	34.7	35.0	35.1	35.5	35.5	36.8	-	-	37.4	38.4	38.5
$\bar{T}$	34.3	34.6	34.8	35.1	35.2	35.7	36.0	36.8	37.2	37.5	37.7	38.4	38.5

T E M P E R A T U R A ° C - T A B L A 6.13

Fecha: 4 - Sept. - 1984

HORA	9:04	9:08	9:11	9:14	9:17	9:21	9:25	9:29	9:32	9:35	9:39	9:45	9:47
POS PROF m	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	33.6	33.6	34.1	34.3	34.5	34.9	35.5	36.1	36.4	36.5	36.9	37.2	37.2
1	33.6	33.6	34.1	34.3	34.5	34.9	35.5	36.1	36.4	36.5	36.9	37.2	37.2
2	33.6	33.6	34.1	34.3	34.5	34.9	35.5	36.1	36.4	36.5	36.9	37.2	37.2
3	33.6	33.6	34.1	34.2	34.5	34.9	35.5	36.1	36.4	36.5	36.9	37.2	37.2
4	-	33.6	34.1	34.2	34.5	34.8	35.5	-	-	-	-	37.2	37.2
$\bar{T}$	33.6	33.6	34.1	34.3	34.5	34.9	35.5	36.1	36.4	36.5	36.9	37.2	37.2

T E M P E R A T U R A °C - T A B L A 6.14

Fecha: 5 - Sept. - 1984

HORA	9:52	9:56	10:00	10:02	10:06	10:09	10:13	10:17	10:20	10:24	10:28	10:35	10:37
POS PROF m	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	33.2	33.4	33.9	34.0	34.4	34.7	35.0	35.5	35.8	36.1	36.7	37.8	37.7
1	33.1	33.4	33.9	34.0	34.4	34.7	34.9	35.5	35.8	36.1	36.7	37.7	37.7
2	33.1	33.4	33.9	34.0	34.2	34.7	34.9	35.5	35.8	35.7	36.7	37.7	37.7
3	33.1	33.4	33.8	33.9	34.2	34.3	34.9	35.5	35.8	35.6	36.6	37.7	37.7
4	-	33.3	33.7	33.9	34.2	34.3	34.9	-	-	35.6	-	37.7	37.7
$\bar{T}$	33.1	33.4	33.8	34.0	34.3	34.5	34.9	35.5	35.8	35.8	36.7	37.7	37.7

T E M P E R A T U R A °C - T A B L A 6.15

Fecha: 6 - Sept. - 1984

HORA	12:02	11:40	11:50	11:30	11:04	11:15	10:45	10:15	10:30	12:16	12:30	12:42	13:03	13:25	13:36	13:48	14:00	14:14	14:25
POS PROF m	1W	1	1E	2W	2	2E	3W	3	3E	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	33.6	33.3	33.4	33.7	33.5	33.5	33.8	33.7	33.7	34.4	34.5	35.0	35.6	35.9	36.8	37.2	37.6	38.3	38.4
1	33.5	33.3	33.3	33.6	33.5	33.5	33.8	33.7	33.7	34.3	34.5	35.0	35.6	35.9	36.4	37.1	37.5	38.3	38.4
2	33.4	33.2	33.3	33.6	33.4	33.4	33.8	33.7	33.6	34.2	34.3	34.8	35.4	35.9	36.4	36.4	37.5	38.3	38.4
3	33.3	-	33.1	33.5	33.3	33.4	33.8	33.5	33.5	34.1	34.2	34.2	35.0	35.8	-	36.2	36.2	38.3	38.2
4	33.2	-	33.0	33.4	33.3	-	33.8	33.4	33.4	33.9	34.1	34.1	34.9	-	-	36.1	36.1	38.3	38.1
$\bar{T}$	33.4	33.3	33.2	33.6	33.4	33.4	33.8	33.6	33.6	34.2	34.3	34.6	35.3	35.9	36.5	36.6	37.0	38.3	38.3

T E M P E R A T U R A ° C - T A B L A 6.16

Fecha: 7 - Sept. - 1984

HORA	11:35	11:39	11:41	11:44	11:47	11:50	11:53	11:55	11:58	12:01	12:05	12:09	12:11
POS PROF m	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	33.0	33.3	33.8	33.9	34.3	34.8	35.0	35.3	35.4	35.8	36.8	37.2	37.2
1	32.9	33.3	33.7	33.9	34.3	34.8	35.0	35.3	35.4	35.8	36.8	37.2	37.2
2	32.9	33.3	33.7	33.9	34.3	34.5	35.0	35.3	35.4	35.6	36.7	37.2	37.2
3	32.9	33.3	33.6	33.8	34.1	34.1	35.0	35.3	35.4	35.5	35.7	37.2	37.1
4	-	33.2	33.5	-	33.9	34.0	35.0	-	-	35.4	-	-	-
T	32.9	33.3	33.7	33.9	34.2	34.4	35.0	35.3	35.4	35.6	36.5	37.2	37.2

T E M P E R A T U R A °C - T A B L A 6.17

Fecha: 8 - Sept. - 1984

HORA	15:11	15:15	15:19	15:22	15:24	15:28	15:31	15:34	15:37	15:39	15:43	15:46	15:48
POS PROF m	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	33.3	33.3	33.9	34.1	34.4	34.6	35.1	35.4	35.6	36.0	36.5	37.0	37.1
1	33.2	33.3	33.9	34.0	34.4	34.6	35.1	35.4	35.6	36.0	36.5	37.0	37.1
2	33.1	33.3	33.8	34.0	34.4	34.5	35.1	35.4	35.6	36.0	36.3	37.0	37.1
3	33.1	33.3	33.8	34.0	34.3	34.4	35.1	35.4	35.6	36.0	36.1	37.0	37.1
4	-	33.3	33.8	34.0	34.2	-	35.0	-	-	36.0	-		37.1
$\bar{T}$	33.2	33.3	33.8	34.0	34.3	34.5	35.1	35.4	35.6	36.0	36.4	37.0	37.1

T E M P E R A T U R A °C - T A B L A 6.18

Fecha: 9 - Sept. - 1984

HORA	9:25	9:30	9:33	9:35	9:37	9:40	9:42	9:45	9:47	9:50	9:53	9:56	9:58
POS PROF m	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	32.5	32.8	32.9	33.0	33.3	33.8	34.1	34.6	34.5	34.1	34.3	34.9	34.7
1	32.5	32.8	32.9	33.0	33.3	33.7	34.1	34.6	34.5	34.1	34.3	34.9	34.7
2	32.5	32.8	32.9	33.0	33.3	33.7	34.1	34.6	34.5	34.1	34.2	34.9	34.7
3	32.5	32.7	32.9	33.0	33.3	33.3	34.1	34.6	34.5	34.1	34.2	34.9	34.7
4	-	32.7	32.9	-	33.3	33.2	34.0	-	-	34.1	-	34.9	-
$\bar{T}$	32.5	32.8	32.9	33.0	33.3	33.5	34.1	34.6	34.5	34.1	34.3	34.9	34.7

Nota. a las 8.25 horas se puso fuera de servicio una de las bombas de agua de circulación de la unidad 2 y a las 20:10 se puso en servicio nuevamente.

T E M P E R A T U R A °C - T A B L A 6.19

Fecha: 10 - Sept. - 1984

HORA	3:32	3:36	3:41	3:44	3:48	3:50	3:53	3:56	4:00	4:03	4:06	4:11	-
POS PROF m	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0	32.1	32.7	32.9	32.8	33.0	33.2	33.3	33.5	33.8	34.6	36.0	36.9	-
1	32.1	32.7	32.9	32.8	33.0	33.2	33.3	33.5	33.8	34.6	36.0	36.9	-
2	32.1	32.7	32.9	32.8	33.0	33.2	33.3	33.5	33.8	34.6	36.0	36.8	-
3	32.1	32.7	32.9	32.8	33.0	33.2	33.2	33.5	33.8	34.6	35.6	36.8	-
4	-	32.6	32.9	32.8	33.0	33.2	33.2	-	-	34.6	-	36.6	-
$\bar{T}$	32.1	32.7	32.9	32.8	33.0	33.2	33.3	33.5	33.8	34.6	35.9	36.8	-

T E M P E R A T U R A ° C - T A B L A 6.20

ESTANQUE SECCION. ESTE (SIN OPERACION)

Fecha: 7 - Sept. - 1984

HORA	10:31	10:41	11:10	11:15
POS PROF m	6'	7'	Toma	Descarga Parte Sur
0	27.2	27.5	30.2	28.8
0.5	27.1	27.5	30.2	28.5
1	27.1	27.4	29.1	27.9
1.5	27.1	27.4	28.4	27.7
2	27.1	27.4	28.3	27.7
2.5	27.1	27.3	28.3	27.6
3	27.0	27.3	28.3	27.5
3.5	27.0	27.2		27.5
4	27.0	27.2		
4.5	27.0	27.2		
5	26.9			
5.5	26.9			
6	26.9			

Las temperaturas en la zona de toma y descarga son mayores a las del resto del estanque, ya que las compuertas que separan a la sección que está en operación de la que no lo está, no son herméticas.

Tabla 6.21 Temperatura en la descarga (punto B) y en la toma (punto A) de la Fig. 6.1

Fecha	hora	Temperatura toma y descarga	
		Temperatura °C	
		Descarga	Toma
24-Ag	9	39.6	-
	10	39.6	36.3
	11	39.2	-
	12	39.2	-
	13	39.2	-
	14	39.3	-
	15	40.0	-
	16	40.2	35.4
	17	40.2	-
25-Ag	7	39.3	34.2
	8	38.8	-
	9	38.8	-
	10	38.6	34.8
	14:25	38.9	34.6
	20:25	38.6	35.0
26-Ag	7:12	38.9	34.4
	9:50	38.5	34.6
27-Ag	9:22	37.8	34.0
	17:50	39.4	35.3
	21:15	39.5	34.8
	23:45	39.1	34.8
28-Ag	9:34	37.9	33.9
	14:50	39.1	34.9
	17:10	39.3	35.3
29-Ag	0:00	-	34.9
	2:00	-	34.6
	4:00	-	34.5

Tabla 6.21 Continuación.

Fecha	hora	Temperatura °C	
		Descarga	Toma
29- Ag	5:23	38.2	34.0
	7:21	38.2	33.9
	10:07	38.9	34.2
	15:16	39.8	35.4
	18:52	40.1	35.1
	21:27	40.4	35.3
30- Ag	9:30	38.9	34.4
	12:15	39.6	35.3
	16:00	40.1	35.6
	20:00	39.8	35.0
	22:10	39.7	35.2
31- Ag	8:00	38.6	34.6
	17:20	39.3	35.1
	20:22	39.1	34.9
1 Sept.	8:15	38.7	34.1
	14:45	39.4	35.2
	16:43	39.1	34.7
2 Sept.	5:45	-	33.9
3 Sept.	5:45	38.8	33.8
	8:30	38.5	33.9
	9:54	38.1	33.8
	15:00	38.8	34.4
	17:20	39.2	34.2
	21:14	39.1	34.0
	23:06	38.9	33.6

Tabla 6.21 Continuación

Fecha	Hora	Temperatura	
		Descarga	Toma
4 Sept.	2:36	38.3	34.1
	8:11	38.1	33.3
	10:25	38.3	33.3
	16:22	38.2	33.8
	20:45	38.2	33.3
5 Sept.	8:10	37.7	32.8
	12:45	38.7	33.3
	13:00	38.9	33.3
	14:30	38.5	33.4
	16:25	37.8	33.8
	20:42	38.3	33.7
6 Sept.	8:00	37.9	32.7
	15:27	39.2	34.3
7 Sept.	8:09	37.4	33.0
	12:47	37.9	33.4
8 Sept.	11:10	38.4	32.9
9 Sept.	10:30	36.7	32.5
10 Sept.	3:00	37.1	32.1
	4:30	37.1	32.1
	13:00	38.2	32.5
	16:38	38.1	32.9
11 Sept.	9:30	37.1	30.9

6.22 Temperaturas en la toma. Datos suministrados para el cuarto de control de la planta.

TEMPERATURA °C

DIA HORA	AGOSTO			SEPTIEMBRE					
	29	30	31	1	2	3	4	5	6
0		34.9	35.1	34.4	33.9	33.9	33.9	33.5	33.3
2		34.8	34.9	34.1	33.9	33.8	33.8	33.3	33.1
4		34.4	34.8	34	33.8	33.9	33.8	33.3	33
6		34.3	34.6	34	33.6	33.8	33.6	33.5	32.9
8		34.3	34.5	33.9	33.6	33.8	33.5	33	32.8
10	34.3	34.5	34.5	34.3	33.8	33.8	33.5	33.3	32.9
12	34.5	35	34.8	34.3	34	33.9	33.6	33.4	33.1
14	35.1	35.5	35	34.5	34.4	34.1	33.8	33.6	33.8
16	35.3	35.6	35.1	34.6	34.6	34.4	33.8	34	34.1
18	35.1	35.5	35	34.9	34.5	34.4	33.8	33.9	34
20	35	35.4	34.9	34.5	34.3	34.1	33.6	33.6	33.9
22	35	35.4	34.9	34.1	34.3	34	33.5	33.6	

TABLA 6.23

GENERACION			MW		
FECHA	HORA	GEN. TOT. MW	FECHA	HORA	GEN. TOT. MW
18-Nov.	13	290		11	280
	16	295		12	310
	18	300		13	315
	21	295		15	332
	22	300		16	305
19-Nov.	0	295		18	355
	1	290		19	450
	3	295	21-Nov.	0	450
	6	300		1	300
	8	290		3	310
	15	295		4	205
	16	300		6	300
	18	455		10	295
	19	450		14	300
	21	445		20	400
20-Nov.	0	440		21	435
	1	300		22	440
	2	290		23	450
	3	295	22-Nov.	0	450
	4	300		1	440
	6	310		2	450
	7	300		7	460
	10	305		8	450
				18	460

TABLA 6.24

GENERACION MW								
FECHA	HORA	GEN. TOT.	FECHA	HORA	GEN. TOT.	FECHA	HORA	GEN. TOT.
		MW			MW			MW
20-Ag	00	375		16	480	27-Ag	00	380
	04	380		22	490		01	375
	08	383	24-Ag	00	385		02	380
	09	480		01	375		03	375
	12	290		08	440		04	380
	13	440		16	485		08	375
	18	435		20	450		12	485
	19	295		21	445		16	480
	20	480		22	490		18	485
	22	485		23	485		22	480
	23	260	25-Ag	00	480	28-Ag	00	375
21-Ag	00	335		01	375		01	370
	03	340		09	370		02	375
	04	339		16	385		08	380
	05	335		17	384		10	480
	07	338		18	380		11	465
	08	435		19	385		13	480
	13	430		21	380		16	410
	14	435	26-Ag	00	385		17	430
	19	440		03	390		18	480
	20	480		05	385	29-Ag	00	375
	21	485		07	390		05	380
22-Ag	00	485		08	395		07	375
	01	375		09	375		08	390
	03	380		11	370		09	415
	07	385		14	375		10	225
	08	480		16	385		11	480
23-Ag	00	405		18	378		13	485
	01	375		19	380		15	480
	03	380		20	375		16	490
	08	480		22	370		17	485
	15	485		23	375	30-Ag	00	475

TABLA 6.24 Continuación.

			GENERACION MW					
FECHA	HORA	GEN. TOT. MW	FECHA	HORA	GEN. TOT. MW	FECHA	HORA	GEN. TOT. MW
	01	370		09	385		09	445
	02	375		10	445		10	450
	04	380		11	450		11	445
	05	370		12	445		15	450
	06	375		13	450		20	455
	10	480	4-Sept	00	375	8-Sept	00	370
	20	485		08	380		07	375
	21	480		09	385		12	380
	22	485		10	450		13	370
31-Ag	00	375		13	445		19	450
	08	205		16	450		21	445
	09	485		20	445		23	390
	10	480		23	450	9-Sept	00	365
	11	485	5-Sept	00	375		01	225
	13	480		08	380		09	220
	15	460		09	485		10	190
	16	450		10	480		11	185
	20	485		15	375		13	190
1-Sept	00	485		19	380		20	195
	23	485		20	460		21	190
2-Sept	00	485	6-Sept	00	375	10-Sept	00	185
	01	370		07	370		01	265
	02	365		08	375		02	317
	07	370		10	480		03	345
	09	480		18	445		09	225
	10	485		19	480		10	380
	16	375		21	470		12	440
	18	370		22	430		13	450
	20	365	7-Sept	00	380		20	485
3-Sept	00	380		01	375	11-Sept	00	375
	01	385		02	380			
	03	380		06	385			

## 7. RESULTADOS

### 7.1 Condiciones de operación

Durante las dos campañas de mediciones la central termoeléctrica de Río Escondido funcionó con dos unidades, de 300 MW cada una. Para el enfriamiento de estas se ocupa la parte oeste del estanque, la cual tiene un área de  $1.5 * 10^6 \text{ m}^2$  con un ancho promedio de 375 m. El agua de circulación de cada unidad es manejada por dos bombas. El gasto suministrado por cada bomba es de  $6 \text{ m}^3/\text{s}$  aproximadamente. El incremento esperado de temperatura en los condensadores es de  $8 \text{ }^\circ\text{C}$  al 100% de carga.

El nivel del suelo sobre el cual se encuentra el estanque no es uniforme, habiendo variaciones hasta de 0.5 m, por lo que para el análisis se ocupa el tirante reportado para la obra de toma. En la etapa de otoño (19-21 de noviembre de 1983) el tirante fue de 4.5 m aproximadamente. Durante la

etapa de verano (24 de agosto al 10 de septiembre de 1984) el estanque presentó un nivel menor, debido a una baja del nivel freático de los pozos que lo alimentaban. El tirante en la toma fue de 4 m y su variación en esta temporada se muestra en la figura 7.1. A partir de septiembre de 1984 este tirante se incrementó debido a que se le empezó a bombear agua del Río Bravo mediante el acueducto especialmente construido para abastecer al estanque.

Durante la campaña de verano, la unidad número 3 se encontraba en etapa de pruebas, por lo que una de sus bombas de agua de circulación estuvo operando. Debido a esto, el flujo de agua al estanque fue mayor que durante la etapa de otoño, ya que estuvieron trabajando 5 bombas en lugar de 4. La potencia generada por la unidad 3 varió de cero a 30 MW, por lo que para el análisis no se le tomó en cuenta y solo se considera que la bomba de la unidad 3 pasaba agua fría de la toma hacia la descarga.

Hacia fines de la campaña de mediciones en el verano, el día 9 de septiembre de 1984 a las 8:25 horas, se puso fuera de servicio una de las bombas de agua de circulación de la unidad 2 y a las 20:10 horas se puso en servicio nuevamente, lo cual se tomó en cuenta en los modelos al realizarse el análisis.

### 7.3 Clasificación del estanque

Para los diferentes análisis efectuados, el incremento de temperatura en el condensador se relacionó de manera directa con la potencia generada por la central. Esto se hizo, ya que el incremento de temperatura en cada condensa-

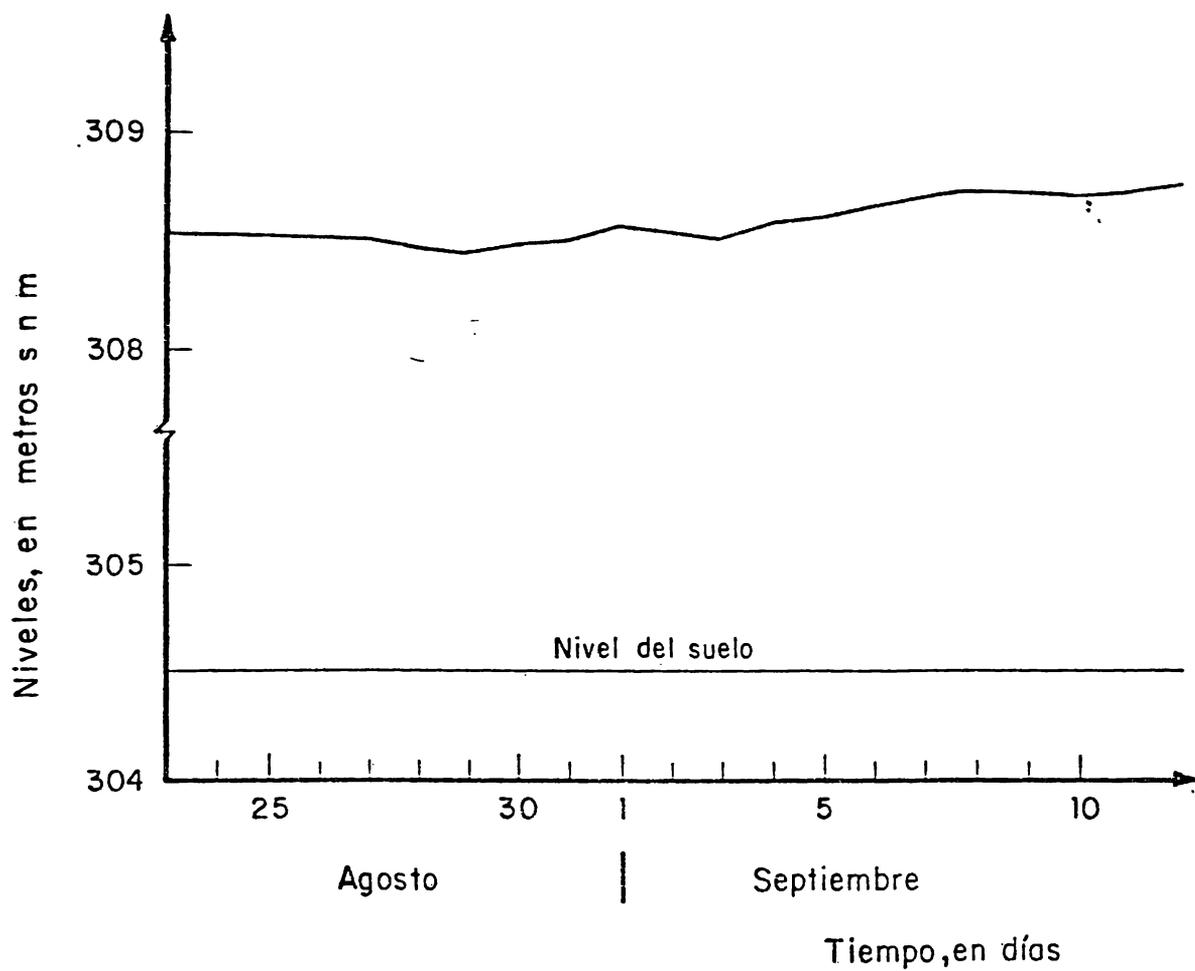


Fig 7.1 Niveles del estanque oeste, en la obra de toma

dor es diferente puesto que la generación de las dos unidades operando también lo es. Esta consideración implicará un ligero error, ya que cuando la carga es menor de 100%, la eficiencia de las unidades también es menor, ocasionando una carga térmica mayor en el condensador y consecuentemente un incremento de temperatura mayor. Este error que es del orden del 1 al 2% implica una subestimación de los resultados de los modelos, por lo que para los fines de evaluarlos se puede omitir.

