

CÁLCULO TÉRMICO DE UN SISTEMA PARA EL ALMACENAMIENTO INTERINO EN SECO DEL COMBUSTIBLE GASTADO DE LA CNA 1

Hilal, R.E; García, J.C; Delmastro D.F.
Comisión Nacional de Energía Atómica, Centro Atómico Bariloche, Grupo Termohidráulica.

1. INTRODUCCIÓN

La Central Nuclear Atucha 1, luego de completar el reordenamiento de los combustibles gastados (CG) en un arreglo compacto en las dos casas de piletas, dispondrá de posiciones para almacenar “en húmedo” los CG que se descarguen del reactor hasta diciembre de 2014. Tanto para el caso de prolongar su operación a partir de 2015, como para el cese de operación de la misma a partir de esa fecha, será necesario vaciar las piletas de almacenamiento interino en húmedo transfiriendo los CG a un sistema de almacenamiento interino en “seco”.

El desarrollo del diseño conceptual de un sistema para el almacenamiento interino en seco de los CG de la CNA se está realizando por CNEA en colaboración con personal de la CNA. El sistema presentado debe ser apto sin modificaciones para el CG de la Central Nuclear Atucha 2 [1].

El sistema diseñado está constituido por los siguientes componentes: (1) un **contenedor** cilíndrico que permite alojar 37 CG; (2) un **casco de transferencia** para la protección y blindaje del contenedor durante las maniobras de escurrimiento, secado, llenado con gas helio y cierre hermético mediante pernos, y posterior transferencia hasta el emplazamiento de almacenamiento interino en seco; (3) un **módulo de almacenamiento** donde el contenedor es alojado en posición horizontal y es refrigerado en forma pasiva por una corriente de aire circulando por convección natural; (4) un **vehículo de transporte**, provisto de un sistema hidráulico para la descarga del contenedor dentro del módulo de almacenamiento.

El **contenedor** es un recipiente cilíndrico de acero al carbono de 20 mm de espesor, cerrado herméticamente en ambos extremos mediante 2 tapas – una de ellas soldada – y diseñado para asegurar el confinamiento de los CG durante un período de 50 años o más. En su interior, el contenedor aloja un canasto de acero inoxidable dentro del cual se disponen 37 CG, a lo largo de 3 coronas circulares de 6, 12 y 18 posiciones, respectivamente. Su extremo superior posibilitará el anclaje de dispositivos que facilitan la ejecución de las operaciones de drenado y secado, a través de la tapa del contenedor. La tapa del contenedor será sellada mediante pernos, logrando así una completa reversibilidad del sistema - sin tener que modificar las instalaciones - ante la eventual necesidad de recuperar los CG almacenados en el contenedor (ver Figura 1).

El canasto está formado por 37 tubos guías que son mantenidos en posición mediante 7 grillas circulares uniformemente espaciadas en dirección axial. La rigidez del conjunto se obtiene a través de una jaula estructural conformada por 10 barras soporte (dispuestas a lo largo de una circunferencia cercana al borde exterior del canasto) y una placa maciza en el extremo inferior, a la cual van fijados rígidamente los tubos guías y las barras soporte (ver Figura 1).

El **casco de transferencia** es un recipiente cilíndrico que aloja en su interior al contenedor, desde las maniobras de carga dentro de la piletta octogonal hasta la transferencia del mismo hacia el emplazamiento de almacenamiento interino en seco.

El **módulo de almacenamiento** es una estructura robusta de hormigón armado, diseñada para la protección física y radiológica a largo plazo de los CG.

El objetivo de este trabajo es calcular las temperaturas que tendrán los elementos combustibles gastados y el contenedor una vez emplazado en un módulo de almacenamiento.

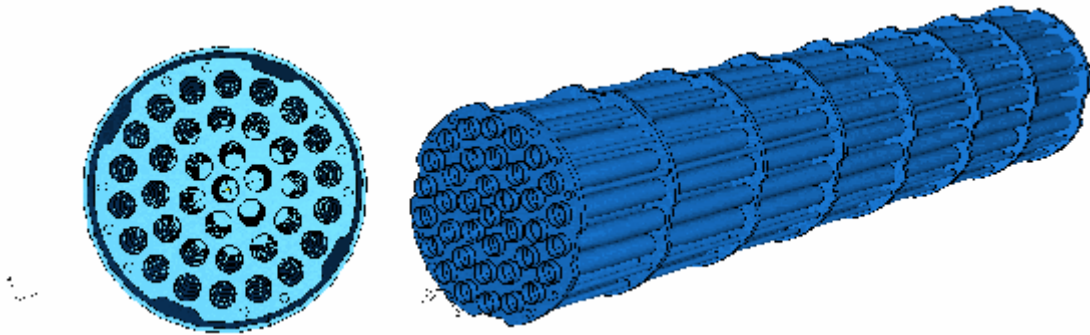


Figura 1: Contenedor con el canasto de tubos guías que alojaran los CG de CNA 1

Por otra parte, los CG a ser colocados en cada uno de los tubos guías del contenedor son CG de la CNA 1, los cuales tienen un arreglo como el mostrado en la figura 2:

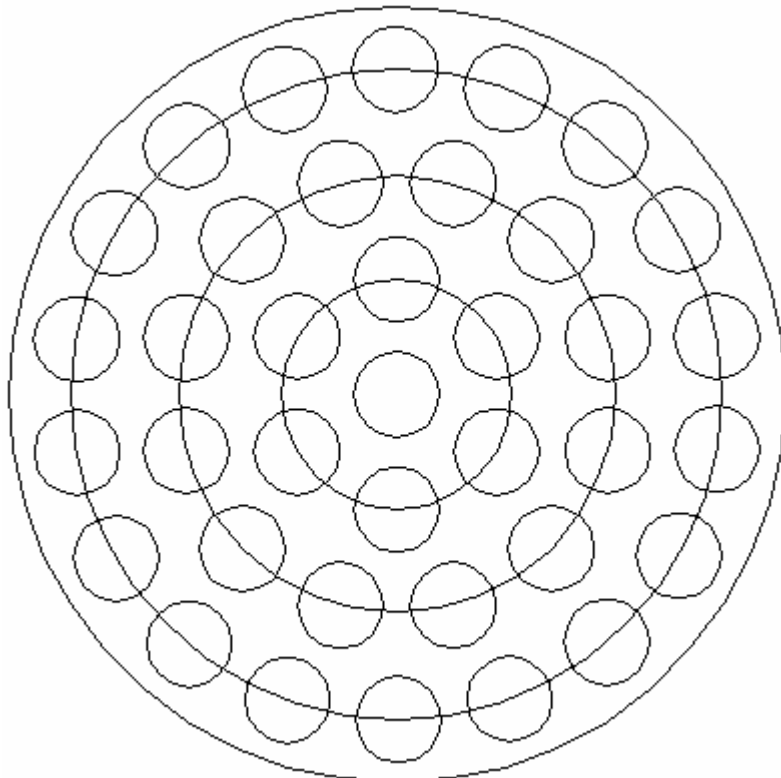


Figura 2: Geometría del elemento combustible de CNA 1

2. METODOLOGÍA DEL CÁLCULO DE TEMPERATURAS

Se calcula la temperatura exterior del contenedor necesaria para eliminar el calor de los 37 CG, sabiendo que la vaina central del CG central, que es la más solicitada térmicamente, se encuentra a lo sumo en su temperatura admisible $T_{0v} = T_{adm} \approx 200^{\circ}\text{C}$. De esta forma la temperatura del contenedor si es considerablemente mayor que la atmosférica exterior sirve para diseñar un sistema de convección natural para extraer el calor de dicho recipiente. En caso que esta temperatura sea menor o similar a la atmosférica se concluye que es imposible extraer el calor del recipiente sin que la vaina más solicitada térmicamente supere T_{adm} .

Las suposiciones generales comunes a los cuatro modelos desarrollados son:

- Convección despreciable en el interior de un CG
- Convección despreciable en el interior de un contenedor
- Transferencia de calor en la dirección longitudinal despreciable
- Flujo calor constante en la dirección longitudinal e igual termino fuente para todos los CG.

Las tres primeras hipótesis son conservativas ya que disminuyen la transferencia neta de calor desde el contenedor a la atmósfera. Por otra parte, la ultima de las hipótesis anula cualquier tipo de factor de pico distribuyendo la potencia del contenedor en partes uniformes. Esto no es conservativo, con lo cual si existiese un factor de pico no nulo se deberán rehacer los cálculos.

