

**“ESTUDIO DE SISTEMA DE REFRIGERACIÓN ALTERNATIVO PARA LAS  
PILETAS DE ALMACENAMIENTO DE COMBUSTIBLES GASTADOS – BALANCE  
TÉRMICO”**

**ESPECIALIZACIÓN EN REACTORES NUCLEARES Y SU CICLO DE COMBUSTIBLE**

Nombre Alumno: Alejandro Estévez  
Director de Trabajo Final: Gustavo Díaz



**UNSAM**  
UNIVERSIDAD  
NACIONAL DE  
SAN MARTÍN

## INDICE

Indice.....	1
1 Introducción.....	4
1.1 Descripción del Sistema Actual.....	6
1.1.1 Objeto .....	6
1.1.2 Descripción del Proceso .....	6
1.1.2.1 Equipos principales.....	8
1.1.2.2 Ubicación .....	9
1.1.3 Instrumentación y Control .....	9
1.1.3.1 Nivel de las Piletas .....	9
1.1.3.2 Temperaturas .....	10
1.1.3.3 Caudales.....	10
1.1.4 PRINCIPIOS DE OPERACIÓN.....	10
1.1.4.1 Estado operativo.....	10
1.1.5 Funcionamiento Anormal .....	11
1.1.5.1 Falta de Potencia de Clase IV .....	11
1.1.5.2 Demandas Transitorias de Refrigeración y Purificación .....	11
1.2 Verificación de los valores actuales de carga térmica de las piletas.....	12
1.2.1 Cálculo de la carga térmica actual de la piletta S 101 “Almacenaje de Combustibles Gastados” .....	12
1.2.2 Cálculo de la carga térmica actual de las piletas de “Descarga”, S 102 “Piletta de Recepción y Transporte” y S 103 “Piletta de Combustibles Fallados” .....	12
2 Hipótesis de Carga Térmica en las Piletas.....	13
2.1 Carga Térmica de la Piletta S 101 a comienzos de la parada de extensión de vida de la CNE.....	13
2.1.1 Consideraciones de Cantidad de Combustibles .....	13
2.1.2 Balance térmico de la piletta de combustible gastado. Consideraciones del Calor de Decaimiento. ....	14
2.1.2.1 RESULTADOS .....	15

2.1.2.2	OBSERVACIONES.....	15
3	Sistemas alternativos de refrigeración de las piletas de combustibles agotados.....	16
3.1	Estudio de la instalación de una torre de enfriamiento como fuente de agua fría para la refrigeración de las piletas. ....	17
3.1.1	Resumen de Parámetros Climáticos.....	17
3.1.2	Ubicación de la torre de enfriamiento .....	18
3.1.3	Cálculo de la capacidad del sistema alternativo de refrigeración para evacuar la potencia térmica total.....	18
3.1.3.1	Cálculo del intercambiador 3341 HX-1 .....	18
3.1.3.2	Calculo del intercambiador 3341 HX-2 .....	21
3.1.3.3	Cálculo de la temperatura del agua a la entrada de la torre de enfriamiento.....	25
3.1.4	Cálculo de las características de la torre de enfriamiento.....	26
3.1.5	Pérdida de carga del sistema.....	30
3.1.5.1	Propiedades Termodinámicas del Agua en las condiciones de trabajo del sistema alternativo de refrigeración. ....	31
3.1.5.2	Comprensión del Sistema Alternativo de Refrigeración.....	32
3.1.5.3	Perdida de Carga Dinámica.....	34
3.1.5.4	Perdida de Carga Estática .....	38
3.1.5.5	Cálculo de las Bombas para la impulsión del Sistema Alternativo	38
4	Nuevos Requerimientos para el sistema de piletas y el sistema alternativo de agua de servicio .....	40
4.1	“Agua de servicio por Torre de Enfriamiento” .....	40
4.1.1	Introducción .....	40
4.1.2	Requerimientos de Diseño de Proceso.....	40
4.1.2.1	Requerimientos Sísmicos. ....	41
4.1.2.2	Bombas.....	41
4.1.2.3	Materiales .....	42
4.1.2.4	Requerimientos Ambientales.....	42

4.2	“Sistema de Purificación y Enfriamiento del la Pileta de Combustibles Agotados” .....	42
4.2.1	Requerimientos de Diseño de Proceso.....	42
4.2.2	Descripción de Diseño del Proceso .....	43
4.2.2.1	Enfriamiento.....	43
4.2.2.2	Equipamiento.....	43
5	Definiciones y Abreviaturas.....	44
6	Bibliografía e Información.....	45
	Anexos .....	46

## 1 INTRODUCCIÓN

La Central Nuclear de Embalse (CNE), ubicada en la provincia de Córdoba a 110 Km al sur de la Capital Provincial, en la Argentina, es una central termonuclear de producción eléctrica. Esta Planta también es utilizada en la generación de isótopos de aplicación médica, como el Cobalto-60. Desde mediados de los años 90, es operada por Nucleoeléctrica Argentina S.A.

La planta fue inaugurada el 3 de mayo de 1983. Es el cuarto reactor de tipo CANDU puesto en operación comercial. El diseñador y constructor principal fue un consorcio integrado por las empresas Atomic Energy of Canada Limited (AECL) de Canadá e Italmimpianti de Italia.



Figura 1: Vista de la Central

La generación de la energía eléctrica está basada en un reactor nuclear de uranio natural, del tipo CANDU (CANada Deuterium Uranium), del tipo PHWR (Pressurized Heavy Water Reactor, Reactor de Presión de Agua Pesada), refrigerado y moderado por agua pesada, con una capacidad de generación eléctrica de 648MWe.

La finalización de la vida de diseño de CNE esta prevista para comienzos del año 2011. Debido al desempeño de la planta, la necesidad de energía a nivel nacional, los imprevisibles precios del petróleo y el renovado impulso de la industria nuclear en el mundo, se ha tomado la decisión de extender la vida de la planta.

El Proyecto Extensión de Vida (PEV) es un programa que tiene como finalidad lograr la operación extendida de la planta más allá de la vida de diseño. Una de las tareas necesarias para la Extensión de Vida de las plantas CANDU consiste en el cambio de los Canales de Combustible, actividad conocida como retubado.

Dicha actividad involucra una parada extendida de aprox. 18 meses conocida como parada de reacondicionamiento. Por esto y para no tener paradas de larga duración durante la operación extendida de la planta es necesario determinar que Sistemas Estructuras y Componentes (SEC) deben ser reacondicionados aprovechando dicha parada.

Este Retubado del reactor implica necesariamente el vaciamiento de los canales de combustible, los cuales se almacenaran en una serie de piletas concebidas para tal fin con el objetivo final de almacenar los combustibles durante el tiempo necesario hasta que logren su aptitud para ser almacenados en los silos secos.

La calidad y la temperatura del agua de las piletas son mantenidas por medio del sistema de purificación y enfriamiento de la piqueta de combustible gastado (BSI 34410). El calor de decaimiento de los combustibles gastados es eliminado por medio de dos intercambiadores de calor, cuya fuente fría es agua proveída por el sistema de Agua de Servicio (BSI 71310). Este sistema es otro de los cuales necesita reacondicionamiento durante la parada extendida. Debido a esto el sistema quedará fuera de servicio durante un tiempo considerable y deberá pensarse en una fuente fría alternativa.

Los objetivos de este trabajo son determinar la cantidad máxima de combustible gastado, la carga térmica del sistema y establecer las modificaciones a realizar al sistema actual para que el almacenamiento de los elementos combustibles durante la parada de reacondicionamiento se realice bajo las condiciones de seguridad impuestas por el diseño.

## 1.1 Descripción del Sistema Actual

### 1.1.1 Objeto

El objeto del sistema de refrigeración y purificación de la pileta de combustibles usados es:

- Eliminar el calor de desintegración de los elementos combustibles.
- Mantener la pureza del agua de las piletas a fin de mantener el agua clara para facilitar el manipuleo de los elementos combustible e impedir la corrosión de su revestimiento.

### 1.1.2 Descripción del Proceso

El sistema se divide en dos circuitos principales: la pileta de almacenaje principal y las piletas auxiliares. Cada circuito se opera independientemente con la provisión necesaria para la puesta en paralelo de los componentes, a fin de prever las demandas crecientes de refrigeración o purificación de cualquiera de los dos circuitos. En el [Anexo I: Diagrama de Flujo del sistema 3441](#) se muestra el diagrama de flujo del circuito.

De cada grupo de piletas, el agua pasa por los desespumadores (skimmer) y a través de orificios de salida a las respectivas fosas de transferencia. Las aberturas de salida están situadas 58,5 cm por debajo del nivel normal de agua y están provistas de compuertas para la regulación de caudal. El caudal a través de las aberturas de salida se regula manualmente de modo que el caudal total a niveles normales de la pileta se equipare con la extracción de la bomba. Los niveles de agua de las piletas se controlan igualando los caudales de entrada y salida totales de las fosas de transferencia.

Los caños de retorno (entrada a la pileta) están situados sobre las paredes opuestas a las fosas de transferencia y dotados de ruptores de vacío para evitar el efecto sifón del agua de la pileta en el caso de la ruptura de un caño. Los flujos de entrada se dirigen hacia abajo y los flujos de salida de agua tibia son tomados desde la superficie para evitar la mezcla, así como para minimizar el efecto de onda que distorsionaría la visión debajo el agua durante el manipuleo del combustible.

Las bombas (3441 – P1/P2/P3), el filtro (3441- FR1), las columnas de intercambio iónico (3441 – IX1 / IX2) y los intercambiadores de calor (3441 – HX1/HX2), están dispuestos de manera de facilitar la derivación o la puesta en paralelo de los componentes como sea necesario.

Las bombas sirven para hacer recircular el agua a los circuitos. Los intercambiadores de calor extraen el calor liberado por los elementos combustibles usados. El filtro elimina las partículas provenientes de los elementos combustibles así como de las operaciones de manipuleo de combustible. Las columnas de intercambio iónico mantienen el pH del agua de la pileta entre 5 y 7 de modo de impedir el crecimiento de algas.

### 1.1.2.1 Equipos principales

EQUIPOS		Tipo	Capacidad de servicio	Altura (mca)	Potencia motor (KW)	Fuentes alimentación Volt / Clase	Caudal normal (m <sup>3</sup> /h)
<b>Bombas</b>	3441 - P1, P2 y P3	Centrífuga	3 x 100% 273 m <sup>3</sup> /h	27	30	380 / III	De acuerdo al servicio
<b>Intercambiadores de calor</b>	3441 - HX1	Placas contracorriente	2 MW				546
	3441 - HX2	Placas contracorriente	1,2 MW				109
<b>Columnas de intercambiador iónico</b>	3441 - IX1	Cilindro vertical, parte superior cóncava, fondo cónico	55 m <sup>3</sup> /h				55
	3441 - IX2	Cilindro vertical, parte superior cóncava, fondo cónico	55 m <sup>3</sup> /h				
<b>Filtro</b>	3441 - FR1		109 m <sup>3</sup> /h				109

### 1.1.2.2 Ubicación

Instalación	Sala / Recinto
Pileta de Descarga	<a href="#">R-001</a>
Pileta de Recepción	<a href="#">S-102</a>
Pileta de Despacho	<a href="#">S-102</a>
Pileta de combustible Fallado	<a href="#">S-103</a>
Pileta de Almacenaje	<a href="#">S-101</a>
Área de Equipos	<a href="#">S-002</a>

La Pileta de Descarga será inaccesible sólo cuando el combustible se encuentre en proceso de ser descargado de las máquinas de recambio de combustible.

Otras áreas de piletas pueden ser inaccesibles ocasionalmente, según la integridad de los elementos combustibles usados y el grado de contaminación resultante. Las zonas de la columna de intercambio iónico y de filtro constituirán normalmente un área radiológicamente restringida.

### 1.1.3 Instrumentación y Control

#### 1.1.3.1 Nivel de las Piletas

El nivel de las piletas se controla mediante burbujeadores (63441 L-026, L-027, L-029) situados en cada fosa de transferencia. Contactos lógicos locales controlan la operación (OPEN-CLOSED: ABIERTO-CERRADO) de las válvulas de alimentación de agua desmineralizada 63441 PV026, PV027 y PV029 respectivamente.

Los niveles de las piletas se controlan igualando los flujos totales de entrada y salida de cada fosa de transferencia mediante compuertas ajustadas manualmente.

### 1.1.3.2 Temperaturas

Algunos de las diversas mediciones de temperatura determinan la anunciación en la Sala de Control Principal. Cuando esto sucede se debe enviar un operador al terreno para adoptar la acción adecuada, ya que no se ha previsto acción por control automático.

### 1.1.3.3 Caudales

Instrumento	Valor
3441 P-3 Descarga 63441 F-24	109 m <sup>3</sup> /h
3441 P-1/P2 Descarga 63441 F-25	546 m <sup>3</sup> /h
3441 IX-1 Salida 63441 F-20	55 m <sup>3</sup> /h
3441 IX-2 Salida 63441 F-21	55 m <sup>3</sup> /h

## 1.1.4 PRINCIPIOS DE OPERACIÓN

### 1.1.4.1 Estado operativo

La Pileta de Almacenaje y la Pileta de Combustible Fallado están aisladas de la Pileta de Recepción por compuertas estancas, excepto durante la transferencia de Combustible para minimizar la dispersión de los productos de fisión.

Como así se reducen los requerimientos de purificación para el sistema, el agua de la Pileta de Almacenaje se hace circular simplemente por una o dos bombas de 76 l/seg a través de un intercambiador de calor de 2 MW (3441-HX1) de vuelta a la Pileta de Almacenaje.

