

ESTIMACION DE TEMPERATURAS Y TENSIONES EN BARRAS DE CONTROL DE REACTIVIDAD PARA EL REACTOR CAREM-25

Markiewicz M.- Estévez E.

*Grupo Diseño de Combustibles Nucleares
Centro Atómico Bariloche, CNEA*

RESUMEN

Desde el punto de vista de seguridad, las barras de control de reactividad (BCR) son un componente crítico, debiendo asegurar su correcto funcionamiento cuando el mismo sea requerido, manteniendo su capacidad operativa durante su tiempo de residencia bajo cualquier condición prevista de operación.

Para evaluar la capacidad operativa de las BCR, es necesario realizar un análisis de las sollicitaciones actuantes, determinando además desde el punto de vista mecánico, el tiempo de residencia en el núcleo del reactor.

En este informe se realiza una estimación, usando métodos de cálculos analíticos, de los parámetros que afectan el funcionamiento de las BCR, con el objeto de determinar, desde el punto de vista mecánico, su operatividad en forma segura y tiempo de residencia en el núcleo del reactor.

TEMPERATURE AND STRESSES ESTIMATION IN REACTIVITY CONTROL RODS FOR CAREM-25 REACTOR

RESUME

The reactivity control rods are a critical component regarding safety. Its correct operation when required must be ensured. For this purpose, this component must maintain its operating capacity during all its residence time and under any foreseen operation condition.

To evaluate the behaviour of reactivity control rods, it is necessary to analyse the demands they are exposed to, determining from the mechanical point of view, the residence time in the reactor core.

In this report, using analytical calculations, the parameters affecting the performance of the reactivity control rods are analysed, with the objective of determine from the mechanical point of view, its behaviour and residence time.

1- INTRODUCCION

Desde el punto de vista de seguridad, las barras de control de reactividad (BCR) son un componente crítico, debiendo asegurarse su correcto funcionamiento cuando el mismo sea requerido, manteniendo su capacidad operativa durante su tiempo de residencia bajo cualquier condición prevista de operación.

Las BCR consisten en un material absorbente (aleación de Ag, In, Cd) el cual es introducido en una vaina de acero (AISI 304L) y cerrado herméticamente en sus extremos por dos (2) tapones soldados a la vaina. El espacio libre entre el material absorbente y el recubrimiento es llenado con gas helio con el objeto de controlar la estanqueidad de la barra y mejorar la transferencia térmica durante la irradiación.

Las BCR son fijadas en su extremo superior a un husillo, denominado "araña" debido a la forma del mismo. Las mismas son guiadas a través de los tubos guías, los que son parte estructural del elemento combustible.

Para evaluar la capacidad operativa de las BCR, es necesario realizar un análisis de las sollicitaciones actuantes, determinando además desde el punto de vista mecánico, el tiempo de residencia en el núcleo del reactor.

2- OBJETIVOS

Para el diseño mecánico de la BCR, fue necesario realizar una evaluación de la distribución de temperaturas, cargas mecánicas y efectos del medio ambiente bajo condiciones normales de operación.

En este informe se realizó una estimación, usando métodos de cálculos analíticos, de los parámetros que afectan el funcionamiento de las BCR, con el objetivo de determinar, desde el punto de vista mecánico, su operatividad en forma segura y tiempo de residencia en el núcleo del reactor.

3- CONSIDERACIONES

Para poder realizar una estimación de las temperaturas y tensiones alcanzadas por las BCR, es necesario determinar previamente la pérdida de presión producida en el Elemento Combustible (EC) donde se encuentran las BCR.

La estrategia de operación del reactor indica que existen EC con diferentes grados de inserción de las BCR. En los cálculos realizados en este informe se considera el caso de las BCR totalmente introducidas, situación esta producida en el canal N° 2 al inicio de operación del reactor y entre los 240 y 300 días aproximadamente de funcionamiento (Ref. 1).

Para la estimación de la potencia generada por las barras combustibles se consideró una distribución cosenoidal del flujo neutrónico (ϕ) en el sentido longitudinal (z) y radial (r) y además por estar el canal N°2 muy próximo al canal central, se consideró a este en la posición radial $r=0$.

4 - POTENCIA Y PERDIDA DE PRESION EN BARRAS COMBUSTIBLES

4.1 - Estimación de la potencia generada en la barra combustible

Se supone que el calor generado se transfiere por convección desde la barra combustible (BC) al refrigerante, no existiendo transmisión de calor por conducción en el sentido longitudinal de la BC.

La cantidad de calor generada por unidad de tiempo en un volumen elemental de barra combustible situada en una cierta posición axial (z) de la BC esta dada por:

$$dq_{g(z)} \text{ (cal/s)} = Q_{(z)} \text{ (cal/s.cm}^3\text{)} \cdot At_{bc} \text{ (cm}^2\text{)} \cdot dz \quad (1)$$

donde:

$Q_{(z)}$: generación volumétrica de calor

At_{bc} : área transversal de la BC

0,636 cm²

Para una BC situada a una distancia $r=0$ del eje z del núcleo del reactor (fig. 1), la distribución longitudinal teórica de la fuente de calor para la posición radial “mas caliente” esta dada por:

$$Q_{(z)} = Q_M \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot z}{H}\right) \quad (2)$$

por lo tanto:

$$dq_{g(z)} = Q_M \cdot At_{bc} \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot z}{H}\right) dz \quad (3)$$

la potencia generada por la BC desde el extremo inferior hasta una posición (z) queda expresada por:

$$q_{g(z)} = Q_M \cdot At_{bc} \cdot \int_{-H/2}^z \cos\frac{\pi \cdot z}{H} \cdot dz$$

por lo tanto:

$$q_{g(z)} = Q_M \cdot At_{bc} \cdot \frac{H}{\pi} \left(1 + \operatorname{sen}\frac{\pi \cdot z}{H}\right) \quad (4)$$

De acuerdo a la Ref. 1, la potencia volumétrica máxima de barra combustible (Q_M) para el canal N°2, con BCR totalmente insertadas, se produce a los 270 días aproximadamente, y su valor es de aproximadamente 62 cal/s.cm³.

4.2- Determinación del tipo de flujo refrigerante

Bajo condiciones normales de operación y en estado estacionario, la mayor parte de la potencia generada por el Elemento Combustible (EC) es absorbida por el refrigerante, por lo tanto puede expresarse como:

$$q_{gec} = F_{ec} \cdot \Delta H \quad (5)$$

donde:

F_{ec} : caudal del refrigerante por EC

6721 g/s

$\Delta H=(H_s - H_i)$: variación de la entalpía

H_s : entalpía a la salida del EC

H_i : entalpía al ingreso del canal (284 °C)

300 cal/g

Para la determinación del caudal del refrigerante (F_{ec}), se consideraron los siguientes datos (Ref. 1):

- caudal másico del primario (F_p)

410 Kg/s

- número de elementos combustibles n_{ec}

61

el caudal másico por elemento combustible es:

$$F_{ec} = \frac{F_p}{n_{ec}} = 6721,3 \text{ g/s} \quad (6)$$

Como la pérdida de presión depende del tipo de fase del refrigerante, es necesario determinar previamente si el EC en el canal 2 alcanza la temperatura de saturación.

La potencia volumétrica promedio por EC (Q_{pec}) del canal 2 a los 270 días de operación es de $51,4 \text{ W/cm}^3$ ($12,28 \text{ cal/s} \cdot \text{cm}^3$), considerando que el volumen del hipotético canal refrigerante (V_c) es de 31038 cm^3 , la potencia generada por dicho EC es:

$$q_{gec} = Q_{pec} \cdot V_c = 51,4 \text{ W/cm}^3 \cdot 29968,4 \text{ cm}^3 = 1595353,2 \text{ W} \quad (381161 \text{ cal/s})$$

De acuerdo a la expresión 5, la variación de la entalpía a lo largo del canal será:

$$\Delta H = \frac{q_{gec}}{F_{ec}} = \frac{381161 \text{ cal/s}}{6721 \text{ g/s}} = 56,7 \text{ cal/s}$$

por lo tanto el valor de la entalpía a la salida del EC es de $356,7 \text{ cal/g}$.