El número de pond P que interviene en el modelo se puede estimar para diferentes incrementos de temperatura, ocupando los parámetros siguientes

$$Q_o = 24 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (otoño)} \text{ y } 30 \text{ m}^3/\text{s} \text{ (verano)}$$

$$Dy = 1.3$$

$$L = 4 * 10^3 \text{ m}$$

$$W = 375$$

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

$$\Delta\rho_o/\rho_o = 0.0003 \Delta T$$

$$H_p = 4.5 \text{ m (otoño)} \text{ y } 4 \text{ m (verano)}$$

asi se tiene que el espesor de la capa caliente  $h_s$  es

$$h_s = \left( \frac{1}{400} \frac{Q_o^2 * 1.3^3 * 4 * 10^3}{0.0003 \Delta T * 9.8 * 375^2} \right)^{1/4} = \left( \frac{0.053 Q_o^2}{\Delta T} \right)^{1/4}$$

por consiguiente para otoño se tiene

Pot. generada	$\Delta T$	hs	P (hs/Hp)	H
MW	$^{\circ}\text{C}$	m		m
600	8	1.4	0.31	2.95
450	6	1.48	0.33	2.99
400	5.3	1.55	0.34	3.02
300	4	1.66	0.37	3.08
225	3	1.79	0.40	3.14
150	2	2.04	0.45	3.27

y para verano, al considerar los  $30 \text{ m}^3/\text{s}$ , se tiene

Pot. generada	$\Delta T$	hs	P (hs/Hp)	H
MW	$^{\circ}\text{C}$	m		m
600	6.4	1.65	0.41	2.83
450	4.8	1.78	0.44	2.89
400	4.3	1.82	0.46	2.91
300	3.2	1.96	0.49	2.98
225	2.4	2.11	0.53	3.06
150	1.6	2.33	0.58	3.17

De acuerdo con los valores calculados el estanque queda clasificado como somero parcialmente mezclado, pero de las mediciones de temperatura [40, 41, 42] se pudo apreciar que el estanque presenta un mezclado vertical completo, es decir la temperatura no varía con la profundidad, a excepción de las regiones de las boyas 6, 7 y 11 donde se presenta una estratificación ligera del orden de 1 a  $1.5^{\circ}\text{C}$  y sólo en algunas ocasiones.

Por lo expuesto, puede decirse que en este caso el número de pond no predice adecuadamente la estructura térmica del estanque, ya que el estanque en general no presenta estratificación. La causa de que al evaluar el número de pond, no de los valores esperados acorde con lo medido puede deberse al hecho de que los bordos que hay en el estanque inhiban la formación de las dos capas, debido a que las corrientes se mezclen en donde se encuentran los bordos.

Puesto que el estanque operó con mezcla vertical completa, se concluye que en el modelo debe ocuparse  $Dv = 1$ , y como profundidad de flujo el tirante del estanque.

### 7.3 Modelo en estado estacionario

Para la aplicación del modelo en estado estacionario se hace un promedio, a diferentes lapsos, de la potencia generada por la planta, así como de los parámetros meteorológicos y de las temperaturas medidas en el estanque.

Para un estanque en operación el intervalo de tiempo más recomendable para obtener los promedios es igual al tiempo de residencia  $T_R$  {3}. Este argumento es válido ya que de esta manera el agua que entra al estanque está en contacto con las condiciones meteorológicas de ese periodo, y después del cual sale del estanque. El tiempo de residencia en otoño fue de 78 horas y en verano de 56 horas. Por otra parte, puesto que  $T_R$  tiene un número de horas diferente al de días completos, es conveniente ajustarlo a días completos, ya que de esta manera se evita la influencia que se tendría como energía adicional o faltante en el modelo al tomarse las horas que sobran como

parte de un día o parte de una noche. Por consiguiente se ocupan promedios de 72 horas para otoño y de 48 horas para verano que son 3 y 2 días completos respectivamente.

Como el estanque se encuentra mezclado verticalmente la ecuación que debe resolverse es

$$U \frac{dT}{dx} = E_L \frac{d^2 T}{dx^2} - \frac{\phi_n}{\rho C_p H_p} \quad (5.6)$$

con condiciones de frontera

$$x = 0 \quad T_c = T - \frac{E_L}{U} \frac{dT}{dx} \quad (5.9)$$

$$x = L \quad \frac{E_L}{U} \frac{dT}{dx} = 0 \quad (5.10)$$

teniéndose además la relación para un sistema cerrado de enfriamiento

$$T_c = T_L + \Delta T$$

Puesto que la condición de frontera inicial presenta una discontinuidad para valores finitos de  $E_L$ , la evaluación de esta condición se realiza especificando la temperatura de descarga  $T_c$  en la frontera, es decir  $T_c = T|_{x=0}$  y el lado derecho de la ecuación (5.9) se aplica a un nodo dentro del estanque. Esta consideración se debe a que físicamente en la entrada del estanque existe una zona de ajuste ocasionada por el alto gasto de descarga.

La solución numérica se realiza mediante la representación en diferencias finitas de la ecuación (5.6), y resolviendo del final hacia el inicio, siendo la ecuación recursiva

$$T(i-1) = \frac{2T(i) + (\alpha - 1)T(i+1) + \beta(i)}{(1 + \alpha)} \quad (7.1)$$

con

$$\alpha = \frac{U \Delta x}{2 E_L} \quad (7.2)$$

$\Delta x$  = incremento de distancia

$$= L/N$$

$$\beta(i) = \frac{2 \alpha \phi_n(i) \Delta x}{\rho C_p H_p U} \quad (7.3)$$

$\phi_n(i)$  =  $\phi_n$  evaluado en el punto  $i$

$N$  : número de incrementos en la distancia

La condición de frontera en  $x = L$  se ocupa haciendo  $T(N) = T(N+1)$ , porque se tiene un esquema explícito.

Al inicio del estanque se tienen dos opciones, la primera es ocupar la ecuación de frontera tal como está, pero aplicada al nodo, es decir

$$T(0) = T(1) - \frac{E_L}{U} \frac{T(2) - T(1)}{\Delta x}$$

quedando

$$T(0) = \frac{(1 + 2\alpha) T(1) - T(2)}{2 \alpha} \quad (7.4)$$

o la segunda opción que es más formal desde el punto de vista matemático [45, 46], que consiste en sustituir en la ecuación general la condición de frontera, mediante una expansión en series de Taylor, de la siguiente manera

$$T(i+1) = T(i) + \left. \frac{dT}{dx} \right|_i \Delta x + \left. \frac{d^2T}{dx^2} \right|_i \frac{\Delta x^2}{2}$$

de donde

$$\left. \frac{d^2T}{dx^2} \right|_i = \frac{2}{\Delta x^2} (T(i+1) - T(i) - \left. \frac{dT}{dx} \right|_i \Delta x) \quad (7.5)$$

obteniendo de la ecuación (5.9)

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{i=1} = \frac{U}{E_L} (T(1) - T(0)) \quad (7.6)$$

sustituyendo en la ecuación (7.5) para  $i=1$  y posteriormente las ecuaciones (7.5) y (7.6) en la ecuación (5.6) para  $i=1$ , se tiene

$$T(0) = \frac{(1 + 2\alpha + 2\alpha^2) T(1) - T(2) + (\beta(1)/2)}{(2\alpha + 2\alpha^2)} \quad (7.7)$$

Al usar la ecuación (7.4) o la (7.7) se obtienen resultados semejantes.

El método de solución se inicia suponiendo un valor de temperatura en la toma  $\{T(N)\}$  y en forma explícita inversa se aplica la ecuación (7.1) hasta obtener  $T(1)$ ; posteriormente se ocupa la ecuación (7.4) o (7.7) obteniendo

$T(0)$ , y se calcula la diferencia  $T(0) - T(N)$ , si no coincide con el  $\Delta T$  del condensador se supone otra  $T(N)$  mediante

$$T(N) = T(N) - \{T(0) - T(N) - \Delta T\} 0.5 \quad (7.8)$$

### 7.3.1 Resultados para Otoño

Los promedios se hacen en un intervalo de 3 días, en particular del 19 al 21 de noviembre de 1983. Durante este lapso la generación promedio fue de 331 MW, lo cual implica un  $\Delta T$  en el condensador de 4.4 °C.

La figura 7.2 muestra la curva que predice el modelo ocupando  $Dv = 1$ , comparada con las temperaturas medidas. Se puede observar que el modelo predice temperaturas ligeramente menores que las medidas, existiendo la mayor diferencia de 1°C en los primeros 2000 m. Las diferencias en la región de  $x > 2000$  m son menores, presentándose una discrepancia de aproximadamente 0.2 °C cerca de la obra de toma, por lo que puede decirse que con este modelo se obtiene una buena aproximación.

Un parámetro que puede afectar los resultados es el coeficiente de dispersión (ver sección 5.1). De la expresión para el cálculo de este coeficiente (ecuación 5.11), se puede observar que el único parámetro que no depende de las condiciones de la estructura del estanque es el coeficiente de fricción. En los resultados presentados se ha ocupado un valor de 0.01 [19, 20] para este coeficiente, pero se ha demostrado [41] que para variaciones de este coeficiente de 0.01 a 0.5 los resultados muestran diferencias menores

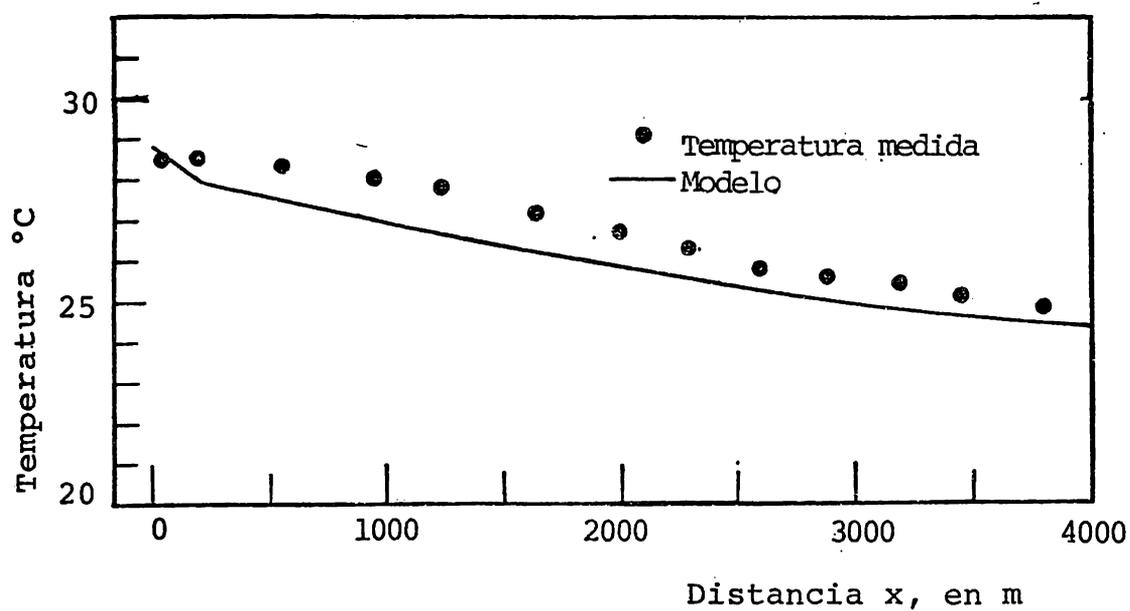


Fig. 7.2. Temperaturas obtenidas con el modelo y su comparación con el promedio de las temperaturas medidas los días 19, 20 y 21 de noviembre.

de 1°C para las temperaturas de entrada al condensador. Por lo anterior, el valor de 0.01 ocupado es razonable, ya que este da la mejor aproximación a la temperatura de entrada

### 7.3.2 Resultados para Verano

Para la campaña de verano, se procedió a calcular las temperaturas para promedios de 48 horas, a partir del 24 de agosto hasta el día 10 de septiembre de 1984, con excepción de los días 1 y 2 de septiembre en que no se cuenta con suficientes mediciones de temperatura. Los resultados se presentan en las figuras 7.3 a la 7.10, y en ellas se puede observar que el modelo predice temperaturas que están en buena aproximación con las medidas. En algunas ocasiones las temperaturas obtenidas con el modelo son más altas que las medidas y en otras son menores, esto se debe a que el modelo en estado estacionario no toma en cuenta la inercia.

Para la figura 7.10 se ocupó un gasto de agua de circulación de 28.5 m<sup>3</sup>/seg, ya que el día 9 de septiembre se paró una de las bombas de la unidad 2 a las 8:25 hs. quedando en operación solo 4 bombas; se volvió arrancar a las 20:10 hs del mismo día, así que se ocupó para el modelo un gasto promedio calculado, tomando en cuenta el número de horas en que se presenta cada uno, es decir  $Q_0 = (36 * 30 + 12 * 24) / 48 = 28.5 \text{ m}^3/\text{seg}$ . También en esta figura puede observarse una buena correlación.

Para evaluar el comportamiento del modelo cuando se aplica con promedios menores o mayores al tiempo de residencia, se obtuvieron las figuras 7.11,

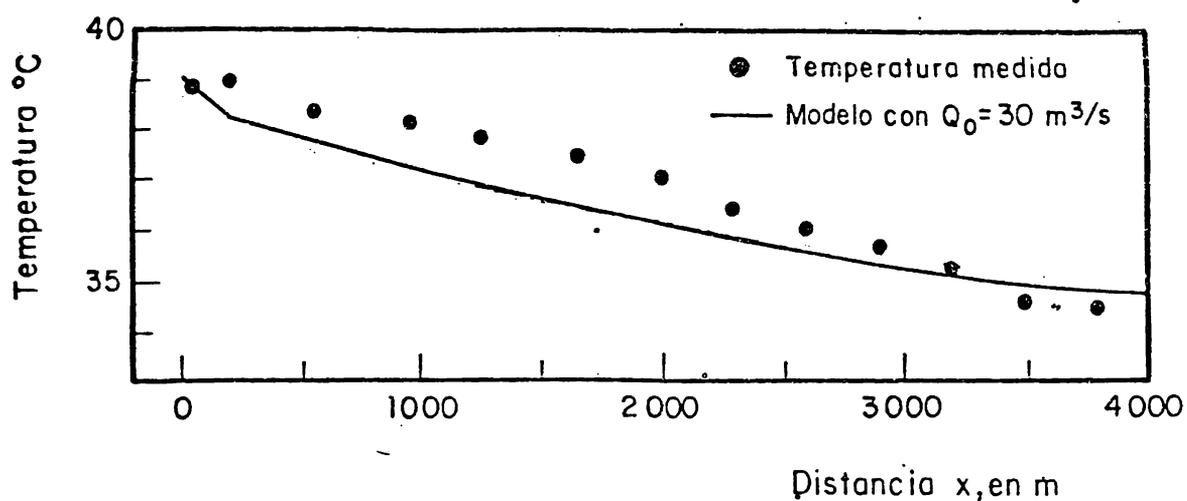


Fig 7.3 Temperaturas obtenidas con el modelo y su comparación con el promedio de las temperaturas medidas los días 24 y 25 de Agosto

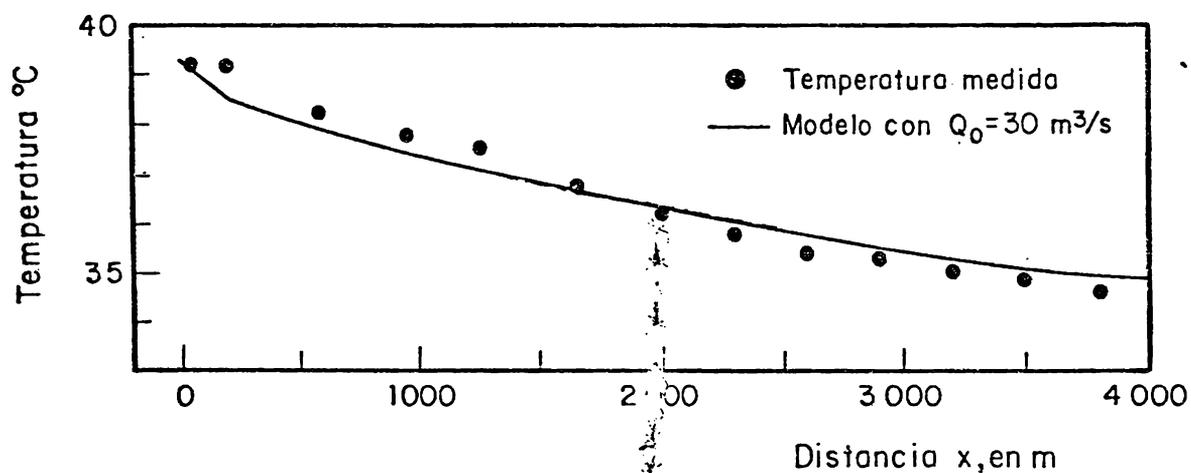


Fig 7.4 Temperaturas obtenidas con el modelo y su comparación con el promedio de las temperaturas medidas los días 26 y 27 de Agosto

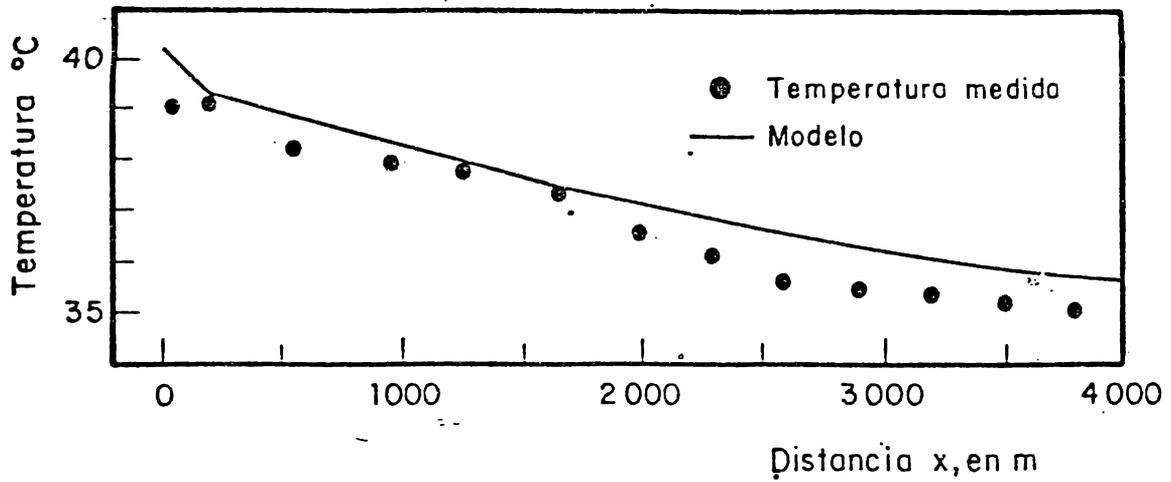


Fig 7.5 Temperaturas obtenidas con el modelo y su comparación con el promedio de las temperaturas medidas los días 28 y 29 de Agosto

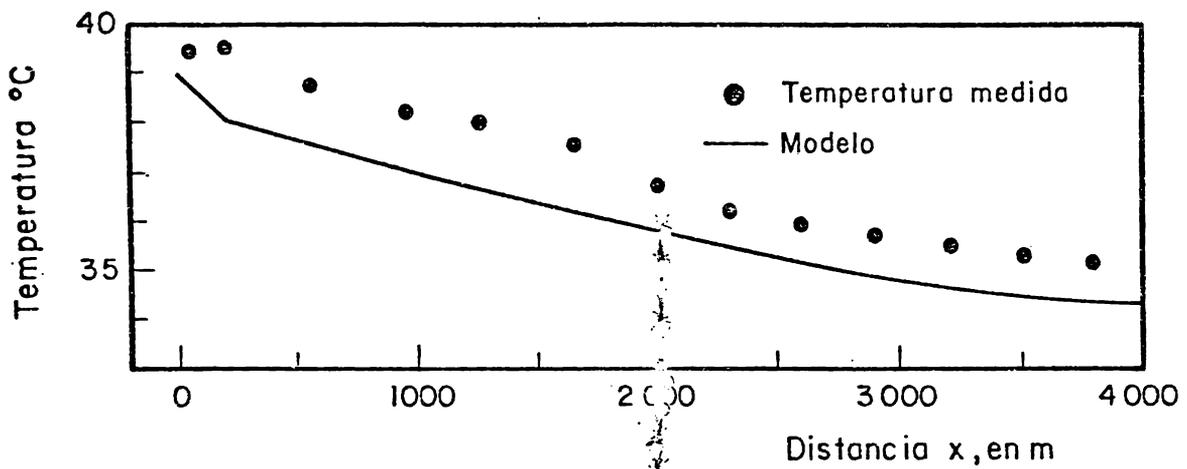


Fig 7.6 Temperaturas obtenidas con el modelo y su comparación con el promedio de las temperaturas medidas los días 30 y 31 de Agosto

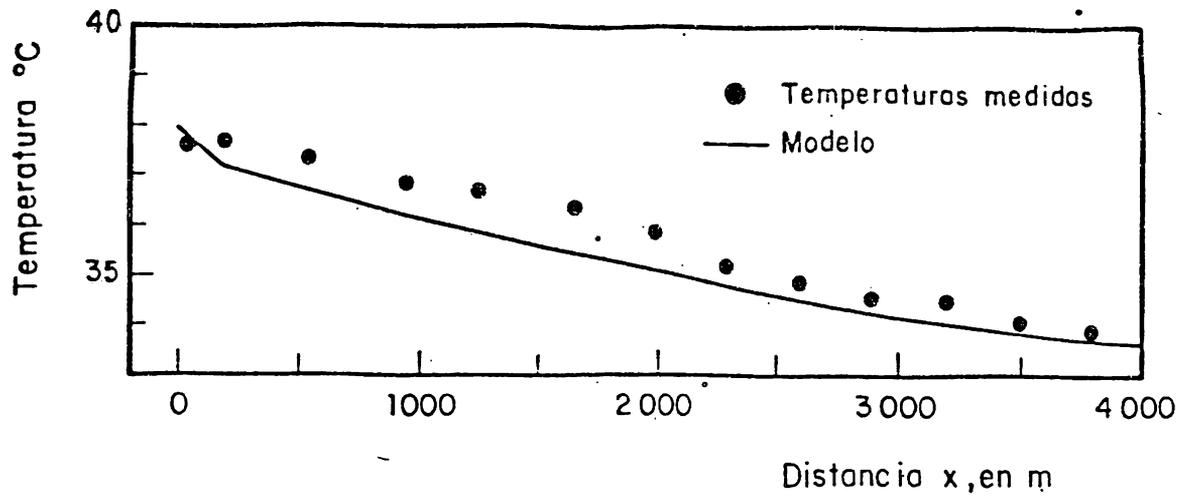


Fig. 7.7 Temperaturas obtenidas con el modelo y su comparación con el promedio de las temperaturas medidas los días 3 y 4 de Septiembre

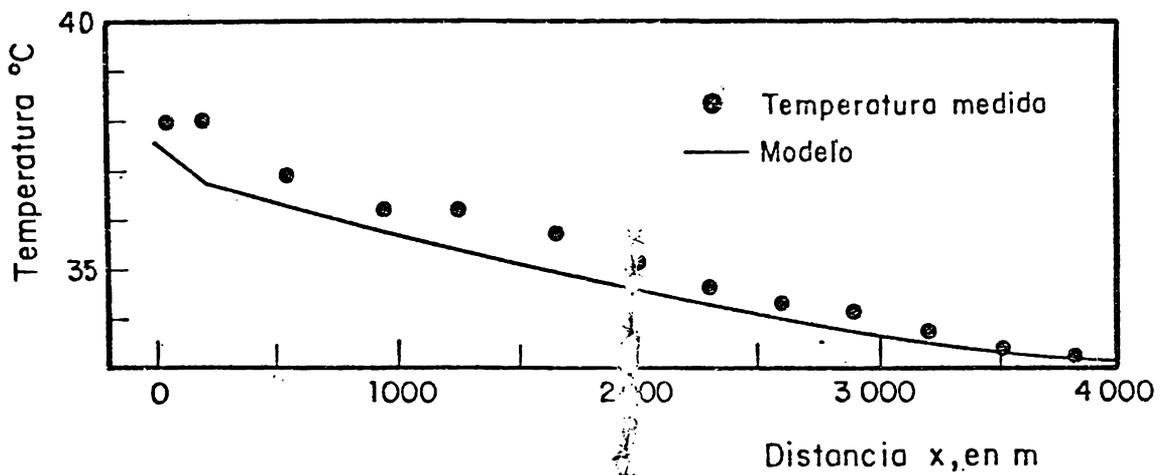


Fig 7.8 Temperaturas obtenidas con el modelo y su comparación con el promedio de las temperaturas medidas los días 5 y 6 de Septiembre