Es probable que el agua de las piletas auxiliares (de Despacho, de Combustible Fallado, de Recepción y de Descarga) requiera purificación pero menos refrigeración, porque sólo el combustible fallado se almacenaría en estas piletas (se espera que el combustible fallado sea escaso). El agua de estas piletas se hace circular por una bomba de 76 l/seg. a través de un filtro (3441-FR1), un

intercambiador de calor de 0.2 MW (3441-HX2) y una columna de intercambio iónico de lecho mixto (3441-IX1 ó IX2). El caudal a través de cada columna de intercambio iónico debe limitarse a 16 l/seg. por estrangulamiento, a fin de impedir el daño y el apelmazamiento del lecho de resina.

## **1.1.5 Funcionamiento Anormal**

### **1.1.5.1 Falta de Potencia de Clase IV**

Ante una falta de potencia de Clase IV las bombas en operación se desconectarán. A fin de reservar la potencia de emergencia Clase III, reiniciará el funcionamiento de 3441-PI, P2 y P3 sólo para mantener la temperatura de las piletas por debajo de 32°C.

Así, en este estado, estas bombas serán puestas nuevamente en marcha en forma manual y operarán intermitentemente para mantener un índice de enfriamiento menor de 1.7°C POR DÍA y una temperatura general menor de 32°C a fin de impedir el daño del revestimiento epoxy de las piletas por el choque térmico.

### **1.1.5.2 Demandas Transitorias de Refrigeración y Purificación**

Durante ciertas condiciones se pueden presentar demandas mayores de lo normal en lo que hace a las instalaciones de refrigeración y/o purificación.

Algunas de estas condiciones son:

- 1) Temperatura del agua de las piletas elevada (32°C) conjuntamente con una piletas de combustible a medio llenar.
- 2) Cantidades relativamente grandes de combustible usado contenido en las piletas auxiliares más pequeñas.
- 3) Demandas ocasionales de purificación de la Pileta de Almacenaje.

La respuesta a dichas condiciones puede requerir la puesta en marcha de una bomba adicional o un aumento en el caudal de agua de servicio a través de los intercambiadores de calor. Ocasionalmente, es posible que ambos circuitos tengan que mezclarse y pasar a través del equipo de purificación. Sin embargo, los flujos deben equilibrarse a través de 63441 F-020, F-021, F-024 y F-025 y se deben tomar precauciones para no llenar excesivamente las piletas o reducir la aspiración de las bombas.

## 1.2 Verificación de los valores actuales de carga térmica de las piletas.

### 1.2.1 Cálculo de la carga térmica actual de la pileta S 101 “Almacenaje de Combustibles Gastados”

Para este cálculo se utiliza la lectura de caudal en el elemento primario tipo pitot 63441 F-25 la cual es de 560 m<sup>3</sup>/h y lo valores de temperatura del TRC (Tubo de Rayos Catódicos) en la sala de control con las siguientes entradas analógicas:

Entrada Analógica	Descripción	Lectura
AI 001640	Temperatura de las piletas S101	25.98°C
AI 001644	Temperatura de entrada a la pileta S101	23.51°C

$$Q = M \times C_p \times \Delta T_{\text{pileta S101}}$$

$$Q = 994.2 \text{ [Kg/m}^3\text{]} \times 560 \text{ [m}^3\text{/h]} \times 1 \text{ [KCal/Kg }^\circ\text{C]} \times (25.98 - 23.51) \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$Q = 1375177 \text{ [KCal/h]}$$

$$Q = 1599 \text{ [KW]}$$

$$Q \approx 1,6 \text{ [MW]}$$

Se asumió que el sistema estaba en estado estacionario (la Temperatura de la pileta S101 y la Temperatura de entrada a la pileta S101 se mantenían constantes, así como las Temperaturas de entrada y salida del Lado frío del HX – 1 y el caudal de agua del lado caliente.)

### 1.2.2 Cálculo de la carga térmica actual de las piletas de “Descarga”, S 102 “Pileta de Recepción y Transporte” y S 103 “Pileta de Combustibles Fallados”

Para este cálculo se utiliza la lectura de caudal en el elemento primario tipo pitot 63441 F-24 la cual es de 104 m<sup>3</sup>/h y lo valores de temperatura del TRC (Tubo de Rayos Catódicos) en la sala de control con las siguientes entradas analógicas:

Entrada Analógica	Descripción	Lectura
AI 001642	Temperatura de las piletas S102 y S103	22.06°C
AI 001645	Temperatura de entrada a las piletas S102 y S103	18.92°C

$$Q = M \times C_p \times \Delta T_{\text{piletas S102 y 103}}$$

$$Q = 995.62 \text{ [Kg/m}^3\text{]} \times 104 \text{ [m}^3\text{/h]} \times 1 \text{ [KCal/Kg }^\circ\text{C]} \times (22.06 - 18.92) \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$Q = 325129,667 \text{ [KCal/h]}$$

$$Q = 378,054 \text{ [KW]}$$

$$Q \approx 0,4 \text{ [MW]}$$

Se asumió que el sistema estaba en estado estacionario (la Temperatura de las piletas S102 y S103 y la Temperatura de entrada a las piletas S102 y S103 se mantenían constantes, así como las Temperaturas de entrada y salida del Lado frío del HX – 2 y el caudal de agua del lado caliente.)

## 2 HIPÓTESIS DE CARGA TÉRMICA EN LAS PILETAS.

### 2.1 Carga Térmica de la Pileta S 101 a comienzos de la parada de extensión de vida de la CNE.

De acuerdo a la experiencia obtenida en la PEV de la central nuclear de Point Lepreau; la cual es un modelo CANDU 600 equivalente a la Central Nuclear Embalse; se sabe que la descarga completa del núcleo (4560 Elementos Combustibles) dura 41 días corridos, trabajando las 24 horas del día. De forma conservativa para el caso local se considera un tiempo de descarga del núcleo de 60 días.

#### 2.1.1 Consideraciones de Cantidad de Combustibles

Para la estimación de la cantidad de combustibles en la pileta en el momento de la parada del 01/04/2011 se hicieron las siguientes consideraciones:

1. Se parte de la situación actual de pileta con 42000 combustibles.

2. Se supone que todos los EC's a la fecha 01/04/2011 con permanencia mayor a 6 años son enviados a silos, salvo los de las filas 0 y 1. Esto implica que se enviarían a silo 18000 EC's.
3. Se estima un factor de carga de 95 % para el periodo de operación de desde la fecha actual hasta el 01/04/2011.
4. Un consumo de 16 EC's por día.
5. Una parada programada de 6 semanas en 2010.
6. Con las suposiciones 3,4 y 5 se obtiene una descarga de combustibles de 12300 EC's para el lapso de tiempo que va desde el momento actual hasta el 01/04/2011.
7. La descarga de combustibles comienza una semana después de empezada la parada, con una tasa de descarga de 504 EC's por semana. Lo que lleva un total de 60 días para vaciar el núcleo.

Con esto se obtiene que los combustibles presentes en la pileta al 01/04/2011 serán unos 36000 aproximadamente, más 4560 del núcleo completo.

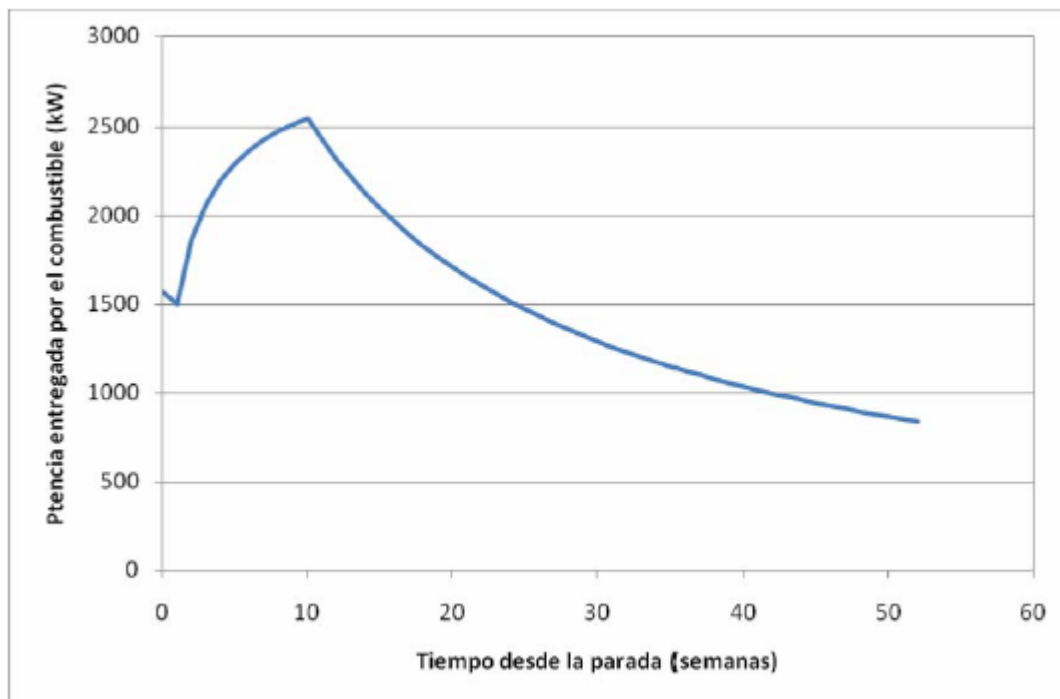
### **2.1.2 Balance térmico de la pileta de combustible gastado. Consideraciones del Calor de Decaimiento.**

Para el caso del cálculo del calor de decaimiento se utilizan los datos del informe "Combustible irradiado de CNE: estimación de actividad, calor de decaimiento y términos fuente de fotones y neutrones, M.Higa, IT 1011/92, Abril 1992", con las siguientes consideraciones:

1. Para el caso de los elementos combustibles en pileta (extraídos con quemado de extracción antes de parar) se supone un quemado de 7500 MWd/T y una potencia de 475 kW.
2. Para los elementos combustibles del núcleo se supone un quemado medio de 5700 MWd/T y una potencia de 475 kW.
3. Los valores antes utilizados son conservativos respecto de los valores medios reales, la potencia media de los EC's es de 442 kW, el quemado medio de extracción es de 7300 MWd/T y el quemado medio de los EC's en el núcleo es de 3850 MWd/T.

### 2.1.2.1 RESULTADOS

La figura 1 presenta la evolución de la potencia generada en los elementos combustibles desde el comienzo de la parada de extensión de vida.



**Figura 1:** Evolución de la potencia de decaimiento en los elementos combustibles en la piletta S 101 desde el comienzo de la parada de extensión de vida.

Según lo mostrado en la figura 1, la potencia debida a los EC's quemados en la piletta es de 1.5 MW, luego a medida que se pasan los elementos combustibles desde el núcleo a la S 101 la potencia aumenta hasta 2.5 MW y de ahí en más comienza a disminuir por decaimiento natural hasta 1.5 MW a aproximadamente 6 meses después de comenzada la parada.

### 2.1.2.2 OBSERVACIONES

Del estudio realizado se tienen las siguientes observaciones:

1. Con las consideraciones planteadas en este trabajo, cabe señalar que el resultado de la figura 1 es independiente del momento de comienzo de la parada de extensión de vida.

2. La contribución al calor de decaimiento de los elementos combustibles en la fila 0 y 1 (aproximadamente 6000 EC's) es menor al 2 % del total, por su elevado tiempo de permanencia en la S 101. Los cuales no son influyentes en la carga térmica del la S 101, pero si impactan en el espacio que ocupan.
3. La tasa de descarga de los elementos combustibles influye en el valor pico de potencia que se obtenga, a mayor tasa de descarga más alto será el dicho pico.

### **3 SISTEMAS ALTERNATIVOS DE REFRIGERACIÓN DE LAS PILETAS DE COMBUSTIBLES AGOTADOS.**

Con la finalidad de estudiar un sistema que resuelva la los requerimientos de refrigeración del sistema 3441 durante la parada de extensión de vida, se plantearon 3 posibles soluciones:

1. Utilización de los equipos de refrigeración tipo chillers del sistema de agua fría (BSI 71900)
2. Instalación de una toma de agua alternativa.
3. Instalación de una torre de enfriamiento.

Con respecto a la primera opción, la utilización de los chillers fue descartada por el alto caudal volumétrico de agua requerido para enfriar el gas en los condensadores de los equipos (aproximadamente un 1/3 del caudal del 71310 para el sistema 3441). Además de entrar en vigencia el Plan Nacional de Eliminación de Uso de CFCs (aun no tiene fuerza de ley), por el cual se establece que a partir del 31 de Diciembre del año 2009, quedará prohibida la utilización de gas freón en equipos de refrigeración.

La segunda opción la cual se refiere a la posibilidad de realizar una toma de agua del lago alternativa, colocando bombas electrosumergibles vinculadas a una boya y tendiendo cañerías (seguramente enterradas) hasta el edificio de servicios, se comenzará a analizar en el mes de enero del año 2009.

La tercer es la cual se desarrollara en este trabajo, teniendo como importante antecedente, su aplicación en la Central Nuclear de Point Lepreau.

### 3.1 Estudio de la instalación de una torre de enfriamiento como fuente de agua fría para la refrigeración de las piletas.

En primera medida, como el funcionamiento de una torre de enfriamiento esta íntimamente ligado a las condiciones climatológicas, se realiza un análisis de los principales parámetros climáticos medidos en la CNE desde comienzos de la operación comercial al año 2007 inclusive.