Considerando que la entalpía del líquido refrigerante a la temperatura de salida (326°C) es de 358 cal/g , se puede considerar que el EC del canal 2 a los 270 días de operación y con BCR totalmente introducidas es refrigerado por flujo monofásico.

4.3- Pérdida de presión en el canal refrigerante de la barra combustible

Para la estimación de la pérdida de presión a lo largo de la BC se consideraron los siguientes efectos:

- pérdida de presión por fricción
- pérdida de presión por aceleración
- pérdida de presión por los separadores
- pérdida de presión por cambio de sección

4.3.1- Pérdida de presión por fricción

Con flujo monofásico en estado líquido la pérdida de presión puede ser expresada como:

$$\Delta P_{fl} = \lambda \cdot \frac{L_f \cdot V^2 \cdot \rho}{2 \cdot Dh} \quad (7)$$

donde:

λ : coeficiente de pérdida de presión	0,025
L_f : longitud de fricción	163 cm
D_h : diámetro hidráulico de la BC	1,433 cm
V : velocidad del refrigerante	71,5 cm/s
ρ : densidad del refrigerante (305°C)	$0,7144 \text{ g/cm}^3$

para la determinación del diámetro hidráulico de la BC se usó la siguiente expresión:
donde:

$$D_h = \frac{4 \cdot A_{t_{rbc}}}{P_{bc}} \quad (8)$$

At_{bc} : área transversal del refrigerante por BC	1,013 cm ²
P_{bc} : perímetro de la BC	2,827 cm

El At_{bc} se estimó considerando el área de un exágono inscrito entre las BC, menos el área transversal de la BC, por lo tanto:

$$Dh = \frac{4.1,013\text{cm}^2}{2,827\text{cm}} = 1,433\text{cm}$$

La densidad del refrigerante fue considerada para una temperatura promedio entre la temperatura de ingreso (284 °C) y la de saturación (326 °C).

La velocidad media del refrigerante fue considerada para la posición axial $z=0$ cm, y es determinada con la expresión del caudal másico del EC:

$$F_{ec} = \rho(\text{g/cm}^3) \cdot V(\text{cm/s}) \cdot At_{rec} (\text{cm}^2) \quad (9)$$

donde:

At_{rec} : área transversal del canal refrigerante por EC

El área transversal del canal refrigerante del EC está dado por:

$$At_{rec} = At_c - n_{bc} \cdot At_{bc} - n_{tg} \cdot At_{tg} - n_{ti} \cdot At_{ti} \quad (10)$$

donde:

At_{bc} : área transversal de la BC	0.636 cm ²
n_{bc} : número de BC por elemento combustible	108
At_{tg} : área transversal del tubo guía	1,131 cm ²
n_{tg} : número de tubos guías	18
At_{ti} : área transversal del tubo de instrumentación	1,131 cm ²
n_{ti} : número de tubos de instrumentación	1

$$At_{rec} = 131,5 \text{ cm}^2$$

por lo tanto:

$$V_{(z=0)} = \frac{6721 \text{ g/s}}{0,7144 \text{ g/cm}^3 \cdot 131,5 \text{ cm}^2} = 71,5 \text{ cm/s}$$

El coeficiente de pérdida de presión (λ) fue estimado utilizando el diagrama de Moody, para ello se determinó previamente la rugosidad relativa (f) y el número de Reynolds (Re).

La rugosidad relativa está expresada como:

$$f = \frac{K(\text{cm})}{D(\text{cm})} = 4,4 \cdot 10^{-4} \quad (11)$$

donde:

K: rugosidad de la BC	4.10 ⁻⁴ cm
D: diámetro de la BC	0,9 cm

El número de Reynolds está definido como:

$$Re = \frac{V \cdot Dh}{\nu} \quad (12)$$

donde:

V: velocidad media del refrigerante 71,5 cm/s
 v: viscosidad cinemática
 del refrigerante a 305 °C $\mu/\rho = 1,285 \cdot 10^{-3} \text{ cm}^2/\text{s}$

$$Re = \frac{71,5 \text{ cm/s} \cdot 1,433 \text{ cm}}{1,285 \cdot 10^{-3} \text{ cm}^2/\text{s}} = 79700$$

Con los valores de (f) y (Re) se obtiene del diagrama de Moody un valor de $\lambda = 0,021$, que reemplazado en la ecuación (7) permite determinar la pérdida de presión por fricción en la zona considerada.

$$\Delta P_{fl} = 0,021 \cdot \frac{163 \text{ cm} \cdot 5112 \text{ cm}^2/\text{s}^2 \cdot 0,714 \text{ g/cm}^3}{2,1,433 \text{ cm}}$$

$$\Delta P_{fl} = 4360 \text{ g/cm.s}^2 \quad (436 \text{ Pa})$$

4.3.2- Pérdida de presión por aceleración

El aumento de la velocidad del refrigerante en el canal de la BC causa una pérdida de presión, que puede ser calculada con la siguiente relación:

$$\Delta P_a = \left(\frac{F_{bc}}{A_{t_{rbc}}} \right)^2 \left[\frac{1}{\rho_{ls}} - \frac{1}{\rho_{le}} \right] \quad (13)$$

donde:

F_{bc} : caudal por BC 51,7 g/s
 ρ_{ls} : densidad del líquido a la salida (326 °C) 0,654 g/cm³
 ρ_{le} : densidad del líquido a la entrada (284 °C) 0,7547 g/cm³

el valor de F_{bc} es obtenido de:

$$F_{bc} (\text{g/s}) = \rho (\text{g/cm}^3) \cdot V (\text{cm/s}) \cdot A_{t_{rbc}} (\text{cm}^2)$$

por lo tanto:

$$F_{bc} = 0,7144 \text{ g/cm}^3 \cdot 71,5 \text{ cm/s} \cdot 1,013 \text{ cm}^2 = 51,7 \text{ g/s}$$

$$\Delta P_a = 531 \text{ g/cm.s}^2 \quad (53 \text{ Pa})$$

4.3.3- Pérdida de presión por los separadores

La pérdida de carga producida por los separadores del elemento combustible (ΔP_s), puede estimarse aproximadamente por (Ref. 2):

$$\Delta P_s = C_v \cdot \left(\frac{A_{t_s}}{A_{t_{rec}}} \right)^2 \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \quad (14)$$

donde:

Cv: coeficiente de pérdida modificado (obtenido de Ref. 2)	6,5
At _s : sección transversal proyectada del separador	15 cm ²
At _{rec} : área transversal del canal refrigerante del elemento combustible:	131,5 cm ²
V: velocidad del refrigerante (z=0)	76 cm/s
ρ: densidad del refrigerante (305 °C)	0,7144 g/cm ³

$$\Delta P_s = 154 \text{ g/cm.s}^2 \cong (15 \text{ Pa})$$

Considerando 4 separadores por elemento combustible, la pérdida de presión es aproximadamente:

$$\Delta P_s = 616 \text{ g/cm.s}^2 \cong (62 \text{ Pa})$$

4.3.4-Pérdida de presión por cambio de sección

Es la pérdida de presión provocada por cambios bruscos de la sección del canal refrigerante, también denominada pérdida de forma (ΔP_{form}). Para la determinación de la contribución de este tipo de pérdida, se consideran las contracciones y expansiones que experimenta el fluido en la zona del cajón del EC (en la figura 2 se indica las secciones consideradas) y en el extremo inferior de las barras combustibles.