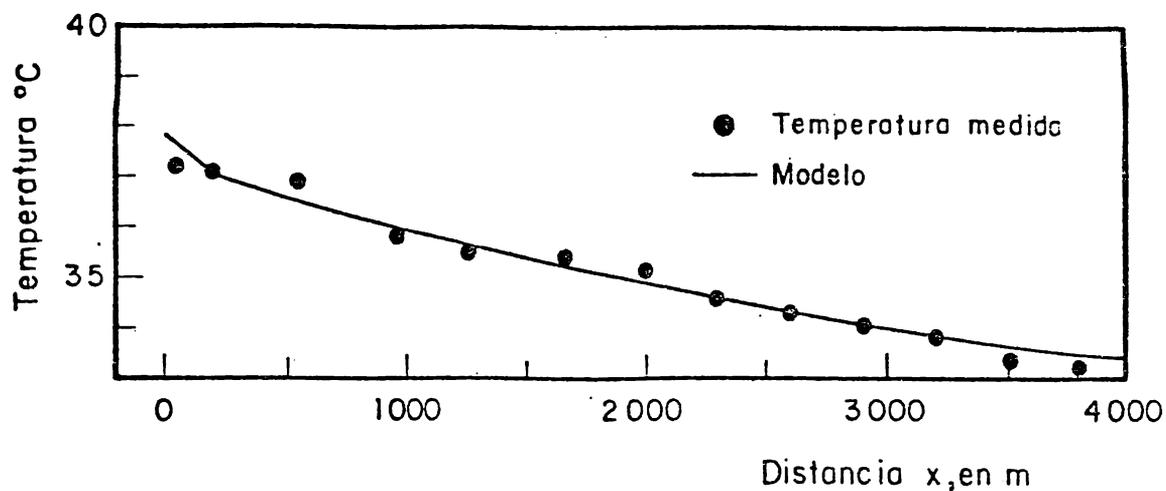


Fig 7.9 Temperaturas obtenidas con el modelo y su comparacion con el promedio de las temperaturas medidas los día 7 y 8 de Septiembre

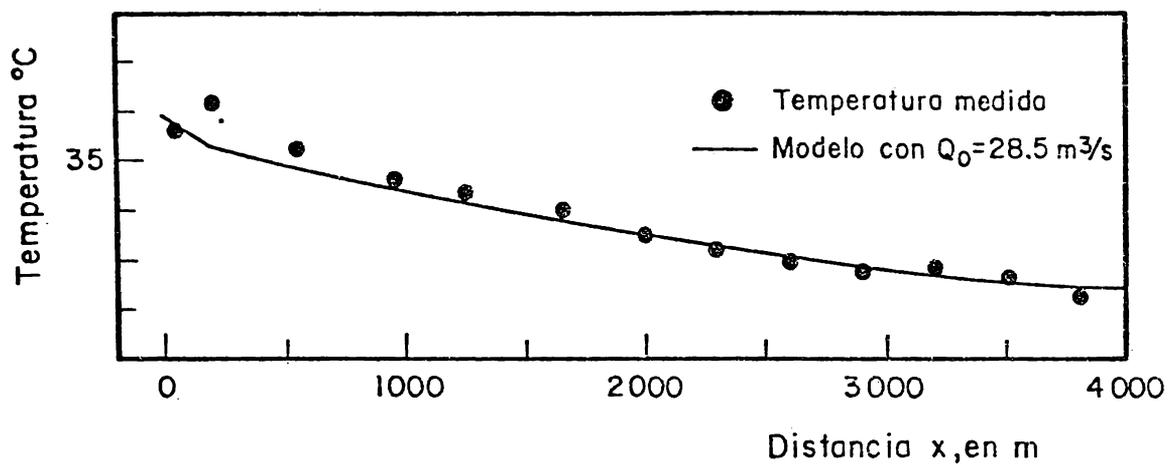


Fig 7.10 Temperaturas obtenidas con el modelo y su comparacion con el promedio de las temperaturas medidas los días 9 y 10 de Septiembre

7.12, 7.13 y 7.14 para un día y las figuras 7.15 y 7.16 para 4 días. En estas figuras se observa en general una correlación buena. La peor correlación se presenta en la figura 7.14, que corresponde al día 4 de septiembre, donde se presenta una diferencia de  $0.9^{\circ}\text{C}$  cerca de la obra de toma, y de  $2.5^{\circ}\text{C}$  cerca de la mitad del estanque; esto se lo atribuimos principalmente a que en agosto las condiciones meteorológicas fueron altas y al inicio de septiembre se presentó un intervalo donde la temperatura ambiente disminuyó bruscamente, subiendo posteriormente otra vez; (ver figura 6.3) además la velocidad del viento aumentó ese día, por lo que el modelo dio resultados menores a las temperaturas medidas, ya que no toma en cuenta la inercia térmica; es decir, el estanque tenía temperaturas altas al final de agosto y al empezar septiembre las condiciones meteorológicas cambiaron pero el estanque solo cambió ligeramente su temperatura.

También puede observarse que en general el modelo predice temperaturas en la toma muy cercanas a las medidas, con diferencias menores de  $1^{\circ}\text{C}$ .

Este modelo también se evaluó para un intervalo de 16 días (24 de agosto al 8 de septiembre). La fig 7.17 muestra los resultados que se consideran bastante satisfactorios.

En el mayor número de figuras, (de la 7.2 a la 7.17) se puede observar que las temperaturas medidas en los primeros 2000 m, presentan un comportamiento diferente que en los otros 2000 m, es decir en la primera sección se presenta una forma que no es del tipo exponencial sino que se presenta con una

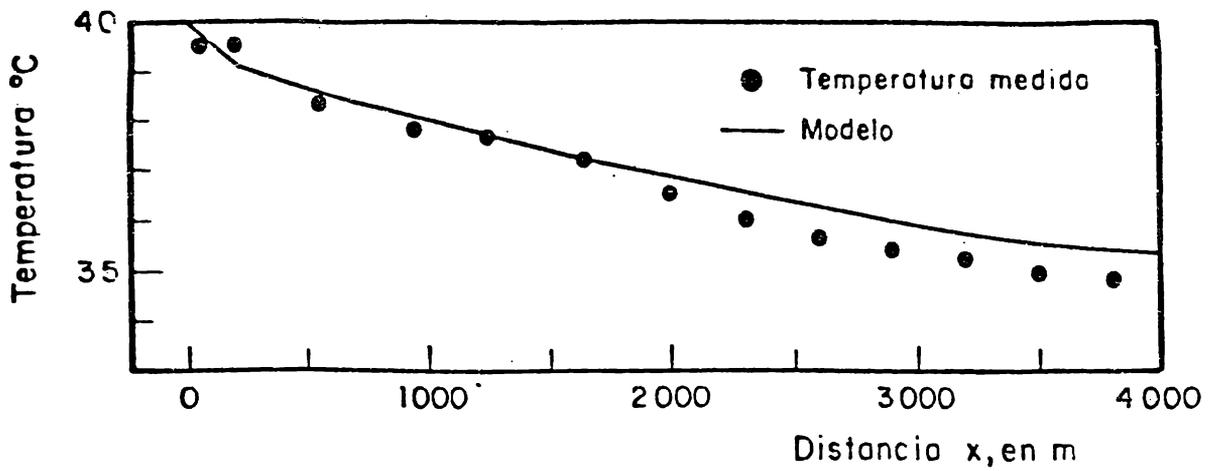


Fig 7.11 Temperaturas obtenidas con el modelo y su comparación con el promedio de las temperaturas medidas el día 28 de Agosto

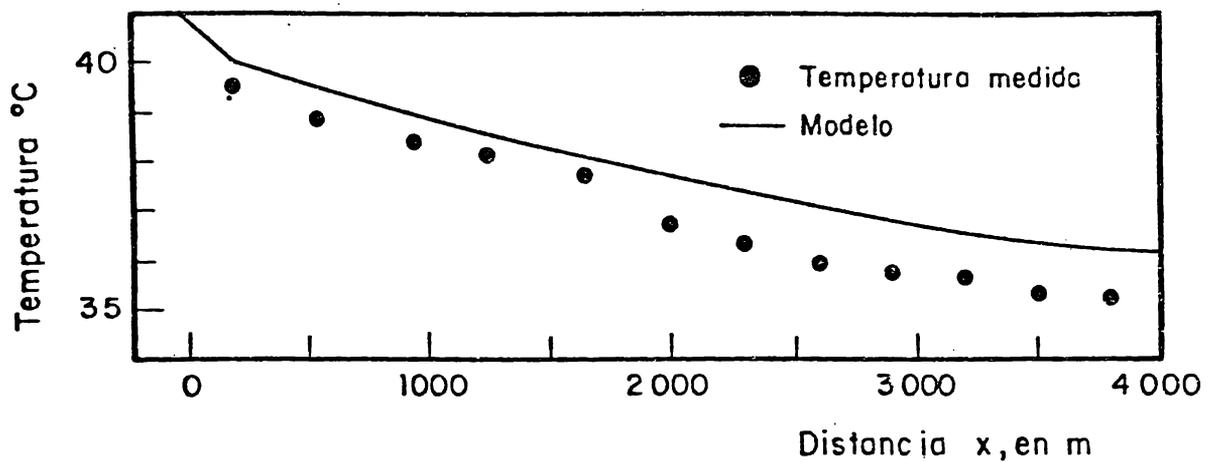


Fig 7.12 Temperaturas obtenidas con el modelo y su comparación con el promedio de las temperaturas medidas el día 30 de Agosto

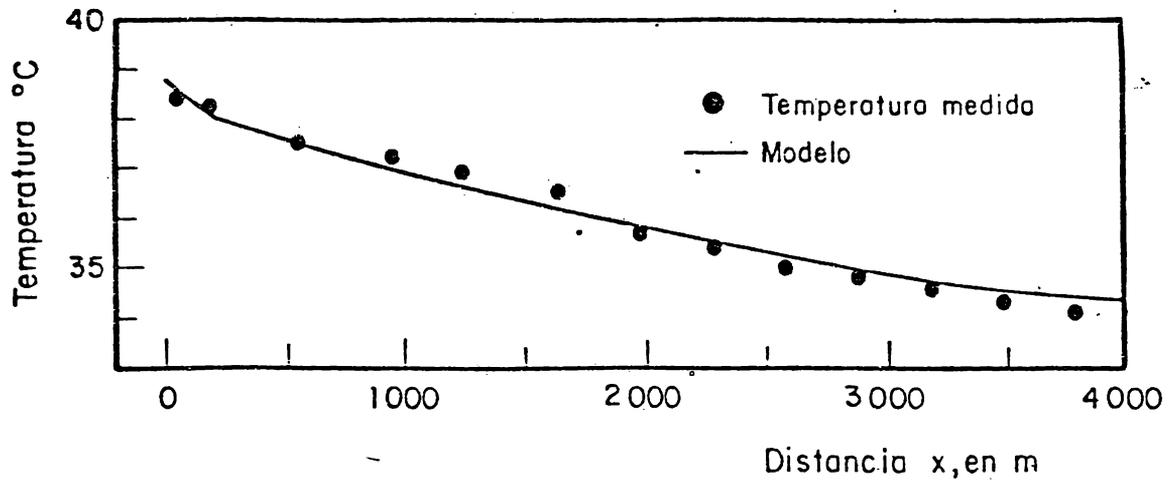


Fig 7.13 Temperaturas obtenidas con el modelo y su comparación con el promedio de las temperaturas medidas el día 3 de Septiembre

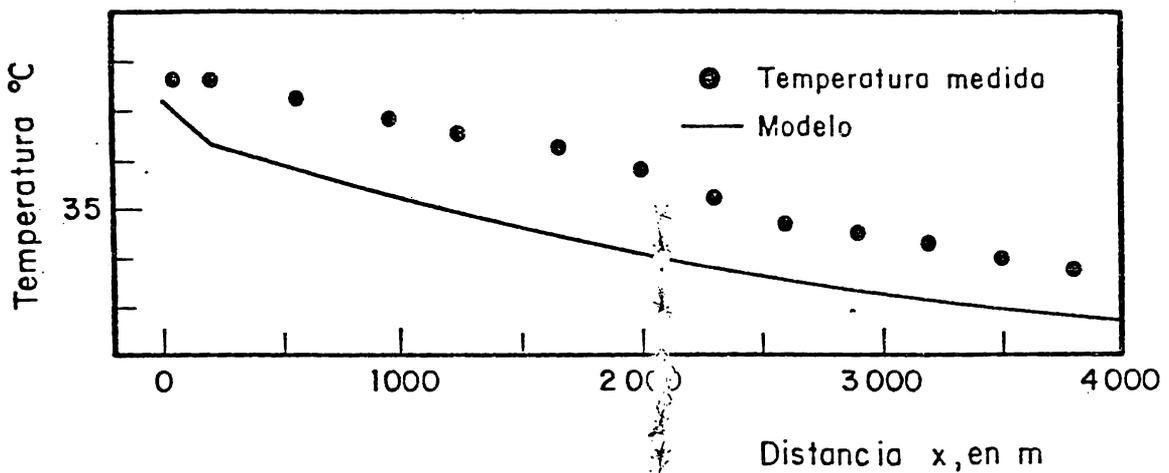


Fig 7.14 Temperaturas obtenidas con el modelo y su comparación con el promedio de las temperaturas medidas el día 4 de Septiembre

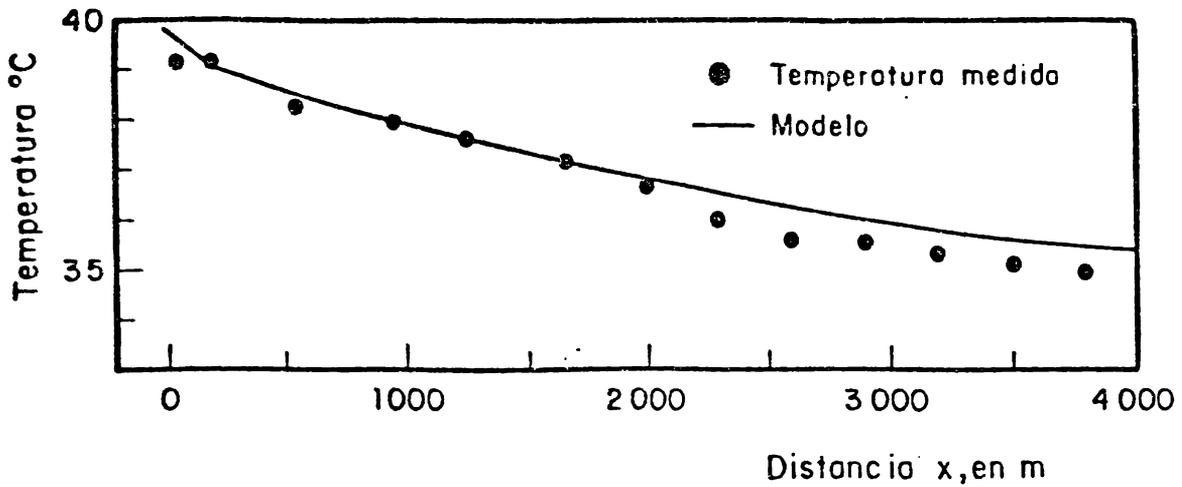


Fig 7.15 Temperaturas obtenidas con el modelo y su comparación con el promedio de las temperaturas medidas los días 26,27, 28 y 29 de Agosto

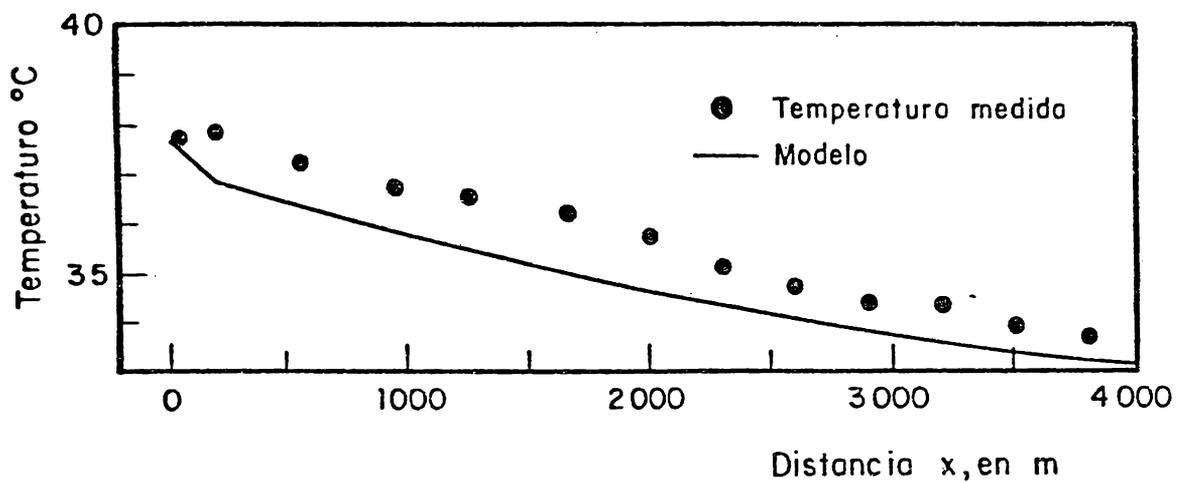


Fig 7.16 Temperaturas obtenidas con el modelo y su comparación con el promedio de las temperaturas medidas los días 3,4,5 y 6 de Septiembre

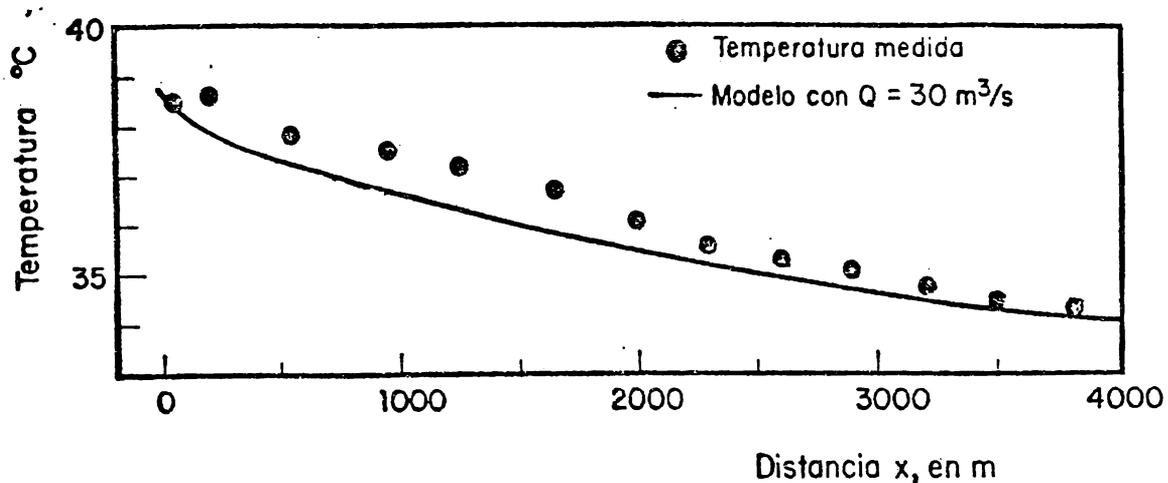


Fig 7.17 Temperaturas obtenidas con el modelo y su comparación con el promedio de las temperaturas medidas entre el 24 de Agosto y el 8 de Septiembre

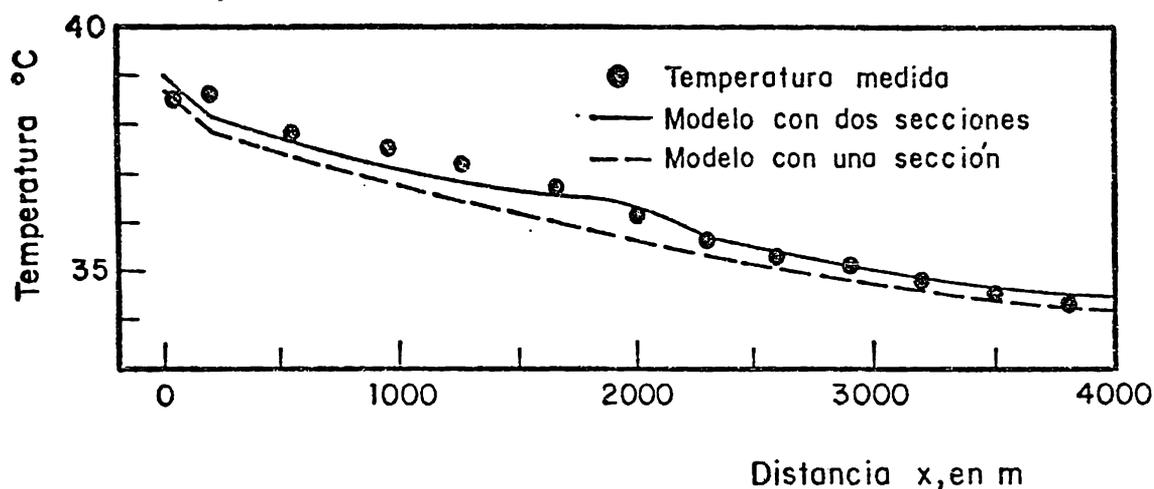


Fig 7.18 Temperaturas obtenidas con el modelo dividido en dos secciones y sin dividir, comparadas con el promedio de las temperaturas medidas entre el 24 de Agosto y el 8 de Septiembre

concavidad hacia abajo, siendo por lo general ligeramente mayores que las del modelo. Si el estanque se divide en dos secciones, pero del mismo tirante (4 m) ocupando  $Q_0 = 30 \text{ m}^3/\text{seg}$  y para el intervalo de 16 días, se obtiene la fig 7.18; en ella puede observarse que debido a que se aplica la condición de frontera inicial a la mitad del estanque, se tiene un aumento de temperaturas con respecto al modelo sin dividir tanto en la primera como en la segunda sección, siendo este aumento mayor en la primera. Considerando que para el análisis de un sistema de enfriamiento la temperatura más importante del estanque es la de la obra de toma, y en esta región se presenta una diferencia entre los resultados de  $0.3 \text{ }^\circ\text{C}$ , se cree conveniente ocupar el modelo sin dividir, ya que su manejo es más sencillo.

En las diferentes gráficas mostradas (fig 7.2 a 7.18) se observa que para el modelo, en los primeros 200 m se presenta una caída brusca de temperatura; esta se debe al artificio numérico ocupado. Físicamente se presenta una zona de ajuste por el alto flujo de descarga e inmediatamente después un mezclado donde se realiza una disminución de temperatura, mientras que numéricamente la temperatura se calcula en el punto a cero m (descarga) y después en una región localizada a 200 m, uniéndose estos 2 puntos mediante una línea recta la cual tiene una pendiente pronunciada debido a la condición de frontera. Además, en estas mismas gráficas se observa que los datos experimentales correspondientes a los puntos 12 y 13, prácticamente se encuentran a la misma temperatura, esto se debe a que además de encontrarse muy cercanos, el ancho y consecuentemente el área del estanque en esta región son menores que en las restantes, por lo que la transferencia de calor a la atmósfera es menor.