#### 3.1.1 Resumen de Parámetros Climáticos

La siguiente tabla incluye las temperaturas Máximas Medias Mensuales más altas para cada mes, con su correspondiente humedad relativa, desde el año 1991 al 2007 inclusive.

	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sept	Oct	Nov	Dic
<b>Año</b>	2004	2007	2003	2007	2002	2007	1997	1996	2006	2003	2006	2006
<b>Humedad Relativa Media [%]</b>	74	69	75	71	82	71	80	64	66	70	61	69
<b>Máximas Medias Mensuales [°C]</b>	32.7	32.4	28.2	28.3	22.4	21.7	18.7	21.3	26.6	26.6	31.5	33.8

De acuerdo a los parámetros climáticos mencionados anteriormente y considerando un presión atmosférica de 950 milibares, la temperatura de bulbo húmedo (TBH) para el mes de diciembre (el cual es el mas desfavorables) según la grafica psicrométrica (ver [Anexo V: Gráfico Psicrométrico](#)) es de 28.74 [°C]. En base a este dato, se puede realizar un diseño para tener una temperatura de agua a la salida de la torre igual a 32°C (approach = 3.26 °C). Estas serán consideradas las condiciones climáticas históricas más desfavorables.

Si bien de acuerdo a la planificación realizada para la parada de extensión de vida de la Central Nuclear Embalse, la misma tendría fecha de inicio durante los primeros días de abril del año 2011, para los cálculos de dimensionamiento del sistema alternativo de refrigeración, se tomaran las condiciones climáticas históricas más desfavorables.

Con respecto a las condiciones climáticas en invierno, cabe destacar que si bien las temperaturas en la CNE suelen descender de los 0 °C (la temperatura mínima media mensual histórica fue de -0,1 °C), este tipo de equipos cuentan con sistemas de calefacción para mantener la zona de desagüe libre de hielo en

invierno, así como de termostato para regular la calefacción en función de la temperatura del agua fría, por lo cual se considera que no es necesario profundizar en casos de operación con temperaturas ambientales bajo cero.

### 3.1.2 Ubicación de la torre de enfriamiento

Se decidió la ubicación de la torre de enfriamiento al Oeste del edificio del Reactor (Cara A), debido a que es el mayor área libre cercana al edificio de servicios y dispone del espacio suficiente para las maniobras de construcción y operación de la misma. (Ver [Anexo VI: Ubicación de la torre/s de enfriamiento y de las sala S 002](#))

### 3.1.3 Cálculo de la capacidad del sistema alternativo de refrigeración para evacuar la potencia térmica total

Suponiendo una potencia térmica máxima a intercambiar de 2,5 MW para la piletta S 101 tal como se menciona en este documento bajo el título [Hipótesis de Carga Térmica en las Piletas](#) (Basado en el informe “Estudio de carga térmica de la piletta S 101 a comienzos de la parada de extensión de vida de CNE”, Arnaldo Rabiti, 2008) y tomando la carga térmica actual de las piletas de “Descarga”, S 102 “Piletta de Recepción y Transporte” y S 103 “Piletta de Combustibles Fallados”; la cual es de 0,4 MW térmicos. El sistema alternativo de refrigeración debería evacuar 2.9 MW. Si a esto se lo multiplica por un coeficiente de Seguridad de 1.25, el valor final para el cual deberá estar diseñado el sistema alternativo de refrigeración es de 3.63 MW térmicos.

#### 3.1.3.1 Cálculo del intercambiador 3341 HX-1

##### Especificaciones Técnicas del HX – 1

	Unidades	Lado Caliente	Lado Frío
<b>Fluido</b>		Agua Desmineralizada	Agua del Lago
<b>Potencia térmica</b>	Mcal/h	1720	
<b>LMTD</b>	K	5.1	
<b>K de servicio</b>	Kcal/m <sup>2</sup> h °C	4553	
<b>Área de transferencia</b>	m <sup>2</sup>	74	
<b>Dirección de los fluidos</b>		contracorriente	

<b>Cantidad de placas</b>			89	
<b>N° de pasos</b>			1	1
<b>Capacidad de ampliación</b>	Placas		26	
<b>Temperatura de entrada</b>	°C		32	23
<b>Temperatura de salida</b>	°C		28.8	27.6
<b>Caudal volumétrico</b>	m <sup>3</sup> /h		547.2	378

El calor que puede intercambiar el HX 1 se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$Q = U \times A \times MLDT$$

Q: Calor Transferido Total (Potencia Térmica Transferida).

U: Coeficiente Global de Transferencia de Calor (K de Servicio).

A: Área de Transferencia.

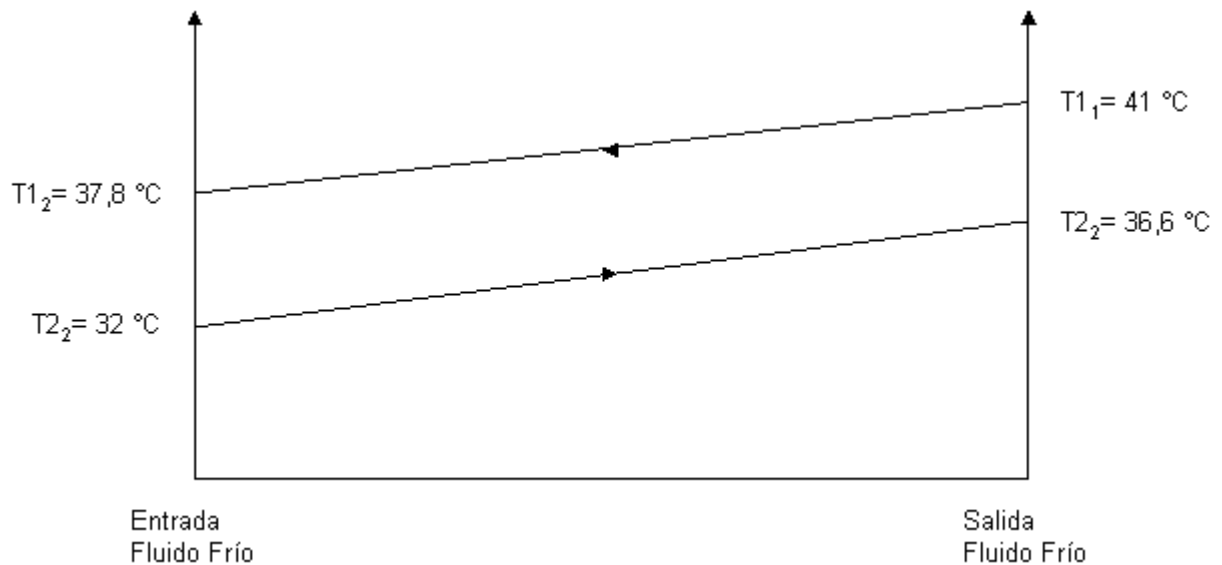
MLDT: Media Logarítmica de la Diferencias de Temperatura.

Consideradas las condiciones climáticas históricas mas desfavorables según lo mencionado en los párrafos anteriores ([Resumen de Parámetro Climáticos](#)), esto es un Temperatura de bulbo seco igual a 33,8 ° C y una humedad relativa del 69% (Valores correspondientes al mes de diciembre del año 2006).

Las condiciones de operación del HX – 1 serían las siguientes:

		Unidades	Lado Caliente	Lado Frío
<b>Temperatura entrada</b>	de	°C	41	32
<b>Temperatura salida</b>	de	°C	37,8	36,6
<b>Caudal volumétrico</b>		m <sup>3</sup> /h	547.2	378

A continuación se realiza un cálculo simplificado del aumento de capacidad del HX-1 que se puede justificar siguiendo el [Anexo XII: Modificación de la Transferencia de Calor del HX-1 debido al agregado de placas.](#)



$$\Delta T_{\text{global}} = \Delta t_2 - \Delta t_1 / \ln (\Delta t_2 / \Delta t_1)$$

Para flujo en contracorriente:

$$\Delta t_1 = T_{1_1} - T_{2_2}$$

$$\Delta t_2 = T_{1_2} - T_{2_1}$$

Reemplazando los valores:

$$\Delta t_1 = (41 - 36,6) \text{ °C} = 4,4 \text{ °C}$$

$$\Delta t_2 = (37,8 - 32) \text{ °C} = 5,8 \text{ °C}$$

$$\text{MLDT} = (5,8 - 4,4) \text{ °C} / \ln (5,8/4,4) = 5,1 \text{ °C}$$

Debido a que la potencia térmica a disipar será de 3.63 MW, calculo cuanto calor podría disipar el HX – 1 si utilizo toda su capacidad de ampliación (la potencia térmica actual para el HX – 1 es de 2MW).

Si, 89 placas ----- 74 m<sup>2</sup> (Área de Transferencia)

(89 + 26) Placas = 115 Placas ----- 95,62 m<sup>2</sup> (Nueva Área de Transferencia)

Calculo Q,

$$Q = U \times A \times MLDT$$

$$Q = 4553 \text{ [Kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C]} \times 95.62 \text{ [m}^2\text{]} \times 5.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 2222325,086 \text{ [Kcal/h]}$$

$$Q = 2,58407 \text{ MW}$$

$$Q \approx 2,6 \text{ MW}$$

Ahora tengo una capacidad de evacuación de calor de 2,6 MW para el HX -1 y 1,2 MW para el HX – 2 lo que hace una capacidad total de 3,8 MW térmicos. (En caso de ser necesario, la capacidad del HX – 2 puede ampliarse un 10,6 %, lo que lo dejaría con una capacidad de 1,327 MW).

### 3.1.3.2 Calculo del intercambiador 3341 HX-2

#### Especificaciones Técnicas del HX – 2

	Unidades	Lado Caliente	Lado Frío
<b>Fluido</b>		Agua Desmineralizada	Agua del Lago
<b>Potencia térmica</b>	KW	1200	
<b>LMTD</b>	K	5.17	
<b>K de servicio</b>	Kcal/m <sup>2</sup> h °C	5282,2	5211,3
<b>Área de transferencia</b>	m <sup>2</sup>	42	
<b>Dirección de los fluidos</b>		contracorriente	
<b>Cantidad de placas</b>		52	
<b>N° de pasos</b>		1	1
<b>Capacidad de ampliación</b>	%	10,6	
<b>Temperatura de</b>	°C	32	23

<b>entrada</b>				
<b>Temperatura de salida</b>	de	°C	28.15	26.81
<b>Caudal volumétrico</b>		m <sup>3</sup> /h	270	272
<b>Capacidad calor</b>		Kcal/Kg °C	0.99798	0.99826
<b>Densidad</b>		Kg/m <sup>3</sup>	995.62	997.07
<b>Viscosidad Entrada</b>		cP	0.765	0.933
<b>Viscosidad Salida</b>		cP	0.83	0.855
<b>Perdida de Presión</b>		mWS	10.1	7.9
<b>Sobre presión de operación en la entrada</b>		bar	3	3.5

Calculo el calor intercambiado mediante la siguiente ecuación:

$$Q = U \times A \times MLDT$$

Q: Calor Transferido Total (Potencia Térmica Transferida).

U: Coeficiente Global de Transferencia de Calor (K de Servicio).

A: Área de Transferencia.

MLDT: Media Logarítmica de la Diferencias de Temperatura.

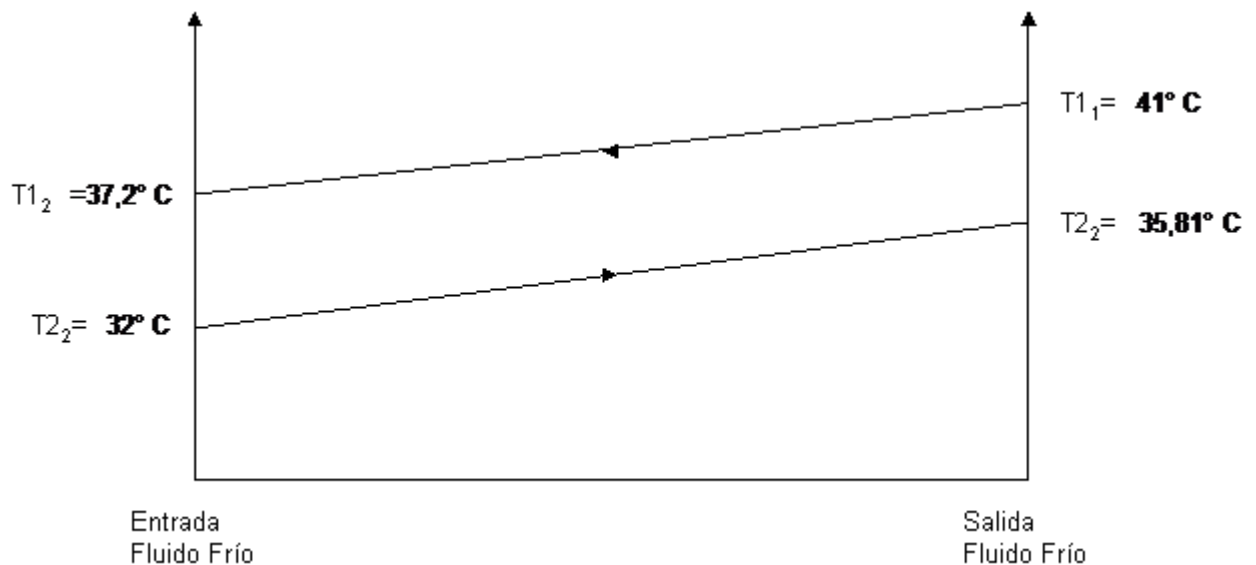
Consideradas las condiciones climáticas históricas más desfavorables. Esto es una Temperatura de bulbo seco igual a 33,8 ° C y una humedad relativa del 69% (Valores correspondientes a la máxima media del mes de diciembre del año 2006).