La pérdida de presión puede determinarse con la siguiente expresión (Ref. 3):

$$\Delta P = K \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad (15)$$

donde:

K: coeficiente de pérdida de forma	
ρ: densidad del refrigerante (326 °C)	0,654 g/cm ³
(284 °C)	0,7547 g/cm ³
V: velocidad del refrigerante	

Los coeficientes de pérdida de forma por contracción (K_c) y expansión (K_e) pueden ser determinados aproximadamente por las siguientes relaciones:

$$K_c = 0,5 (1 - \beta^2) \quad (16)$$

$$K_e = (1 - \beta)^2 \quad (17)$$

donde:

β: relación de áreas del refrigerante

4.3.4.1-Pérdida de presión para la sección A (fig. 2)

Expansión del refrigerante desde la sección transversal de barras combustibles a tubos guías.

La relación de áreas está dada por:

$$\beta = \frac{A_{t_{\text{rec}}}}{A_{t_{\text{rtg}}}}$$

donde:

$A_{t_{rig}}$: área del refrigerante en la zona de tubos guías

200,2 cm²

$$\beta = 0,657$$

La velocidad del refrigerante considerada corresponde a la salida de los EC, que de acuerdo a la expresión (9) es $V = 78$ cm/s. Aplicando la expresión (17) se obtiene $K_e = 0,12$, que reemplazado en la (15) determina:

$$\Delta P_{form A} = 0,12 \frac{0,654 \text{ g/cm}^3 \cdot 6084 \text{ cm}^2/\text{s}^2}{2} = 239 \text{ g/cm} \cdot \text{s}^2 \quad (24 \text{ Pa})$$

4.3.4.2- Pérdida de presión para la sección B

Realizando el mismo procedimiento que para la sección anterior y considerando que el área del refrigerante para la sección transversal B es de 119,8 cm² y que la velocidad del refrigerante en dicha sección es de aproximadamente 86 cm/s, aplicando las expresiones (16) y (15) se obtiene:

$$\Delta P_{form B} = 77 \text{ Pa}$$

4.3.4.3- Pérdida de presión para la sección C

El área transversal del refrigerante para esta sección (zona de tuercas) es de 152,3 cm², considerando que se trata de una expansión del refrigerante se usa la expresión (17) y la velocidad correspondiente a la sección B, por lo tanto la pérdida de presión para esta sección es de:

$$\Delta P_{form C} = 11 \text{ Pa}$$

4.3.4.4- Pérdida de presión para la sección D

Esta sección corresponde a la zona del exágono del cajón, con una sección transversal del refrigerante de 213,3 cm². La velocidad considerada para la estimación de la pérdida de carga es la correspondiente a la sección C, siendo su valor $V = 67,5$ cm/s, por lo tanto:

$$\Delta P_{form D} = 13 \text{ Pa}$$

La pérdida de presión en la zona superior del EC está dada por la sumatoria de las pérdidas determinadas para cada una de las secciones, siendo su valor de aproximadamente:

$$\Delta P_{form} = 125 \text{ Pa}$$

4.3.4.5- Pérdida de presión al ingreso de las barras combustibles

Los orificios de ingreso del refrigerante al tubo guía están situados por debajo del extremo inferior de las barras combustibles, por lo tanto existe una pérdida de presión producida por la contracción del refrigerante dada por la expresión (15):

$$\Delta P_{form ingr} = K_c \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2}$$

donde la densidad es la correspondiente a la temperatura de ingreso (284 °C) y su valor es de 0,7547 g/cm³ y la velocidad de aproximadamente 68 cm/s. El área transversal del refrigerante considerando solo los tubos guías es de 200,2 cm², por lo tanto:

$$\Delta P_{\text{form ingr}} \cong 50 \text{ Pa}$$

La pérdida de presión en la zona superior del EC y en la zona inferior de las barras combustibles está dada por la sumatoria de las pérdidas determinadas para cada una de las secciones, siendo su valor de aproximadamente:

$$\Delta P_{\text{form}} \approx 175 \text{ Pa}$$

4.3.5-Pérdida de presión total

La pérdida de presión total del EC (ΔP_t) está dada por la sumatoria de los efectos considerados previamente, por lo tanto:

$$\Delta P_t = \Delta P_{fl} + \Delta P_a + \Delta P_s + \Delta P_{\text{form}} \cong 730 \text{ Pa} \quad (18)$$

5- SOLICITACIONES SOBRE LA BARRA DE CONTROL DE REACTIVIDAD

5.1- Efectos de la generación de calor.

Como consecuencia de la absorción neutrónica y radiación gama, se produce una cierta cantidad de calor en las barras de control de reactividad (BCR), fundamentalmente en el material absorbente, dicho calor es extraído por el refrigerante que circula entre las BCR y los tubos guías de Zry-4.

Para la estimación de la distribución teórica de temperaturas en las BCR, se consideraron los siguientes mecanismos de transmisión de calor:

- Conducción a través del material absorbente con fuente interna de calor.
- Conducción en el gap material absorbente – vaina.
- Conducción a través de la vaina con fuente interna de calor.
- Convección forzada en la interfase vaina – refrigerante (fase líquida).

La temperatura de operación de las BCR está determinada fundamentalmente por la conducción de calor en el gap material absorbente – vaina, la que depende del espesor del gap y de la conductividad térmica del gas de llenado (helio).

En los cálculos se considera además que el flujo calórico es unidireccional y simétrico respecto al plano central de la BCR, que el reactor se encuentra operando a plena potencia y estado estacionario y que un conjunto de BCR está totalmente introducido.

5.1.1- Determinación de la temperatura media del refrigerante.

Se define como tal a la temperatura del fluido para una posición longitudinal dada del canal, y a una distancia de la pared de la BCR, donde el flujo no es perturbado por las condiciones de borde del canal.

Se supone que el calor generado se transfiere por convección desde la BCR al refrigerante, no existiendo transmisión de calor por conducción en el sentido longitudinal de la BCR.

La cantidad de calor generado en un volumen elemental del material absorbente, situado en una cierta posición axial (z) de la BCR, está dada por:

$$dq_{g(z)} \text{ (cal/s)} = [Q_{a(z)} \text{ (cal/s.cm}^3) \cdot A_{t_a} \text{ (cm}^2) + Q_{v(z)} \text{ (cal/s.cm}^3) \cdot A_{t_v} \text{ (cm}^2)] dz \quad (19)$$

donde:

- $Q_{a(z)}$: generación volumétrica de calor en el absorbente.
- $Q_{v(z)}$: generación volumétrica de calor en la vaina.
- A_{t_a} : área transversal del material absorbente.
- A_{t_v} : área transversal de la vaina.

La cantidad de calor extraída por el refrigerante en la unidad de tiempo está dada por:

$$dq_{e(z)} \text{ (cal/s)} = F \text{ (Kg/s)} \cdot C_p \text{ (cal/Kg} \cdot ^\circ\text{C)} \cdot dT \quad (20)$$

donde:

- F: caudal en masa del refrigerante dentro del tubo guía
- C_p : calor específico del refrigerante.
- dT: incremento de temperatura del refrigerante.

Al considerar el funcionamiento en estado estacionario, la cantidad de calor generado debe ser igual a la cantidad de calor extraído en la misma unidad de tiempo.

$$dq_{g(z)} = dq_{e(z)} \quad (21)$$

$$[Q_{a(z)} \cdot A_{t_a} + Q_{v(z)} \cdot A_{t_v}] dz = F \cdot C_p \cdot dT \quad (22)$$

El perfil axial de la generación volumétrica de calor de las BCR es proporcional al perfil de potencia de las barras combustibles situadas en la cercanía, estando expresado por:

$$Q_{(z)} = (Q_{Ma} + Q_{Mv}) \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot z}{c}\right) \quad (23)$$

donde:

- Q_{Ma} : generación volumétrica de calor máxima del absorbente
(Ref. 4) 10,42 Cal/s.cm³
- Q_{Mv} : generación volumétrica de calor máxima de la vaina 1,8 Cal/s.cm³
- z: distancia axial desde la mitad de la BCR.
- c: longitud de la columna de material absorbente 140cm

En la generación volumétrica de calor se considera la producida por el absorbente (43,6 W/cm³) y la vaina (7,5 W/cm³) de la BCR.