Para el flujo de calor se utilizó una carga térmica de 2,14kW por contenedor [1], lo que se supone distribuido en los 37 CG y a su vez uniformemente distribuido en las 36 vainas del CG. Teniendo en cuenta un largo $L= 5,3\text{m}$ y los diámetros externos de las vainas $d_{0v}=11,9\text{mm}$ [2] y los diámetros externos de los tubos guías que contiene a cada CG, $d_{0t}=120\text{mm}$ [1], esto arroja un termino fuente de $8,11\text{W}/\text{m}^2$ para cada cara externa las vainas y de $28,95\text{ W}/\text{m}^2$ para cada cara exterior del tubo guía que contiene al CG. Es decir:

$$A_{0t} = \pi d_{0t} \cdot L = 2\text{m}^2 \quad \text{Área de cada tubo guía de CG}$$

$$A_{0v} = \pi d_{0v} \cdot L = 0,1981\text{m}^2 \quad \text{Área de cada vaina}$$

$$q_{0t} = \frac{2,14\text{kW}}{37} = 57,8\text{W} \rightarrow q_{0t}'' = \frac{q_{0t}}{A_{0t}} = 28,9 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad \text{Flujo de calor en cada tubo guía de cada CG}$$

$$q_{0v} = \frac{q_{0t}}{36} = 1,6\text{W} \rightarrow q_{0v}'' = \frac{q_{0v}}{A_{0v}} = 8,11 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad \text{Flujo de calor en cada vaina}$$

A pesar de que una de las vainas de los CG es puramente estructural, por razones de simetría en todos los modelos se supuso que emitía q_{0v} , con lo cual se esta considerando una sobrepotencia de 1,6 W para el calculo de la temperatura del tubo guía central.

Otros datos importantes a tener en cuenta son los radios de las distintas coronas de barras que conforman un CG (figura 2) y los radios de los CG dentro del contenedor (figura 1), estas dimensiones se muestran en la tabla 1 :

	Vainas dentro de un CG [2]	CG's dentro del contenedor [1]
Radio elemento central [mm]	5,95	60
Radio primera corona [mm]	16	153
Radio segunda corona [mm]	30,3	306
Radio tercer corona [mm]	45,1	459

Tabla 1: Distribución de las vainas en los tubos y de los CG en el contenedor

En los modelos 2, 3 y 4 se desprecia la diferencia de temperaturas entre la cara interior de un tubo guía y la exterior (el gradiente de temperaturas en el espesor del tubo guía) , ya que en el modelo 1 se comprueba que las diferencias de temperatura en el espesor son de ordenes de magnitud diferentes a las temperaturas en juego en el problema. Lo mismo ocurre con el gradiente de temperatura en el espesor del contenedor de los 37 CG.

Una simplificación fue la exclusión de las 7 grillas separadoras, lo cual es en algún modo conservativo ya que haría las veces de aleta transmitiendo calor por conducción al exterior.

Otra simplificación importante y común a todos los modelos utilizados fue la eliminación de las 10 barras soporte de acero inoxidable. Pensando en términos del factor de vista, haber incluido las 10 barras soporte hubiese reducido algunos factores de vista y con lo cual se vería incrementada la resistencia térmica y por lo tanto la no inclusión en el modelo de tales piezas **no** es conservativa. Es por ello que al calcular los factores de vista de los 3 últimos modelos en el contenedor fueron siempre subestimados o redondeados hacia valores menores para compensar.

2.1 Descripción del modelo 1

El modelo 1 coincidiera cada corona como un cilindro largo infinito. Tanto para las coronas de vainas como para las coronas de combustibles se supone a cada corona como un anillo y que todo el calor que emite una corona va a parar a la corona siguiente. Es decir se reemplaza una corona de vainas por un cilindro tal como se muestra en la figura 3:

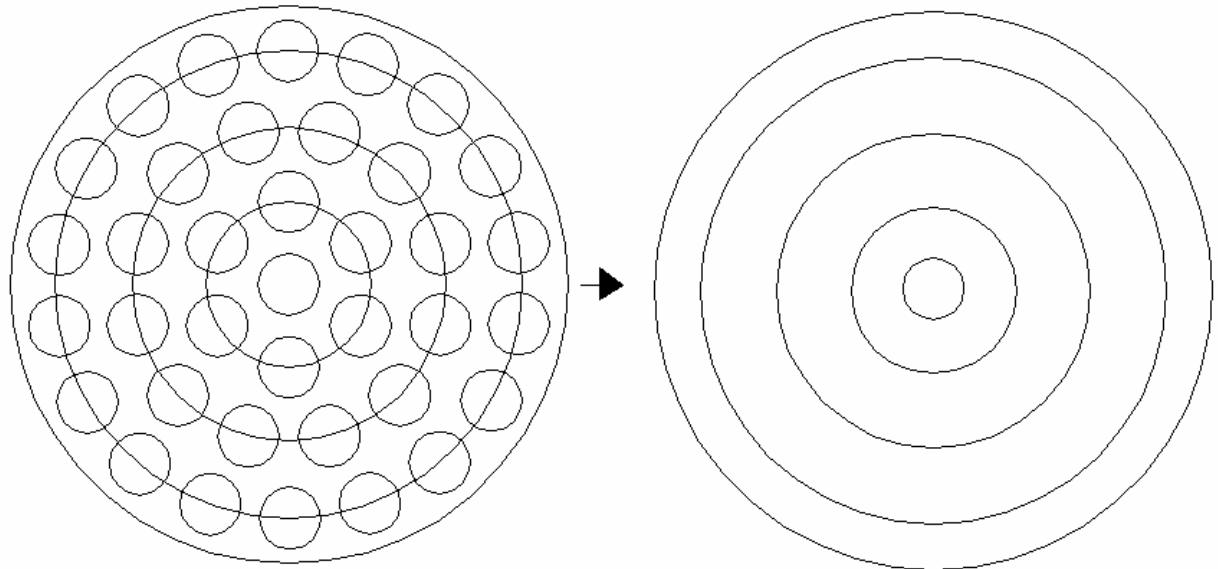


Figura 3: Esquema explicativo del modelo 1 (cilindros concéntricos)

El intercambio neto de calor por radiación entre dos cilindros concéntricos se puede escribir como [3]:

$$(0.1) \quad q_{12} = \frac{\sigma A_1 (T_1^4 - T_2^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \frac{r_1}{r_2}}$$

Donde : $\sigma = 5,67 \times 10^{-8}$ es la constante de Stefan-Boltzmann
 ε es la emisividad de la superficie
 r es el radio del cilindro
 T es la temperatura absoluta

De esta forma se calcula la temperatura de la primer corona de vainas, sabiendo que el central esta a T_{adm} :

$$(0.2) \quad T_{1v}^4 = T_{adm}^4 - \frac{q_{0v}}{\sigma A_{0v}} \left(\frac{1}{\varepsilon_0} + \frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} \frac{r_{0v}}{r_{1v}} \right)$$

utilizando $T_{adm} \approx 200^\circ\text{C} = 473,15 \text{ K}$, $\varepsilon_0 = \varepsilon_1 =$ emisividad del zircaloy 4 $\approx 0,2$ [4] y el flujo de calor de la vaina central de $8,11 \text{ W/m}^2$ y utilizando los radios de la tabla 1:

$$(0.3) \quad T_{1v} = \sqrt[4]{473,15^4 - 143 \cdot 10^6 \left(\frac{1}{0,2} + \frac{0,8}{0,2} \frac{5,95}{16} \right)} = 470,95 \text{ K}$$