Las condiciones de operación del HX – 2 serían las siguientes:

Unidades	Lado Caliente	Lado Frío
----------	---------------	-----------

Temperatura de entrada	de	°C	41	32
Temperatura de salida		°C	37.15	35.81
Caudal volumétrico		m <sup>3</sup> /h	270	272

A continuación se realiza un cálculo simplificado del aumento de la capacidad del HX-2 que se puede justificar siguiendo la misma metodología que en el [Anexo XII: Modificación de la Transferencia de Calor del HX-1 debido al agregado de placas](#)



$$\Delta T_{\text{global}} = \Delta t_2 - \Delta t_1 / \ln (\Delta t_2 / \Delta t_1)$$

Para flujo en contracorriente:

$$\Delta t_1 = T_{11} - T_{22}$$

$$\Delta t_2 = T_{12} - T_{21}$$

Reemplazando los valores:

$$\Delta t_1 = (41 - 35,81) \text{ }^\circ\text{C} = 5,19 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = (37,15 - 32) \text{ }^\circ\text{C} = 5,15 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{MLDT} = (5,15 - 5,19) \text{ }^\circ\text{C} / \ln (5,15/5,19) = 5,17 \text{ }^\circ\text{C}$$

Calculo Q,

$$Q = U \times A \times \text{MLDT}$$

$$Q = 5282,2 \text{ [Kcal/m}^2\text{ h }^\circ\text{C]} \times 42 \text{ [m}^2\text{]} \times 5,17 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q = 1146976,9 \text{ [Kcal/h]}$$

$$Q = 1333,67 \text{ MW}$$

$$Q \approx 1,33 \text{ MW}$$

### 3.1.3.3 Cálculo de la temperatura del agua a la entrada de la torre de enfriamiento.

Suponiendo que las corrientes de salida del lado frío del HX – 1 y el HX – 2 se mezclan antes de ingresar a la torre de enfriamiento.

La corriente de caudal másico  $M_1$  proveniente del HX-1 que transporta un calor  $Q_1$  más la corriente de caudal másico  $M_2$  proveniente del HX – 2 que transporta un calor  $Q_2$ , dará como resultado una corriente que transporte un calor igual a  $Q_1 + Q_2$  (considerando que no hay pérdida de calor en las cañerías).

Ahora recordando la temperatura del agua a la salida del lado frío del HX – 1 y el HX – 2 ( $T_{sal\ LF\ HX-1} = 36,6\ ^\circ C$  y  $T_{sal\ LF\ HX-2} = 35,81\ ^\circ C$ ) se puede plantear la siguiente ecuación:

$$Q_{1+2} = M_{1+2} \cdot Cp_{1,2} \cdot T_x \quad (1)$$

$$Q_1 + Q_2 = M_1 \cdot Cp_1 \cdot T_{sal\ LF\ HX-1} + M_2 \cdot Cp_2 \cdot T_{sal\ LF\ HX-2} \quad (2)$$

Igualando (1) y (2)

$$M_{1+2} \cdot Cp_{1,2} \cdot T_x = M_1 \cdot Cp_1 \cdot T_{sal\ LF\ HX-1} + M_2 \cdot Cp_2 \cdot T_{sal\ LF\ HX-2}$$

$$T_x = (M_1 \cdot Cp_1 \cdot T_{sal\ LF\ HX-1} + M_2 \cdot Cp_2 \cdot T_{sal\ LF\ HX-2}) / (M_{1+2} \cdot Cp_{1,2})$$

Considerando  $Cp_{1,2} = Cp_1 = Cp_2$

$$T_x = (M_1 \cdot T_{sal\ LF\ HX-1} + M_2 \cdot T_{sal\ LF\ HX-2}) / (M_{1+2})$$

$$T_x = ((995.8\ [Kg/m^3] \times 378\ [m^3/h] \times 36,6\ ^\circ C) + (997.07\ [Kg/m^3] \times 272\ [m^3/h] \times 35,81\ ^\circ C)) / (995.8\ [Kg/m^3] \times 378\ [m^3/h] + 997.07\ [Kg/m^3] \times 272\ [m^3/h])$$

$$T_x = ((376412,4\ [Kg/h] \times 36,6\ ^\circ C) + (271203,04\ [Kg/h] \times 35,81\ ^\circ C)) / (376412,4\ [Kg/h] + 271203,04\ [Kg/h])$$

$$T_x = ((376412,4\ [Kg/h] \times 36,6\ ^\circ C) + (271203,04\ [Kg/h] \times 35,81\ ^\circ C)) / (376412,4\ [Kg/h] + 271203,04\ [Kg/h])$$

$$T_x = (13776693,84 \text{ °C} + 9711780,8624 \text{ °C}) / (647615,44)$$

$$T_x = 36,27 \text{ °C (Temperatura del agua a la entrada de la torre de enfriamiento)}$$

### 3.1.4 Cálculo de las características de la torre de enfriamiento.

Para calcular las características utilizo la formula integrada de la ecuación de Merkel:

$$K \cdot a \cdot V / L = \int dT / h' - h$$

K: coeficiente de transferencia de masa

a: Área de contacto

V: Volumen activo de enfriamiento

L: Flujo másico de liquido por unidad de área

h': entalpía del aire saturado a la temperatura del agua

h: entalpía de la corriente de aire

T<sub>1</sub>: Temperatura de entrada

T<sub>2</sub>: Temperatura de salida

La cual puede ser evaluada numéricamente con el método de Tchebycheff:

$$K \cdot a \cdot V / L = \int dT / h_w - h_a \approx ((T_1 - T_2)/4) \cdot (1/\Delta h_1 + 1/\Delta h_2 + 1/\Delta h_3 + 1/\Delta h_4)$$

Donde:

h<sub>w</sub> : Entalpía del agua

h<sub>a</sub> : Entalpía del aire

Δh<sub>1</sub> = valor de (h<sub>w</sub> - h<sub>a</sub>) a T<sub>2</sub> + 0,1 (T<sub>1</sub> - T<sub>2</sub>)

Δh<sub>2</sub> = valor de (h<sub>w</sub> - h<sub>a</sub>) a T<sub>2</sub> + 0,4 (T<sub>1</sub> - T<sub>2</sub>)

Δh<sub>3</sub> = valor de (h<sub>w</sub> - h<sub>a</sub>) a T<sub>1</sub> - 0,1 (T<sub>1</sub> - T<sub>2</sub>)

Δh<sub>4</sub> = valor de (h<sub>w</sub> - h<sub>a</sub>) a T<sub>1</sub> - 0,4 (T<sub>1</sub> - T<sub>2</sub>)

Para realizare el calculo de las características de la torre se determinan las condiciones climáticas mas desfavorables. La selección de las mismas se realiza tomando la temperatura máxima media mensual histórica y la humedad relativa promedio (Ver [Resumen de Parámetros Climáticos](#))

- Presión absoluta = 712.60 [mmHg]
- Temperatura de bulbo seco = 33.80 [C]
- Temperatura de bulbo húmedo = 28.75 [C]
- Punto de rocío = 27.35 [C]
- Presión de vapor = 27.13 [mmHg]
- Humedad relativa = 69.00 [%]
- Humedad absoluta = 0.024617 [kg.agua/kg. aire seco]
- Volumen específico = 0.9642 [m3/kg. aire seco]
- Entalpía específica = 96770.29 [j/kg. aire seco]

Entonces,

<b>t1</b>	111.632			
<b>t2</b>	104			
<b>Twb</b>	95			
<b>L/G</b>	1			
<b>h1 (95°F)</b>	63.35			
<b>h2 (leaving water)</b>	70.982			
<b>T [°F]</b>	<b>h water</b>	<b>H air</b>	<b>Hw - ha</b>	<b>1/Δh</b>
104	79.31	63.35		
104.7632	80.87	64.1132	16.7568	0.0597
107.0528	85.698	66.4028	19.2952	0.0518

108.5792	89.09	67.9292	21.1608	0.0473
110.8688	94.445	70.2188	24.2262	0.0413
111.632	96.29	70.982		
				0.2000
<b>KaV/L=</b>	0.382			

Ya que el cálculo de las dimensiones de la torre son principalmente experimentales más que teóricos, con los valores obtenidos se decidió consultar a los siguientes **proveedores de torres de enfriamiento**:

- **Sinex (Ex Ulser)**
- **Argenfrio**
- **Armexas**
- **Tecno Tower**

Las repuestas obtenidas fueron las siguientes:

**Argenfrio** envió tres propuestas de torres que cumplen con los requerimientos de refrigeración del sistema 3441 en la PEV, en todos los casos se trataba de una sola torre de dimensiones mayores a los 3 metros de alto y 3 metros de diámetro. Para ver detalles, consultar los siguientes anexos:

- [Anexo VII: Argenfrio- Propuesta n°1.](#)
- [Anexo VIII: Argenfrio- Propuesta n°2.](#)
- [Anexo IX: Argenfrio- Propuesta n°3](#)

**Tecno Tower** propuso tres alternativas, pero aun no envió una propuesta preliminar por escrito, como lo hizo Argenfrio, aunque se comprometió a hacerlo. Las tres alternativas son:

- Una torre de aproximadamente 4 metros de alto por 4 metros de diámetro.
- Una torre de 3 pasos.
- Siete torres compactas de 200 Toneladas de capacidad cada una.

**Armexas** discontinuo la fabricación de torres de enfriamiento.

**Sinex** se comprometió a enviar una propuesta preliminar antes de fin del año 2008.

Con las propuestas obtenidas y la información obtenida a través del programa **Torre 1.0.5** (es un programa de diseño de torres de enfriamiento de agua por aire, operando en contracorriente), se concluye a modo conservativo que las dimensiones principales para el caso de una sola torre serían:

- Altura: 6.3 m
- Diámetro: 6 m

**Nota:** *Es muy importante en el caso de que se avance con la opción de la instalación de una torre de enfriamiento, que se analice la posibilidad de instalar varias torres en vez de una, tal como lo propone Tecno Tower, a fin de aumentar la confiabilidad del sistema de refrigeración alternativo.*

### 3.1.5 Pérdida de carga del sistema

Para el cálculo de la pérdida de carga dinámica del sistema se tomo como referencia las siguientes formulas y parámetros:

**CAIDA DE PRESIÓN POR FRICCIÓN - DP (m.c.a)**  
Fluido: agua

1) TRAMO RECTO (Tubo liso)

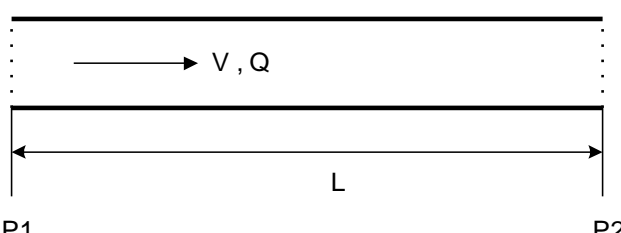
Datos:

- Superficie trasversal de pasaje del fluido: SP (m<sup>2</sup>)
- Longitud: L (mts)
- Perímetro mojado: PERM (mts)
- Velocidad: V (m / seg)
- Temperatura: T(°C)
- Densidad: ρ(kg / m<sup>3</sup>)
- Viscosidad: μ(kg / m.seg)

Se calcula:

- Diámetro hidráulico: DH (mts)
- Caudal (Flujo): Q (m<sup>3</sup> / seg)
- Número de Reynolds: Re
- Caída de presión: DP(m.c.a.)

DH = 4 . SP / PERM      Q = V . SP

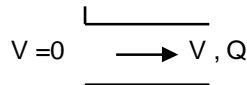


DP = P1 - P2  
DP(m.c.a) = Λ . (L / DH) . (V<sup>2</sup> / 2.g)  
DP(N/m<sup>2</sup>) = Λ . (L / DH) . ( ρ . g) . (V<sup>2</sup> / 2.g)  
Para Re < 3500 (Régimen laminar)  
a) Tubo de sección circular: Λ = 64 / Re  
b) Tubo de sección rectangular: Λ = 96 / Re  
Para 3500 < Re < 100000 (Régimen turbulento)  
Λ = 0.316 / Re<sup>0.25</sup>

2) Puesta en velocidad

Datos: SP(m<sup>2</sup>) , V(m/seg)

Se calcula: Q(m<sup>3</sup>/seg) , DP(m.c.a.)