En la figura 3 se indica un esquema del sistema BCR – tubo guía.

Reemplazando la (23) en (22) y despejando dT:

$$dT = \frac{Q_{Ma} \cdot A_{t_a} + Q_{Mv} \cdot A_{t_v}}{F \cdot C_p} \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot z}{c}\right) dz \quad (24)$$

integrando ambos miembros se obtiene la distribución de la temperatura media del refrigerante (T_m) en la dirección longitudinal de la BCR.

$$T_{m(z)} - T_i = \frac{Q_{Ma} \cdot A_{t_a} + Q_{Mv} \cdot A_{t_v}}{F \cdot C_p} \cdot \int_{-c/2}^z \cos\frac{\pi \cdot z}{c} dz \quad (25)$$

$$T_{m(z)} = T_i + \frac{Q_{Ma} \cdot At_a + Q_{Mv} \cdot At_v}{F \cdot Cp} \cdot \frac{c}{\pi} \left(1 + \sin \frac{\pi \cdot z}{c} \right) \quad (26)$$

donde:

Ti: temperatura de ingreso del refrigerante	284 °C
At _a : área transversal del absorbente	0,3848 cm ²
At _v : área transversal de la vaina	0,16 cm ²
F: caudal másico del refrigerante	7 g/s
Cp: calor específico del refrigerante a 305 °C	1,341 cal/g.°C

Las propiedades térmicas del refrigerante son consideradas para una temperatura promedio entre las temperaturas de ingreso (Ti= 284 °C) y de salida (Ts= 326 °C) del núcleo del reactor.

El caudal del refrigerante dentro del tubo guía (F), es determinado por:

$$F \text{ (g/s)} = \rho \text{ (g/cm}^3\text{)} \cdot V \text{ (cm/s)} \cdot At_{bcr} \text{ (cm}^2\text{)} \quad (27)$$

donde:

ρ: densidad del refrigerante a 305 °C	0,714 g/cm ³
V: velocidad media del refrigerante en el interior del tubo guía	
At _{bcr} : área transversal del canal con BCR introducida	0,348 cm ²

Para la determinación de la velocidad media del refrigerante en el interior del tubo guía, se usó la pérdida de carga producida a lo largo del EC (ΔP_t) determinada previamente. El canal externo al tubo guía está comunicado con el canal que rodea a la barra de control por los orificios inferiores del tubo guía y por el extremo superior, formando un canal paralelo al primero. Considerando que la caída de presión para cada canal, entre los puntos de ingreso y egreso del refrigerante, es la misma:

$$\Delta P_t = \Delta P_{bcr} \quad (28)$$

donde:

ΔP_{bcr}: pérdida de presión en la BCR

aplicando la expresión (7) con sus valores correspondientes:

$$\Delta P_{bcr} = \lambda_i \cdot \frac{L_{tg} \cdot V^2 \cdot \rho}{2 \cdot Dh_{bcr}} \quad (29)$$

donde:

λ _i : coeficiente de pérdida de presión por fricción	
L _{tg} : distancia entre orificios de ingreso y egreso del refrigerante al tubo guía	167 cm
Dh _{bcr} : diámetro hidráulico de la BCR	0,23 cm
V: velocidad media del refrigerante en la BCR	

para la determinación del diámetro hidráulico del canal refrigerante entre la BCR y el tubo guía se usó la siguiente expresión:

$$Dh_{bcr} = \frac{4 \cdot At_{bcr}}{P_m}$$

donde:

P_m : perímetro mojado (barra de control + tubo guía) 6,06 cm

$$Dh_{bcr} = 0,23 \text{ cm}$$

Para determinar el valor de λ_i en el diagrama de Moody es necesario conocer el número de Reynolds, lo que no es posible por desconocer la velocidad. Realizando una primera aproximación del coeficiente de pérdida de carga $\lambda_i = 0,021$ (valor idéntico al obtenido para la BC) y sustituyéndolo en la (29):

$$V = \left(\frac{2 \cdot 7300 \text{ g/cm} \cdot \text{s}^2 \cdot 0,23 \text{ cm}}{0,021 \cdot 1,67 \text{ cm} \cdot 0,714 \text{ g/cm}^3} \right)^{1/2} = 36,6 \text{ cm/s} \quad (30)$$

con este valor de la velocidad y aplicando la expresión (12), se realiza una primera aproximación del número de Reynolds:

$$Re = \frac{V \cdot Dh_{bcr}}{\nu} = \frac{36,6 \text{ cm/s} \cdot 0,23 \text{ cm}}{1,285 \cdot 10^{-3} \text{ cm}^2/\text{s}} = 6550 \quad (31)$$

La rugosidad relativa promedio entre el interior del tubo guía y la BCR es:

$$f_i = 4,2 \cdot 10^{-4}$$

Con los valores de Re y f_i se obtiene del diagrama de Moody un valor de $\lambda_i = 0,035$. Calculando nuevamente la velocidad y el número de Re en las ecuaciones (30) y (31) respectivamente se obtiene:

$$V = 28,4 \text{ cm/s}$$

$$Re = 5080$$

Reemplazando el Re obtenido en la ecuación de Blasius, dada por:

$$\lambda_i = \frac{0,316}{(Re)^{1/4}} \quad (32)$$

se obtiene:

$$\lambda_i = 0,037$$

Este valor del coeficiente de pérdida de carga por fricción fue estimado para una superficie bajo condiciones isotérmicas. Debido al calentamiento de la superficie de la BCR, el coeficiente de pérdida de carga cambia debido a la variación de la viscosidad del refrigerante cerca de la pared de la BCR.

Dicho cambio está expresado como (Ref. 5):

$$\lambda_{it} = \lambda_i \left(\frac{\mu_p}{\mu} \right)^{0,6} \quad (33)$$

donde:

λ_{it} : coeficiente de pérdida de carga por fricción considerando el efecto de la temperatura

μ_p : viscosidad dinámica del refrigerante en contacto con la BCR $8,763 \cdot 10^{-4} \text{ g/s.cm}$

μ : viscosidad dinámica del refrigerante a $305 \text{ }^\circ\text{C}$ $9,176 \cdot 10^{-4} \text{ g/s.cm}$

el valor de μ_p se estimó considerando una diferencia de temperaturas entre la superficie de la BCR y el refrigerante de $10 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\lambda_{it} = 0,037 \cdot \left(\frac{8,763 \cdot 10^{-4} \text{ g/s.cm}}{9,176 \cdot 10^{-4} \text{ g/s.cm}} \right)^{0,6} = 0,036$$

valor que reemplazando en la (30) permite determinar la velocidad media del refrigerante en el interior del tubo guía.

$$V = 28 \text{ cm/s}$$

determinando un valor medio del número de Reynolds de:

$$Re = 5010$$

Reemplazando el valor de la velocidad del refrigerante en la (27), permite determinar el caudal dentro del tubo guía.

$$F = 0,714 \text{ g/cm}^3 \cdot 28 \text{ cm/s} \cdot 0,348 \text{ cm}^2 = 7 \text{ g/s}$$

Por lo tanto la temperatura del refrigerante en la zona media del material absorbente ($z=0$) será de acuerdo a la (26):

$$T_{m(z=0)} = 284 \text{ }^\circ\text{C} + \frac{10,42 \text{ cal/s.cm}^3 \cdot 0,3848 \text{ cm}^2 + 1,8 \text{ cal/s.cm}^3 \cdot 0,16 \text{ cm}^2}{7 \text{ g/s} \cdot 1,341 \text{ cal/g.}^\circ\text{C}} \cdot \frac{140 \text{ cm}}{\pi} \quad (34)$$

$$T_{m(z=0)} = 304 \text{ }^\circ\text{C}$$

5.1.2- Determinación de la temperatura máxima del refrigerante

De acuerdo a la ecuación (26), la temperatura del refrigerante se incrementa a lo largo del canal y teóricamente alcanzaría su valor máximo para la posición $z=c/2$.

$$T_{m(\max)} = T_{m(z=c/2)} = T_i + \frac{2(Q_{Ma} \cdot At_a + Q_{Mv} \cdot At_v)}{F \cdot Cp} \cdot \frac{c}{\pi} \quad (35)$$

Considerando la propiedad térmica del refrigerante para la temperatura media teórica del núcleo del reactor ($T_m = 305 \text{ }^\circ\text{C}$), se obtiene:

$$T_{m(\max)} \cong 325 \text{ }^\circ\text{C}$$

valor inferior a la temperatura de saturación del refrigerante.