Con esta temperatura ahora podemos calcular la temperatura de la segunda corona de vainas :

$$(0.4) \quad T_{2v}^4 = T_{1v}^4 - \frac{7q_{0v}}{\sigma A_{1v}} \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \frac{r_{1v}}{r_{2v}} \right)$$

donde A_{1v} se denomina al área del cilindro que pasa por los centros de las vainas de la primer corona, con lo cual:

$$(0.5) \quad \frac{q_{0v}}{A_{1v}} = \frac{\frac{2140}{37.36}}{2 \cdot \pi \cdot 0,0165 \cdot 3} = 3 \frac{W}{m^2}$$

utilizando esto y la temperatura T_{1v} calculada en (0.3) podemos ahora calcular la temperatura de la segunda corona:

$$(0.6) \quad T_{2v} = \sqrt[4]{470,95^4 - \frac{7}{\sigma} \cdot 3 \left(\frac{1}{0,2} + \frac{1-0,2}{0,2} \frac{16}{30,3} \right)} = 464,5K$$

repetiendo esto mismo para la tercer corona de vainas queda:

$$(0.7) \quad T_{3v} = \sqrt[4]{T_{2v}^4 - \frac{19q_{0v}}{\sigma 2\pi r_{2v} L} \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \frac{r_{2v}}{r_{3v}} \right)} = 454K$$

y para el tubo guía que rodea al CG central, teniendo en cuenta que el tubo es de acero de 114mm de diámetro interno, se calcula la temperatura interior del mismo, tomando la emisividad de un acero típico limpio $\varepsilon_{acero} \approx 0,22$ [3]:

$$(0.8) \quad T_{i_tubo_guia} = \sqrt[4]{T_{3v}^4 - \frac{37q_{0v}}{\sigma 2\pi r_{3v} L} \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1-\varepsilon_{acero}}{\varepsilon_{acero}} \frac{r_{3v}}{r_{it}} \right)} = 438,8K$$

En esta última ecuación es donde se considera que la barra estructural emite calor al igual que las demás a pesar que para calcular la potencia de una vaina se supuso la potencia generada en un CG distribuida en 36 vainas. Esto se hace así por que es la forma mas conservativa de mantener la simetría del problema.

Ahora bien, sabiendo que el tubo tiene un diámetro externo de 120mm podemos calcular la temperatura en el exterior sabiendo que la transferencia de calor aquí se producirá por conducción, tomando la conductividad de un acero típico limpio $k_{acero} \approx 15W/mK$ [3]:

$$(0.9) \quad T_{o_tubo_guia} = T_{i_tubo_guia} - \frac{q_{0t}}{2\pi L k_{acero}} \ln \left(\frac{r_{ot}}{r_{it}} \right) = 438,8K$$

De esta forma podemos observar en la figura 4 como varia la temperatura en el elemento combustible central según la corona de barras que se trate:

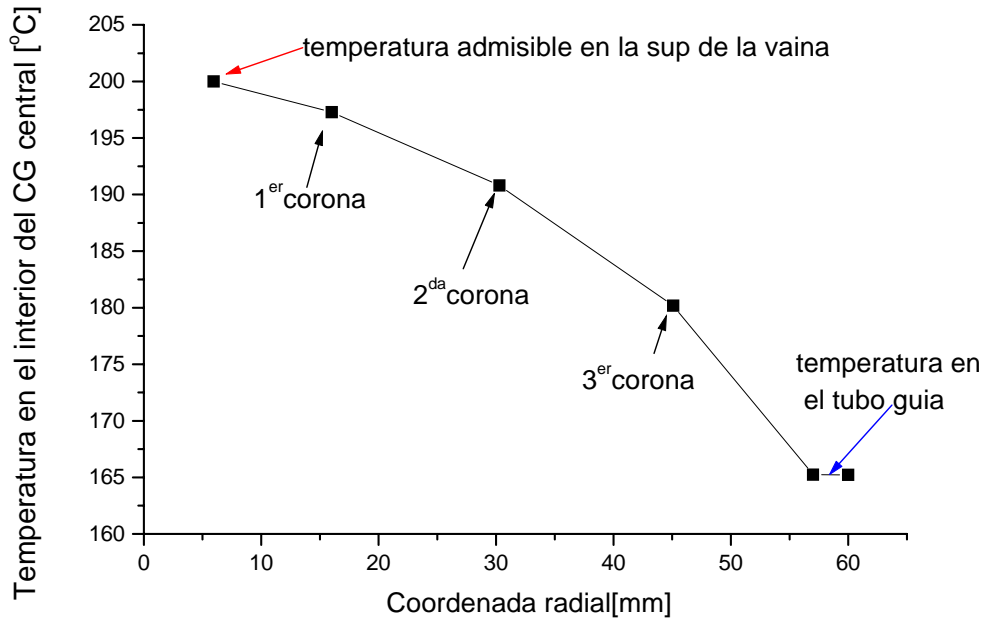


Figura 4: Temperaturas del modelo 1 en el CG para 200°C en el interior

Ahora con la temperatura en la superficie exterior del tubo guía podemos repetir el procedimiento en el contenedor, donde ahora llamaremos ε a la emisividad del acero, $\varepsilon = \varepsilon_{\text{acero}} = 0,22$ [3]:

$$(0.10) \quad T_{1t}^4 = T_{o_tubo_guia}^4 - \frac{q_{0t}}{\sigma A_{0t}} \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \frac{r_{ot}}{r_{1t}} \right)$$

Los radios de las coronas de CG en el contenedor son los que se muestran en la tabla 1, reemplazando:

$$T_{1t} = \sqrt[4]{439^4 - \frac{28,9}{\sigma} \left(\frac{1}{0,22} + \frac{1-0,22}{0,22} \frac{60}{153} \right)} = 430K$$

repetiendo para las demás coronas, podemos calcular la temperatura de la segunda corona:

$$T_{2t}^4 = T_{1t}^4 - \frac{7q_{0t}}{\sigma 2\pi r_{1t} L} \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \frac{r_{1t}}{r_{2t}} \right) = (399K)^4$$

la temperatura de la tercera corona :

$$T_{3t}^4 = T_{2t}^4 - \frac{19q_{0t}}{\sigma 2\pi r_{2t} L} \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \frac{r_{2t}}{r_{3t}} \right) = (332,8K)^4$$

y para la pared interior de la envolvente:

$$T_{i_e}^4 = T_{3t}^4 - \frac{37q_{0t}}{\sigma 2\pi r_{3t} L} \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \frac{r_{3t}}{r_{i_e}} \right) < 0$$

Donde r_{i_e} es el radio interno de la envolvente cilíndrica que contiene a la grilla, que en nuestro caso es de 590mm.

Reemplazando este valor en la última ecuación se ve que no existe una temperatura de envolvente real que satisfaga dicha ecuación, con lo cual con lo conservativo de este modelo no se puede demostrar que para 200°C en la vaina central pueda extraerse los 2,14kW.

Bajo este modelo y admitiendo solo 200°C en la superficie de la vaina se concluye que es imposible extraer el calor del recipiente sin que la vaina más solicitada térmicamente supere T_{adm}

En cambio, si se admitirían 250°C los resultados de este modelo serian distintos, como puede observarse en la figura 5 para el combustible central y en la figura 6 para las coronas de CG dentro del contenedor:

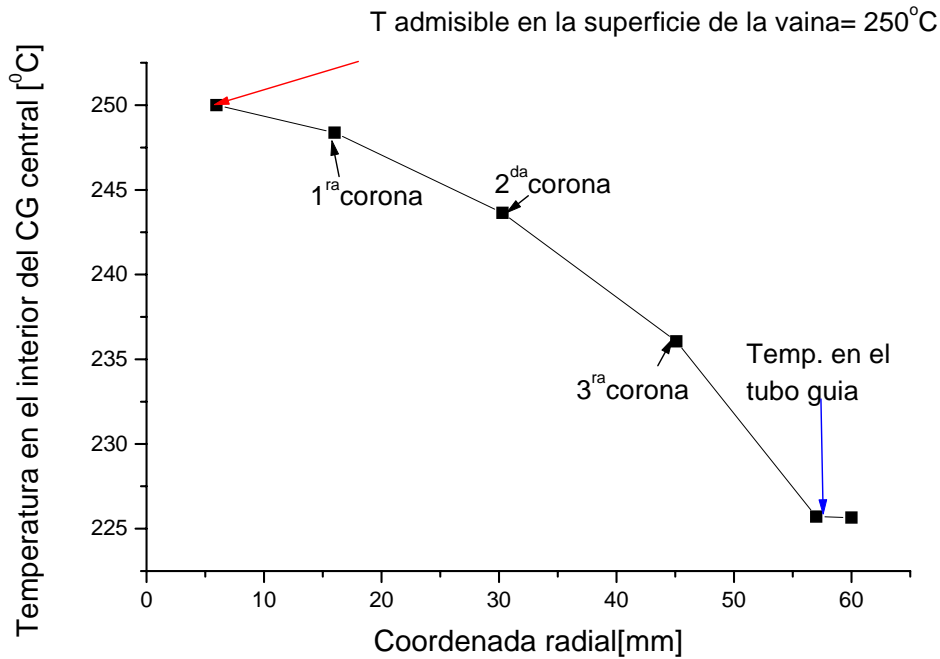


Figura 5: Temperaturas del modelo 1 en el CG para 250°C en el interior

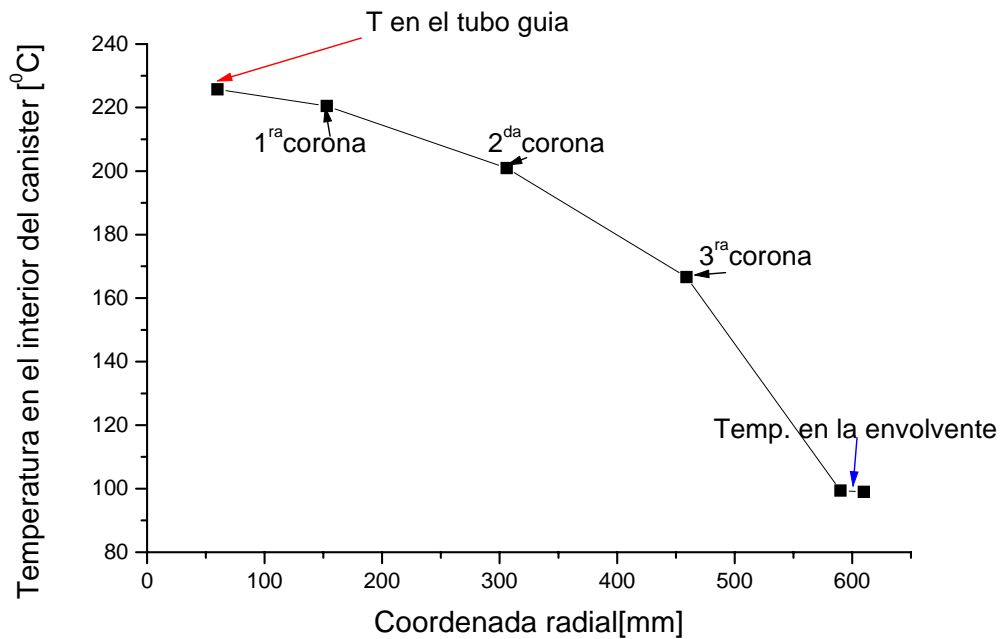


Figura 6: Temperaturas del modelo 1 en el contenedor para 250°C admisibles

De esta forma se llega a una temperatura interior de la envolvente de:

$$T_{i_canister} = 372K = 99^{\circ}C$$

Por último se calcula la temperatura exterior de dicha pared calculando la transferencia de calor por conducción a través de la envolvente de acero:

$$(0.11) \quad T_{o_e} = T_{i_e} - \frac{37q_{0t}}{2\pi Lk_{acero}} \ln\left(\frac{r_{oe}}{r_{ie}}\right) \approx 372K$$

Si repetimos el modelo 1 para distintas temperaturas de pared admisibles en la vaina central del CG central obtenemos distintas temperaturas exteriores requeridas, tal como se muestra en la figura 7:

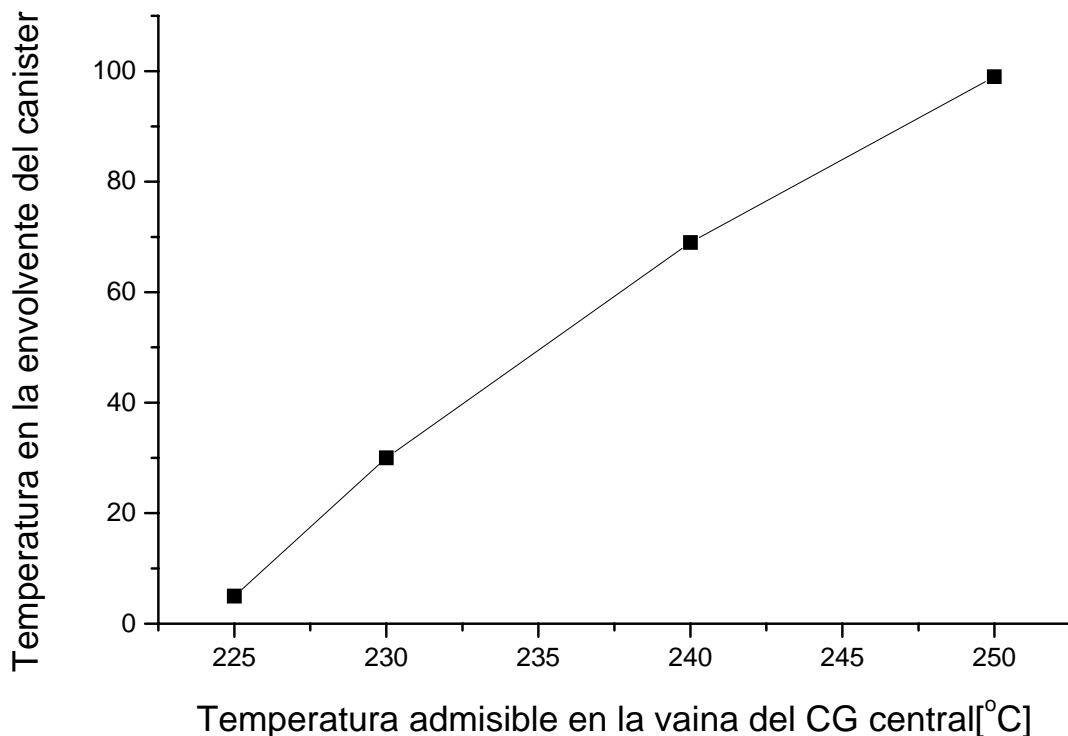


Figura 7: Resultados de temperatura exterior del modelo 1 para distintas temperaturas admisibles

De esta forma la temperatura si es considerablemente mayor que la atmosférica exterior sirve para diseñar un sistema de convección natural para extraer el calor de dicho recipiente. Bajo este modelo para que tenga sentido continuar con el diseño de un sistema de convección natural para extraer el calor del contenedor se debería admitir por lo menos alrededor de 237°C lo que corresponde a una temperatura exterior de envolvente de 60°C que es considerablemente mayor que la atmosférica. Como no se admite una temperatura mayor a 200°C en las vainas, se realizaran cálculos con modelos mas realista y no tan conservativos y se utilizara este modelo solo como referencia ya que se pueden sacar conclusiones valederas como la suposición de gradiente de temperatura nulo en los espesores de tubos y contenedor, ya que si aplicamos (0.11) para la envolvente la diferencia de temperatura entre cara interna y externa es de tan solo una décima de grado.

2.2 Descripción del modelo 2

Tanto para las coronas de vainas como para las coronas de combustibles se supone para cada corona que el intercambio se producirá solo a nivel de primeras coronas vecinas, considerando un factor de vista entre coronas vecinas y despreciando el intercambio de calor entre cilindros de coronas no vecinas. Es decir, si llamamos con subíndice 0 al elemento central, con subíndice 1,2,3 a los elementos de la primera segunda y tercera corona respectivamente y con subíndice 4 al cilindro exterior, entonces, solo consideramos los factores de vista:

$$F_{01}, F_{12}, F_{23}, F_{34}$$

y se desprecia:

$$F_{02}, F_{03}, F_{04}, F_{13}, F_{14}, F_{24}$$

Si bien este modelo se aplica tanto en el interior del CG como en el contenedor, el cálculo de los factores de vista se debe hacer para cada caso particular ya que la geometría es distinta en el arreglo de barras y en el arreglo de CG.