#### 7.4 Modelo en estado transitorio

De los resultados de la sección anterior puede observarse que el modelo en estado estacionario predice temperaturas con muy buena exactitud, solo en algunas ocasiones se presentan discrepancias considerables, las que son debidas a que no se toma en cuenta la inercia térmica del estanque, por lo que para simular realmente la respuesta del estanque es necesario un modelo en estado transitorio.

El modelo estudiado corresponde a un estanque con mezcla vertical, siendo su ecuación:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + U \frac{\partial T}{\partial x} = E_L \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{\phi_n}{\rho C_p H_p} \quad (5.22)$$

y teniendo como condiciones de frontera, las que se discutieron para el modelo en estado estacionario.

La solución numérica de la ecuación (5.22) se obtiene usando un esquema en diferencias finitas con el método de Crank-Nicholson, como se presenta en {20}. Las aproximaciones de las derivadas son:

$$\frac{\partial T}{\partial t} \approx \frac{T(i, j+1) - T(i, j)}{\Delta t}$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} \approx \frac{1}{2} \left| \frac{T(i, j) - T(i-1, j)}{\Delta x} \right| + \frac{1}{2} \left| \frac{T(i, j+1) - T(i-1, j+1)}{\Delta x} \right|$$

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \approx \frac{1}{2} \left| \frac{T(i-1, j) - 2T(i, j) + T(i+1, j)}{(\Delta x)^2} \right|$$

$$+ \frac{1}{2} \left| \frac{T(i-1, j+1) - 2T(i, j+1) + T(i+1, j+1)}{(\Delta x)^2} \right|$$

siendo

$\Delta t$  : incremento de tiempo

$\Delta x$  : incremento de distancia

$$= L/N$$

$N$  : número de incrementos de distancia

$i$  : espacio

$j$  : tiempo

Substituyendo en la ecuación (5.22) y reorganizando se llega a

$$- (\lambda + \sigma) T(i-1, j+1) + (2 + 2\lambda + \sigma) T(i, j+1) - \lambda T(i+1, j+1)$$

$$= (\lambda + \sigma) T(i-1, j) + (2 - 2\lambda - \sigma) T(i, j) + \lambda T(i+1, j)$$

$$- \frac{2 \phi_n(i, j) \Delta t}{\rho C_p H_p} \quad (7.9)$$

donde

$$\lambda = E_L \Delta t / (x)^2$$

$$\sigma = U \Delta t / x$$

La ecuación (7.9) se aplica para  $i=2$  hasta  $i = N-1$ . Para  $i=1$  se usa la condición de frontera al inicio del estanque sustituida en la ecuación (5.22), mediante una expansión en series de Taylor, como se discutió en el modelo

estacionario; se considera que se tiene un esquema en diferencias finitas de Crank-Nicholson, es decir la expansión en series de Taylor se evalúa en promedio al tiempo  $j$  y  $j + 1$ , con lo que la ecuación del primer estrato es

$$\begin{aligned}
 & (2 + R + \lambda + \sigma) T(1, j + 1) - \lambda T(2, j + 1) = \\
 & (R + \sigma) T(0, j) + (2 - R - \lambda - \sigma) T(1, j) + \lambda T(2, j) \quad (7.10) \\
 & + (R + \sigma) T(0, j + 1) - \frac{2 \phi_n(1, j) \Delta t}{\rho C_p H_p}
 \end{aligned}$$

siendo

$$R = U^2 \Delta t / E_L$$

Como se discutió en el modelo estacionario, aquí también puede ocuparse simplemente la ecuación de frontera, con lo que la ecuación para el primer estrato quedaría:

$$\begin{aligned}
 & (\sigma + \lambda) T(1, j + 1) - \lambda T(2, j + 1) = \sigma T(0, j) - (\sigma + \lambda) T(1, j) \\
 & + \lambda T(2, j) + \sigma T(0, j + 1) \quad (7.11)
 \end{aligned}$$

Obteniéndose resultados semejantes con ambas ecuaciones (7.10) y (7.11).

Para  $i = N$  se aplica la condición de frontera al final del estanque, usando  $T(N + 1) = T(N - 1)$ , con lo que se llega a

$$\begin{aligned}
 & - (2\lambda + \sigma) T(N - 1, j + 1) + (2 + 2\lambda + \sigma) T(N, j + 1) = \\
 & (2\lambda + \sigma) T(N - 1, j) + (2 - 2\lambda - \sigma) T(N, j) - \frac{2 \phi_n(N, j) \Delta t}{\rho C_p H_p} \quad (7.12)
 \end{aligned}$$

Con las ecuaciones (7.9), (7.12) y (7.10) ó (7.11) se obtiene un sistema de ecuaciones para los N estratos considerados, formando este sistema una matriz tridiagonal que se resuelve por el método de eliminación gaussiano [45].

La temperatura al inicio del estanque  $T(o, j + 1)$  se evalúa ocupando la temperatura de la toma en la simulación anterior (j) sumada al  $\Delta T$  del condensador, es decir

$$T(o, j + 1) = T(N, j) + \Delta T(j + 1) \quad (7.13)$$

#### 7.4.1 Resultados para Otoño

Como condición inicial se ocupa una aproximación lineal a la distribución de temperaturas en el estanque medida el 20 de noviembre de 1983 entre las 8 y las 10 horas (tabla 6.2). La expresión de esta aproximación lineal es:

$$T(x) = 28.97 - 0.00114 x \quad (7.14)$$

Las condiciones meteorológicas que se ocupan son promedios para cada intervalo de tiempo ( $\Delta t$ ), que se toma como una hora, desde las 10 horas del día 20 hasta las 13 horas del día 21 de noviembre de 1983.

La figura (7.19) muestra la potencia generada por la planta en el intervalo de interés, la variación de temperatura en la descarga y la poca influencia que tiene esto sobre la temperatura en la región de la toma; para una variación en la generación entre 205 y 450 MW, la temperatura en la toma tiene variaciones menores de  $1^\circ\text{C}$  (de  $24.4$  a  $25.2$   $^\circ\text{C}$ ).

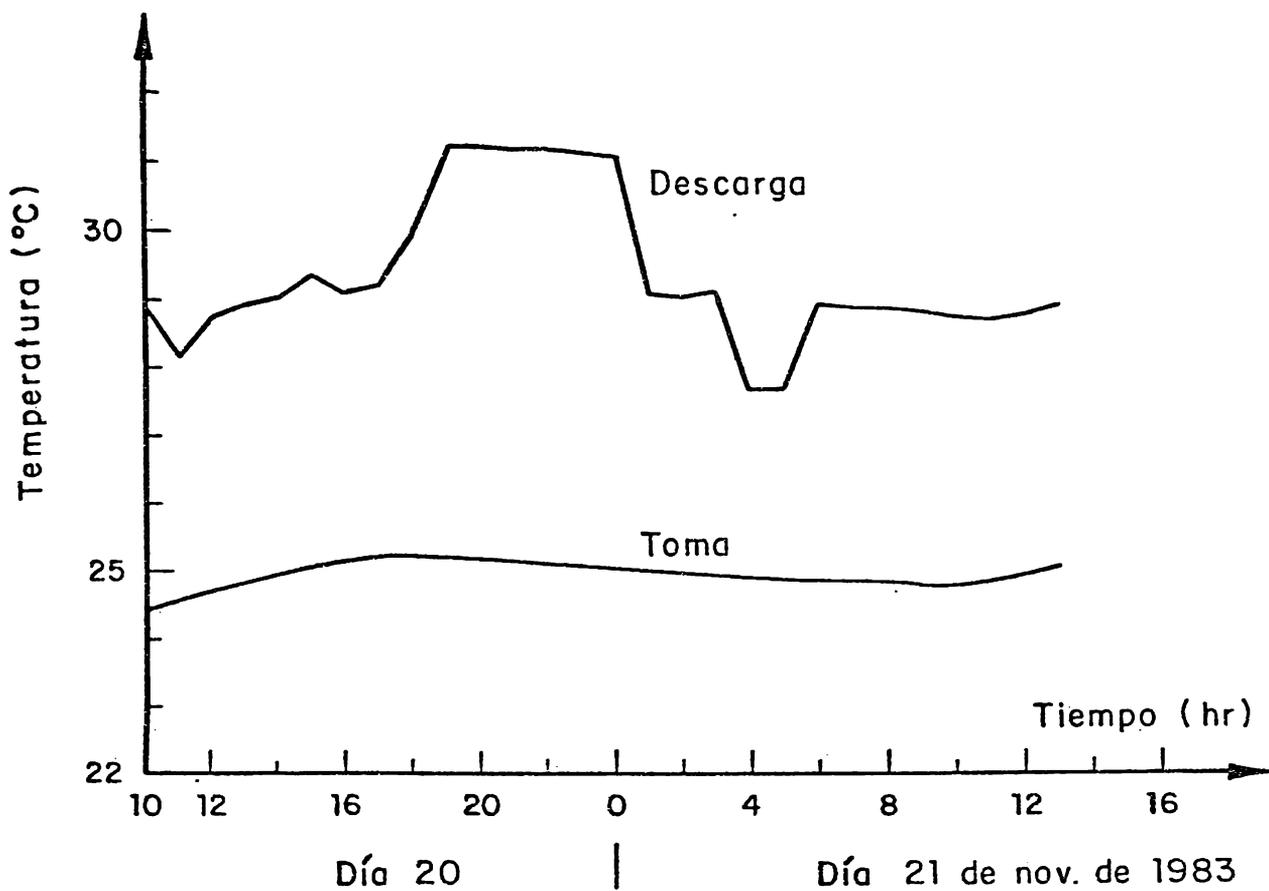
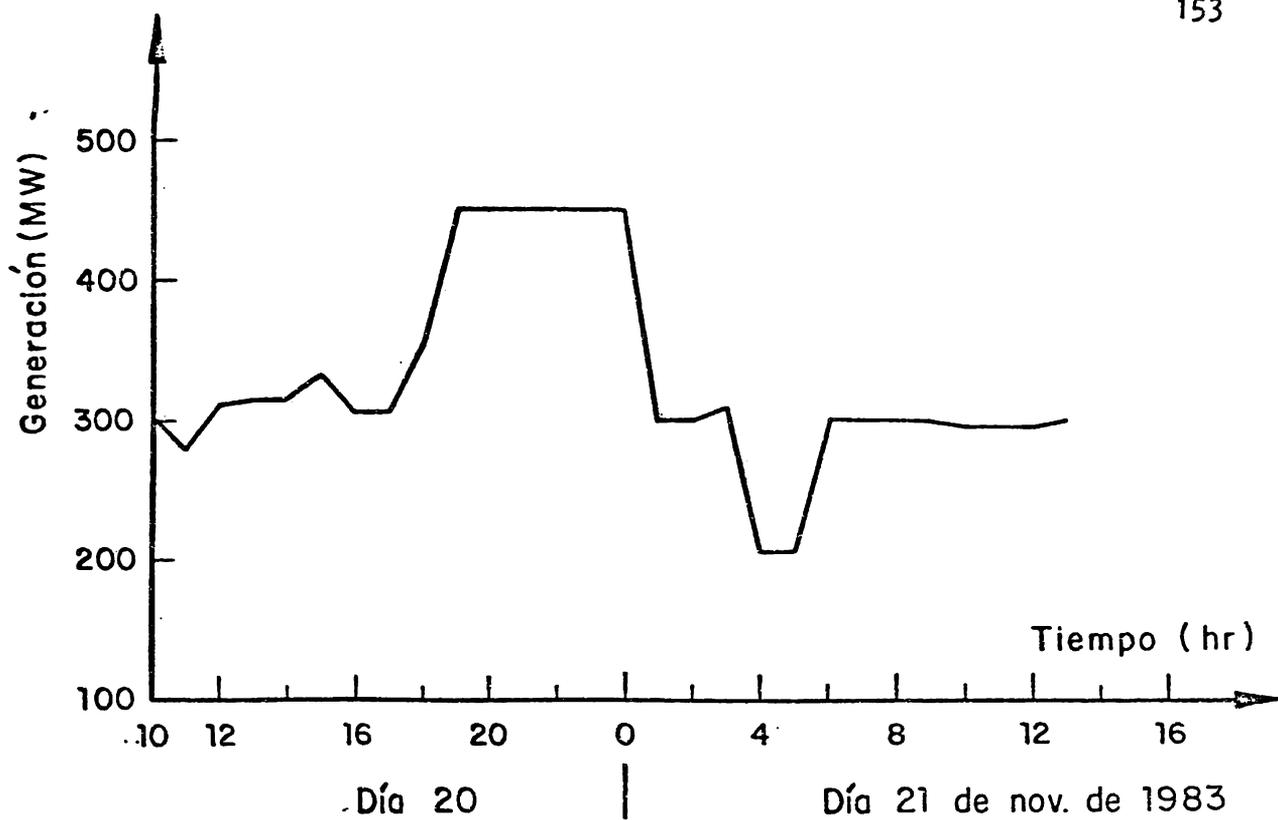


Fig 7.19 Generación de la planta, temperaturas en la toma y la descarga predichas por el modelo

La figura 7.20 muestra las temperaturas en la boya 10 y la boya 7 ubicadas a 950 m y 2000 m de la descarga respectivamente; estas se comparan con las predichas por el modelo y se puede observar una buena correlación.

La figura 7.21 muestra las respectivas temperaturas para las regiones de las boyas 3 y 1, que se encuentran cerca de la toma.

En las figuras 7.20 y 7.21 se nota que los puntos cercanos a la descarga se ven afectados principalmente por las variaciones de generación, mientras que las que están cerca de la toma varían principalmente con las condiciones meteorológicas. Esto explica el porqué en las regiones de las boyas 3 y 1 la temperatura medida en la noche disminuye más que en la región de la boya 10. Esto se nota más claramente en las curvas que predice el modelo, ya que la correspondiente a la boya 10 aumenta de temperatura en la noche puesto que la generación se incrementa.

#### 7.4.2 Resultados para Verano

Como condición inicial se ocupa una aproximación lineal a la distribución de temperaturas en el estanque medida el día 24 de agosto entre las 17:30 y las 18:30 horas (Tabla 6.4), siendo el inicio de la simulación las 19 horas.

La expresión para esta condición inicial es

$$T(x) = 39.28 - 0.0015x \quad (7.15)$$

y su representación está dada en la fig 7.22 .

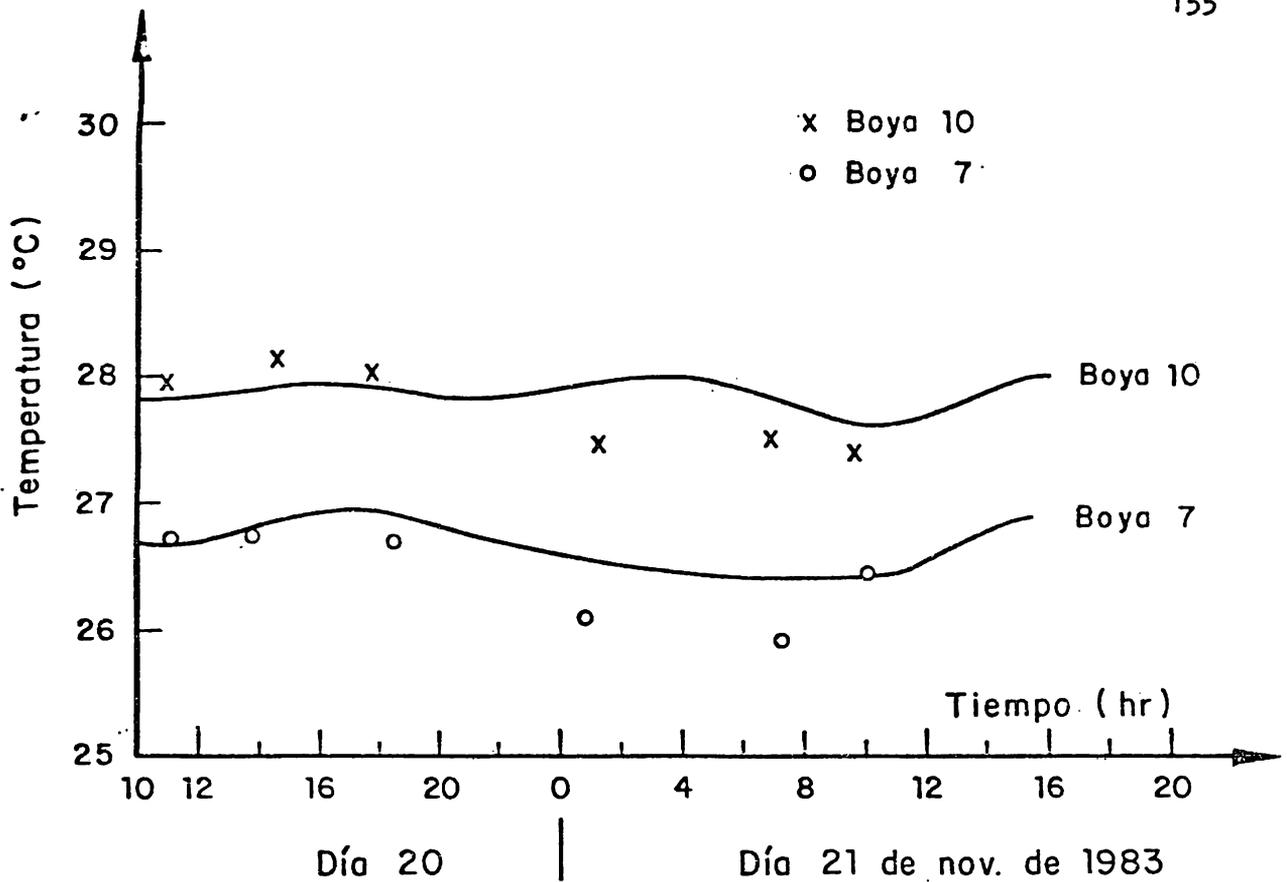


Fig 7.20 Temperaturas medidas y calculadas con el modelo transitorio para las zonas de las boyas 10 y 7

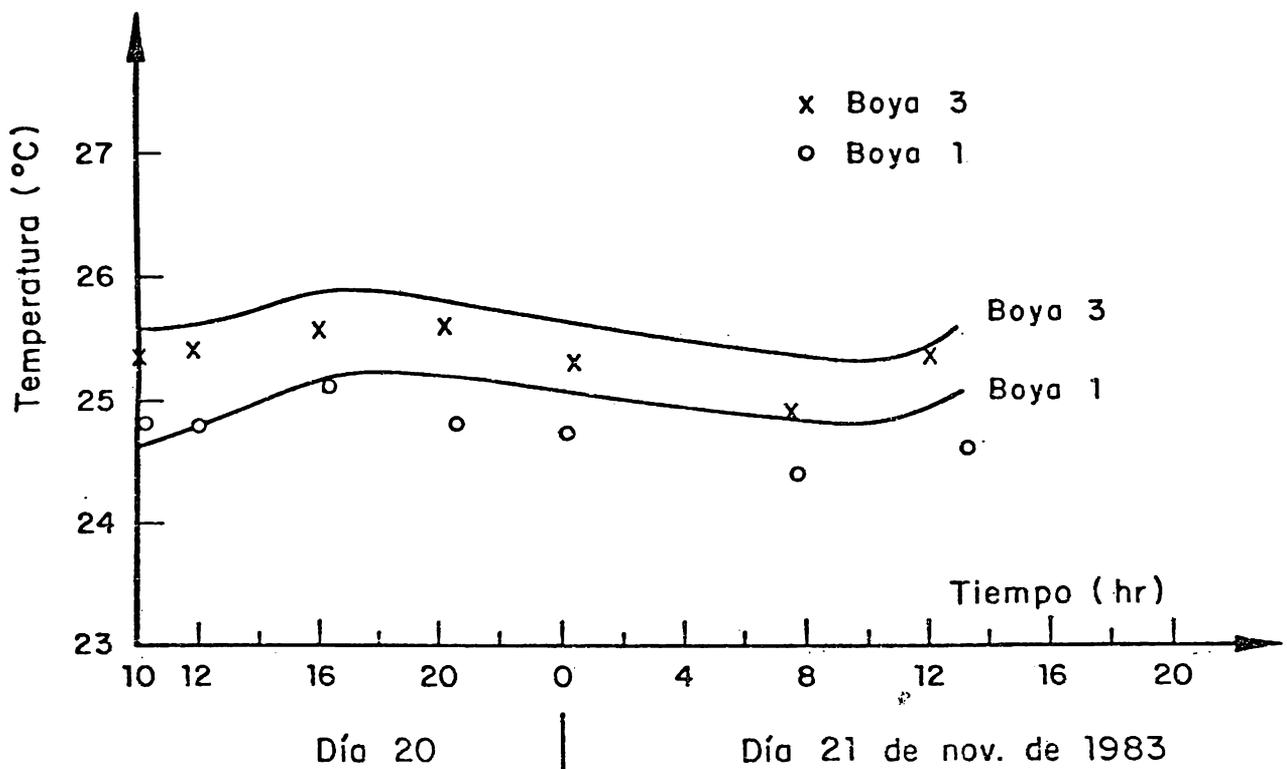


Fig 7.21 Temperaturas medidas y calculadas con el modelo transitorio para las zonas de las boyas 3 y 1

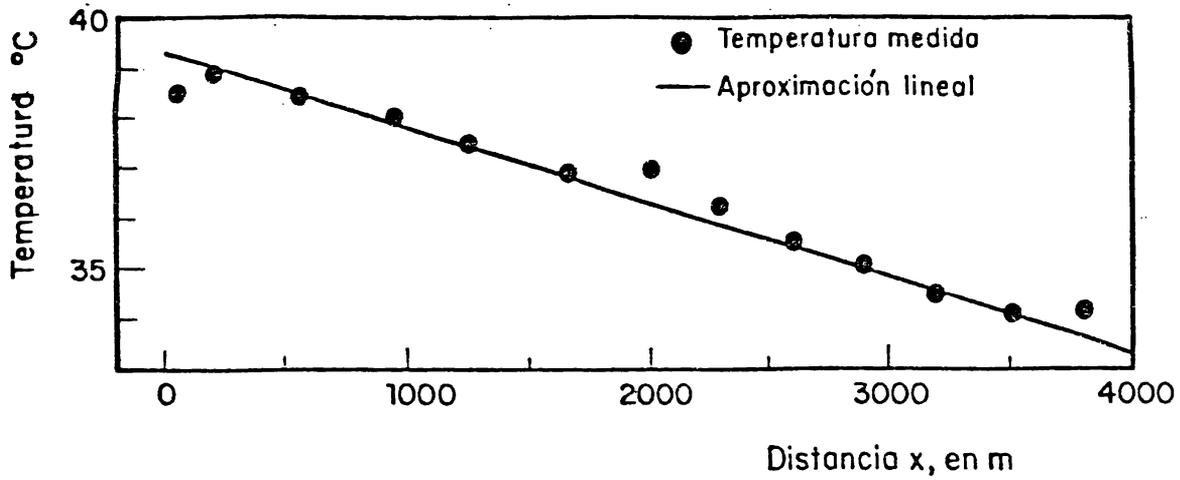


Fig. 7.22 Distribución de temperaturas el día 24 de Agosto entre las 17:30 y las 18:30 hr (tabla 2) y la aproximación lineal ocupada como condición inicial del modelo transitorio

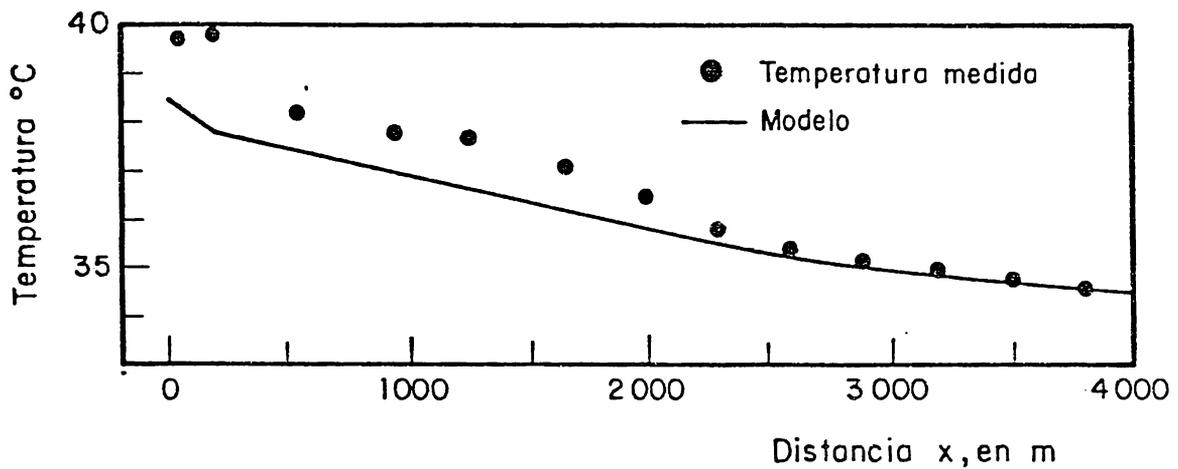


Fig. 7.23 Distribución de temperaturas el día 27 de Agosto entre las 12 y 13 hs (Tabla 6) y la predicha por el modelo transitorio a las 13 hs

El modelo se resuelve ocupando promedios de 3 horas para las condiciones meteorológicas y la potencia generada. Para el día 9 de septiembre se simuló que una de las bombas se puso fuera de servicio 12 horas.