Introduciendo la expresión (26) en un programa que tiene en cuenta la variación de las propiedades del líquido con la temperatura, en este caso el C_p , y tomando pasos de 1 cm, se obtiene para la temperatura de salida del refrigerante un valor de aproximadamente $320 \text{ }^\circ\text{C}$.

5.1.3- Determinación de la temperatura superficial máxima de la BCR

La transferencia de calor de una superficie sólida a un fluido en movimiento, puede ser calculada mediante la ley de enfriamiento de Newton.

$$q''_{(z)} = h (T_{ev(z)} - T_{m(z)}) \quad (36)$$

donde:

- q'' (cal/s.cm²): flujo calórico
- h (cal/s.cm².°C): coeficiente de transferencia calórica
- T_{ev} (°C): temperatura exterior de la vaina de la BCR
- T_m (°C): temperatura media del refrigerante

Teniendo en cuenta que el calor generado en una longitud dz de la BCR esta dado por:

$$(Q_{Ma} \cdot At_a + Q_{Mv} \cdot At_v) \cdot dz \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot z}{c}\right) \quad (37)$$

que en estado estacionario debe ser igual al calor transferido al refrigerante por la misma longitud dz de la BCR, cuya expresión esta dada por:

$$h \cdot p_v \cdot dz (T_{ev(z)} - T_{m(z)}) \quad (38)$$

donde:

p_v : perímetro externo de la vaina de la BCR 2,67 cm

por lo tanto:

$$h \cdot p_v \cdot dz (T_{ev(z)} - T_{m(z)}) = (Q_{Ma} \cdot At_a + Q_{Mv} \cdot At_v) \cdot dz \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot z}{c}\right)$$

$$T_{ev(z)} = T_{m(z)} + \frac{Q_{Ma} \cdot At_a + Q_{Mv} \cdot At_v}{h \cdot p_v} \cos\left(\frac{\pi \cdot z}{c}\right) \quad (39)$$

Para calcular la $T_{ev(z)}$ es necesario determinar previamente el coeficiente de transferencia calórica h . Las características del refrigerante fueron consideradas para la posición axial $z=0$ ($T=305 \text{ }^\circ\text{C}$).

Como el número de Reynolds del refrigerante es mayor a 3.000, el régimen del flujo es definido como turbulento, por lo tanto el coeficiente de transferencia calórica (h) puede ser calculado por medio de la ecuación de Dittus – Boelter (Ref. 6).

$$Nu = 0,0243 \cdot (Re)^{0,8} \cdot (Pr)^{0,4} \quad (40)$$

donde:

$$Nu: \text{Número de Nusselt} = \frac{h \cdot Dh_{\text{bcr}}}{K} \quad (41)$$

$$Pr: \text{Número de Prandtl} = \frac{\mu \cdot Cp}{K} \quad (42)$$

K: coeficiente de conductividad térmica del refrigerante a 305 °C 1,278.10⁻³ cal/s.cm.°C

Cp: calor específico del refrigerante a 305 °C 1,341 cal/g.°C

μ: viscosidad dinámica del refrigerante a 305°C 9,052.10⁻⁴ g/s.cm

el número de Prandtl es:

$$Pr = \frac{9,052 \cdot 10^{-4} \text{ g/s.cm} \cdot 1,341 \text{ cal/g.}^\circ\text{C}}{1,278 \cdot 10^{-3} \text{ cal/s.cm.}^\circ\text{C}} = 0,95$$

el número de Nusselt, por ecuación (40) es:

$$Nu = 0,0243 \cdot (5010)^{0,8} \cdot (0,95)^{0,4} = 21,7$$

de acuerdo a la expresión (41), el coeficiente de transferencia calórica es:

$$h = \frac{Nu \cdot K}{Dh_{\text{bcr}}}$$

quedando definido el coeficiente de transferencia calórica para la posición axial z=0:

$$h_{(z=0)} = \frac{21,7 \cdot 1,278 \cdot 10^{-3} \text{ cal/cm}^2 \cdot \text{s.}^\circ\text{C}}{0,23 \text{ cm}} = 0,121$$

(39): La temperatura superficial de la BCR en la mitad de su longitud (z=0), será de acuerdo a

$$T_{\text{ev}(z=0)} = 304 \text{ }^\circ\text{C} + \frac{10,42 \text{ cal/s.cm}^3 \cdot 0,3848 \text{ cm}^2 + 1,8 \text{ cl/s.cm}^3 \cdot 0,16 \text{ cm}^2}{0,121 \text{ cal/cm}^2 \cdot \text{s.}^\circ\text{C} \cdot 2,67 \text{ cm}} \cong 317 \text{ }^\circ\text{C}$$

Para la determinación de la ubicación de la temperatura superficial máxima sobre la BCR (z_{\max}), la derivada de la temperatura exterior de la BCR debe ser cero. Reemplazando en la ecuación (39), el término $T_{m(z)}$ por su expresión dada en ecuación (26) se obtiene:

$$T_{ev(z)} = T_i + \frac{Q_{Ma} \cdot At_a + Q_{Mv} \cdot At_v}{F \cdot Cp} \cdot \frac{c}{\pi} \left(1 + \operatorname{sen} \frac{\pi \cdot z}{c} \right) + \frac{Q_{Ma} \cdot At_a + Q_{Mv} \cdot At_v}{h \cdot pv} \cdot \cos \frac{\pi \cdot z}{c} \quad (43)$$

$$\frac{dT_{ev(z)}}{dz} = 0 = \frac{Q_{Ma} \cdot At_a + Q_{Mv} \cdot At_v}{F \cdot Cp} \cdot \cos \left(\frac{\pi \cdot z}{c} \right) - \frac{Q_{Ma} \cdot At_a + Q_{Mv} \cdot At_v}{h \cdot pv} \cdot \frac{\pi}{c} \cdot \operatorname{sen} \left(\frac{\pi \cdot z}{c} \right)$$

$$z_{\max} = \frac{c}{\pi} \cdot \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{h \cdot pv \cdot c}{\pi \cdot F \cdot Cp} \right) \quad (44)$$

$$z_{\max} = \frac{140 \text{ cm}}{\pi} \cdot \operatorname{tg}^{-1} \left(\frac{0,131 \text{ cal/cm}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C} \cdot 2,67 \text{ cm} \cdot 140 \text{ cm}}{\pi \cdot 7 \text{ g/s} \cdot 1,341 \text{ cal/g} \cdot ^\circ\text{C}} \right)$$

$$z_{\max} \cong 44 \text{ cm}$$

La temperatura superficial máxima de la BCR se encuentra a 44 cm sobre la mitad de su longitud en la dirección del flujo refrigerante y su valor se obtiene reemplazando z_{\max} en la ecuación (43).

$$T_{ev_{\max}} = 284 \text{ }^\circ\text{C} + \frac{10,42 \text{ cal/s} \cdot \text{cm}^3 \cdot 0,3848 \text{ cm}^2 + 1,8 \text{ cal/s} \cdot \text{cm}^3 \cdot 0,16 \text{ cm}^2}{7 \text{ g/s} \cdot 1,341 \text{ cal/g} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot \frac{140 \text{ cm}}{\pi} \cdot 1,83 +$$

$$+ \frac{10,42 \text{ cal/s} \cdot \text{cm}^3 \cdot 0,3848 \text{ cm}^2 + 1,8 \text{ cal/s} \cdot \text{cm}^3 \cdot 0,16 \text{ cm}^2}{0,121 \text{ cal/cm}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C} \cdot 2,67 \text{ cm}} \cdot 0,55$$

$$T_{ev_{\max}} \cong 328 \text{ }^\circ\text{C}$$

Si se introduce en esta última expresión el valor del Cp para la temperatura del refrigerante correspondiente a la posición axial $z=44$ cm ($Cp= 1,505$), se obtiene que la $T_{ev_{\max}}$ es de **325 °C**.