El cálculo de los factores de vista se efectúa mediante un código de cálculo especialmente desarrollado en la división para este tipo de problemas. En el apéndice 1 se muestra un ejemplo de cálculo de factor de vista entre dos coronas de cilindros. En el elemento combustible y en el contenedor los factores de vista calculados son:

	En el elemento combustible	En el contenedor
F_{01}	0,75	0,78
F_{12}	0,52	0,45
F_{23}	0,48	0,46
F_{34}	0,55	0,42

Tabla 2: Factores de vista entre primeras coronas vecinas

En este modelo se resuelve un circuito como el mostrado en la figura 8:

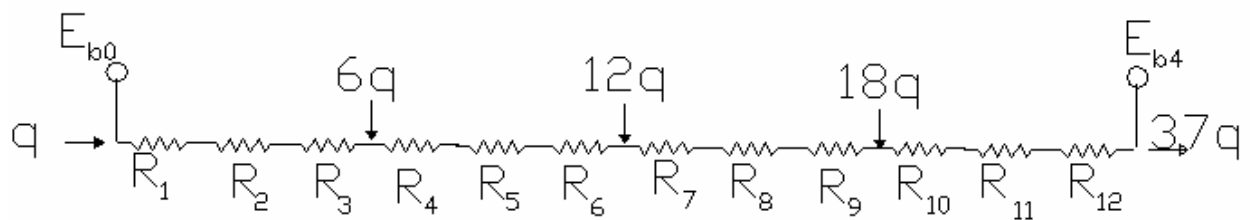


Figura 8: Circuito eléctrico equivalente a resolver en el modelo 2

Donde E_b se llama a las potencias emisivas de cuerpo negro (σT^4), y los términos fuentes se modelan como una inyección de calor en el lugar que corresponda [3]. Las resistencias a la trasmisión de calor por radiación son[3]:

$$\begin{aligned}
R_1 &= \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon \cdot A_0} \\
R_2 &= (A_0 F_{01})^{-1} \\
R_3 &= \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon \cdot A_1} = R_4 \\
R_5 &= (A_1 F_{12})^{-1} \\
R_6 &= \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon \cdot A_2} = R_7 \\
R_8 &= (A_2 F_{23})^{-1} \\
R_9 &= \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon \cdot A_3} = R_{10} \\
R_{11} &= (A_3 F_{34})^{-1} \\
R_{12} &= \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon \cdot A_4}
\end{aligned}$$

Las áreas en juego en este modelos no son ahora las áreas de los cilindros que pasan por los centros de las coronas sino se considera área de intercambio a la mitad de las áreas de la totalidad de los cilindros incluidos en la corona, es decir:

$$\begin{aligned}
A_{1v} &= 3A_{0v} & A_{1t} &= 3A_{0t} \\
A_{2v} &= 6A_{0v} & A_{2t} &= 6A_{0t} \\
A_{3v} &= 9A_{0v} & A_{3t} &= 9A_{0t} \\
A_{4v} &= A_{0t_int} & A_{4t} &= A_{env_cil_int}
\end{aligned}$$

Las ecuaciones a resolver en este modelo son:

$$(0.12) \quad E_{b0} - E_{b1} = q \left(\frac{1-\varepsilon}{\varepsilon A_0} + \frac{1-\varepsilon}{3\varepsilon A_0} + \frac{1}{A_0 F_{01}} \right)$$

$$(0.13) \quad E_{b1} - E_{b2} = 7q \left(\frac{1-\varepsilon}{3\varepsilon A_0} + \frac{1-\varepsilon}{6\varepsilon A_0} + \frac{1}{3A_0 F_{12}} \right)$$

$$(0.14) \quad E_{b2} - E_{b3} = 19q \left(\frac{1-\varepsilon}{6\varepsilon A_0} + \frac{1-\varepsilon}{9\varepsilon A_0} + \frac{1}{6A_0 F_{23}} \right)$$

$$(0.15) \quad E_{b3} - E_{b4} = 37q \left(\frac{1-\varepsilon}{9\varepsilon A_0} + \frac{1-\varepsilon_A}{\varepsilon_A A_{env}} + \frac{1}{9A_0 F_{34}} \right)$$

Estas cuatro ecuaciones se pueden resolver por sustitución. Planteadas para el interior del CG y luego para el contenedor completo teniendo en cuenta que cambian algunas emisividades, los factores de vista y los flujos de potencia, los resultados de este modelo se muestran en la figura 9 :

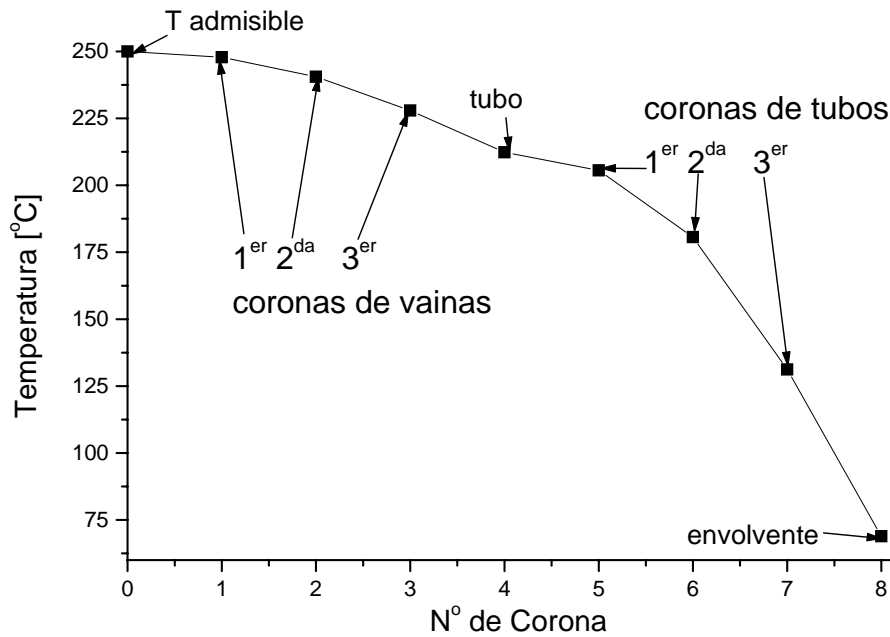


Figura 9: Resultados del modelo 2 para 250°C admisibles en la vaina central

Donde se puede ver para una temperatura admisible de 250°C se obtiene una temperatura exterior requerida de 68,9°C. Al igual que en el modelo 1 para temperaturas inferiores admisibles el modelo no sirve ya que no llega a una temperatura exterior real para poder extraer el calor requerido. Los valores de emisividad usados aquí fueron 0,22 para el acero y 0,15 para el zircaloy. La posición $r = 0$ corresponde a la vaina central, $r = 1$ corresponde a la primera corona de vainas, 2 a la segunda, 3 a la tercera y 4 al tubo guía, $r = 5$ corresponde a la primera corona de CG, 6 a la segunda, 7 a la tercera y 8 a la temperatura de la envolvente cilíndrica.

Este modelo es aún más conservativo que el primero ya que el primero considera un intercambio entre primeras coronas sin tener en cuenta ningún factor de vista (para cilindros concéntricos es factor de vista 1). Además este modelo ya usa valores de emisividades más bajos que en el modelo 1, con lo cual es razonable de que arroje un resultado aún más conservativo que el primero de los modelos. No obstante, sirve para incluir la idea de circuito eléctrico equivalente para poder considerar en modelos más refinados otros intercambios y además sirve como valor de referencia para comparar con otros modelos.

2.3 Descripción del modelo 3

El modelo 3 es igual al modelo 2 solo que agregando al circuito de la figura 8 los intercambios radiativos entre coronas segundas vecinas, para lo cual se agregan los factores de vista entre segundos vecinos mostrados en la tabla 3.

	En el elemento combustible	En el contenedor
F_{02}	0,174	0,14
F_{13}	0,067	0,051
F_{24}	0,135	0,108

Tabla 3: Factores de vista entre coronas segundas vecinas

Es decir el circuito queda como el mostrado en la figura 10:

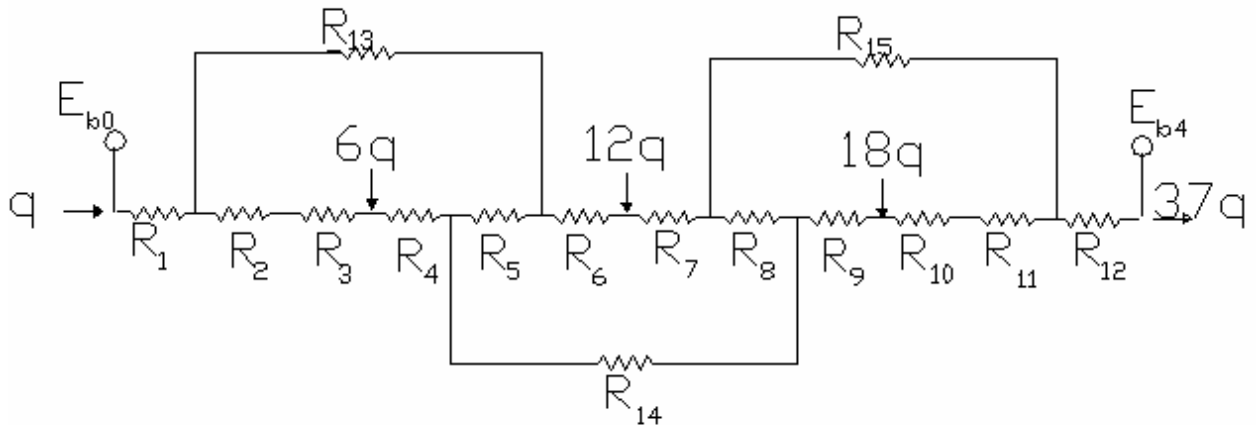


Figura 10: Circuito eléctrico equivalente del modelo 2

Donde las 3 resistencias agregadas al modelo son:

$$R_{13} = (A_0 F_{02})^{-1}$$

$$R_{14} = (A_1 F_{13})^{-1}$$

$$R_{15} = (A_2 F_{24})^{-1}$$

Los resultados arrojados por este modelo para una temperatura admisible de 200°C, son los mostrados en la figura 11:

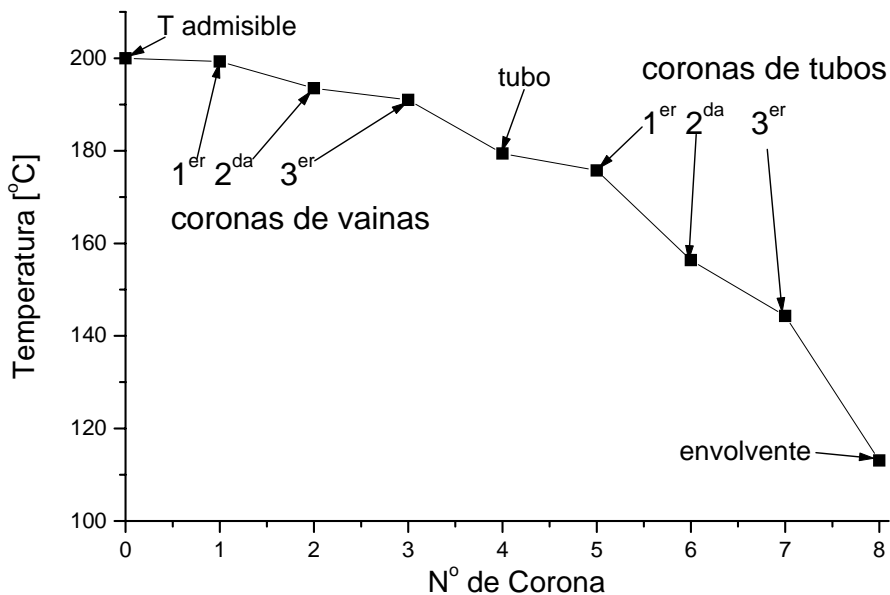


Figura 11: Resultados del modelo 3 para 200° C admisibles en la vaina central

Al igual que en el modelo 2, la posición $r = 0$ corresponde a la vaina central, $r = 1$ corresponde a la primera corona de vainas, 2 a la segunda, 3 a la tercera y 4 al tubo

guía. Análogamente, $r = 5$ corresponde a la primera corona de tubos guías, 6 a la segunda, 7 a la tercera y por último 8 a la temperatura de la envolvente cilíndrica. Aquí también, los valores de emisividad usados aquí fueron 0,22 para el acero y 0,15 para el zircaloy.

2.4 Descripción del modelo 4

Este modelo es similar al 3 solo que además considera los intercambios entre coronas, es decir se agregan los factores de vista de la tabla 4:

F_{03}	0,036	0,08
F_{04}	0,04	0
F_{14}	0,005	0,023

Tabla 4: Factores de vista agregados entre coronas terceras vecinas

Es decir el circuito queda como el mostrado en la figura 11:

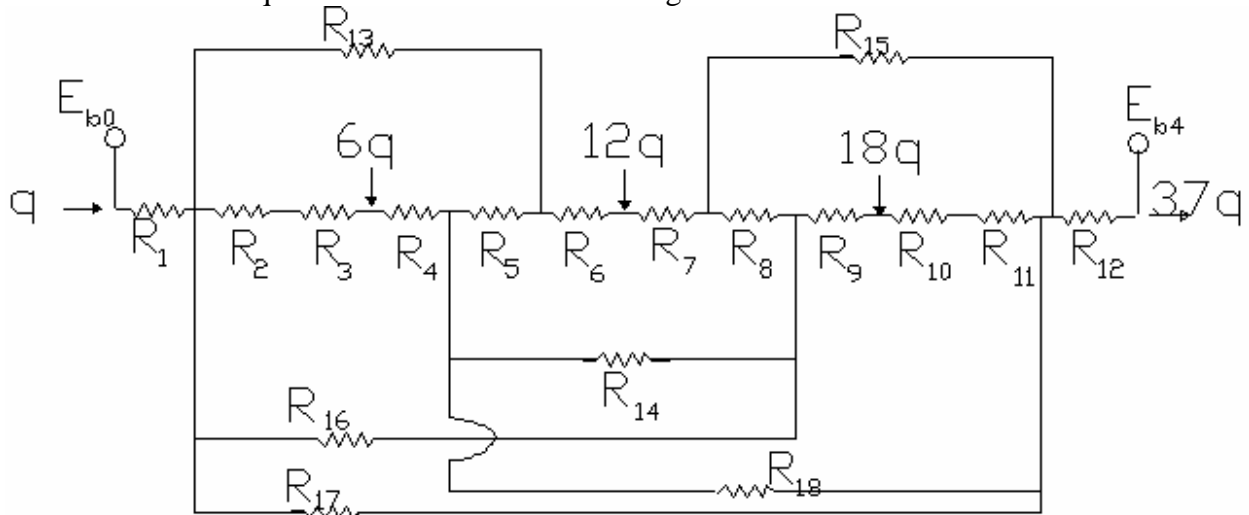


Figura 12: Circuito eléctrico equivalente del modelo 4, sin tener en cuenta aun la diferencia de temperaturas entre caras de coronas.

Donde las 3 resistencias agregadas al modelo son:

$$R_{16} = (A_0 F_{03})^{-1}$$

$$R_{17} = (A_0 F_{04})^{-1}$$

$$R_{18} = (A_1 F_{14})^{-1}$$

Además considera temperaturas distintas en las caras de las coronas de combustibles (esto no se muestra en la figura 12), lo cual está mostrado en el apéndice 2 donde además se justifica la suposición de temperatura constante en las vainas.

Los resultados de este modelo se muestran en la figura 13:

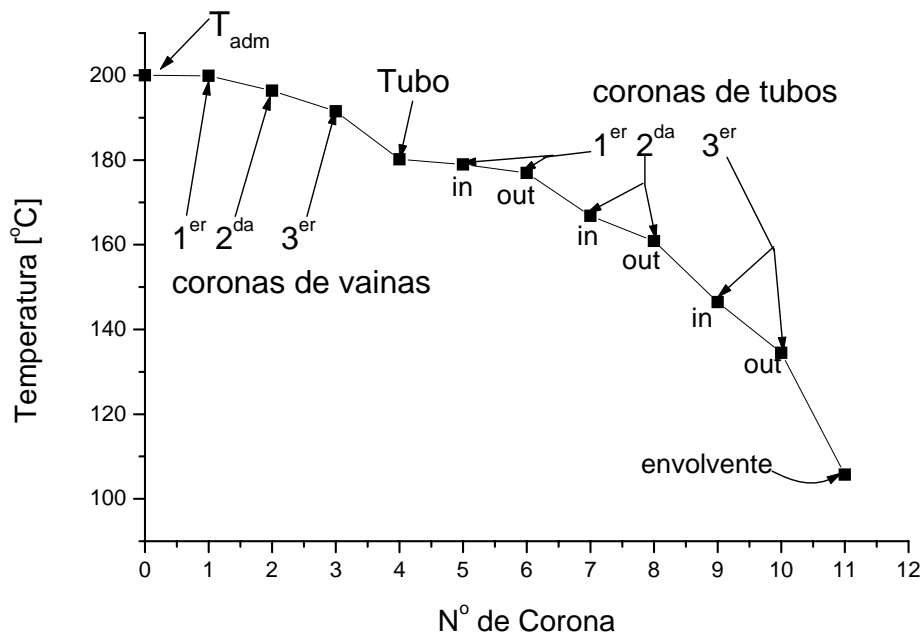


Figura 13: Resultados del modelo 4 para 200°C admisibles

La posición $r = 0$ corresponde a la vaina central, $r = 1$ corresponde a la primer corona de vainas, 2 a la segunda, 3 a la tercera y 4 al tubo guía, $r = 5$ corresponde a la primer corona de CG en su cara interior, 6 a la cara exterior de la misma corona, 7 corresponde a la segunda corona de CG en su cara interior, 8 a la cara exterior de la misma corona, 9 corresponde a la tercera corona de CG en su cara interior, 10 a la cara exterior de la misma corona y por último $r = 11$ corresponde a la envolvente cilíndrica que contiene a la grilla de CG.

3. ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD Y DE RESULTADOS

Los resultados fueron obtenidos para valores de potencia de 2140W por contenedor de 37 CG, y valores de emisividad del zircaloy de 0,15 (a excepción del modelo 1 que por simplicidad se usó 0,2) y en el acero 0,22. Estos valores de emisividad son bastante conservativos ya que se suponen superficies libres de óxido y el metal oxidado tiene mayor emisividad.

Los resultados de los dos primeros modelos son tenidos en cuenta solo como referencia y pueden ser usados en situaciones donde se admitan temperaturas mayores de 200°C en la vaina central ya que es muy conservativo y no arroja resultados valederos para nuestro caso.

Los resultados de los dos últimos modelos en cambio son muy tenidos en cuenta para el diseño del sistema de extracción de calor por convección natural, en especial el del modelo 4 que es el más realista y más conservativo de los dos.

En el problema se ve que las variables más importantes son:

- Geometría
- Potencia por contenedor
- Emisividad del zircaloy
- Emisividad del acero

Manteniendo la geometría constante se efectuaron perturbaciones en el modelo 4 en dichas variables y se observó la variación de la temperatura de la envolvente cilíndrica. Para perturbaciones del 5%, se observaron los cambios de temperatura mostrados en las tablas 5, 6 y 7:

Potencia		Temperatura	
- 5 %	2033	111,6	+ 5,59 %
Nominal	2140	105,7	0 %
+ 5 %	2247	99,5	- 5,86 %

Tabla 5: Perturbaciones de potencia

Emisividad acero		Temperatura	
- 5 %	0,209	102,7	-2,88 %
Nominal	0,22	105,7	0 %
+ 5 %	0,231	108,4	+2,6 %

Tabla 6: Perturbaciones en la emisividad del acero

Emisividad zircaloy		Temperatura	
- 5 %	0,1425	104,8	-0,78 %
Nominal	0,15	105,7	0 %
+ 5 %	0,1575	106,5	+0,71 %

Tabla 7: Perturbaciones en la emisividad del zircaloy

Otra forma de expresar estos resultados es haciendo el cociente incremental, tal como muestra la tabla 8:

$\frac{DT}{DP}$	$\frac{DT}{D\varepsilon_A}$	$\frac{DT}{D\varepsilon_z}$
$-0,057 \frac{^{\circ}C}{W}$	$259^{\circ}C$	$113,3^{\circ}C$

Tabla 8: Influencia de potencia y emisividades en la temperatura expresado en forma de cociente incremental

4. CÁLCULO DE CONVECCIÓN EN EL EXTERIOR

En la figura 14 se puede observar un esquema del sistema completo de almacenamiento.

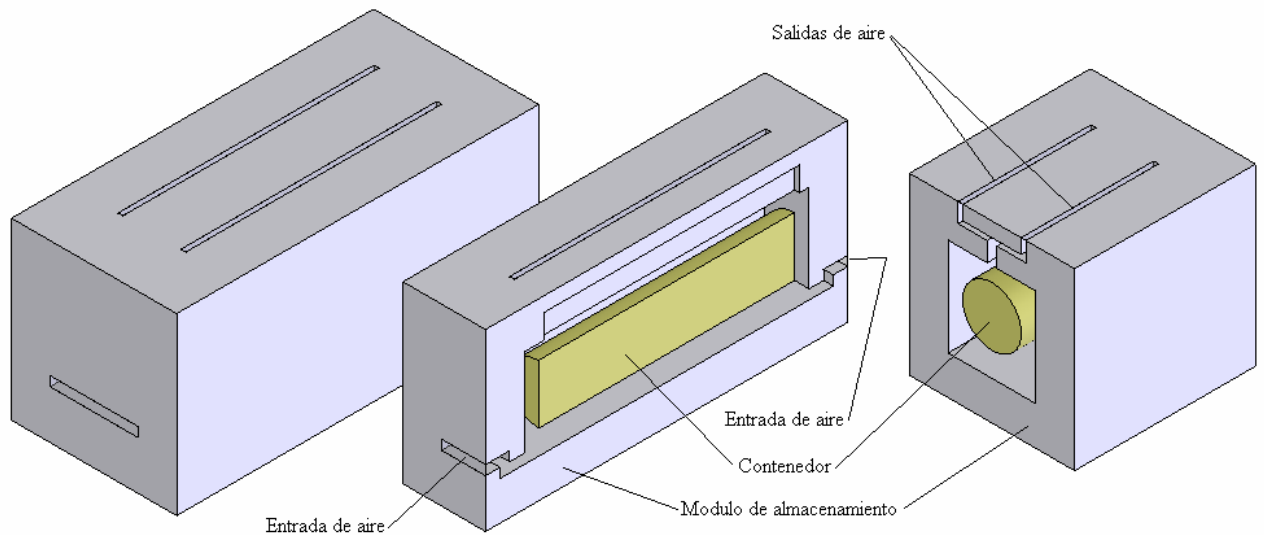


Figura 14: Esquema del exterior del contenedor

Las paredes del módulo de almacenamiento son de concreto con un espesor de 80cm. El contenedor es de 1,22 m de diámetro y tiene una longitud de 5,3 m. El aire entra al módulo de almacenamiento a través de dos aberturas ubicadas una en la parte frontal y la otra en la parte trasera. Estos conductos tienen forma de Z para evitar la salida de radiación. Las dimensiones de las aberturas son de 180 cm de ancho por 20cm de altura. El aire sale del módulo a través de dos conductos en forma de Z para evitar la salida de radiación. Estos conductos están ubicados en la parte superior del módulo y tienen una sección de 10 cm de ancho por 5,3 m de longitud.

Se calculó la convección natural que se produce dentro del módulo de almacenamiento cuando contiene en su interior al contenedor con una temperatura superficial de 100°C. Cuando se establezca la convección natural, se formará alrededor del contenedor una pluma de aire. Alrededor de esta pluma suponemos que el aire está en reposo y tiene una temperatura constante que llamaremos temperatura en el módulo de almacenamiento. Esto generará una fuerza boyante en el interior del módulo de almacenamiento. También se generará otra fuerza boyante en el conducto de salida debida a la temperatura del aire a la salida.

Los pasos de cálculo fueron los siguientes:

- Se calculó el coeficiente pelicular h del aire utilizando la correlación de Churchill y Chu para un cilindro horizontal largo isotérmico [3]. Las propiedades del aire utilizadas corresponden a una temperatura promedio entre la temperatura superficial del contenedor y la temperatura del aire en el módulo de almacenamiento.
- Conociendo la potencia total a extraer y la temperatura superficial del contenedor se calculó mediante un procedimiento iterativo la temperatura del aire en el interior del módulo de almacenamiento.
- Se calculó el caudal de aire. Para ello se calculó primeramente la capa límite simplificando el sistema a una placa vertical a temperatura constante. Esto permitió obtener la temperatura de mezcla del aire a la salida y en base a ello el caudal de aire.
- Se calculó el término de fuerza boyante en la zona del conducto de salida utilizando la diferencia de densidad entre el aire a temperatura ambiente y el aire a la temperatura de salida (temperatura de mezcla).

- Se calculó el término de fuerza boyante en la zona del contenedor utilizando la diferencia de densidad entre el aire a temperatura ambiente y el aire a la temperatura del módulo de almacenamiento.
- Se calcularon las pérdidas de carga debidas a la entrada, a la salida y a la fricción contra las paredes del cilindro. Los coeficientes K de pérdida concentrada se obtuvieron de la referencia [5].
- Se comprobó que el término de fuerza boyante total fuera mayor a las pérdidas de carga.

Suponiendo una temperatura en la superficie del contenedor de 100°C, una temperatura de 40°C en aire ambiente, y una potencia de 2140 Watt se obtuvieron los siguientes resultados:

- Temperatura en el interior de módulo de almacenamiento: 71°C
- Temperatura del aire a la salida: 83°C
- Caudal de aire que circula: 664 kg/hr
- Tiraje en la chimenea: 1,052 Pa
- Tiraje en la zona del contenedor: 1,212 Pa
- Pérdida de carga a la entrada: 0,204 Pa
- Pérdida de carga por la fricción contra las paredes del contenedor: 0,171 Pa
- Pérdida de carga a la salida: 0,092 Pa

5. CONCLUSIONES

De los resultados obtenidos se presume que la temperatura exterior del recipiente necesaria para extraer el calor sin que ninguna de las vainas supere los 200 °C es de aproximadamente 100 °C.