Las figuras 7.23 a la 7.27 muestran las distribuciones de temperatura en el estanque predicha por el modelo comparadas con las medidas. Puede observarse que se presenta una buena correlación.

La figura 7.28 muestra la potencia generada en el intervalo simulado (desde las 19 horas del 24 de agosto a las 22 horas del 10 de septiembre), así como las temperaturas obtenidas con el modelo en la descarga y la toma, y comparadas con las medidas. Se puede observar que en general el modelo predice temperaturas ligeramente mayores en la obra de toma.

Con objeto de conocer el comportamiento del modelo en los puntos interiores del estanque, se tienen las figuras 7.29, 7.30 y 7.31 para un intervalo de 2 1/2 días (3, 4, 5 de septiembre) para nueve posiciones. En estas figuras se observa que también el modelo da una buena correlación.

Un aspecto que no se ha tomado en consideración en el modelo es la influencia que puede tener el agua de repuesto. En esta etapa de mediciones, durante el mes de agosto el agua agregada al estanque fue la necesaria para compensar la evaporación, quedando el estanque prácticamente con el mismo nivel, según puede apreciarse en la figura 7.1. Debido a la puesta en operación del acueducto que empezó a conducir el agua desde el Río Bravo a la

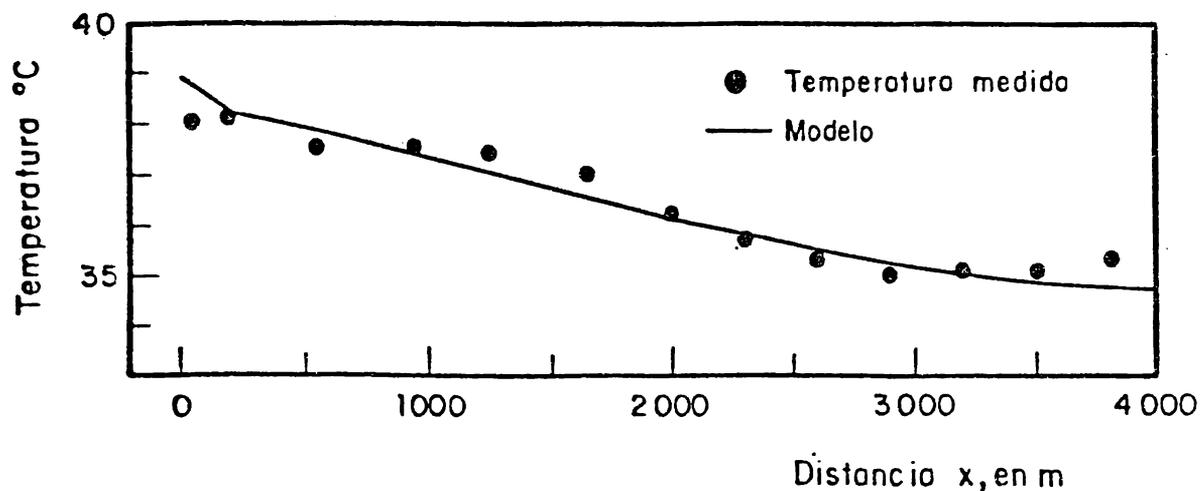


Fig 7.24 Distribución de temperaturas el día 29 de Agosto a las 6 hs (Tabla 10) y la predicha por el modelo transitorio a las 7 hs

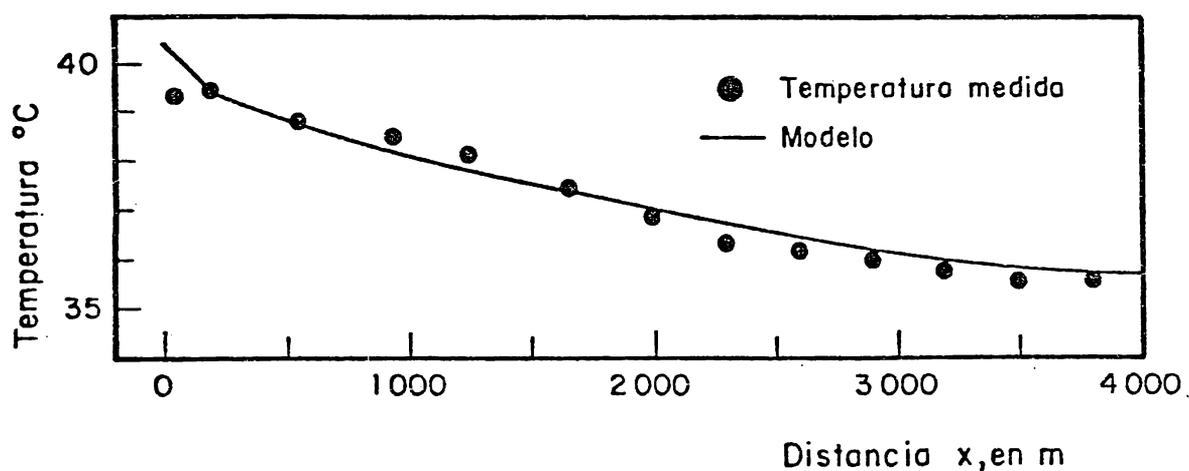


Fig 7.25 Distribución de temperaturas el día 31 de Agosto a las 16 hs (Tabla 16) y la predicha por el modelo transitorio a las 16 hs

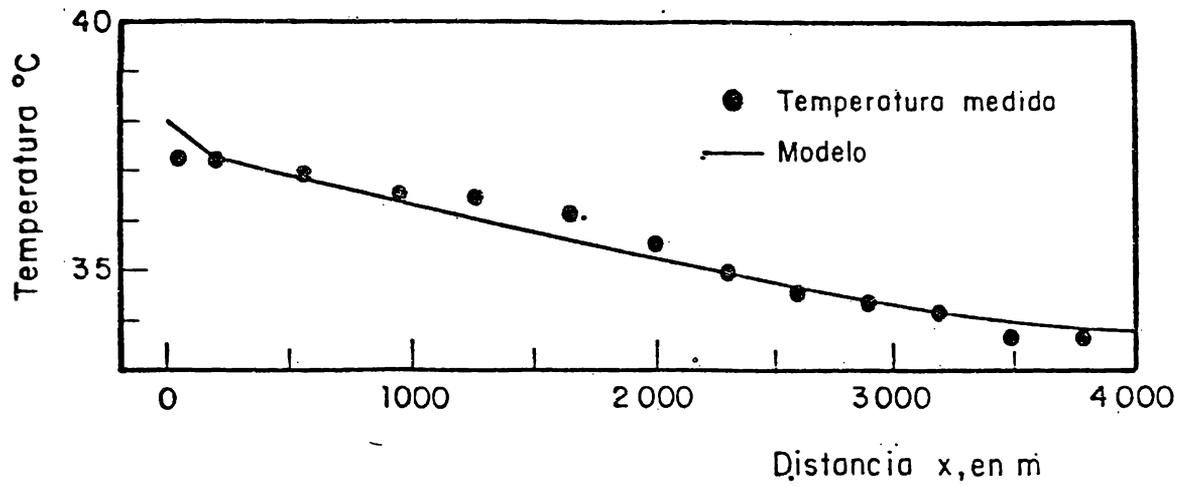


Fig 7.26 Distribución de temperaturas el día 4 de Septiembre a las 9 hr (Tabla 23) y la predicha por el modelo transitorio a las 10 hr de ese día

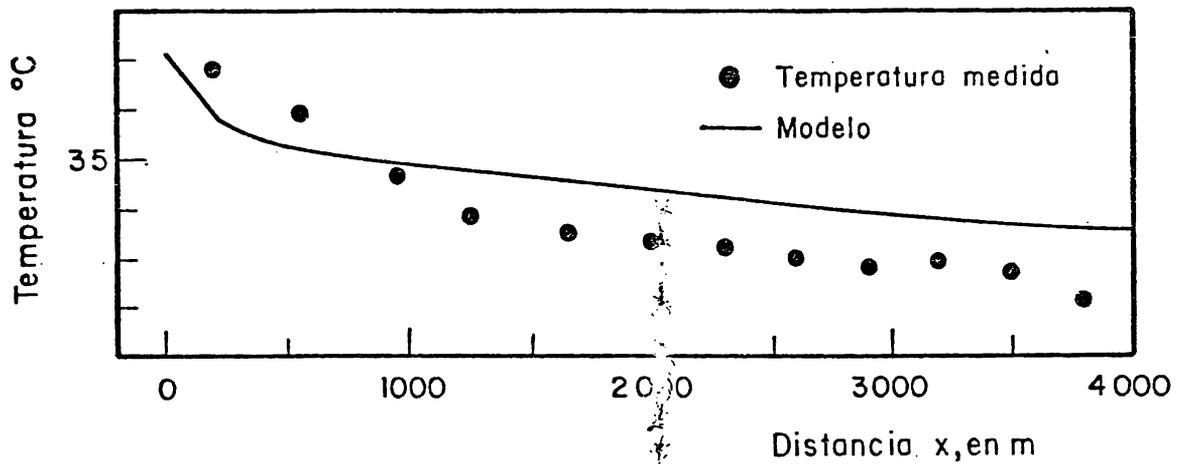


Fig 7.27 Distribución de temperaturas el día 10 de Septiembre entre las 3 y las 4 hr (Tabla 31) y la predicha por el modelo transitorio a las 4 hr

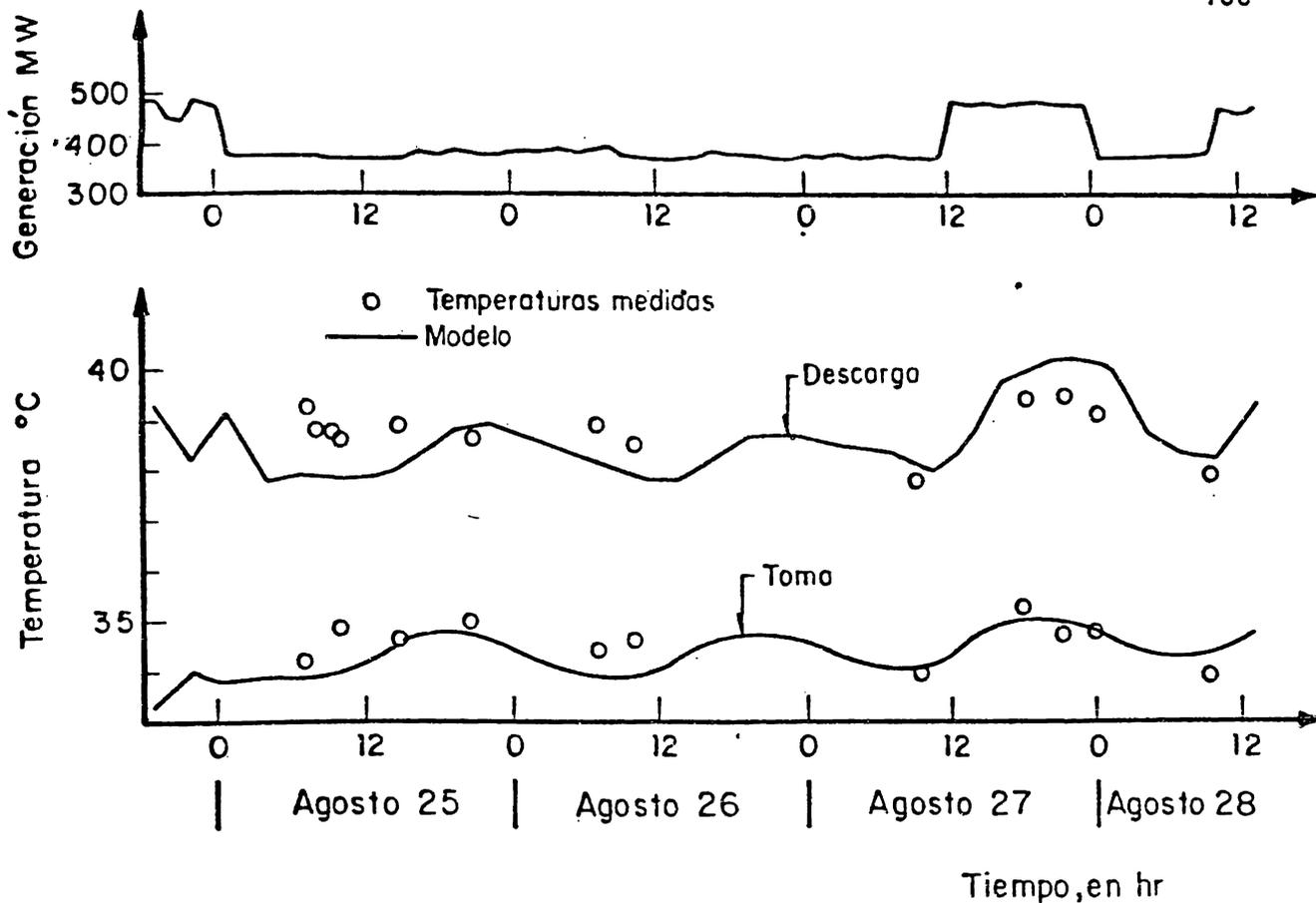


Fig 7.28 Generación de la planta, temperaturas medidas en la toma y la descarga, y las calculadas con el modelo transitorio .

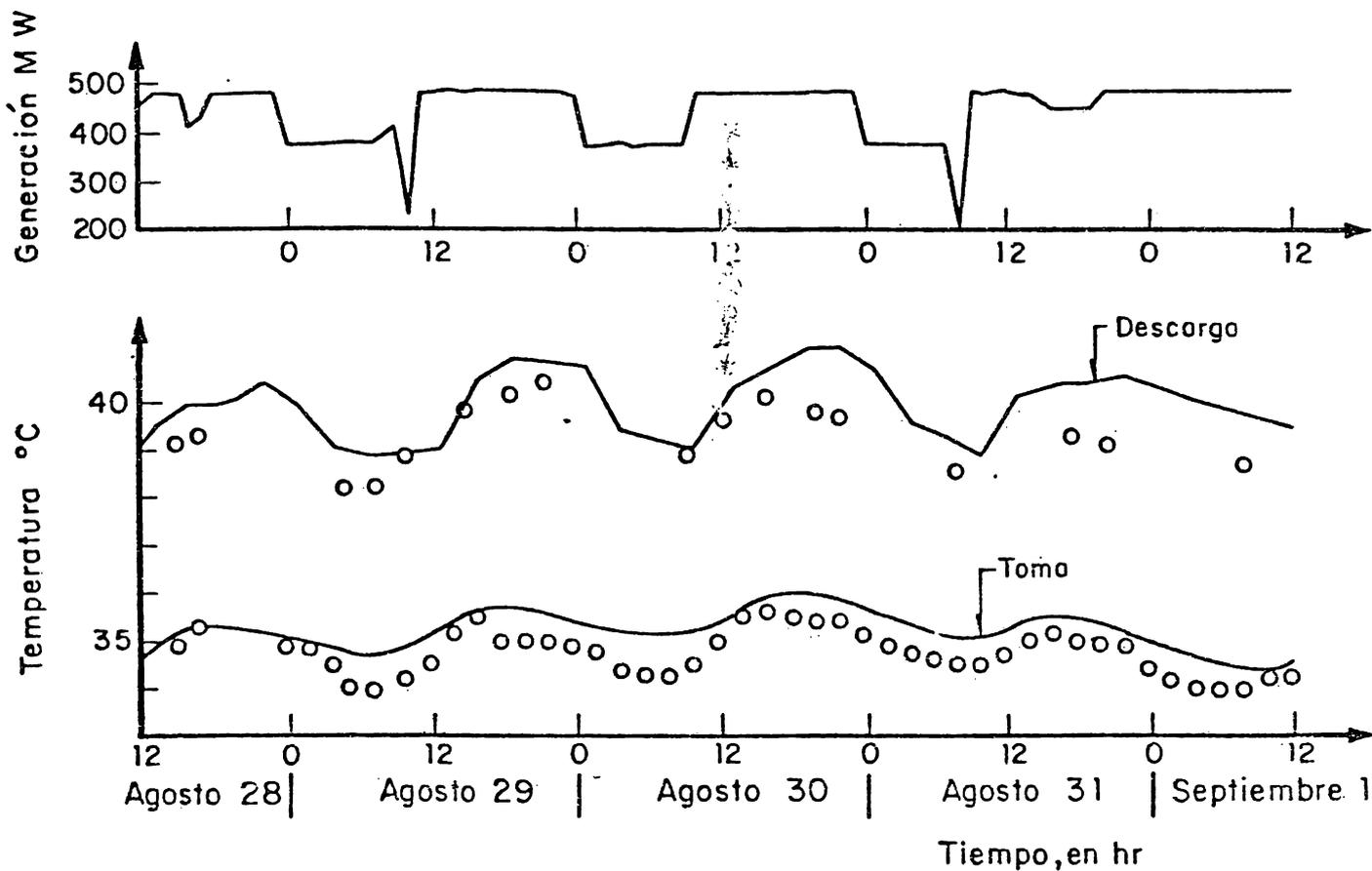


Fig 7.28 Generación de la planta, temperaturas medidas en la toma y la descarga, y las calculadas con el modelo transitorio

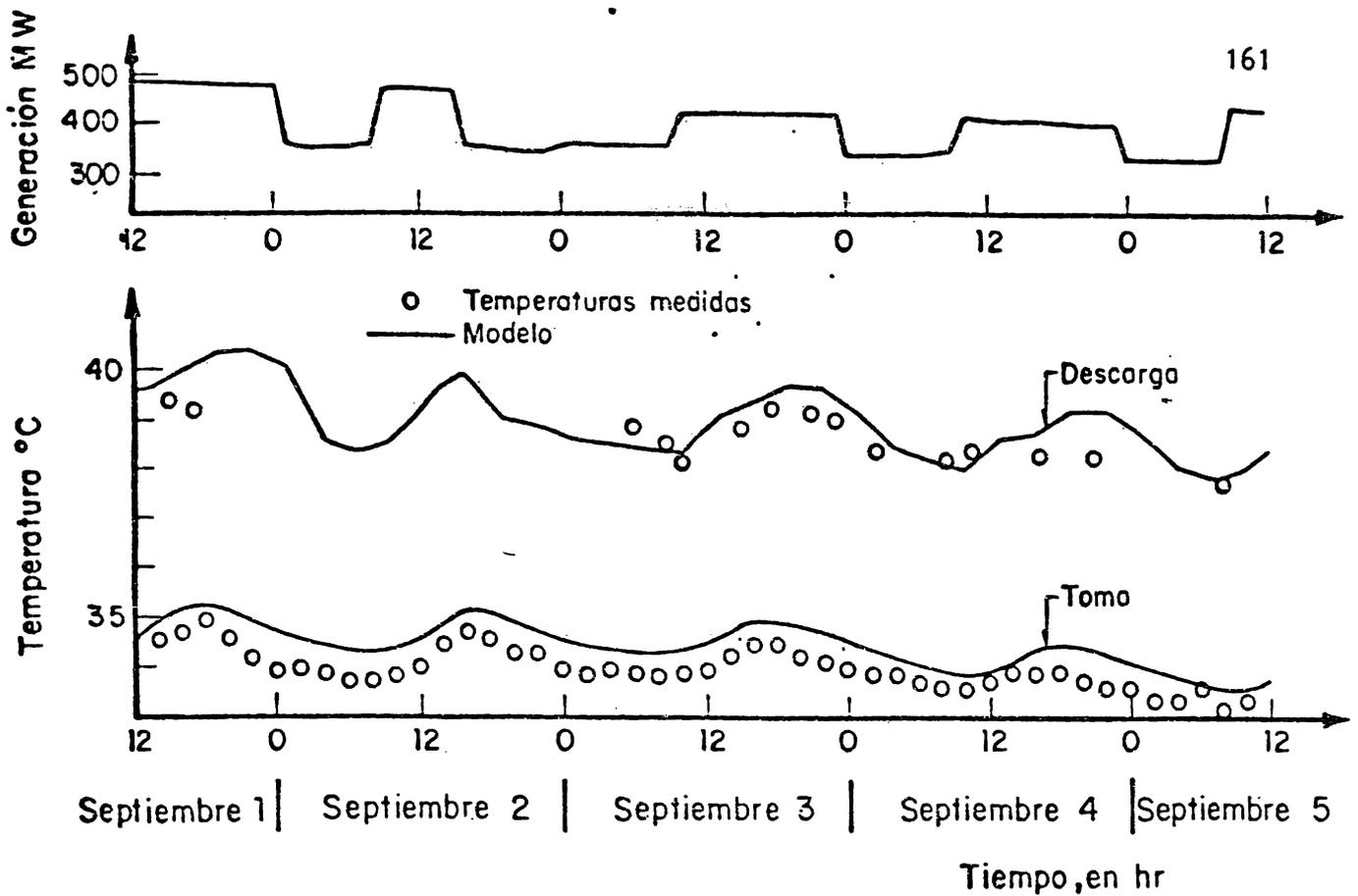


Fig 7.28 Generación de la planta, temperaturas medidas en la toma y la descarga, y las calculadas con el modelo transitorio