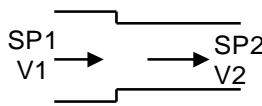
V = 0      → V , Q      DP(m.c.a.) = 0.5 . V<sup>2</sup> / 2.g

3) Contracción brusca

Datos: SP1 , SP2 , V2

Se calcula: Q , V1 , DP

R = SP2 / SP1; Q = V1 . SP1 = V2 . SP2  
Si R < 0,715 => K = 0.4 . (1.25 - S2 / S1)  
Si R > 0.715 => K = 0.75 . (1 - S2 / S1)  
DP(m.c.a.) = K . V<sup>2</sup> / 2.g

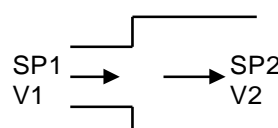


4) Expansión brusca

Datos: SP1 , SP2 , V2

Se calcula: Q , V1 , DP

Q(m<sup>3</sup> / seg) = V1 . SP1 = V2 . SP2  
DP(m.c.a.) = (V1 - V2)<sup>2</sup> / 2.g  
DP(m.c.a.) = (S1 / S2 - 1) . V2<sup>2</sup> / 2.g



Para la Pérdidas de Carga Localizadas en Accesorios de Tuberías se tomo las siguientes referencias:

La pérdida de carga localizada en componentes y accesorios de sistemas de tuberías se puede expresar como:

$$h_{\text{localizada}} = K * v^2 / (2 * g)$$

Donde:

$h_{\text{localizada}}$  = pérdida de carga localizada (m)

K = coeficiente de perdida de carga (adimensionado)

v = velocidad de flujo (m/s)

g = aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>), normalmente 9.806 m/s<sup>2</sup>

Para ver los Coeficientes de pérdida de carga localizada utilizados en el cálculo de perdidad de carga del Sistema Alternativo de Refrigeración ver [Anexo X: Coeficientes de pérdida de carga localizada para algunos de los componentes y accesorios usados más comúnmente en sistemas de tuberías](#)

La perdida de carga en los HX's se tomo como la dada por el fabricante, cabe destacar que por más que se hayan agregado placas y la perdida de carga haya disminuido en los mismos, se preservó el valor original a modo conservativo.

### 3.1.5.1 Propiedades Termodinámicas del Agua en las condiciones de trabajo del sistema alternativo de refrigeración.

La siguiente tabla muestra como varían las propiedades termodinámicas del agua a distintas temperatura:

T(°C)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Cp(KJ/kg.°C)	$\mu$ (kg/m.seg)
32	994	4173	0.000763
36	995.33	4176.33	0.000708
38	992	4178	0.000681

Estas propiedades son las que se van a utilizar en los cálculos según corresponda.

### 3.1.5.2 Comprensión del Sistema Alternativo de Refrigeración

Con el fin de realizar el cálculo de la pérdida de carga del Sistema Alternativo, se dividió al mismo en los siguientes 10 tramos con sus respectivos componentes:

A) Tramo 1 - Salida de la torre	
1	Salida de la torre
2	Caño Recto
3	Tee
4	Tee
5	Codo Radio largo 90

F)Tramo 6 - Entrada a HX1	
24	Caño recto
25	Válvula Mariposa
26	Caño recto
27	Codo 90
28	<b>HX 1</b>

B)Tramo 2 - Entrada y Salida Bomba P1	
6	Caño recto
7	Válvula Mariposa
8	Caño recto
9	Válvula Retención
10	Válvula Mariposa
11	Codo

G) Tramo 7 - Entrada HX2	
29	Caño recto
30	Válvula Mariposa
31	Caño recto
32	Codo 90
33	<b>HX 2</b>

C)Tramo 3 - Entrada y Salida Bomba P2	
12	Caño recto
13	Válvula Mariposa
14	Caño recto
15	Válvula Retención
16	Válvula Mariposa

H) Tramo 8 - Salida HX1	
34	codo 90
35	caño recto

I) Tramo 9 - Salida HX2	
36	codo 90
37	caño recto

E)Tramo 5 - Salida de Bombas + bajada	
17	tee
18	Caño recto
19	Codo Radio largo 90
20	Caño recto
21	Codo Radio largo 90
22	Caño Recto
23	Tee

J) Tramo 10 - Entrada Torre	
38	tee
39	caño recto
40	codo
41	caño recto
42	codo
43	caño recto

Para una mayor comprensión leer el cuadro anterior con el [Anexo XI: Diagrama de Flujo del sistema 3441, 7131 y el Sistema Alternativo de Refrigeración.](#)

La siguiente tabla da los datos necesarios para calcular la perdida de carga en cada tramo:

Tramo 1	
D(m)=	0.3048
Espesor(m)=	0.01
D Int(m)=	0.2948
Q (m3/h)=	640
Q (m3/s)=	0.178
T (°C)=	32.000

Tramo 2	
D(m)=	0.2032
Espesor(m)=	0.01
D Int(m)=	0.1932
Q (m3/h)=	320
Q (m3/s)=	0.089
T (°C)=	32.000

Tramo 3	
D(m)=	0.2032
Espesor(m)=	0.01
D Int(m)=	0.1932
Q (m3/h)=	320
Q (m3/s)=	0.089
T (°C)=	32.000

Tramo 4	
D(m)=	0.2032
Espesor(m)=	0.01
D Int(m)=	0.1932
Q (m3/h)=	320
Q (m3/s)=	0.089
T (°C)=	32.000

Tramo 5	
D(m)=	0.3048
Espesor(m)=	0.01
D Int(m)=	0.2948
Q (m3/h)=	640
Q (m3/s)=	0.178
T (°C)=	32.000

Tramo 6	
D(m)=	0.254
Espesor(m)=	0.01
D Int(m)=	0.244
Q (m3/h)=	378
Q (m3/s)=	0.105
T (°C)=	32.000

Tramo 7	
D(m)=	0.2032
Espesor(m)=	0.01
D Int(m)=	0.1932
Q (m3/h)=	272
Q (m3/s)=	0.076
T (°C)=	32.000

Tramo 8	
D(m)=	0.254
Espesor(m)=	0.01
D Int(m)=	0.244
Q (m3/h)=	378
Q (m3/s)=	0.105
T (°C)=	36.600

Tramo 9	
D(m)=	0.2032
Espesor(m)=	0.01
D Int(m)=	0.1932
Q (m3/h)=	272
Q (m3/s)=	0.076
T (°C)=	35.810

Tramo 10	
D(m)=	0.3048
Espesor(m)=	0.01
D Int(m)=	0.2948
Q (m3/h)=	640
Q (m3/s)=	0.178
T (°C)=	36.27

### 3.1.5.3 Perdida de Carga Dinámica

		Longitud (m)	Sección 1 (m <sup>2</sup> )	Perímetro (m)	DH (m)	V (m/seg)	Re	$\lambda$	$[\lambda \cdot L / DH] \text{ o } K$	$\Delta p$ (mca)
<b>A) Tramo 1 - Salida de la torre</b>										
1	Salida de la torre		0.068	0.926	0.2948	2.605			0.50	0.17
2	Caño Recto	10	0.068	0.926	0.2948	2.605	1000281	0.0117	0.40	0.14
3	Tee		0.068	0.926	0.2948	2.605			0.90	0.31
4	Tee		0.068	0.926	0.2948	2.605			0.90	0.31
5	Codo Radio largo 90		0.068	0.926	0.2948	2.605			0.70	0.24

#### B) Tramo 2 - Entrada y Salida Bomba P1

6	Caño recto	2	0.029	0.607	0.1932	3.032	763154	0.0124	0.13	0.06
7	Válvula Mariposa		0.029	0.607	0.1932	3.032			0.30	0.14
8	Caño recto	2	0.029	0.607	0.1932	3.032	763154	0.0124	0.13	0.06
9	Válvula Retención		0.029	0.607	0.1932	3.032			2.00	0.94
10	Válvula Mariposa		0.029	0.607	0.1932	3.032			0.30	0.14
11	Codo		0.029	0.607	0.1932	3.032			0.70	0.33

#### C) Tramo 3 - Entrada y Salida Bomba P2

12	Caño recto	2	0.029	0.607	0.1932	3.032	763154	0.0124	0.13	0.06
13	Válvula Mariposa		0.029	0.607	0.1932	3.032			0.30	0.14
14	Caño recto	4	0.029	0.607	0.1932	3.032	763154	0.0124	0.26	0.12
15	Válvula Retención		0.029	0.607	0.1932	3.032			2.00	0.94
16	Válvula Mariposa		0.029	0.607	0.1932	3.032			0.30	0.14



**E) Tramo 5 - Salida de Bombas + bajada**

		Longitud (m)	Sección 1	Perímetro (m)	DH (m)	V (m/seg)	Re	$\lambda$	$[\lambda \cdot L / DH] \text{ o } K$	$\Delta p$ (mca)
17	tee		0.068	0.926	0.2948	2.605			0.90	0.31
18	Caño recto	5	0.068	0.926	0.2948	2.605	1000281	0.0117	0.20	0.07
19	Codo Radio largo 90		0.068	0.926	0.2948	2.605			0.70	0.24
20	Caño recto	6.1	0.068	0.926	0.2948	2.605	1000281	0.0117	0.24	0.08
21	Codo Radio largo 90		0.068	0.926	0.2948	2.605			0.70	0.24
22	Caño Recto	25	0.068	0.926	0.2948	2.605	1000281	0.0117	1.00	0.34
23	Tee		0.068	0.926	0.2948	2.605			0.90	0.31

**F) Tramo 6 - Entrada a HX1**

24	Caño recto	3	0.047	0.767	0.244	2.246	713792	0.0126	0.15	0.04
25	Válvula Mariposa		0.047	0.767	0.244	2.246			0.30	0.08
26	Caño recto	2	0.047	0.767	0.244	2.246	713792	0.0126	0.10	0.03
27	Codo 90		0.047	0.767	0.244	2.246			0.70	0.18
28	<b>HX 1</b>		0.047	0.767	0.244	2.246			28.88	7.43

**G) Tramo 7 - Entrada HX2**

29	Caño recto	3	0.029	0.607	0.1932	2.58	648681	0.0128	0.20	0.07
30	Válvula Mariposa		0.029	0.607	0.1932	2.58			0.30	0.10
31	Caño recto	2	0.029	0.607	0.1932	2.58	648681	0.0128	0.13	0.04
32	Codo 90		0.029	0.607	0.1932	2.58			0.70	0.24
33	<b>HX 2</b>		0.029	0.607	0.1932	2.58			23.31	7.90

**H) Tramo 8 - Salida HX1**

		Longitud (m)	Sección 1	Perímetro (m)	DH (m)	V (m/seg)	Re	$\lambda$	$[\lambda \cdot L / DH] \text{ o } K$	$\Delta p$ (mca)
34	codo 90		0.0468	0.767	0.244	2.25			0.70	0.18
35	caño recto	5	0.0468	0.767	0.244	2.25	769911	0.0124	0.25	0.07

**I) Tramo 9 - Salida HX2**

36	codo 90		0.0293	0.607	0.1932	2.58			0.70	0.24
37	caño recto	5	0.0293	0.607	0.1932	2.58	699681	0.0126	0.33	0.11

**J) Tramo 10 - Entrada Torre**

38	tee		0.0683	0.926	0.2948	2.60			0.90	0.31
39	caño recto	13.9	0.0683	0.926	0.2948	2.60	1078924	0.0116	0.55	0.19
40	codo		0.0683	0.926	0.2948	2.60			0.70	0.24
41	caño recto	9	0.0683	0.926	0.2948	2.60	1078924	0.0116	0.35	0.12
42	codo		0.0683	0.926	0.2948	2.60			0.70	0.24
43	caño recto	15	0.0683	0.926	0.2948	2.60	1078924	0.0116	0.59	0.20

Pérdida de Carga Dinámica Total:	24
<b>Pérdida de Carga Dinámica Total corregida: 1,2 x <math>\Delta p</math></b>	<b>29</b>

### 3.1.5.4 Pérdida de Carga Estática

Al ser el Sistema Alternativo de Refrigeración un sistema abierto, existe una pérdida de carga estática que esta dada por la diferencia de altura entre la entrada y la salida del agua a la torre.

Pérdida de Carga Estática (mca) =	$H_{sal} - H_{en}$
Pérdida de Carga Estática (mca) =	106 - 100

<b>Pérdida de Carga Estática (mca) =</b>	<b>6</b>
--	----------

### 3.1.5.5 Cálculo de las Bombas para la impulsión del Sistema Alternativo

Si bien se plantea un esquema de 3 bombas. El funcionamiento normal será con 2 de ellas operando y la restante en reserva. Por lo tanto los cálculos son los siguientes:

Cálculo para 2 Bomba del 50%			
$\Delta p$ (fricción en m.c.a.) =	29		
$\Delta p$ (geométrico en m.c.a.) =	6		
$\Delta p$ (total en m.c.a.) =	35		
$\Delta p$ (Pa) = $\Delta p$ (mca) . ( $\rho$ . g)	337777.3808		
$Pot_B$ (Kw) = $\Delta p$ (pa) . Q(m3/seg) / 2.1000 =	30.02	$Pot_B$ (HP) =	40.26
rendimiento considerado $\eta$ =	80%		
POTelectr(KW) =	37.53	POTelectr(HP) =	50.33

Según el modelo final de torre de enfriamiento que se elija, la bombas deberán proporcionar una presión adicional para vencer la pérdida de carga en la cabeza de la torre, la cual suele ser de aproximadamente 5 mca. Lo cual representa una potencia adicional por bomba de aproximadamente un 15%, lo que daría una potencia de bombeo final por equipo de 35 KW.

## 4 NUEVOS REQUERIMIENTOS PARA EL SISTEMA DE PILETAS Y EL SISTEMA ALTERNATIVO DE AGUA DE SERVICIO

### 4.1 “Agua de servicio por Torre de Enfriamiento”

#### 4.1.1 Introducción

El sistema alternativo de agua de servicio tomará el agua de la torre de enfriamiento situada al Oeste del edificio del Reactor (Cara A), y la suministrará al sistema 3441 dentro del edificio de servicios, a través de dos bombas del 50 % de la capacidad cada una. Esta agua será usada para la refrigeración de los intercambiadores de calor HX-1 y HX-2 del sistema 3441 “Sistema de Purificación y Refrigeración de la Pileta de Combustible Agotado”, luego de su paso por los intercambiadores, volverá a la torre de enfriamiento donde será refrigerada, para luego repetir el ciclo.

Los siguientes requerimientos están sujetos a cambios según los estudios de detalle que se realicen sobre este sistema.