5.1.4- Determinación de la temperatura interior máxima de la vaina de la BCR

El régimen de calor que fluye a través de la vaina en la dirección radial puede ser determinada por la ley de conducción de calor de Fourier, la que puede ser expresada como (Ref. 5):

$$q_{(z)} \text{ (cal/s)} = \frac{2 \cdot \pi \cdot K_v \cdot c}{\ln\left(\frac{r_{ev}}{r_{iv}}\right)} \cdot (T_{iv(z)} - T_{ev(z)}) \quad (45)$$

donde:

K_v : conductividad térmica de la vaina (AISI 304) a 330 °C	0,047 cal/s.cm.°C
r_{ev} : radio exterior de la vaina	0,425 cm
r_{iv} : radio interior de la vaina	0,36 cm
T_{iv} : temperatura interior de la vaina	

dividiendo la ecuación (45) por la superficie exterior de la vaina ($\pi \cdot 2 \cdot r_{ev} \cdot c$), se obtiene el flujo calórico ($q''_{(z)}$) a través de esta:

$$q''_{(z)} \text{ (cal/s.cm}^2\text{)} = \frac{K_v \cdot (T_{iv(z)} - T_{ev(z)})}{r_{ev} \cdot \ln\left(\frac{r_{ev}}{r_{iv}}\right)} \quad (46)$$

El flujo calórico también puede ser expresado como el régimen de calor producido en el material absorbente ($q_{(z)} = \pi \cdot r_a^2 \cdot c \cdot Q_{(z)}$), dividido por la superficie interior de la vaina.

$$q''_{(z)} \text{ (cal/s.cm}^2\text{)} = Q_{(z)} \cdot \frac{r_a^2}{2 \cdot r_{iv}} \quad (47)$$

donde:

r_a : radio del material absorbente	0,35 cm
---------------------------------------	---------

reemplazando la (47) en (46) y despejando $T_{iv(z)}$:

$$T_{iv(z)} = T_{ev(z)} + \frac{Q_{(z)} \cdot r_a^2 \cdot r_{ev} \cdot \ln\left(\frac{r_{ev}}{r_{iv}}\right)}{2 \cdot r_{iv} \cdot K_v} \quad (48)$$

reemplazando $Q_{(z)}$ por su expresión dada en (23) solo para la generación volumétrica de calor del absorbente y para la posición $z=44$ cm:

$$T_{iv(z=43)} = 325 \text{ }^\circ\text{C} + \frac{10,42 \text{ cal/s.cm}^3 \cdot \cos\left(\frac{\pi \cdot 44 \text{ cm}}{140 \text{ cm}}\right) \cdot 0,1225 \text{ cm}^2 \cdot 0,425 \text{ cm} \cdot 0,166}{2 \cdot 0,36 \text{ cm} \cdot 0,047 \text{ cal/s.cm.}^\circ\text{C}}$$

$$T_{iv(z=43)} \cong 326,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

5.1.5- Determinación de la temperatura superficial del absorbente

Aplicando nuevamente la ley de conducción de calor de Fourier entre el material absorbente y la vaina y considerando que el flujo de calor se produce solamente en la dirección radial, el régimen de calor que fluye a través del gap absorbente – vaina es expresado como:

$$Q_{g(z)} (\text{cal/s}) = \frac{2 \cdot \pi \cdot K_g \cdot c}{\ln\left(\frac{r_{iv}}{r_a}\right)} (T_{sa(z)} - T_{iv(z)}) \quad (49)$$

donde:

K_g : conductividad térmica del gas (He)
a 350 °C

$$5,56 \cdot 10^{-4} \text{ cal/s.cm.}^\circ\text{C}$$

T_{sa} : temperatura superficial del absorbente

Realizando las mismas operaciones que en el punto 5.1.4, se obtiene la distribución de temperatura superficial del material absorbente, expresado como:

$$T_{sa(z)} = T_{iv(z)} + \frac{Q_{(z)} \cdot r_a^2 \cdot \ln\left(\frac{r_{iv}}{r_a}\right)}{2 \cdot K_g} \quad (50)$$

reemplazando $T_{iv(z)}$ y $Q_{(z)}$ por sus expresiones dadas en (48) y (23) respectivamente:

$$T_{sa(z)} = T_{ev(z)} + \frac{Q_{Ma} \cdot r_a^2}{2} \cos\left(\frac{\pi \cdot z}{c}\right) \cdot \left[\frac{\ln\left(\frac{r_{ev}}{r_{iv}}\right) \cdot r_{ev}}{K_v \cdot r_{iv}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{iv}}{r_a}\right)}{K_g} \right] \quad (51)$$

operando, se obtiene que la temperatura superficial máxima del material absorbente es de:

$$T_{sa(max)} \cong 353 \text{ }^\circ\text{C}$$

obtenida para la posición axial $z \cong 16 \text{ cm}$ sobre la línea media del material absorbente.

5.1.6- Determinación de la temperatura central máxima del absorbente

La distribución radial de temperatura del material absorbente, con fuente interna de calor, en estado estacionario y sin conducción axial puede ser expresada como:

$$\int_{T_{sa}}^{T_{ca}} K_a \cdot dT = \frac{Q_{(z)} \cdot r_a^2}{4} \quad (52)$$

$$T_{ca(z)} = T_{sa(z)} + \frac{Q_{(z)} \cdot r_a^2}{4 \cdot K_a} \quad (53)$$

donde:

Tca: temperatura central del material absorbente

Ka: conductividad térmica del material

absorbente a 360 °C

0,189 cal/s.cm.°C

reemplazando Tsa_(z) por su expresión dada por la (51):

$$Tca_{(z)} = T_{ev(z)} + \frac{Q_{Ma} \cdot r_a^2}{2} \cos\left(\frac{\pi \cdot z}{c}\right) \left[\frac{\ln\left(\frac{r_{ev}}{r_{iv}}\right) r_{ev}}{K_v \cdot r_{iv}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{iv}}{r_a}\right)}{K_g} + \frac{1}{2 \cdot K_a} \right] \quad (54)$$

operando, se obtiene la temperatura central máxima del material absorbente.

$$Tca_{max} \cong 354 \text{ °C}$$

obtenida para la posición axial $z \cong 15$ cm sobre la línea media del material absorbente

5.1.7- Determinación de la expansión térmica del material absorbente.

Para la determinación de la expansión térmica diametral del absorbente, se consideró el valor máximo de temperatura calculado (Tca_{max}). Se determinó además la expansión térmica de la vaina de la BCR para la posición axial correspondiente a la Tca_{max}.