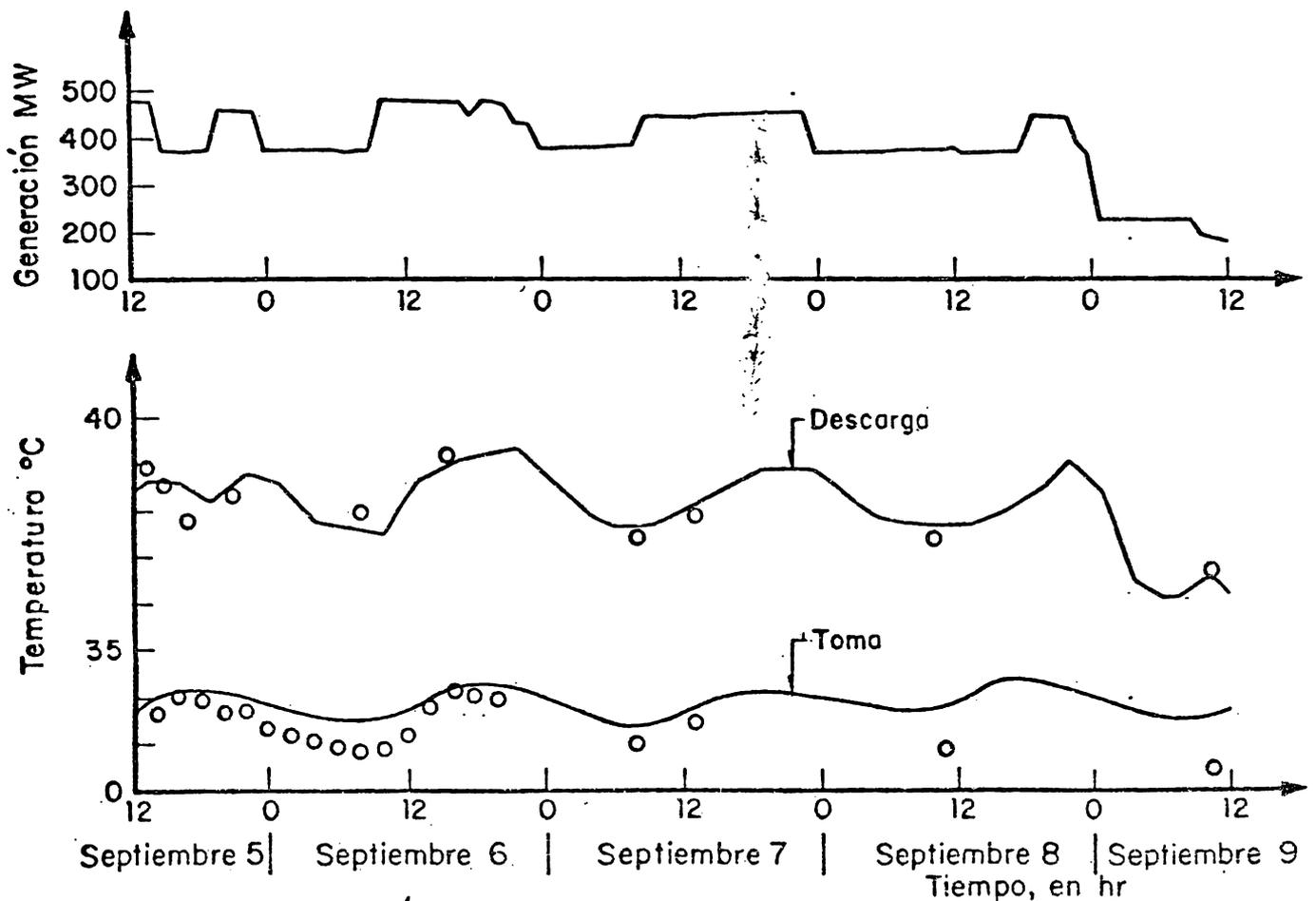


Fig 7.28 Generación de la planta, temperaturas medidas en la toma y la descarga, y las calculadas con el modelo transitorio

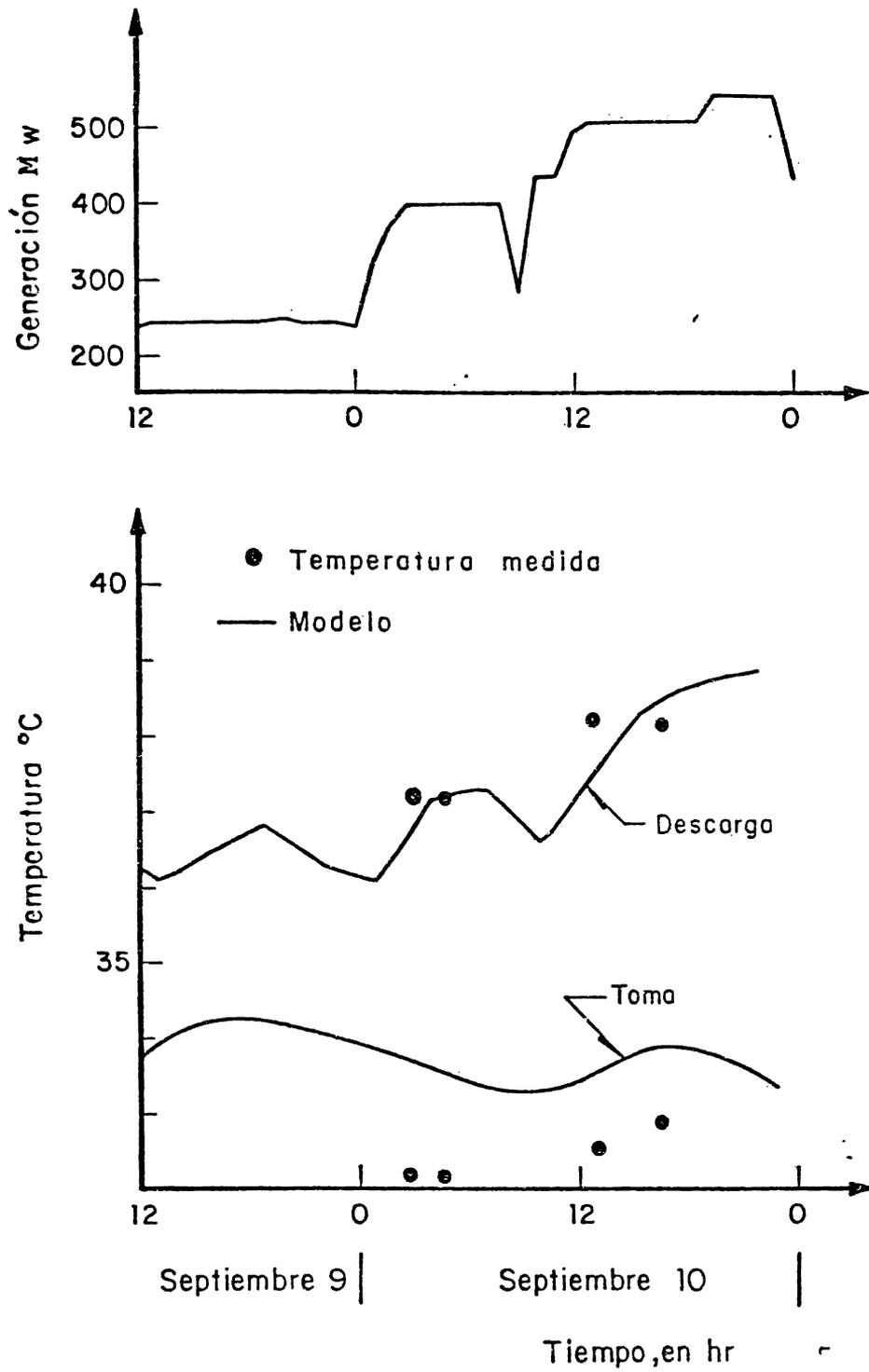


Fig 7.28 Generación de la planta, temperaturas medidas en la toma y la descarga, y las calculadas con el modelo transitorio

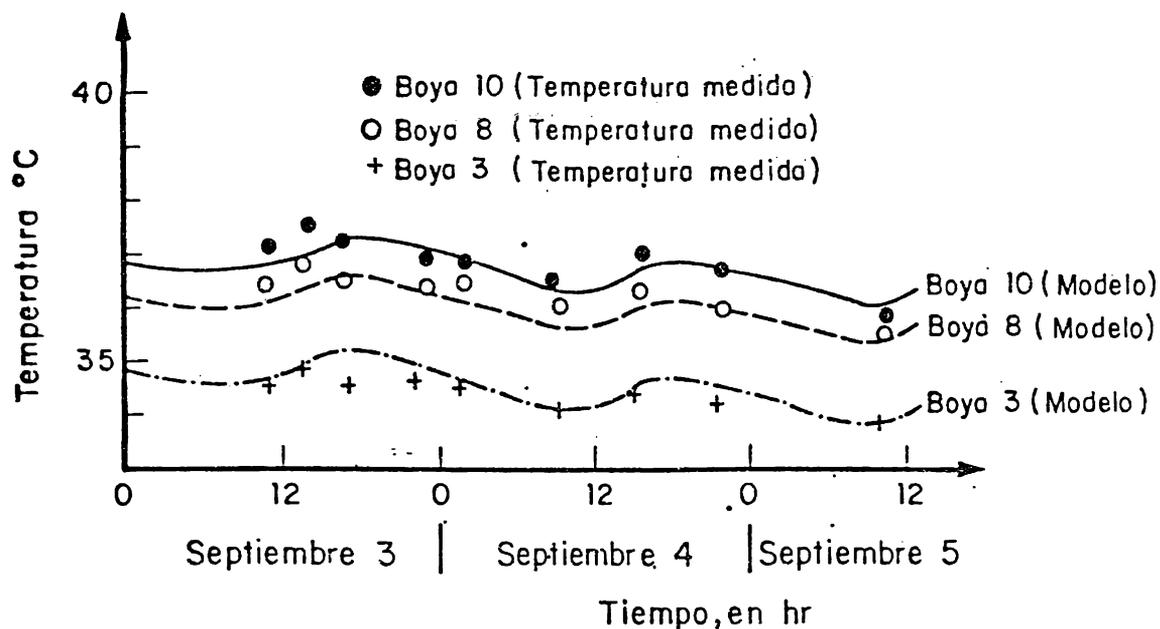


Fig 7.29 Temperaturas medidas y calculadas con el modelo transitorio para las zonas de las boyas 10, 8 y 3

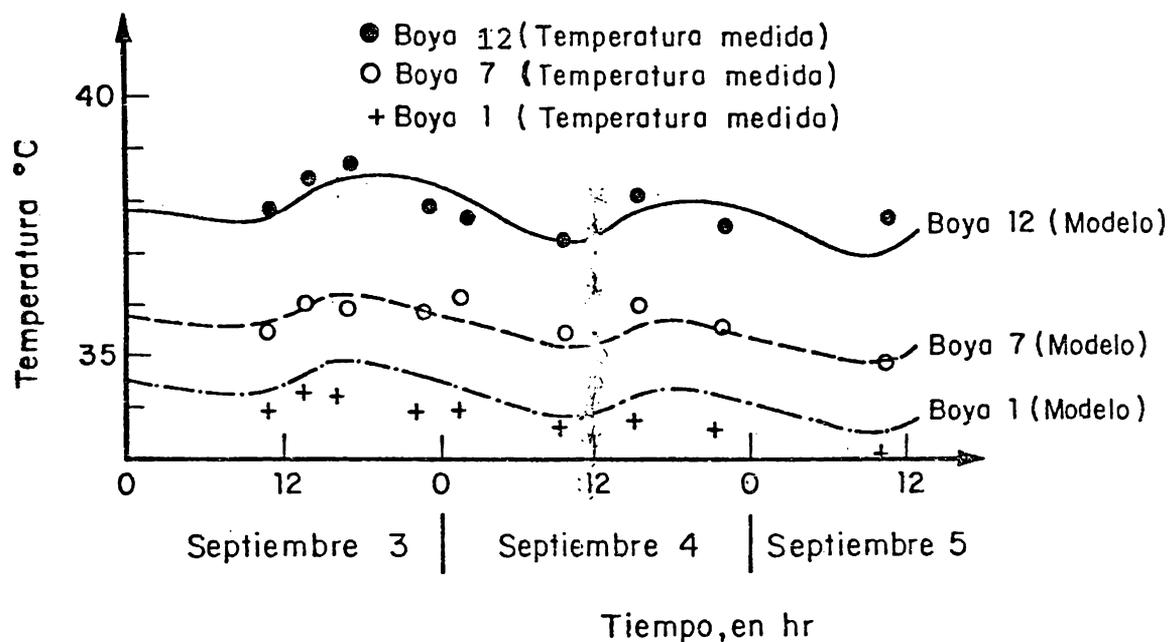


Fig 7.30 Temperaturas medidas y calculadas con el modelo transitorio para las zonas de las boyas 12, 7 y 1

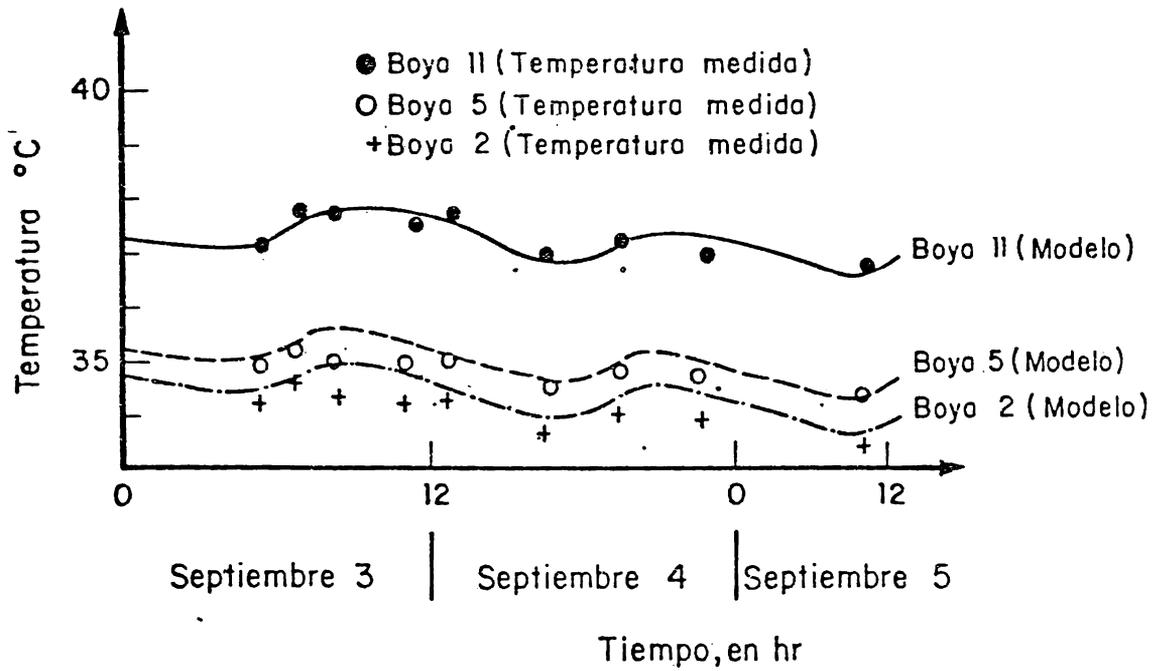


Fig 7.31 Temperaturas medidas y calculadas con el modelo transitorio para las zonas de las boyas 11, 5 y 2

planta en los primeros días de septiembre, el flujo de agua fue igual a la pérdida por evaporación más la necesaria para incrementar el nivel en ambos estanques. Considerando que en esta temporada la evaporación es del orden de 30 000 m<sup>3</sup>/día en total para ambos estanques, y que el aumento de nivel fue de 15 cm en promedio para ambos estanques, para los días del 3 al 10 de septiembre se puede concluir que el agua bombeada por el acueducto en estos 8 días es de aproximadamente 0.998 m<sup>3</sup>/seg (651 l/seg para aumento de nivel y 347 l/seg para compensar evaporación). Al comparar este gasto de agua con el de agua de circulación en los condensadores, puede considerarse despreciable en cuanto al comportamiento hidrodinámico del estanque; sin embargo en cuanto al comportamiento térmico, este representa un flujo de agua fría que de ser permanente ocasionará que el estanque trabaje con un poco mejor de eficiencia. Es de esperarse que en el futuro, ya alcanzado un nivel adecuado para la operación, el acueducto sólo bombee el agua necesaria para mantener el nivel, es decir la debida a pérdidas por evaporación y filtración (alrededor de .4 m<sup>3</sup>/seg); no es de suma importancia considerar este flujo de agua de repuesto en el modelo ya que se manejan alrededor de 12 m<sup>3</sup>/s por unidad.

#### 7.5 Comparación Transitorio-Estacionario

Para evaluar las diferencias que se tienen al ocupar el modelo en estado estacionario en lugar del modelo en estado transitorio, por ejemplo para un diseño, se procedió a realizar una comparación de los resultados predichos

por ambos, a diferentes días. Las figuras 7.32 y 7.33 muestran la comparación entre el promedio de las temperaturas predichas por el modelo transitorio para un día y las predichas por el modelo estacionario ocupando las condiciones meteorológicas promedio de un día. También se muestran el promedio de las temperaturas medidas. Las figuras 7.34 y 7.35 muestran los resultados para 2 días; mientras que las figuras 7.36 y 7.37 muestran esta comparación para 7 días y por último la figura 7.38 muestra los resultados para 16 días. De estas figuras se observa que para el mes de agosto, el modelo estacionario presenta resultados mayores que el transitorio para uno y dos días, quedando muy cercanos para 7 días, mientras que en septiembre sucede que el transitorio presenta resultados mayores que el estacionario hasta en el promedio de 7 días. Esto se debe a que al inicio de septiembre se presentó un período corto en que bajó la temperatura ambiental (ver figura 6.3), que no afecta fuertemente al modelo transitorio pero si al estacionario. También puede verse de las figuras 7.32 a la 7.37, que en general el modelo en estado transitorio presenta mejores resultados al compararse con las temperaturas medidas. Por último en la figura 7.38 se puede observar que para 16 días los resultados de ambos modelos están en buena concordancia (0.3 °C de diferencia entre ambos).

#### 7.5 Balance de energía y estimación de la evaporación

Con objeto de mostrar como es el balance de energía en dos épocas diferentes se presentan los resultados obtenidos en las dos etapas (otoño y verano).

En la tabla 7.1 se muestran los resultados para la etapa de otoño, para un

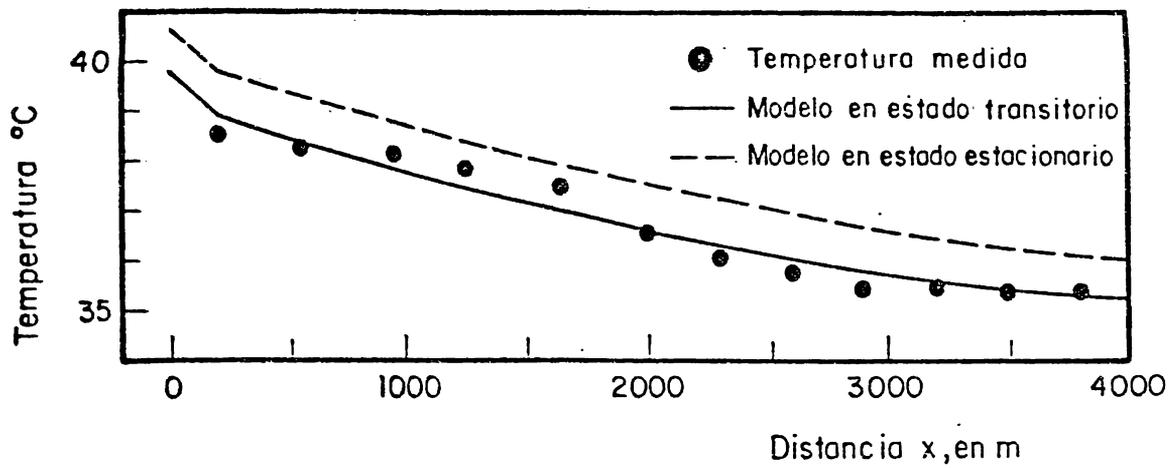


Fig 7.32 Temperaturas obtenidas con el modelo estacionario, comparados con el promedio de las temperaturas obtenidas con el modelo transitorio y con el promedio de las medidas el día 29 de Agosto

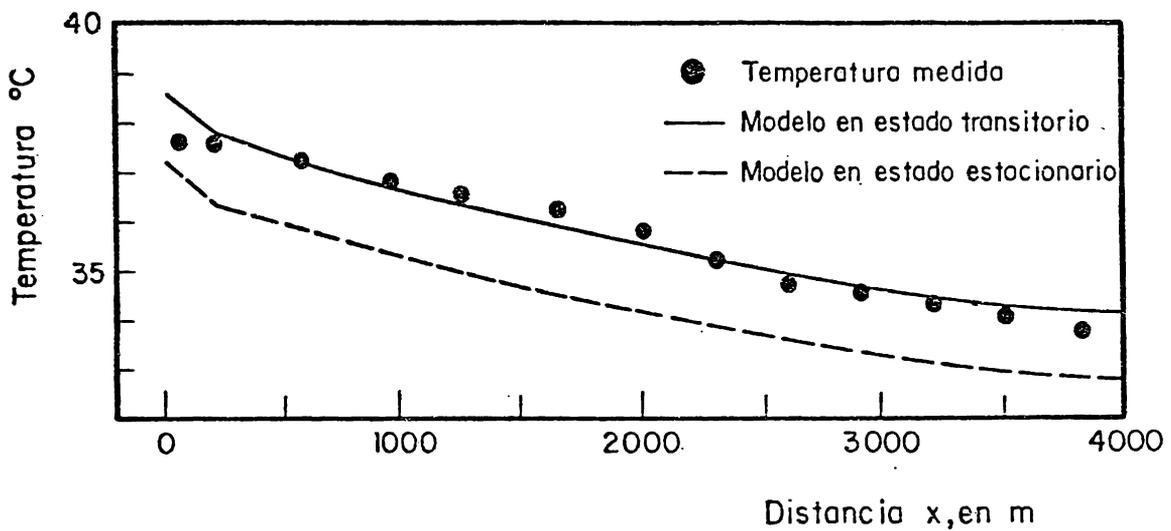


Fig 7.33 Temperaturas obtenidas con el modelo estacionario, comparados con el promedio de las temperaturas obtenidas con el modelo transitorio y con el promedio de las medidas el día 4 de Septiembre

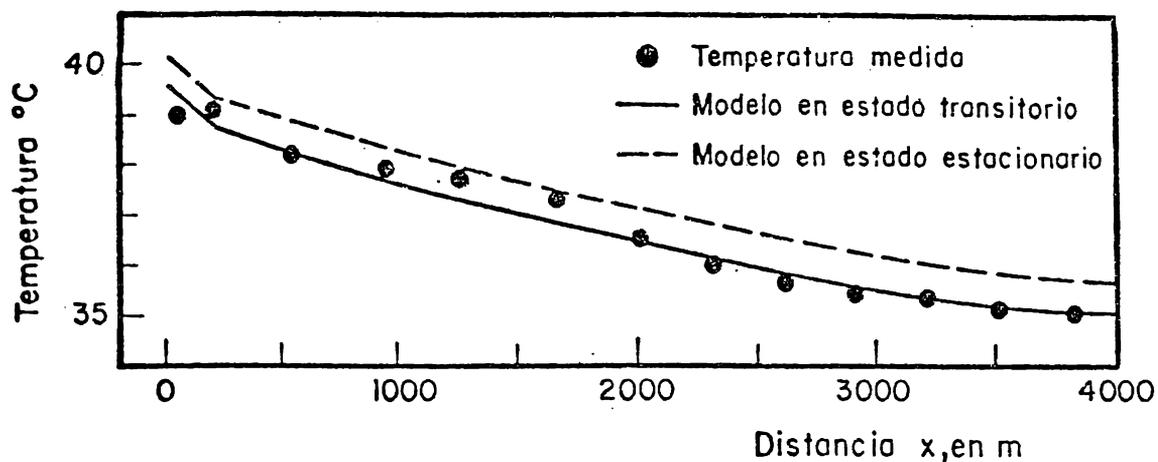


Fig 7.34 Temperaturas obtenidas con el modelo estacionario, comparados con el promedio de las temperaturas obtenidas con el modelo transitorio y con el promedio de las medidas los días 28 y 29 de Agosto