#### 4.1.2 Requerimientos de Diseño de Proceso.

El requerimiento básico del sistema será suministrar el agua de enfriamiento necesaria al sistema 3441 durante la parada de extensión de vida de la CNE.

- a) La operación del Sistema Alternativo de Refrigeración será en Clase III.
- b) El flujo al sistema durante operaciones de potencia Clase III será de 650 m<sup>3</sup>/h.
- c) La presión normal del sistema a la salida de las bombas será de 3,5 Kg/cm<sup>2</sup>, con un máximo de 4.2 Kg/cm<sup>2</sup> y un mínimo de 2.9 Kg/cm<sup>2</sup>.
- d) Se deberá disponer de un medidor de nivel en las bateas de agua de las torres de enfriamiento para evitar la cavitación de las bombas.
- e) La torre de enfriamiento deberá contar con un sistema de calefacción para mantener la zona de desagüe libre de hielo en invierno, así como de termostato para regular la calefacción en función de la temperatura del agua fría

- f) Se deberá disponer de una fuente de agua de reposición de 2 m<sup>3</sup>/h (A definir por la GEV), debido a la evaporación de la misma en la torre.
- g) La temperatura de diseño del sistema para los intercambiadores de calor 3441 HX 1 y HX 2 es de 32 °C.
- h) Deben existir válvulas de alivio que puedan ser aisladas en los intercambiadores de calor, para evitar una sobrepresión accidental del equipo.
- i) La temperatura debe ser medida a la entrada y a la salida de los intercambiadores de calor.
- j) El caudal debe ser medido a la salida de las bombas.
- k) Filtros temporarios deben ser provistos para permitir el libre flujo dentro del sistema. Incluso durante operación anormal.
- l) La cañería debe ser diseñada en concordancia con ANSI – B31 – 1 para cañería de potencia.

Se deberá considerar agregar una conexión para agua de incendio al 3441 HX1, tal como se hizo con el 3441 HX2, y se deberá evaluar el largo de la manguera para alimentar al HX1, la cual provenga seguramente del S-003. Esto serviría como una fuente de reposición de emergencia. (BSI 7141: Sistema de Protección contra Incendio)

Las características del agua a utilizar en el Sistema Alternativo serán definidas una vez definido que tipo de torre se utilizará.

#### 4.1.2.1 Requerimientos Sísmicos.

Deberá cumplir con los requerimientos sísmicos vigentes en la CNE.

#### 4.1.2.2 Bombas

Las bombas estarán ubicadas fuera del edificio del reactor junto a la torre de enfriamiento (Ver [Anexo VI: Ubicación de la torre/s de enfriamiento y de la sala S 002](#)).

Las características de las bombas son:

**Caudal:** 325 m<sup>3</sup>/h cada una. En clase III.

**Velocidad:** 1000 RPM (A definir por el fabricante)

**Eficiencia:** 80 % en Clase III (A definir por el fabricante)

**Potencia del Motor:** 42 KW en 380 V y 50 ciclos Clase III.

#### 4.1.2.3 Materiales

La cañería será hecha básicamente de acero al carbono.

Las válvulas serán de bronce, acero al carbono y fundición de acero, en concordancia con Technical Specification for Conventional Piping Material y las Especificaciones que establece la CNE.

#### 4.1.2.4 Requerimientos Ambientales

El sistema deberá cumplir con los requerimientos ambientales definidos por la CNE.

### 4.2 “Sistema de Purificación y Enfriamiento del la Pileta de Combustibles Agotados”

Se le hacen las siguientes observaciones al Manual de Diseño del sistema 3441, en vistas a los nuevos requerimientos surgidos de la Parada de Extensión de Vida planeada para el año 2011.

El requerimiento básico del sistema será el de extraer el calor generado por los EC's almacenados en la pileta durante la parada de extensión de vida de la CNE, operando permanentemente en Clase III.

#### 4.2.1 Requerimientos de Diseño de Proceso

Los requerimientos del régimen de enfriamiento cuando se haya vaciado por completo el núcleo del reactor (aproximadamente a los 60 días de comenzada la parada) corresponderán al pico de carga térmica de 2.6 MW térmicos para la pileta de combustibles gastados y 0.5 MW térmicos para las piletas auxiliares.

Una vez que se haya comenzado el vaciamiento del núcleo en la pileta de combustibles gastados, con la temperatura de entrada del agua de enfriamiento al valor de diseño de 32 °C no se permitirá que la temperatura del agua exceda los 43 °C.

El resto de los requerimientos permanecen tal cual figuran en el DM-AG74-18-34410/63441.

## 4.2.2 Descripción de Diseño del Proceso

Los puntos que no figuren en este trabajo, deben permanecer tal cual figuran en el DM-AG74-18-34410/63441.

### 4.2.2.1 Enfriamiento

- a) Se ampliará la capacidad de diseño de los intercambiadores de calor para un pico máximo de carga térmica de 2,6 MW para la piletta de almacenamiento principal y de 1,33 MW para las áreas auxiliares. Esta ampliación se realizará mediante la adición de placas a cada uno de los intercambiadores.
- b) Los regimenes normales de circulación serán 547,2 m<sup>3</sup>/h para las piletas de almacenamiento principal y de 272 m<sup>3</sup>/h para los circuitos de las piletas auxiliares.

### 4.2.2.2 Equipamiento

Dado que las bombas del sistema estarán funcionando al 100 % de su capacidad, deberá disponerse de una cuarta bomba de 273 m<sup>3</sup>/h que pueda ser utilizada como repuesto de las bombas 3441 – P1, P2 o P3.

## 5 DEFINICIONES Y ABREVIATURAS

**CNE:** Central Nuclear Embalse.

**HX:** Heat Exchanger (Intercambiador de Calor)

**PEV:** Parada de Extensión de Vida.

**GEV:** Gerencia de Extensión de Vida.

**Approach (Acercamiento):** Diferencia de temperatura que alcanza el agua a la salida de la torre de enfriamiento y la temperatura de bulbo húmedo. Es un parámetro utilizado para el diseño de estos equipos.

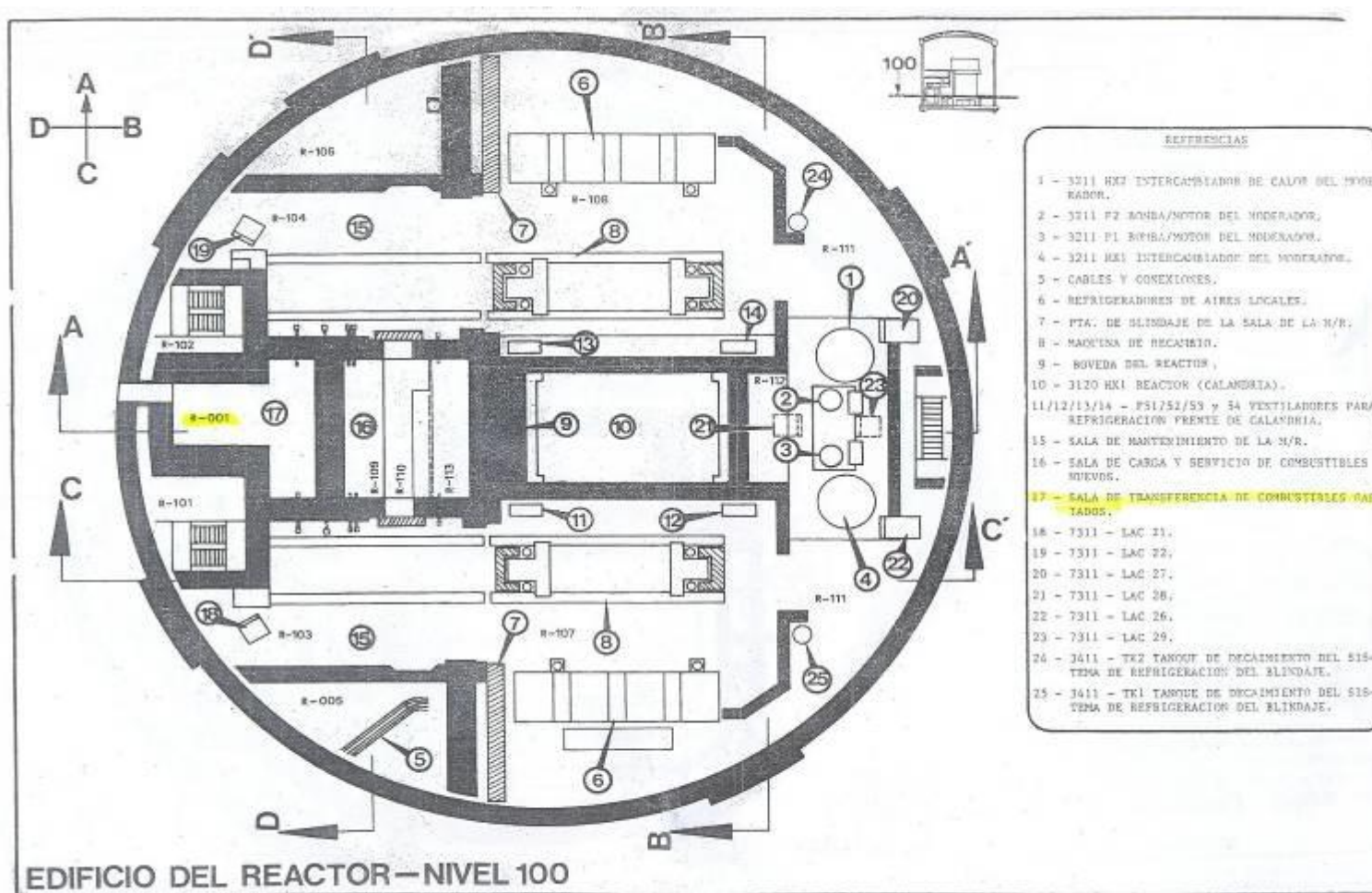
## 6 BIBLIOGRAFIA E INFORMACIÓN

- Perry, Chemical Engineer Handbook.
- Arnaldo Rabiti, Estudio de la Carga Termica de la Pileta S101 a Comienzos de la Parada de Extensión de Vida de CNE, Embalse – Córdoba – Argentina, 2008.
- Ing.Gerardo Bongiovanni, Sr.H.Oggero, Principales parámetros climáticos medidos en la CNE desde el comienzo de la operación comercial al 2007 (DSR N°07/08), Embalse-Provincia de Córdoba-Argentina, 2007.
- AG-74-18-34410-7201-1-FS-AO Refrigeración y Purificación de la Pileta de Combustible Usado (Plano).
- 18-34410-1-1-OF-E -Rev.8 Refrigeración y Purificación de la Pileta de Combustible usado.
- 18-34510-1-1-OF-E Transferencia de Resinas.
- 18-79000-1-1-OF-E Administración de desechos líquidos.
- DM 34410 Refrigeración y Purificación de la Pileta de Combustible Usado.
- OM 34410 Refrigeración y Purificación de la Pileta de Combustible Usado.
- DM 71310 Agua de Servicio de Baja Presión.
- OM 71310 Agua de Servicio de Baja Presión.
- TM 71400 Sistema Antiincendio.
- D.Parkansky, Termohidráulica de Reactores Nucleares, Instituto de Tecnología Nuclear Dan Beninson, 2008.
- Manual de Intercambiador de Placas (HX1), Alfa Laval.
- Manual de Intercambiador de Placas (HX2), GEA.
- Diego Oñate Arresti, Diseño de Torres de Refrigeración, [www.torres-refrigeracion.com](http://www.torres-refrigeracion.com).