La temperatura de referencia a partir de la cual se calcularon los incrementos de diámetros es 20 °C.

$$\Delta Da_{max} \text{ (cm)} = Df_a - Di_a = Di_a \text{ (cm)} \cdot \alpha_a \text{ (1/°C)} \cdot \Delta T_a \text{ (°C)} \quad (55)$$

$$\Delta Dv \text{ (cm)} = Df_{iv} - Di_{iv} = Di_{iv} \text{ (cm)} \cdot \alpha_v \text{ (1/°C)} \cdot \Delta T_v \text{ (°C)} \quad (56)$$

donde:

ΔDa : variaciones de diámetro del material absorbente

ΔDv : variación del diámetro de la vaina

Di_a : diámetro inicial del material absorbente 0,7 cm

Di_{iv} : diámetro inicial interior de la vaina 0,72 cm

α_a : coeficiente de expansión térmica del material absorbente $22,5 \cdot 10^{-6} \text{ 1/°C}$

α_v : coeficiente de expansión térmica de la vaina (AISI 304L) $17,3 \cdot 10^{-6} \text{ 1/°C}$

ΔT_a : (Tca_{max} - 20 °C) 334 °C

ΔT_v : (Tiv_{z=15} - 20 °C) 301 °C

$$\Delta Da_{max} = 0,7 \text{ cm} \cdot 22,5 \cdot 10^{-6} \text{ 1/°C} \cdot 334 \text{ °C} = 5,3 \cdot 10^{-3} \text{ cm}$$

$$\Delta Dv = 0,72 \text{ cm} \cdot 17,3 \cdot 10^{-6} \text{ 1/°C} \cdot 301 \text{ °C} = 3,8 \cdot 10^{-3} \text{ cm}$$

La diferencia de expansión térmica entre ambos materiales (absorbente y acero) provoca una disminución del gap inicial dada por:

$$\Delta \text{gap} = \Delta D_{a_{\max}} - \Delta D_v = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ cm} \quad (57)$$

El gap inicial entre la vaina y el material absorbente (0,15 mm considerando el diámetro interno de la vaina con su tolerancia de diseño negativa y el diámetro del material absorbente con su tolerancia positiva), es reducido por efecto de la temperatura a 0,13 mm. Este gap será reducido posteriormente por efecto del hinchado por irradiación del material absorbente y por efecto del creepdown de la vaina debido a la presión externa del refrigerante.

5.2- Efectos de la irradiación

Debido a la captura neutrónica del material absorbente, los elementos In y Ag principalmente, experimentan transmutaciones que producen un incremento de volumen de la aleación absorbente. Este efecto está dado por el incremento de átomos de Sn y Cd en la estructura fcc de la Ag. Los procesos de conversión están dados por: $\text{Ag} \rightarrow \text{Cd}$ y $\text{In} \rightarrow \text{Sn}$, siendo función de la fluencia neutrónica.

Datos experimentales del hinchamiento del absorbente (Ref. 7), determinaron que, de no existir restricción al alargamiento y asumiendo hinchado isotrópico, la variación relativa del diámetro esta dada por:

$$\frac{\Delta D_a}{D_a} = 3 \cdot 10^{-25} \cdot \phi \cdot t \quad (58)$$

donde:

$\phi \cdot t$ (n/cm^2): fluencia neutrónica con $E > 0,6 \text{ eV}$

Por otro lado, la presión del refrigerante actuando sobre la BCR, juntamente con la irradiación neutrónica, produce el efecto de creepdown de la vaina. La irradiación, además de producir un incremento de dicha deformación, genera hinchamiento de la vaina.

Trabajos experimentales realizados sobre acero 304L, determinaron la variación diametral de vainas para diferentes tensiones tangenciales en función de la fluencia neutrónica (Ref. 8), incluyendo los efectos de hinchado y creep. Se determinó además que el creep inducido por irradiación no es afectado por ciclos de irradiación y/o temperatura cuando se lo compara a irradiaciones estacionarias (Ref. 9)

Las BCR se encuentran sometidas a la presión del refrigerante, causando una tensión tangencial de compresión dada por:

$$\sigma_{\theta} (\text{kg/cm}^2) = - \frac{\text{Pr} \cdot r_{iv}}{e_v} \quad (59)$$

donde:

Pr: presión del refrigerante sobre la BCR

125 Kg/ cm^2

r_{iv} : radio interior de la vaina

0,36 cm

e_v : espesor de la vaina

0,065 cm

$$\sigma_{\theta} = - 692 \text{ Kg/cm}^2$$

De las curvas de la Ref. 8 se obtiene, para una tensión tangencial de la vaina equivalente a la de la BCR, las funciones de la variación diametral, dadas por:

$$\frac{\Delta D_v}{D_{iv}} = 2,06 \cdot 10^{-25} \cdot \phi \cdot t \quad (60)$$

para $\phi \cdot t \leq 3,3 \cdot 10^{22} \text{ n/cm}^2$ ($E > 0,1 \text{ Mev}$), y

$$\frac{\Delta D_v}{D_{i_{IV}}} = 4 \cdot 10^{-25} \cdot \phi \cdot t - 6,4 \cdot 10^{-3} \quad (61)$$

para $\phi \cdot t \geq 3,3 \cdot 10^{22} \text{ n/cm}^2$

5.3- Determinación del tiempo para la interacción absorbente – vaina

Debido a los fenómenos ya mencionados (expansión térmica, hinchado del material absorbente y efecto de creepdown de la vaina), se produce una disminución progresiva del gap inicial, siendo función de la fluencia neutrónica. Una vez que el gap se ha cerrado, el hinchamiento del absorbente produce tensiones de tracción sobre la vaina, pudiendo provocar fisuras o incluso su rotura debido a la disminución de la ductilidad de la vaina por efectos de la irradiación.

Para determinar el tiempo de residencia para el cual se produce la interacción absorbente – vaina, se evalúan los efectos mencionados anteriormente.

$$\text{Gap inicial} = \Delta \text{gap} + \Delta D_a + \Delta D_v \quad (62)$$

reemplazando en la (62) por las expresiones dadas en (57), (58) y (60) y despejando el tiempo para que se produzca la interacción, se obtiene:

$$t \text{ (s)} = \frac{\text{Gap inicial} - \Delta \text{gap}}{(3 \cdot 10^{-25} \cdot D_a + 2,06 \cdot 10^{-25} \cdot D_{i_{IV}}) \cdot \phi} = 2,47 \cdot 10^8 \text{ s} \approx 7,8 \text{ años} \quad (63)$$

donde:

$$\phi: \text{ flujo promedio de neutrones rápidos (Ref. 1)} \quad 1,47 \cdot 10^{14} \text{ n/cm}^2 \cdot \text{s}$$

Considerando un factor de utilización (f) de las BCR de 0,85, el tiempo necesario para que se produzca la interacción absorbente – vaina es de aproximadamente 9 años.

5.4- Cálculo de tensiones

5.4.1- Determinación de la presión crítica de abollamiento elástico de la vaina

Bajo cualquier condición de operación, la vaina de la BCR no debe aplastarse bajo la acción de la carga del refrigerante. La presión externa debe ser menor que la presión elástica crítica de abollamiento, estando esta última expresada por (Ref. 10):

$$P_{\text{crit}} = \frac{E}{4(1-\nu^2)} \left(\frac{e_v}{r_{ev}} \right)^3 \quad (64)$$

donde:

$$E: \text{ módulo de elasticidad del acero (a } 300^\circ\text{C)} \quad 1,84 \cdot 10^6 \text{ Kg/cm}^2$$

v: módulo de Poisson del acero	0,3
e _v : espesor de la vaina	0,065 cm
r _{ev} : radio exterior de la vaina	0,425 cm

$$P_{crit} = 1808 \text{ Kg/cm}^2$$

Por diseño la presión máxima sobre la vaina es de 130 Kg/cm² (128 bar), no existiendo riesgo de alcanzar el fenómeno de aplastamiento.

5.4.2- Presión interna

Las barras de control se llenan durante su fabricación con gas helio bajo presión atmosférica. Debido a que el material absorbente (Ag, In, Cd) no muestra ninguna liberación de gas bajo irradiación de neutrones (Ref. 11), siendo estos capturados en una reacción (n, γ) y debido además al elevado volumen libre del interior de la BCR, la evolución de la presión interna con la fluencia neutrónica (por efecto del hinchamiento del absorbente) es despreciable. Se establece de manera conservativa que el valor de diseño de la presión interna durante operación es p_i = 1 Kg/cm².