De acuerdo a los resultados obtenidos en el calculo de convección natural, se puede ver que si la temperatura exterior del recipiente fuera de 100 °C el tiraje producido es mayor a las pérdidas de carga. Esto significa que el sistema alcanzará una posición de equilibrio a una temperatura superficial del contenedor algo menor a 100°C.

6. REFERENCIAS

[1] H.E.P. Nassini, C.S. Fuenzalida Troyano, A.M. Bevilacqua, J.E. Bergallo, "Diseño conceptual de un sistema para el almacenamiento interino en seco del combustible gastado de la CNA", presentada en la XXXII Reunión Anual de la Asociación Argentina de Tecnología Nuclear (XXXII AATN), Buenos Aires, 21 al 25 de noviembre de 2005.

[2] Llorca S., Olezza R., Pérez E. "Datos técnicos del combustibles y principales características del reactor y la central nuclear en atucha".

[3] Frank P. Incropera, David P. De Witt. "Fundamentos de transferencia de calor", cuarta edición.

[4] E.V. Murphy and F Havelock. "Emissivity of zirconium alloys in air in temperature range 100-400 °C" . Journal of nuclear materials 60 (1976) 167-176.

[5] HANDBOOK OF HYDRAULIC RESISTANSE – I. E. Idelchik – 1966.

APÉNDICE 1 CALCULO DE FACTORES DE VISTA

Uno de los códigos de cálculo desarrollado básicamente calcula factores de vista entre secciones circulares de iguales radios. En la figura 1.1 se ve como barriendo en alfa y en beta en los ángulos que corresponda se pueden ir sumando las contribuciones a los factores de vista.

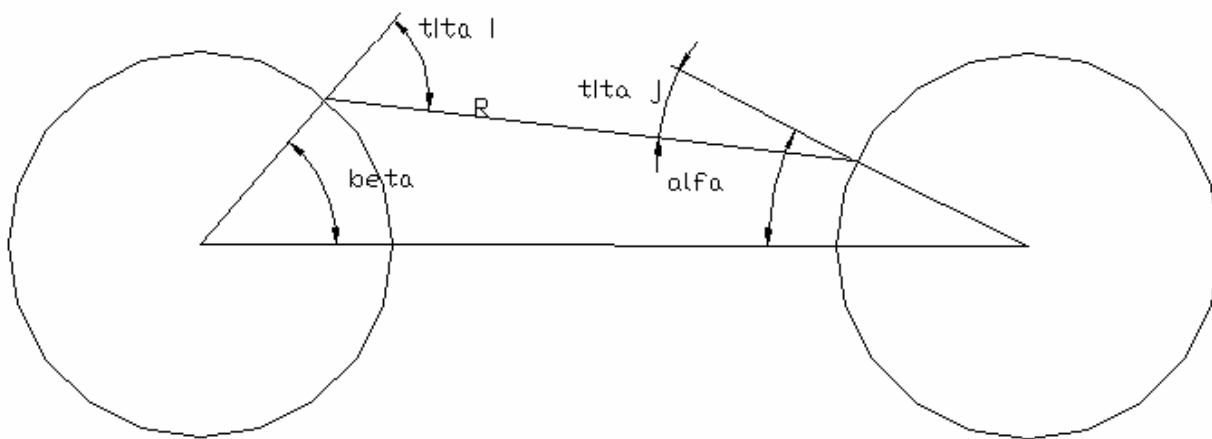


Figura 1.1

Cuando los cilindros se encuentran parcialmente tapados lo que se hace es calcular la distancia del cilindro intruso a la recta y si esta distancia es menor al radio del cilindro no se considera contribución.

Por último se utiliza también un código que permite calcular el factor de vista entre un cilindro y una envolvente de radio distinto que lo contiene.

A modo de ejemplo, el factor de vista F01, se cálculo variando beta entre 0 y 360° y el ángulo alfa entre 270° y 450°, esto finalmente se debe multiplicar por 6 ya que son seis los cilindros que ve el central.

APÉNDICE 2

CALCULO DE DIFERENCIA DE TEMPERATURAS ENTRE CARAS DE CORONAS

Cabe destacar que en los primeros 3 modelos desarrollados se utilizo una simplificación importante al considerar la superficie de cada tubo guía a temperatura uniforme. En el modelo 4 no fue así. Se realizo una estimación de la siguiente forma: Si observamos la figura 2.1 vemos que el flujo de calor que transita de la cara interior a la exterior por un tubo guía de la primera corona es aproximadamente la sexta parte de el flujo de calor que emite cada combustibles.

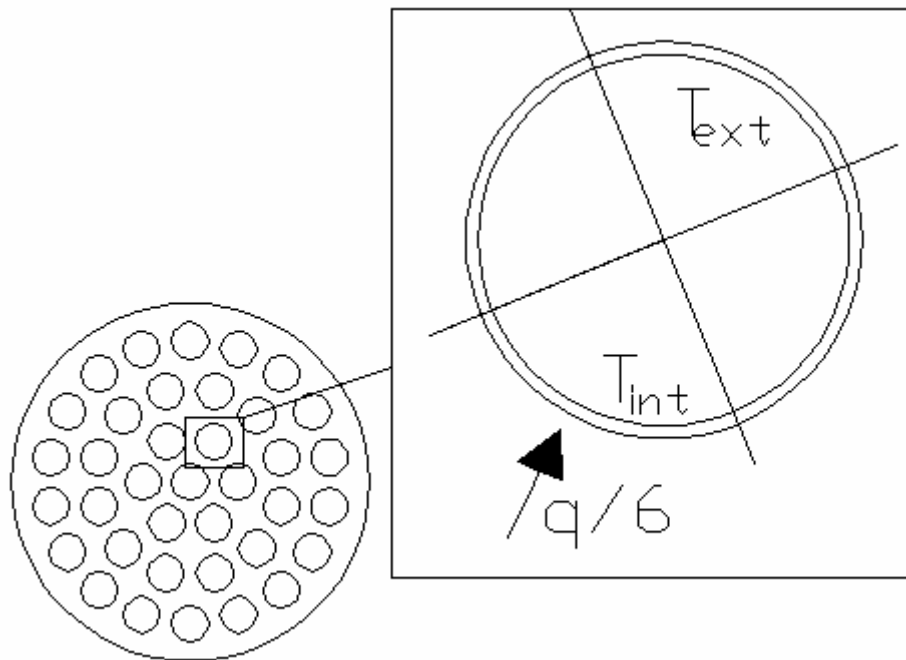


Figura 2.1

De esta forma la diferencia de temperatura se puede estimar como:

$$\Delta T \cong \frac{\frac{q_{0t}}{6} \frac{\pi}{2} r_{0t}}{2 \cdot e_t \cdot L k_{acero}}$$

$$\Delta T_1 \cong \frac{\frac{2140W}{37.6}}{2.3mm \cdot 5.3m} \frac{\pi}{15 \frac{W}{mK}} \frac{60mm}{2} \cong 2^{\circ} C$$

Si repetimos esto para las demás coronas, encontramos, para la segunda y tercera corona :

$$\Delta T_2 \cong \frac{7 \cdot \frac{2140W}{37.12}}{2.3mm \cdot 5,3m} \frac{\pi}{2} \frac{60mm}{15 \frac{W}{mK}} \cong 6,6^\circ C$$

$$\Delta T_3 \cong \frac{19 \cdot \frac{2140W}{37.18}}{2.3mm \cdot 5,3m} \frac{\pi}{2} \frac{60mm}{15 \frac{W}{mK}} \cong 12^\circ C$$

De esta forma se pudo dividir en dos superficies emisoras para el modelo 4.

Este mismo cálculo para las vainas da diferencias de temperaturas del orden de décimas de grado centígrado, con lo cual fue despreciado.

$$\Delta T_{3_vainas} \cong \frac{\frac{19 \cdot 2140W}{18 \cdot 36.37}}{2.0,55mm \cdot 5,3m} \frac{\pi}{2} \frac{5,95mm}{15 \frac{W}{mK}} \cong 0,18^\circ C$$