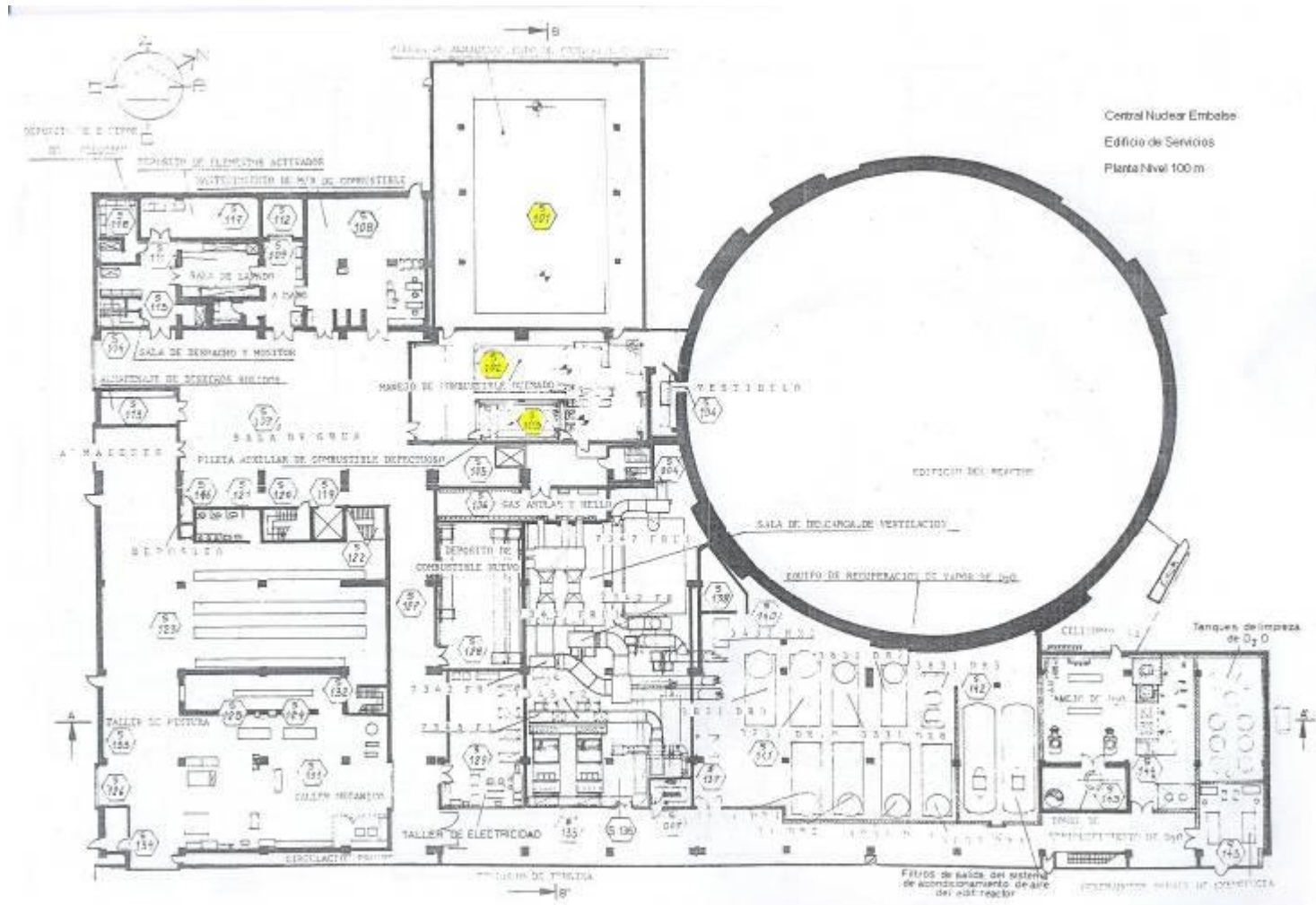
# ANEXOS



Anexo II: Recinto R 001



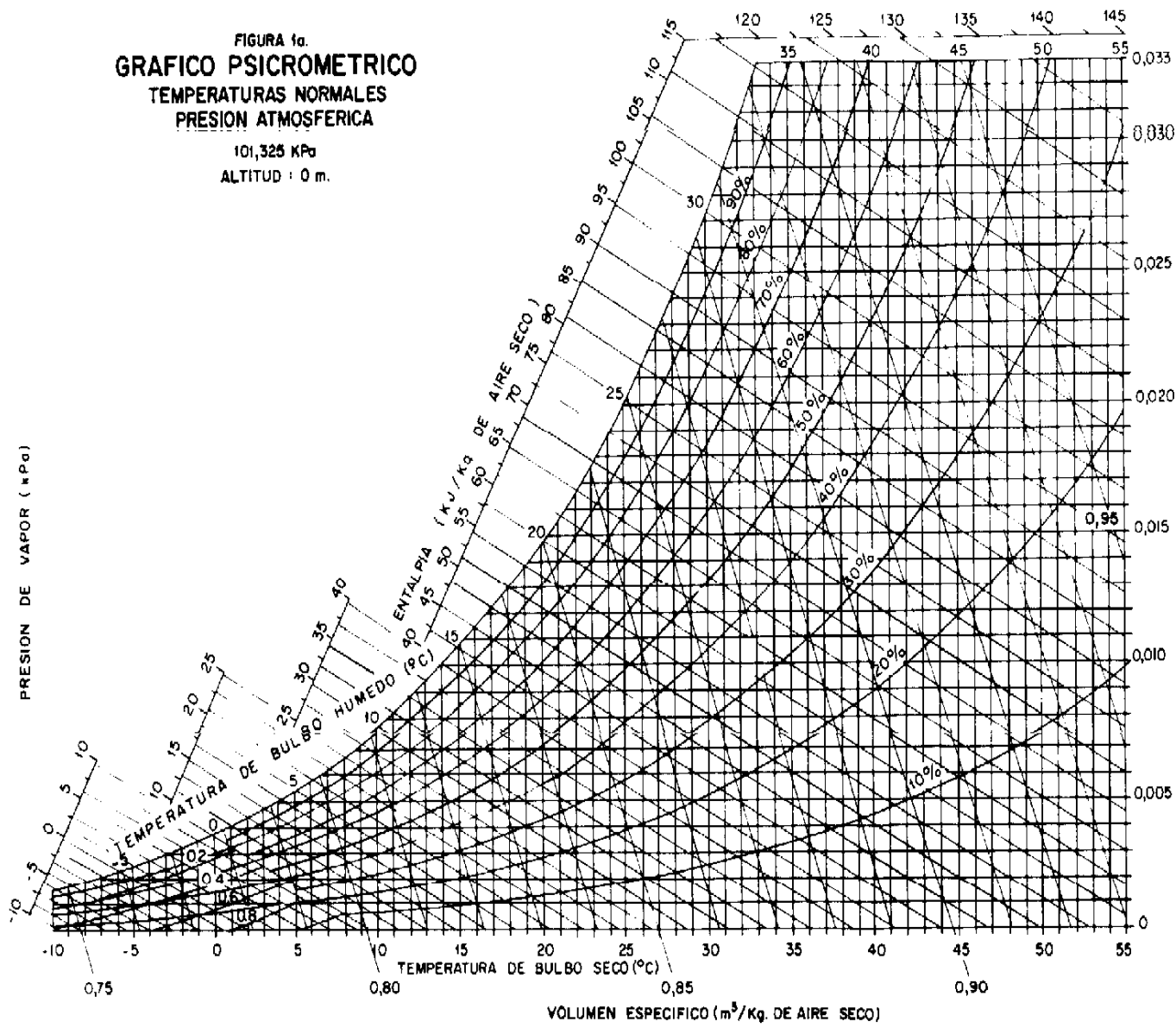
Anexo III: S-101, S-102, S-103





Anexo V: Gráfico Psicrométrico

FIGURA 1a.  
**GRAFICO PSICROMETRICO**  
TEMPERATURAS NORMALES  
PRESION ATMOSFERICA  
101,325 KPa  
ALTITUD : 0 m.



**Anexo VI: Ubicación de la torre/s de enfriamiento y de la sala S 002.**



## Anexo VII: Argenfrio - Propuesta n°1

### Baltimore Aircoil Company Cooling Tower Selection Program

Version: 7.1.6 NA  
Product data correct as of: November 20, 2008  
Budget pricing correct as of: November 21, 2008

Project Name: Central nuclear  
Selection Name: Bulbo humedo 28.8  
Project State/Province:  
Project Country: Argentina  
Date: November 21, 2008

### Selection Parameters

Product Line: Series 3000

#### Design Conditions

Flow Rate: 0.1777778 m<sup>3</sup>/s  
Hot Water Temp.: 38.24 ° C  
Cold Water Temp.: 32.00 ° C  
Wet Bulb Temp.: 28.80 ° C

#### Selection Requirements

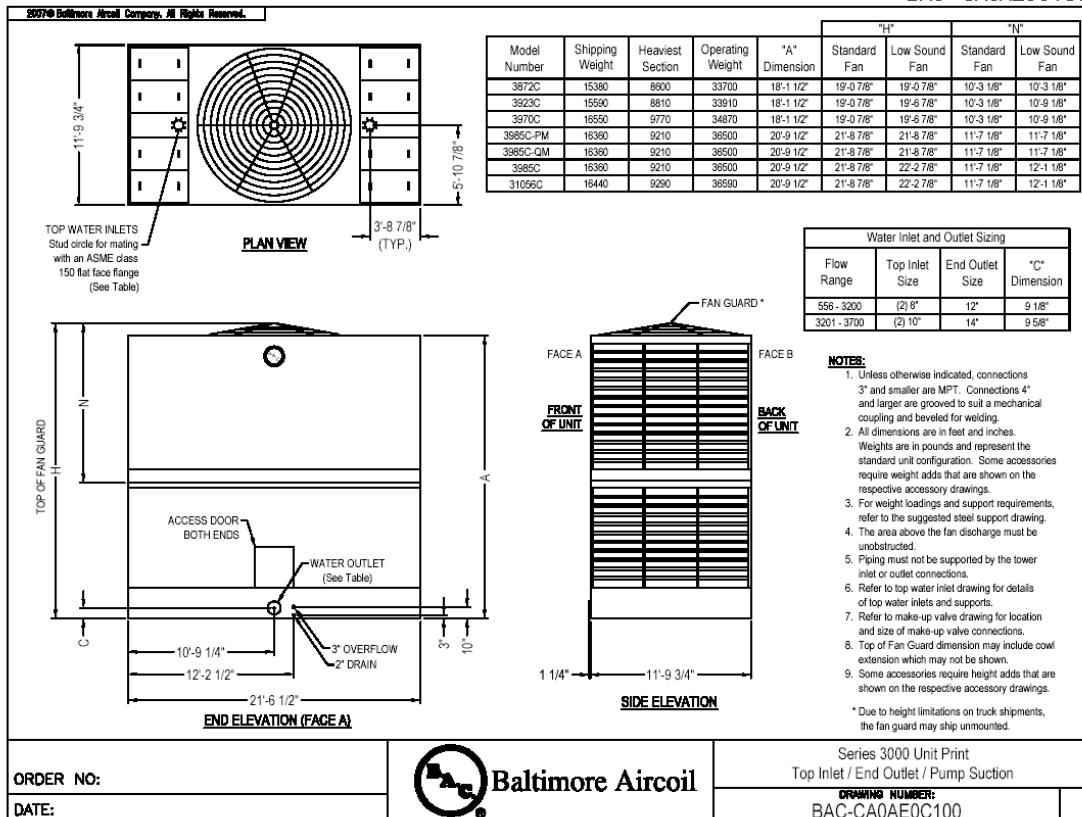
Number of Units: 1 to 9  
Reserve Capability: -5% minimum  
Max. Total Fan Motor Power: 745 kW  
Max. Length (All): 304 m  
Max. Width: 304 m  
Max. Height: 304 m  
Intake Derate Options: None  
Internal Derate Options: None  
Discharge Derate Options: None  
Inches of Water: 0.00  
Fan Type: Standard

### User-Chosen Selection

Thermal performance for this selection is certified by the Cooling Tower Institute (CTI).

<u>Qty</u>	<u>Model</u>	<u>Standard Total</u>	<u>Tower</u>	<u>Reserve</u>	<u>Budget</u>
		<u>Fan Motor</u>	<u>Pumping</u>	<u>Capability</u>	<u>Price</u>
		<u>kW/Unit</u>	<u>Head (kPa)</u>	<u>(%)</u>	<u>(U.S. \$)</u>
1	3985C/V	44.74	62.06	4.58	62346

This selection assumes an open and unobstructed installation; no external static pressure unless specified above; and, unless specified above no accessories which may affect airflow through the unit, such as capacity control dampers, solid bottom panels, discharge hood, and sound attenuation. If one or more of these assumptions do not apply to this project, please use the program to compute the applicable performance derate or contact your local BAC sales representative.



## Anexo VII: Argenfrio - Propuesta n°2

### Baltimore Aircoil Company Cooling Tower Selection Program

Version: 7.1.6 NA  
Product data correct as of: November 20, 2008  
Budget pricing correct as of: November 21, 2008

Project Name: Central nuclear  
Selection Name: Bulbo humedo 29.22  
Project State/Province:  
Project Country: Argentina  
Date: November 21, 2008

### Selection Parameters

Product Line: Series 3000

#### Design Conditions

Flow Rate: 177.778 l/s  
Hot Water Temp.: 38.24 ° C  
Cold Water Temp.: 32.00 ° C  
Wet Bulb Temp.: 29.22 ° C

#### Selection Requirements

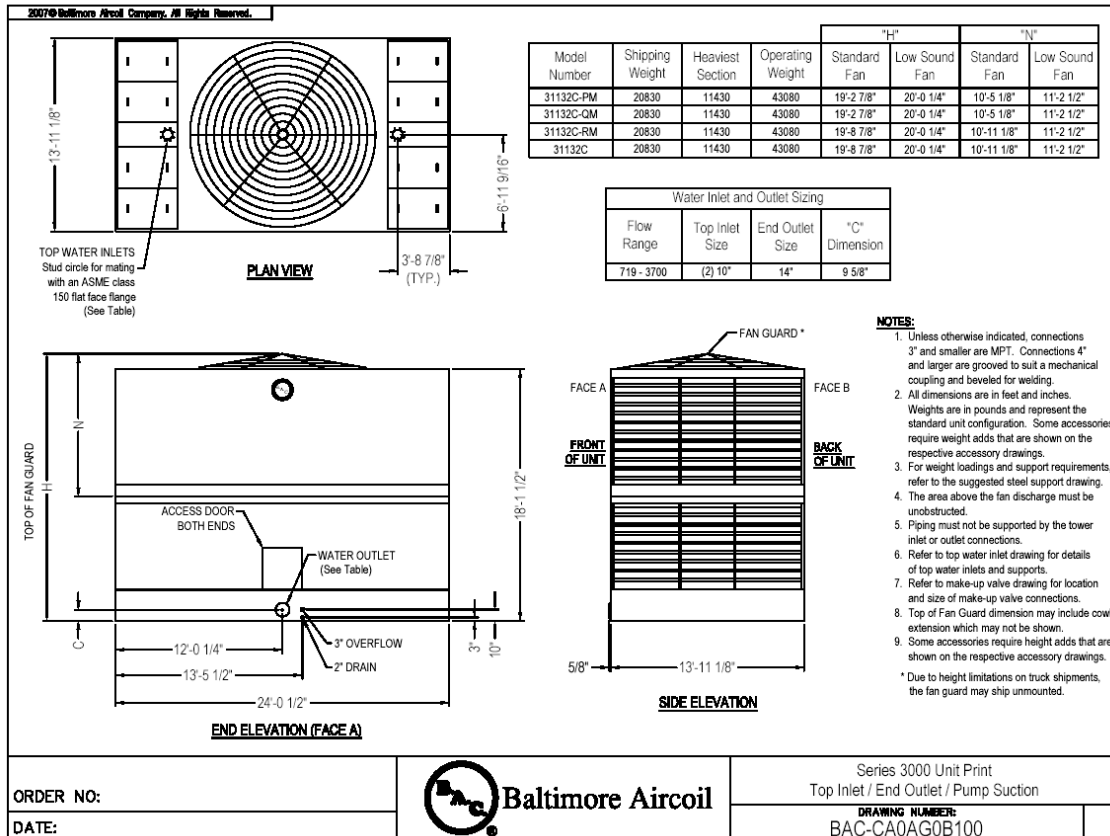
Number of Units: 1 to 9  
Reserve Capability: -5% minimum  
Max. Total Fan Motor Power: 745 kW  
Max. Length (All): 304 m  
Max. Width: 304 m  
Max. Height: 304 m  
Intake Derate Options: None  
Internal Derate Options: None  
Discharge Derate Options: None  
Inches of Water: 0.00  
Fan Type: Standard

### User-Chosen Selection

Thermal performance for this selection is certified by the Cooling Tower Institute (CTI).