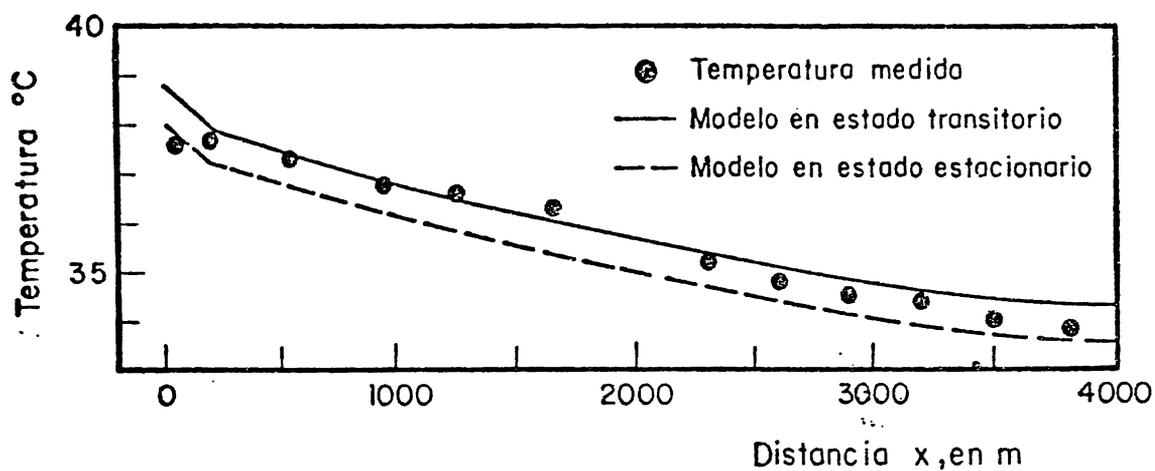


Fig 7.35 Temperaturas obtenidas con el modelo estacionario, comparados con el promedio de las temperaturas obtenidas con el modelo transitorio y con el promedio de las medidas los días 3 y 4 de Septiembre

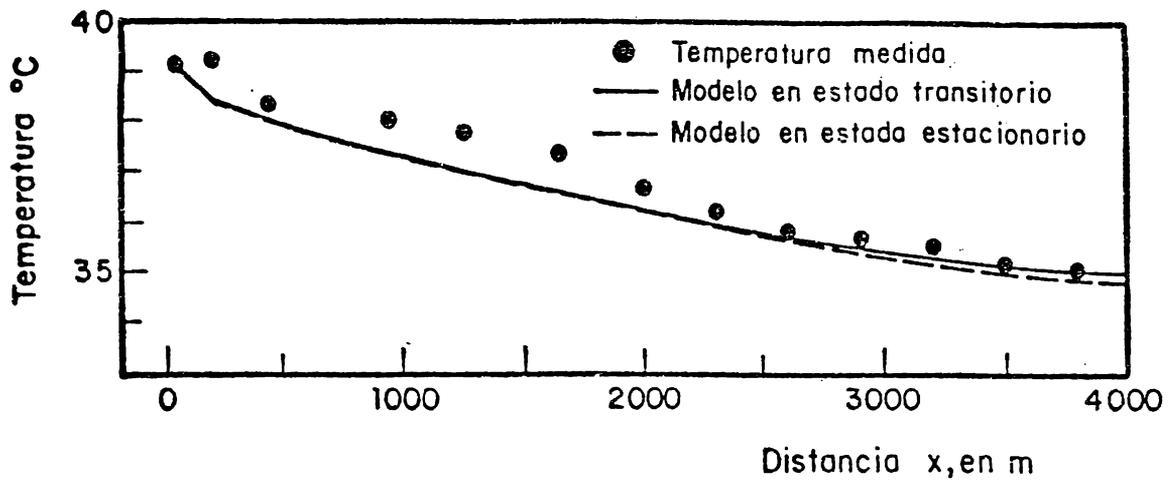


Fig 7.36 Temperaturas obtenidas con el modelo estacionario, y en comparación con el promedio de las temperaturas obtenidas con el modelo transitorio y con el promedio de las medidas del día 25 al 31 de Agosto

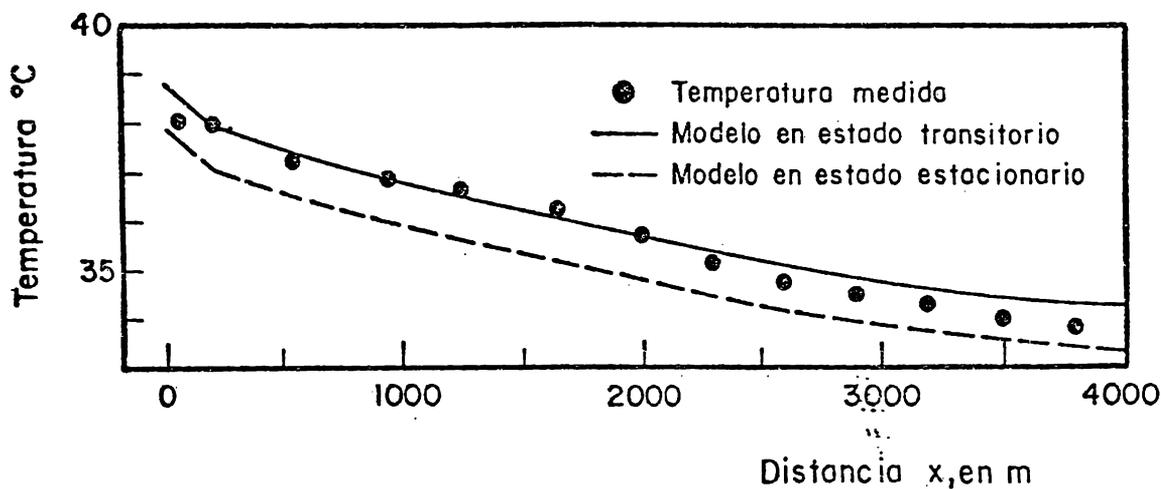


Fig 7.37 Temperaturas obtenidas con el modelo estacionario, comparadas con el promedio de las temperaturas obtenidas con el modelo transitorio y con el promedio de las medidas del día 1 al 7 de Septiembre

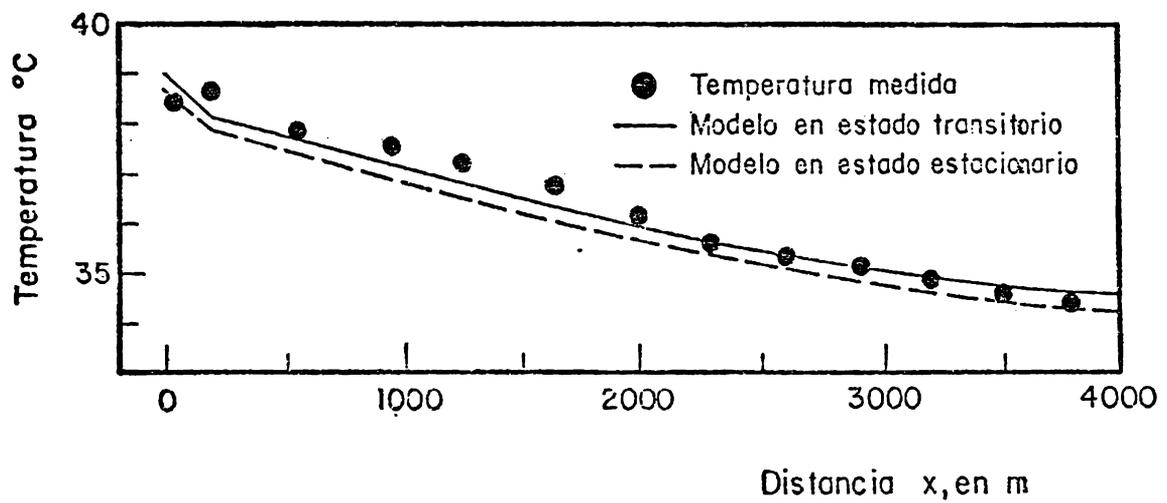


Fig7.38 Temperaturas obtenidas con el modelo estacionario, comparadas con el promedio de las temperaturas obtenidas con el modelo transitorio y con el promedio de las medidas entre el 24 de Agosto y el 8 de Septiembre

promedio de 3 días aproximadamente, y en la tabla 7.2 se muestran los resultados para 16 días de verano. En ellas puede observarse que en verano la energía recibida por radiación del sol y la atmósfera es mayor que la que pierde el estanque por radiación y convección, compensándose la diferencia por evaporación, mientras que en otoño sucede lo contrario. Esto se muestra para diferentes potencias generadas; si se ocupan los mismos valores de potencia y si las condiciones meteorológicas son las de diseño del estanque, los resultados que se presentan en las tablas 7.3 y 7.4, muestran con mayor claridad la diferencia. En las cuatro tablas se observa que la carga térmica del estanque es siempre muy cercana a la del condensador, lo cual es un buen indicativo para confiar en este balance.

Puesto que se midió la temperatura del estanque Este (tabla 6.20) y con objeto de conocer el comportamiento del balance sin descarga térmica, se aplica el balance para el 7 de septiembre de 1984, obteniéndose una temperatura natural para el agua de 27.8 °C que coincide con el promedio de las temperaturas medidas. Sin embargo este balance para un solo día no considera la energía almacenada en el agua, por lo que si se aplica para el promedio de las condiciones meteorológicas del 1 al 10 de septiembre se obtiene 28.5 °C, lo cual está en buena aproximación con la temperatura medida.

Para evaluar cuanta agua pierde el estanque por evaporación tanto en la sección Oeste que está en operación como la sección Este que no lo está, se aplica el balance de energía en ambos para 1983 y la mitad de 1984. Se to-

BALANCE DE ENERGIA

DATOS FISICOS DEL ESTANQUE

POTENCIA MAX = 600 MW; POTENCIA GENERADA = 331 MW

AREA m <sup>2</sup>	ANCHO m	TIRANTE m	GASTO m <sup>3</sup> /s	INCREMENTO DE TEM. °C
1 500 000	375	4.5	24	4.4

DATOS METEOROLOGICOS, PROMEDIO DEL 19 AL 21 DE NOVIEMBRE DE 1983

T. AMB. °C	HUM. REL. %	VEL. DEL V. m/s	RAD. LY/DIA	P. ATM. mmHG	NUB.
17.6	74.6	3.05	360.3	735	0

RAD DEL SOL Y DE LA ATM. = 471.15 W/m<sup>2</sup>

TEMPERATURAS DEL ESTANQUE Y BALANCE DE ENERGIA

DIST m	TEMP °C	PERD. DE ENERGIA KCAL/SEG	m <sup>2</sup> EV WATT/m <sup>2</sup>	RAD W/m <sup>2</sup>	CONV W/m <sup>2</sup>
0	28.79	0	0	0	0
200	27.97	.09	357.8	447.58	77.32
400	27.7	.09	347.65	445.98	75.12
600	27.44	.08	337.08	444.44	73.01
800	27.19	.08	325.05	442.96	70.97
1000	26.95	.08	313.52	441.53	69.01
1200	26.71	.08	304.47	440.16	67.11
1400	26.49	.07	295.85	438.84	65.28
1600	26.27	.07	287.65	437.56	63.52
1800	26.06	.07	279.86	436.34	61.81
2000	25.86	.06	272.44	435.16	60.17
2200	25.66	.06	265.38	434.03	58.59
2400	25.48	.06	258.69	432.94	57.07
2600	25.3	.06	252.36	431.91	55.62
2800	25.13	.06	246.4	430.92	54.24
3000	24.97	.05	240.85	429.99	52.93
3200	24.82	.05	235.75	429.14	51.73
3400	24.68	.05	231.19	428.36	50.64
3600	24.57	.05	227.3	427.7	49.7
3800	24.45	.05	224.32	427.19	48.97
4000	24.40	.05	222.56	426.88	48.55

CARGA TERMICA DEL CONDENSADOR KCAL/SEG

10.5920

CARGA TERMICA DEL ESTANQUE KCAL/SEG

105108

EVAPORACION DEL ESTANQUE EN m<sup>3</sup>/día

13491.31

## TABLA 7.2

## BALANCE DE ENERGIA

## DATOS FISICOS DEL ESTANQUE

POTENCIA MAX = 600 MW; POTENCIA GENERADA = 422.4 MW

AREA m <sup>2</sup>	ANCHO m	TIRANTE m	GASTO m <sup>3</sup> /s	INCREMENTO DE TEM. °C
1500000	375	4	30	4.5

DATOS METEOROLOGICOS, PROMEDIO DEL 24 DE AGOSTO AL 8 DE SEPTIEMBRE DE 1984.

T. AMB. °C	HUM. REL. %	VEL. DEL V. m/s	RAD. LY/DIA	P.ATM. mmHG	NUB.
29.6	58.1	2.7	500.9	735	0

RAD DEL SOL Y DE LA ATM. = 619.27 W/m<sup>2</sup>

## TEMPERATURAS DEL ESTANQUE Y BALANCE DE ENERGIA

DIST m	TEMP °C	PERD. DE ENERGIA KCAL/SEG	m <sup>2</sup> ·EV WATT/m <sup>2</sup>	RAD W/m <sup>2</sup>	CONV W/m <sup>2</sup>
0	38.68	0	0	0	0
200	37.83	0.12	602.46	509.12	50.67
400	37.54	.12	585.16	507.25	48.92
600	37.27	.12	568.78	505.46	47.23
800	37	.11	553.25	503.74	45.6
1000	36.75	.11	538.52	502.09	44.03
1200	36.5	.1	524.53	500.5	42.52
1400	36.27	.1	511.25	498.97	41.06
1600	36.04	.09	498.63	497.5	39.66
1800	35.82	.09	486.64	496.1	38.31
2000	35.61	.09	475.26	494.74	37.02
2200	35.41	.08	461.46	493.45	35.77
2400	35.21	.08	454.24	492.21	34.58
2600	35.03	.08	444.61	491.01	33.44
2800	34.85	.08	435.59	489.92	32.37
3000	34.69	.07	427.22	488.88	31.36
3200	34.54	.07	419.6	487.93	30.43
3400	34.41	.07	412.84	487.08	29.61
3600	34.29	.07	407.15	486.36	28.91
3800	34.7	.07	402.84	485.81	28.37
4000	34.15	.07	400.35	485.49	28.06

CARGA TERMICA DEL CONDENSADOR KCAL/SEG  
135000

CARGA TERMICA DEL ESTANQUE KCAL/SEG  
135961.43

EVAPORACION DEL ESTANQUE EN m<sup>3</sup>/día  
23493.45

TABLA 7.3

## BALANCE DE ENERGIA

## DATOS FISICOS DEL ESTANQUE

POTENCIA MAX = 600 MW; POTENCIA GENERADA = 600 MW

AREA m <sup>2</sup>	ANCHO m	TIRANTE m	GASTO m <sup>3</sup> /s	INCREMENTO DE TEM. °C
1500000	375	4.5	24	8

## DATOS METEOROLOGICOS DE AGOSTO

T. AMB. °C	HUM. REL. %	VEL. DEL V. m/s	RAD. LY/DIA	P.ATM. mmHG	NUB.
30.3	64	3.6	580	735	0

RAD DEL SOL Y DE LA ATM. = 660.36 WATT/m<sup>2</sup>

## TEMPERATURAS DEL ESTANQUE Y BALANCE DE ENERGIA

DIST m	TEMP °C	PERD. DE ENERGIA KCAL/SEG	m <sup>2</sup> EV WATT/m <sup>2</sup>	RAD W/m <sup>2</sup>	CONV W/m <sup>2</sup>
0	43.21	0	0	0	0
200	41.69	.21	950.99	534.91	93.56
400	41.12	.2	902.16	531.04	88.88
600	40.59	.19	857.6	527.42	84.47
800	40.08	.18	816.82	524.03	80.31
1000	39.6	.17	779.4	520.84	76.39
1200	39.15	.16	744.98	517.85	72.69
1400	38.73	.15	713.26	515.03	69.2
1600	38.32	.14	683.97	512.38	65.9
1800	37.94	.13	656.88	509.88	62.77
2000	37.58	.12	631.8	507.52	59.82
2200	37.24	.12	608.55	505.3	57.02
2400	36.92	.11	587.02	503.21	54.39
2600	36.62	.1	567.11	501.25	51.9
2800	36.34	.1	548.76	499.42	49.58
3000	36.07	.09	531.97	497.72	47.41
3200	35.83	.09	516.81	496.17	45.43
3400	35.61	.09	503.46	494.78	43.66
3600	35.43	.08	492.23	493.61	42.16
3800	35.29	.08	483.67	492.71	41
4000	35.21	.08	478.67	492.18	40.31

CARGA TERMICA DEL CONDENSADOR KCAL/SEG  
192000CARGA TERMICA DEL ESTANQUE KCAL/SEG  
195424.73EVAPORACION DEL ESTANQUE EN m<sup>3</sup>/DIA  
32072.76

TABLA 7.4

## BALANCE DE ENERGIA

## DATOS FISICOS DEL ESTANQUE

POTENCIA MAX = 600 MW; POTENCIA GENERADA = 600 MW

AREA m <sup>2</sup>	ANCHO m	TIRANTE m	GASTO m <sup>3</sup> /s	INCREMENTO DE TEM. °C
1500000	375	4.5	24	8

## DATOS METEOROLOGICOS DE NOVIEMBRE

T. AMB. °C	HUM. REL. %	VEL. DEL V. m/s	RAD. LY/DIA	P. ATM. mmHG	NUB.
15.6	71	4	300	735	0

RAD DEL SOL Y DE LA ATM. = 431.48 WATT/m<sup>2</sup>

## TEMPERATURAS DEL ESTANQUE Y BALANCE DE ENERGIA

DIST m	TEMP °C	PERD. DE ENERGIA KCAL/SEG	m <sup>2</sup> EV WATT/m <sup>2</sup>	RAD W/m <sup>2</sup>	CONV W/m <sup>2</sup>
0	32.39	0	0	0	0
200	31	.19	623.01	465.88	140.51
400	30.48	.18	595.01	462.69	135.75
600	29.98	.17	568.97	459.66	131.2
800	29.5	.16	544.73	456.77	126.85
1000	29.05	.15	522.1	454.01	122.67
1200	28.61	.15	500.96	451.38	118.66
1400	28.19	.14	481.17	448.86	114.82
1600	27.78	.14	462.64	446.45	111.12
1800	27.39	.13	445.25	444.15	107.58
2000	27.02	.12	428.95	441.95	104.18
2200	26.66	.12	413.65	439.85	100.92
2400	26.32	.12	399.31	437.85	97.8
2600	25.99	.11	385.91	435.94	94.83
2800	25.68	.11	373.43	434.14	92
3000	25.39	.1	361.92	432.45	89.35
3200	25.12	.1	351.44	430.9	86.89
3400	24.88	.1	342.16	429.5	84.68
3600	24.67	.09	334.31	428.3	82.79
3800	24.51	.09	328.3	427.38	81.32
4000	24.42	.09	324.79	426.83	80.46

CARGA TERMICA DEL CONDENSADOR KCAL/SEG  
192000

CARGA TERMICA DEL ESTANQUE KCAL/SEG  
192107.93

EVAPORACION DEL ESTANQUE EN m<sup>3</sup>/DIA  
21581.45

ma en cuenta que el estanque Oeste enfría el agua de circulación de las unidades 1 y 2 que están operando, por lo que su temperatura y la evaporación dependen tanto de las condiciones meteorológicas como de la potencia generada por la planta; para el estanque Este solo se presenta evaporación natural por lo que depende solo de las condiciones meteorológicas. Los resultados son presentados en la figura 7.39 en donde se ocuparon los datos meteorológicos de diseño. Puesto que este balance ha dado buenos resultados, entonces con estas predicciones de la evaporación y conociendo la cantidad de agua agregada al estanque y la que se ocupa para otros servicios, puede hacerse una estimación de la filtración del estanque. Así por ejemplo para la mitad de 1984, se tiene de los datos suministrados por CFE para las pérdidas totales de agua

MES	Evaporación total estimada con el modelo (l/s)	Pérdida reportada (CFE) (l/s)	Diferencia (l/s)
E	139.4	240	100.6
F	181.2	258	76.8
M	233.8	265	31.2
A	281.1	461.5	180.4
M	355.4	420	64.6
J	445.6	520	74.4

por lo que se estimaría del orden de 90 l/seg en promedio de pérdidas por filtración.

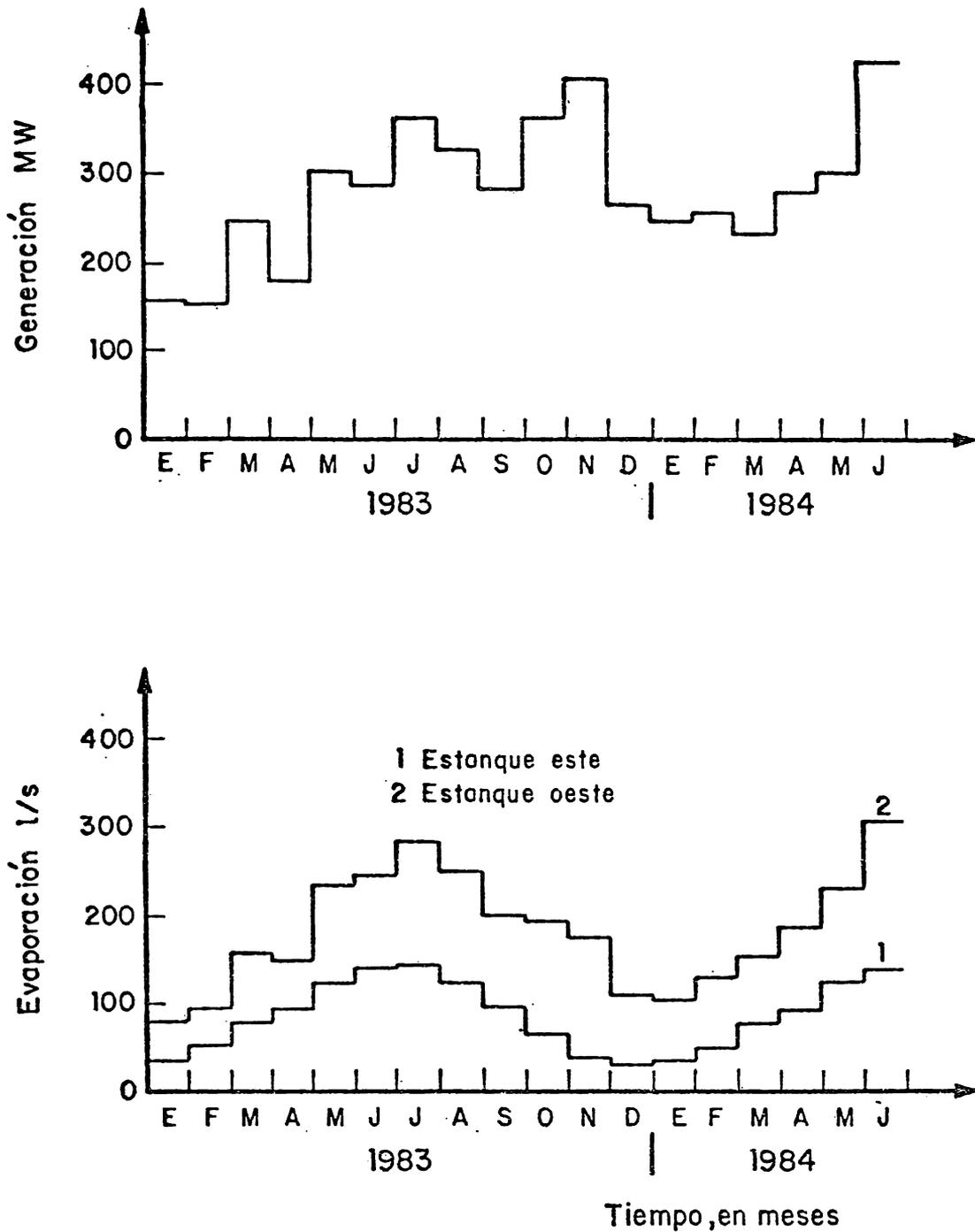


Fig 7.39 Potencia generada durante 1983 y la mitad de 1984 ; estimación de la evaporación para el estanque en operación (oeste) y el que no está operando (este)

## 8.. CONCLUSIONES

Durante las etapas de mediciones, la principal conclusión que se puede obtener del trabajo realizado es que la correlación entre los datos experimentales tanto con el modelo estacionario como con el modelo transitorio es bastante satisfactoria. El modelo en estado transitorio da una mejor aproximación tanto en lapsos cortos (del orden de 1 día o menores) como grandes (15 días o mayores); sin embargo su aplicación es tediosa para lapsos grandes, por esta razón si se quiere simular el estanque en periodos de 1 mes o mayores se recomienda usar el modelo estacionario.