<u>Qty</u>	<u>Model</u>	<u>Standard Total Fan Motor kW/Unit</u>	<u>Tower Pumping Head (kPa)</u>	<u>Reserve Capability (%)</u>	<u>Budget Price (U.S. \$)</u>
1	31132C	55.93	54.10	6.83	67548

This selection assumes an open and unobstructed installation; no external static pressure unless specified above; and, unless specified above no accessories which may affect airflow through the unit, such as capacity control dampers, solid bottom panels, discharge hood, and sound attenuation. If one or more of these assumptions do not apply to this project, please use the program to compute the applicable performance derate or contact your local BAC sales representative.



## Anexo IX: Argenfrio - Propuesta n°3

### Baltimore Aircoil Company Cooling Tower Selection Program

Version: 7.1.6 NA  
Product data correct as of: November 20, 2008  
Budget pricing correct as of: November 21, 2008

Project Name: Central nuclear  
Selection Name: Bulbo humedo 30  
Project State/Province:  
Project Country: Argentina  
Date: November 21, 2008

### Selection Parameters

Product Line: Series 3000

#### Design Conditions

Flow Rate: 177.778 l/s  
Hot Water Temp.: 38.24 ° C  
Cold Water Temp.: 32.00 ° C  
Wet Bulb Temp.: 30.00 ° C

#### Selection Requirements

Number of Units: 1 to 9  
Reserve Capability: -5% minimum  
Max. Total Fan Motor Power: 745 kW  
Max. Length (All): 304 m  
Max. Width: 304 m  
Max. Height: 304 m  
Intake Derate Options: None  
Internal Derate Options: None  
Discharge Derate Options: None  
Inches of Water: 0.00  
Fan Type: Standard

### User-Chosen Selection

Qty	Model	Standard Total	Tower	Reserve	Budget
		Fan Motor	Pumping	Capability	Price
		kW/Unit	Head (kPa)	(%)	(U.S. \$)
1	31301C	74.57	62.06	7.30	78930

#### Warning:

1. One or more selection parameters outside of CTI Certification limits.

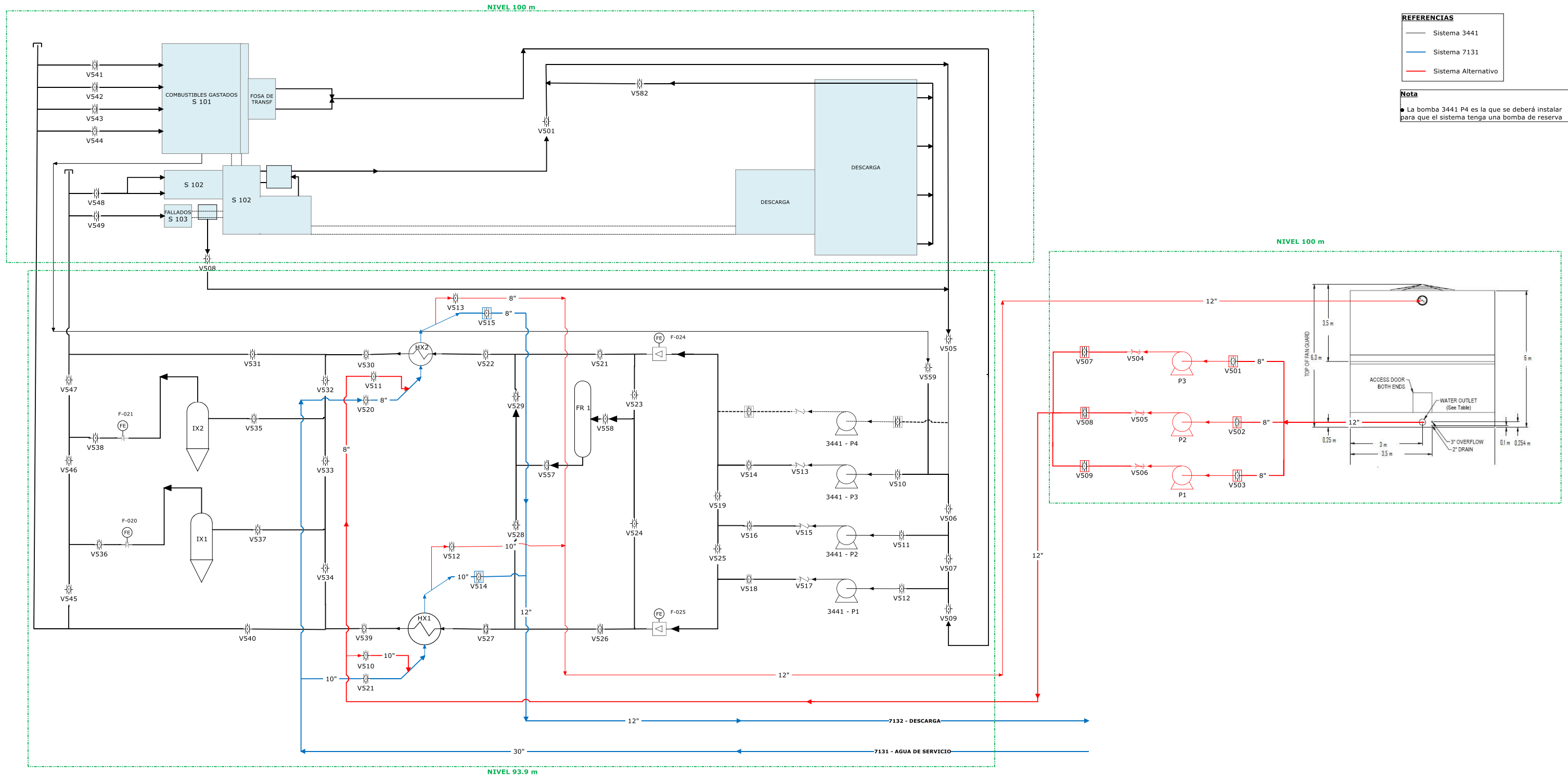
This selection assumes an open and unobstructed installation; no external static pressure unless specified above; and, unless specified above no accessories which may affect airflow through the unit, such as capacity control dampers, solid bottom panels, discharge hood, and sound attenuation. If one or more of these assumptions do not apply to this project, please use the program to compute the applicable performance derate or contact your local BAC sales representative.

## Anexo X: Coeficientes de pérdida de carga localizada para algunos de los componentes y accesorios usados más comúnmente en sistemas de tuberías

Accesorios y Componentes	Coeficiente de Pérdida de Carga - K
Codos:	
Ensanchado Regular 90°	0.3
Roscado Regular 90°	1.5
Roscado Regular 45°	0.4
Ensanchado Radio Largo 90°	0.2
Roscado Radio Largo 90°	0.7
Ensanchado Radio Largo 45°	0.2
Curvas de Retorno de 180°:	
Ensanchado	0.2
Roscado	1.5
Tees:	
Ensanchado, Línea de Flujo	0.2
Roscado, Línea de Flujo	0.9
Ensanchado, Flujo de Ramal	1.0
Roscado, Flujo del Ramal	2.0
Unión Roscada	0.08
Válvulas:	
Globo Completamente Abierta	10
Ángulo Completamente Abierta	2
Compuerta Completamente Abierta	0.15
Compuerta 1/4 Cerrada	0.26
Compuerta 1/2 Cerrada	2.1
Compuerta 3/4 Cerrada	17
Retención, flujo hacia adelante	2

Bola Completamente Abierta	0.05
Bola 1/3 Cerrada	5.5
Bola 2/3 Cerrada	200
Entrada a Tubería (Del depósito a la tubería):	
Conexión Cuadrada	0.5
Conexión Redondeada	0.2
Reentrante	1.0
Salida de la tubería (De la tubería al depósito):	
Conexión Cuadrada	1.0
Conexión Redondeada	1.0
Reentrante	1.0

**Anexo XI: Diagrama de Flujo del sistema 3441, 7131 y el sistema alternativo de refrigeración.**



## Anexo XII: Modificación de la Transferencia de Calor del HX-1 debido al agregado de placas.

Debido a que  $U = 1 / ((1/h_{LC}.A) + (e/K.A) + (1/h_{LF}.A))$

Para hallar como varia la transferencia de calor, debo analizar como varia el h (Coeficiente de transferencia por convección). Utilizo la correlación de Colburn (por tener dentro del HX flujo turbulento con  $Re > 10000$ ):

$$Nu = (h.D)/k = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$$

Comienzo analizando como varia el  $h_{LC}$

Reemplazando los números de Nusselt y Prandtl y despejando  $h_{LC}$  se obtiene:

$$h_{LC} = 0,023 \cdot (V_{LC}^{0,8} \cdot \rho^{0,8} \cdot D_h^{0,8} / \mu^{0,8}) \cdot (C_p^{0,4} \cdot \mu^{0,4} / k^{0,4}) \cdot (k/D_h)$$

De la ecuación anterior y de la condición de ampliación del 30 % del HX-1, sin modificar los caudales de diseño, se puede deducir, que la variación del  $h_{LC}$  va a ser proporcional a  $V_{LC}^{0,8}$ , debido a que los parámetros  $0,023 \cdot (\rho^{0,8} \cdot D_h^{0,8} / \mu^{0,8}) \cdot (C_p^{0,4} \cdot \mu^{0,4} / k^{0,4}) \cdot (k/D_h)$  pueden considerarse constantes para este caso, entonces:

$$h_{LC} \sim V_{LC}^{0,8} \quad (1) \text{ (son proporcionales)}$$

Otra consideración es que al no variar el caudal, pero si varia el área de pasaje, la velocidad de pasaje por HX-1 cambiara con la siguiente relación:

$$V_{LC2} = Q_1 / A_2$$

$V_{LC2} = Q_1 / 1,3 \cdot A_1$  (Considero que el area de pasaje aumenta proporcional a la cantidad de placas que se agregen).

$$V_{LC2} = V_{LC1} / 1,3$$

Por lo tanto, volviendo a la consideración (1) y reemplazando se pueden establecer las siguientes relaciones:

$$h_{LC2} \sim (V_{LC2})^{0,8} = (V_{LC1} / 1,3)^{0,8} = V_{LC1}^{0,8} / 1,234$$

Estas relaciones valen también para el Lado Frío debido a que el caudal permanece como antes de la ampliación y solo se modifica el área en un 30%, por lo tanto:

$$h_{LF2} \sim (V_{LF2})^{0,8} = (V_{LF1} / 1,3)^{0,8} = V_{LF1}^{0,8} / 1,234$$

Ahora sabiendo que:

$h_{LC1} \sim V_{LC1}^{0,8}$  (También son proporcionales por las mismas razones descriptas anteriormente)

Entonces:

$$h_{LF2} \sim h_{LF1}/1,234 = 0,81 h_{LF1}$$

$$h_{LC2} \sim h_{LC1}/1,234 = 0,81 h_{LC1}$$

Ahora puedo analizar que sucede con el U.

$$U_2 = 1 / ((1/h_{LC2}.A_2) + (e/K.A) + (1/h_{LF2}.A_2))$$

$$U_2 = 1 / ((1 / 0,81.h_{LC1}. 1,3. A_1) + (e/K.A) + (1/ 0,81 . h_{LF1}. 1,3 . A_1))$$

$$U_2 = 1 / ((1 / 1,04 . h_{LC1}. A_1) + (e/K.A) + (1/ 1,04 . h_{LF1} . A_1))$$

Se puede decir que:

$$(1 / 1,04 . h_{LC1}. A_1) < 1 / ((1/h_{LC1}.A_1)$$

$$(1 / 1,04 . h_{LF1}. A_1) < 1 / ((1/h_{LF1}.A_1)$$

Sabiendo que:

$$e / K A = \text{cte}$$

Entonces:  $U_2 > U_1$ , por lo tanto,

$$U_2 . A_2 . MLDT_2 > U_1 . A_1 . MLDT_1$$

$$Q_2 > Q_1$$

Por lo cual, el calor a intercambiar no debería dar problemas, ya que para el caso 2, tanto el  $U_2$  como el  $A_2$  son mayores a que los valores del caso 1, lo cual me daría un mayor calor intercambiado.