La conclusión final es que estos modelos representan con una buena aproximación el comportamiento del estanque de enfriamiento de la planta de Río Escondido para cualquier época del año; esta afirmación se basa en los dos estudios llevados en el estanque, noviembre de 1983 y agosto-septiembre de 1984.

De los resultados presentados se puede observar que el modelo matemático predice las temperaturas con diferencias menores de  $1^{\circ}\text{C}$ . Sin embargo al estimar el número de Pond se obtienen valores del orden de 0.4; este valor predice que debería existir un estanque parcialmente estratificado y en la realidad se presenta un estanque con mezcla vertical completa. Por lo que si este modelo se va a usar en la evaluación técnico-económica del posible aumento de capacidad de la planta de 1200 a 1900 MW, ocupándose el mismo estanque para el enfriamiento, se recomienda lo siguiente: 1) debido a que la clasificación para este estanque con base en el número de Pond calculado, ocupando el incremento de temperatura el condensador, no es adecuada, debe aplicarse el modelo sin considerar este número, 2) ya que el estanque trabaja físicamente con mezcla vertical completa, la dilución que se obtendría al presentarse dos capas no debe considerarse; se recomienda usar  $Dv = 1$ .

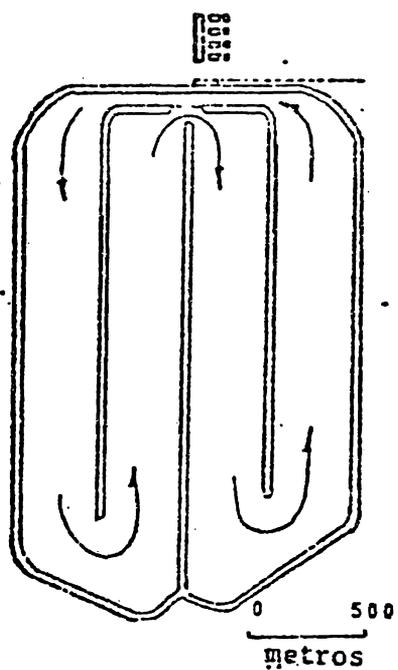
Con el modelo puede realizarse una estimación de las pérdidas de evaporación en cualquier época del año, estas pueden considerarse confiables ya que el modelo ha sido comprobado satisfactoriamente, como ya se ha mencionado. Sin embargo un estudio real de la evaporación con descarga térmica sería recomendable para comprobar lo estimado.

Puede predecirse cuales son las filtraciones con los datos de evaporación estimados si se conoce la cantidad de agua agregada al estanque, la cual podría estimarse ahora con mayor precisión y facilidad al obtenerse esta del Río Bravo.

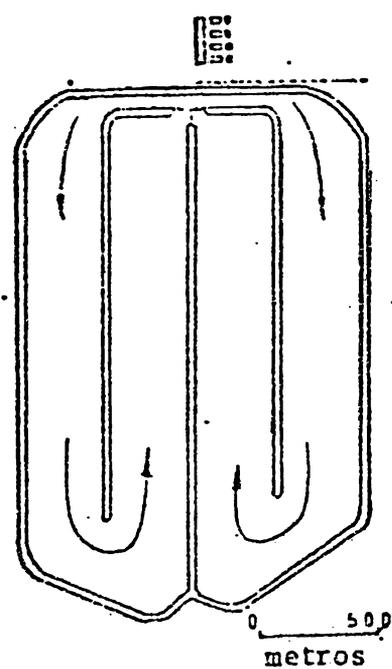
En el aspecto referente a los bordos existentes en el fondo, puede considerarse que las corrientes en el estanque no han afectado su estructura; esto se deduce de la batimetría efectuada. No puede afirmarse que el efecto de los bordos sea positivo o negativo para el comportamiento del estanque; sin embargo podría intuirse que de formarse las dos capas, estas no podrían subsistir ya que las contracorrientes que pudieran formarse se mezclarían donde existen bordos.

## 9. SUGERENCIAS

De las diferentes gráficas que muestran las mediciones de temperatura a lo largo del estanque, se observa que existe una caída de la temperatura en el giro de 180°. Esta caída puede deberse a diverse causas entre las que se podrían encontrar un incremento del área del agua expuesta a la atmósfera y efectos debidos a cambios de dispersión de la corriente; en este último aspecto se conoce de la literatura { 47 } , que en cambios de dirección existen efectos sobre la dispersión. Este tipo de caída en la temperatura no ha sido analizada en la literatura, aunque puede observarse en otro estanque de enfriamiento como el de Dresden en Illionois, EUA, { 20 } ; se sugiere que este fenómeno se estudie con más detalle para un mejor entendimiento de la hidrodinámica de los estanques. En particular para el estanque de Río Escondido podría ser de utilidad para decidir cual de las dos alternativas es más conveniente (ver figura 9.1): 1) descargar las 4 unidades en la zona de des-



Alternativa 1



Alternativa 2

Fig. 9.1 Alternativas para el funcionamiento del estanque

carga y usar el área total del estanque como una sola unidad para enfriar, o 2) descargar las 4 unidades en la zona de descarga y bifurcarla para usar cada sección (Este y Oeste) en forma independientes y de esta forma enfriar por separado 2 unidades en cada sección del estanque. Estas dos alternativas se pueden lograr debido a la estructura de la obra de toma (ver figura 6.1). Una análisis preliminar de estas alternativas basándose solo en el efecto de la dispersión se presenta en { 48 }. Sin embargo, puede sugerirse que la alternativa de descargar 4 unidades en una sola zona sería más conveniente ya que habría tres giros de 180°.

También sería recomendable estudiar los estanques de enfriamiento con modelos matemáticos reportados en la literatura como por ejemplo para flujo no ideal en reactores químicos, ya que existen modelos de estos que podrían ajustarse al caso de estanques de enfriamiento como el modelo de tanques en serie {49} o el de dispersión, que es semejante al modelo ocupado.

Otra sugerencia útil para aclarar varios aspectos hidrodinámicos en estanques de enfriamiento, sería el de realizar estudios en el laboratorio, mediante simulación en modelos del efecto de los bordos para la formación o inhibición de dos capas, el efecto de los gradientes térmicos sobre estas, efectos de la dispersión tanto en los giros de 90° como 180° así como su influencia en la transferencia de calor a la atmósfera.

Se recomienda llevar un registro meteorológico continuo en la planta, ya que las predicciones pueden variar al ocupar datos de Piedras Negras. Esto es importante para que cuando el estanque y la planta trabajen a toda su capa-

idad pueda predecirse el funcionamiento del estanque con mejor precisión.

El número de Pond fue difícil de interpretar; este número clasifica la estructura térmica del estanque e incluye como parámetros el gasto en los condensadores, el incremento de temperatura y factores relacionados con la geometría propia del estanque. Para un mejor entendimiento de este, y así poder clasificar los estanques, es conveniente que quede totalmente entendido, lo cual se puede lograr con simulaciones en el laboratorio.

## REFERENCIAS

- {1}. Mitsubishi Heavy Industries LTD. "Comision Federal de Electricidad. Río Escondido unidades 1, 2, 3 y 4. Thermal Kit", 1982.
- {2}. CFE, "Central Termoeléctrica José López Portillo", Monografía.
- {3}. Najjar, K.F., "An Enviromental and Economic Comparison of Cooling System Designs for Steam-Electric Power Plants", M.S. dissertation, MIT, 1978.
- {4}. Hiriart, L.G., "Obras de Toma y Sistemas de Enfriamiento para Plantas Termoeléctricas". Manual de diseño de obras civiles. Hidrotécnica A. 2. 14. CFE, IIE. México, 1983.
- {5}. Hiriart, L.G., Zurutuza, E. y López, S. "Enfriamiento de Plantas Termoeléctricas", Informe Interno del Instituto de Ingeniería, UNAM, Agosto de 1975.
- {6}. Tennessee Valley Authority, "Heat and Mass Transfer Between a Water Surface and the Atmosphere", Laboratory Report No. 14, TVA, Water Resources Research, Norris, Tennessee, 1972.
- {7}. Paily, P.P., Macagno, E. O. and Kennedy, J.F. "Winter-Regime Surface Heat Loss From Heated Streams" IIHR Report No. 155. Institute of Hydraulic Research. University of Iowa. Iowa City, 1974.
- {8}. Ryan, P.J. and Harleman, D.R.F., "An Analytical and Experimental Study of Transient Cooling Pond Behaviour", Technical Report No. 161, R.M. Parson Laboratory for Water Resources and Hydrodynamics, MIT, Cambridge, Mass, 1973.

- {9}. Ryan, P.J., Harleman, D.R.F. and Stolzenbach, K.D., "Surface Heat Loss from Cooling Ponds", Water Resources Research, Vol. 10, No. 5, p 930. (1974).
- {10}. Hiriart L.G. y Pereyra D.D. "Balance de Energía Agua-Atmósfera y Algunas Aplicaciones", IX Congreso Latinoamericano de la IAHR, Mérida, Venezuela. Junio 1980.
- {11}. Lara A., J. y Almanza S., R., "Requerimientos Energéticos para una Alberca mediante un Balance de Energía Agua-Atmósfera", p 130. Memorias de la VIII Reunión Nacional de Energía Solar. Cd. Madero, Tam. Octubre 1984.
- {12}. Estrada C., V., "Análisis Crítico de Procedimientos para Estimar la Radiación Solar". Tesis Profesional. Facultad de Ingeniería, UNAM, 1985.
- {13}. Almanza, R. y López S., "Radiación Solar Global en la República Mexicana mediante Datos de Insolación", Informe Serie Azul 357, Instituto de Ingeniería, UNAM, México 1975.
- {14}. Bird, R.B., Stewart, W.E. and Lightfoot, E.N., "Transport Phenomena", p 647, 7th printing, J. Wiley and Son Inc., New York, 1960.
- {15}. Treybal, R.E., "Operaciones de Transferencia de Masa", p 269 2a. edición en español, Mc. Graw Hill, México, 1980.
- {16}. Mc. Adams, W.H., "Heat Transmission", p 180, 3th edition, Mc. Graw Hill Kogakusha, LTD, Tokyo 1954.
- {17}. Guide to Hydrometeorological Practices, WMO-No. 168 TP 82. Secretariat of the World Meteorological Organization, Ginebra, Suiza, 1965.

- {18}. Ryan, P.J. "Temperature Distribution in Lakes and Reservoirs", Engineering Aspects of Heat Disposal from Power Generation, R.M. Parsons Laboratory for Water Resources and Hydrodynamics, MIT, Cambridge, Mass., 1971.
- {19}. Jirka, G.H. and Watanabe, M., "Thermal Structure of Cooling Ponds", Journal of the Hydraulics Division, ASCE, Vol. 106 No. HY 5, p 701, (1980).
- {20}. Jirka, G.H., Watanabe, M., Octavio, K.H., Cerco, C.F., and Harleman, D.R.F., "Mathematical Predictive Models for Cooling Lakes and Ponds", Part A: Model Development and Design Consideration", Technical Report No. 238, R.M. Parsons Laboratory for Water Resources and Hydrodynamics, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Mass., 1978.
- {21}. Harleman, D.R.F., "Hydrothermal Analysis of Lakes and Reservoirs", Journal of the Hydraulics Division, ASCE, Vol. 108, No. HY 3, p 302, (1982).
- {22}. Dake, J. M. K. and Harleman, D.R.F., "Thermal Stratification in Lakes - Analytical and Laboratory Studies", Water Resources Research. Vol. 5, No. 2, (1969).
- {23}. Rabl, A. and Nielsen, C. E., "Solar Pond for Space Heating", Solar Energy 17, 1, (1975).
- {24}. Bryant, H.C. and Colbeck, I., "A Solar Pond for London?". Solar Energy 19, 321, (1977).
- {25}. Almanza, R. and Bryant, H.C., "Observations of the Transmittance in two Solar Ponds", Journal of Solar Energy Engineering, ASME, Vol. 105, 378, (1983).

- {26}. Almanza, R. and Lara, J. "Simulation of Solar Ponds with an Experimental Transmittance Function", to be published in the Journal of Solar Energy Engineering, ASME.
- {27}. Lara Arellano, J. A, "Modelo Teórico de un Estanque Solar No Convectivo Aplicable a la República Mexicana", Tesis Profesional, Facultad de Química, UNAM, México, 1983.
- {28}. Lara Arellano, J., "Modelo Matemático para un Estanque Solar", p 53, Memorias del IX Congreso de la Academia Nacional de Ingeniería, León, Gto., México, Sept. 1983.
- {29}. Watanabe, M., Harleman, D.R.F., and Connor, J.J., "Finite Element for Transient Two-Layer Cooling Pond Behavior", Technical Report No. 202, R.M. Parsons Laboratory for Water Resources and Hydrodynamics, MIT, Cambridge, Mass., 1975..
- {30}. Watanabe, M. and Connor, J.J., "Mathematical Modelling of a Stratified Cooling Pond", Applied Mathematical Modelling, Vol. 1, p 97, (1976).
- {31}. Jirka, G.H. and Watanabe, M. "Steady-State Estimation of Cooling Pond Performance", Journal of the Hydraulics Division, ASCE, Vol. 106, No. HY6, p 1119, (1980).
- {32}. Fischer, H.B., "The Mechanics of Dispersion in Natural Streams", Journal of the Hydraulics Division, ASCE, Vol. 93, No. HY6, p 5592, (1967).
- {33}. Fischer, H.B., "Dispersion Prediction in Natural Streams", Journal of the Sanitary Engineering Division, Vol. 94, No. SA 5, p. 6169, (1968).

- {34}. Hiriart L., G, et al, "Estanque Artificial de Enfriamiento para la P.T. Río Escondido", Proyecto 7143, Instituto de Ingeniería, UNAM, México, 1977.
- {35}. Auvinet, G., and Hiriart G., "An Artificial Cooling Pond for the Rio Escondido Coal Fired Power Plant", Proc. of the Simp. on Surface Water Impoundments ; ASCE, p 1089, 1980.
- {36}. Lara A., J. y Almanza S., R. "Modelo en Estado Estacionario para el Estanque de Enfriamiento de la Termoeléctrica de Río Escondido", p 229, X Congreso de la Academia Nacional de Ingeniería, Cd. Obregón, Son., México, 1984.
- {37}. Almanza, R. and Lara A., J., "Model Validation for the Cooling Pond of the Rio Escondido Power Plant", p 33, Proceedings of the International Conference on Power Plant Simulation, DOE & NRC (USA) and IIE & CONACYT (México), Cuernavaca, Mor. , México, 1984.
- {38}. Hiriart, G. y Espinoza, J., "Estructuras Hidráulicas para el Estanque de Enfriamiento de la P.T. Río Escondido (primera parte)", Proy. 8173, Instituto de Ingeniería, UNAM, México, 1979.
- {39}. Lara A., J. y Almanza S., R., "Validación de un Modelo Matemático en Estado Transitorio para un Estanque de Enfriamiento con Mediciones en el Campo", C. 214, VIII Congreso Nacional de Hidráulica, Toluca, Méx., 1984.
- {40}. Almanza, R., Lara, J. y Treviño, L., "Mediciones de Estratificación Térmica y Zonas Muertas en Río Escondido. Informe Primera Etapa", Proyecto 3128, Instituto de Ingeniería, UNAM , México, 1984.

- {41}. Almanza, R., Lara, J. y Muñoz, F., "Mediciones de Estratificación Térmica en Río Escondido. Validación de Modelos Matemáticos para el Estanque de Enfriamiento", Proyecto 3143, Instituto de Ingeniería, UNAM, México, 1984.
- {42}. Almanza, R., Lara, J., Muñoz, F. y Treviño, L., "Estanque de Enfriamiento de Río Escondido: Mediciones de Estratificación Térmica durante el Verano", Proyecto 4113, Instituto de Ingeniería, UNAM, México, 1985.
- {43}. Lara A., J. and Almanza, R. "Thermal Behavior of the Cooling Pond for the Rio Escondido Power Plant", to be presented in IASTED International Conference Energy, Power and Environmental Systems, Santa Barbara, California, USA, 1985.
- {44}. Legaria, G., Peters, R. y Maldonado, R., "Desarrollo de Interfaz y Programas para Lecturas y Análisis de Información Meteorológica Digital", Proyecto 4108, Instituto de Ingeniería, UNAM, 1985.
- {45}. Carnahan, B., Luther, H.A. and Wilkes, J.O., "Applied Numerical Methods", Chap. 7, John Wiley & sons, New York 1969.
- {46}. Lapidus, L. "Digital Computation for Chemical Engineers", pp 182-183, Mc Graw Hill, New York, 1962.
- {47}. Fisher, H.B., "The Effect of Bends on Dispersion in Streams", Water Resources Research, Vol. 5, No. 2, p 496 (1969).
- {48}. Hiriart, G. "Informe de la Visita del Profesor D.R.F. Harleman", Proy. 9184, Instituto de Ingeniería, UNAM, 1980.
- {49}. Levenspiel, O. "Ingeniería de las Reacciones Químicas", Cap. 9, Editorial Reverté, Barcelona, 1979.

- {50}. Harleman, D.R.F. and Elder, R.A., "Withdrawal From Two-Layer Stratified Flows", Journal of the Hydraulics Division, ASCE, Vol. 84, No. HY4, p 43, (1965).
- {51}. Harleman, D.R.F., "Stratified Flow", Handbook of Fluid Dynamics, V.L. Streeter, Mc Graw Hill Book Co., Inc. New York, 1960.
- {52}. Harleman, D.R.F. and Stolzenbach, D.F., "A Model Study of Thermal Stratification Produced by Condenser Water Discharge" Technical Report No. 107, Hydrodynamics Laboratory, MIT, Cambridge, Mass., 1967.
- {53}. Harleman, D.R.F., Adams, E., E. and Koester G., "Experimental and Analytical Studies of Condenser Water Discharge for the Atlantic Generating Station", Technical Report No. 173, R.M. Parsons Laboratory for Water Resources and Hydrodynamics, MIT, Cambridge, Mass., 1973.
- {54}. Jirka, G.H., Cerco, D.F., and Harleman D.R.F., "Efficient Cooling Pond Design", Journal of Hydraulics Division, ASCE, Vol. 107, HY11, (1981).
- {55}. Octavio, K.H., et al, "Mathematical Predictive Models for Cooling Ponds and Lakes", Part B: User's Manual and Applications of MITEMP", Technical Report No. 262, R.M. Parsons Laboratory for Water Resources and Hydrodynamics, MIT, Cambridge, Mass. 1980.
- {56}. Stolzenbach, K.D., Adams., E.E. and Harleman, D.R.F., " A User's Manual for Three Dimensional Heated Surface Discharge Computations", Technical Report No. 156, R.M. Parsons Laboratory for Water Resources and Hydrodynamics, MIT, Cambridge, Mass., 1972.

- {57}. Tatinclaux, J.C., Jain, S.C. and Sayre, W.W. "Hydraulic Modeling of Shallow Cooling Ponds" Journal of the Power Division, ASCE, Vol. 101, No. PO 1, p 43, (1975).
- {58}. Etkin, V.A. "Selecting Optimum Characteristics for Condensing-Cooling Installation in Power Station with Cooling Ponds", Energetika 21, p 91, (1974).
- {59}. Harms, V.W. and Wiegel, R.L. "Dye-Vector Flow Visualization-Cooling Water Model", J. of Waterway Port Coastal and Ocean Division, ASCE, Vol. 105, No. WW3, p 293, (1979).
- {60}. Cotter, T.J. and Lotz, A.W. "Cooling Pond Design in the Southwest", Journal of Power Division, ASCE, Vol. 87, No. P02, p 85, (1961).
- {61}. Sonnichsen, J.C. "Makeup Requirements for Cooling Ponds", Journal of the Environmental Engineering Division, ASCE, Vol. 101, No. EE1, p 15, (1975).
- {62}. Harbeck, G.E. "Estimating Forced Evaporation from Cooling Ponds", Journal of the Power Division, ASCE, Vol. 90, No. P03, p 1, (1964).
- {63}. Paily, P.P. and Macagno, E.O., "Thermal Response of Heated Streams, Solution by Implicit Method", IIHR Report No. 165, Institute of Hydraulic Research, The University of Iowa, Iowa, 1974.
- {64}. Wada, A. "A Study on Phenomena of Flow and Thermal Diffusion Caused by Outfall of Cooling Water", Proc. of the Tenth Conference on Coastal Engineering, Tokio., Technical Report of Central Research Institute of Electric Power Industry, c. 66006, 1966.

- {65}. Thomas, B.L. "For Heated Ponds and Thickeners: How to Calculate Heat, Water Losses", Chemical Engineering, Vol. 4, No. 15, p 129, (1960).
- {66}. Hiriart, G. y Espinoza, J. "Predicción de la Evaporación en el Estanque de Pruebas de Río Escondido", Proy. 8077, Instituto de Ingeniería, UNAM, 1979.
- {67}. Hiriart, G. y Espinoza, J. "Revisión del Diseño de la Segunda Parte del Estanque de Enfriamiento de la P.T. Río Escondido", Proy. 9184, Instituto de Ingeniería, UNAM, 1980.
- {68}. Hiriart, G. y Espinoza, J., "Estructura Hidráulicas para el Estanque de Enfriamiento de la P.T. Río Escondido (Segunda Parte, Final)", Proy. 8173, Instituto de Ingeniería, UNAM, 1979.

COMPLEMENTARY BASIC ENGINEERING AND EXECUTION OF - -  
DETAIL ENGINEERING FOR A CALCIUM-TARTRATE AND ALCOHOL  
PLANT.

Summary of the working report presented by Engineer C. Fco. Lorenzano Porrás. For The degree of master of Chemical - - Engineering.

The report involves activities carried out as group leader of - the process department for an Engineering company during the - - development of an industrial project.

This work attempts to present a means of consultation for professionals who are beginners in project engineering activities - giving a guide to the work performed by one of the most prominent disciplines in an industrial project and its interrelation with the others.

The sequence of activities indicated is a typical operation of a large private engineering company. Taking into account that the basic engineering was provided by a licenser contracted by the, Engineering company's client.

Documents, and work sheets edited by process department are - - attached at the end of the work. Advance reports and activities performed for some monthly periods of the project are also - - enclosed in the appendix.