5.4.3- Determinación de tensiones por ovalización de la vaina

La determinación de la tensión tangencial (σ_θ) y longitudinal (σ_z) de la vaina están dadas por:

$$\sigma_{\theta} = (p_i - p_r) \frac{3 \cdot D_{ev}}{(e_{v \min})^2} \frac{0,25 (D_{ev \max} - D_{ev \min})}{1 + \frac{p_i - p_r}{P_{crit}}} \cos 2\alpha \quad (65)$$

$$\sigma_z = \nu \cdot \sigma_{\theta} \quad (66)$$

donde:

p _i : presión interna de la BCR	1 Kg/cm ²
p _r : presión del refrigerante	125 Kg/cm ²
D _{ev} : diámetro exterior de la vaina	0,85 ± 0,005 cm
e _{v min} : espesor mínimo de la vaina	0,06 cm
α = 0 - 180°: posición del diámetro máximo	
α = 90 - 270°: posición del diámetro mínimo	

$$\sigma_{\theta} = \pm 236 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_z = \pm 70,8 \text{ Kg/cm}^2$$

5.4.4- Tensiones por desaceleración de la BCR

Durante un evento de parada rápida, la fuerza de inercia producida por la masa de la BCR produce tensiones de tracción sobre la vaina, siendo máxima en la zona del cordón de soldadura.

Asumiendo la falla del sistema de amortiguación, la tensión máxima producida en la vaina de la BCR esta dada por (Ref. 12):

$$\sigma_z = \left(\frac{2 \cdot E}{At_v \cdot L} \frac{P \cdot V^2}{2 \cdot g} \right)^{1/2} \quad (67)$$

donde:

E: módulo de elasticidad del acero (a 300°C)	1,84.10 ⁶ Kg/cm ²
P: peso de la BCR	0,8 Kg
V: velocidad máxima de caída de la BCR	1 m/s
At _v : área transversal de la vaina de la BCR	0,16 cm ²
L: longitud de la vaina	165 cm
g: aceleración por la gravedad	9,8 m/s ²

$$\sigma_z \cong 750 \text{ Kg/cm}^2$$

5.4.5- Determinación de tensiones por presión externa

Las tensiones máximas desarrolladas en la vaina de la BCR por la presión externa del refrigerante están dadas por (Ref. 13):

$$\sigma_\theta = - \frac{2 \cdot p \cdot r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} \text{ (tensión circunferencial)} \quad (68)$$

$$\sigma_z = - \frac{p \cdot r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} \text{ (tensión longitudinal)} \quad (69)$$

$$\sigma_r = - p \quad (70)$$

donde:

p: presión externa	125 Kg/cm ²
r _e : radio exterior de la vaina	0,425 cm
r _i : radio interior de la vaina	0,36 cm

$$\sigma_\theta \cong - 885 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_z \cong - 442 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_r \cong - 125 \text{ Kg/cm}^2$$

5.4.6- Determinación de la tensión equivalente

De acuerdo a la teoría de la máxima energía de distorsión, la tensión equivalente esta expresada como:

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_{zt} - \sigma_{\theta t})^2 + (\sigma_{\theta t} - \sigma_{rt})^2 + (\sigma_{rt} - \sigma_{zt})^2 \right]^{1/2} \quad (71)$$

donde:

$$\begin{aligned} \sigma_{zt} = \sum \sigma_z &= 379 \text{ Kg/cm}^2 \\ \sigma_{\theta t} = \sum \sigma_{\theta} &= -1121 \text{ Kg/cm}^2 \\ \sigma_{rt} = \sum \sigma_r &= -125 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned}$$

$$\sigma_e = 1322 \text{ Kg/cm}^2$$

Este valor de la tensión equivalente fue calculado considerando que no actúa el sistema de amortiguamiento de las BCR.

La tensión de fluencia mínima del material AISI 304L sin irradiar es de 1730 Kg/cm², incrementándose rápidamente con la irradiación hasta alcanzar la saturación, cuyo valor es de aproximadamente 8670 Kg/cm² (Ref. 14).

5.4.7- Determinación de tensiones alternativas

Bajo condiciones normales de operación, la máxima desaceleración de las BCR durante un evento de parada rápida, es menor a 2g, por lo tanto la fuerza máxima aplicada en la zona superior de la vaina es F= 1,6 Kg (15,7 N). La tensión actuante sobre la sección transversal de la vaina (At_v) es:

$$\sigma_z = \frac{F}{At_v} = \frac{15,7 \text{ N}}{16 \text{ mm}^2} = 0,98 \text{ n/mm}^2$$

La curva de diseño de la amplitud admisible de la tensión en función de la cantidad de ciclos de carga para los aceros austeníticos, se adopta del código ASME (Ref. 15), determinándose que para la tensión máxima de 0,98 N/mm² no existen riesgos de fatiga para la vaina durante la vida útil de la BCR.

6- CONCLUSIONES

Los análisis de las solicitaciones a que estarán expuestas las BCR, tales como temperaturas y tensiones, fueron realizadas bajo hipótesis conservativas, permitiendo asegurar su estabilidad geométrica y dimensional bajo condiciones normales de operación.

La consideración de los efectos térmicos, hinchamiento del material absorbente y creepdown de la vaina permitieron determinar el tiempo de residencia de las BCR desde el punto de vista de la integridad estructural, dicho tiempo, estimado en 9 años, puede ser mayor, debiendo verificarse con observaciones y mediciones periódicas la posibilidad de su extensión, observando fundamentalmente los posibles desgastes sobre la vaina debido a efectos de rozamiento con el sistema guía de las BCR.

La estimación de la temperatura máxima del refrigerante establece que no se produce ebullición en el gap entre la BCR y el tubo guía, la ebullición se produciría para valores de pérdidas de carga, entre los orificios de ingreso al tubo guía y el extremo superior del mismo, del orden de 630 Pa, considerando para ello el valor medio del C_p entre la temperatura de entrada y salida del refrigerante ($C_p = 1,45 \text{ cal/g.}^\circ\text{C}$). De todas maneras será de fundamental importancia los resultados que se obtengan de los ensayos de pérdida de carga, para poder estimar con mayor precisión los parámetros que influyen en la determinación de las temperaturas calculadas.

Los resultados obtenidos permiten afirmar que las BCR para el reactor CAREM-25, son aptas para operar durante el tiempo de residencia previsto, sin la ocurrencia de fallas sistemáticas ocasionadas por el diseño.

7- REFERENCIAS

- 1- Villarino E.
Revisión del diseño del núcleo del reactor CAREM –25. INVAP, Informe Técnico 0758 1010 3IAIN 140 1O, 7/12/94.
- 2- Rehme K.
Pressure Drop Correlations for Fuel Element Spacers. Nuclear Technology, vol.17, p. 15.
- 3- N. Todreas, M. Kazimi
Nuclear System I, Thermal Hydraulic Fundamentals. ISBN 1-56032-051-6
- 4- Villarino E.
INVAP, Memo MEM-NEU-99-0001.
- 5- Tong L., Weismann J.
Thermal Analysis of Pressurized Water Reactors. ANS Second Edition.
- 6- E. R. Eckert, R. M. Orake Jr
Heat and Mass Transfer. Mc Graw-Hill Series in Mechanical Engineering.
Second edition.
- 7- Brokdorof, Grohnde
Solicitaciones de las barras de control. Kraftwerk Union B 111/172a/81.
- 3- J. E. Flinn, G. L. Mc Vay, L. C. Walters
In-Reactor Deformation of Solution Annealed type 304L Stainless Steel.
Journal of Nuclear Materials 65 (1977) pp 210-223.
- 4- Zhiyong Zhu, P. Jung
Void Swelling and Irradiation Creep in Austenitic and Martensitic Stainless
Steel Under Cyclic Irradiation. Journal of Nuclear Materials 202 (1993) p
222
- 5- S. Timoshenko, J. Gere
Theory of Elastic Stability. Mc Graw-Hill Book, 1961
- 6- W. Anderson, J. S. Theilacker
Neutron Absorber Materials for Reactor Control. Naval Reactors, Division of
Reactor Development U.S.A.E.C. 1962.
- 7- Standard Specification for Seamless and Welded Austenitic Stainless Steel Pipe. ASTM A-312.
- 8- E. D. Fliess
Estabilidad II, editorial Kapelusz, tercera edición 1970
- 9- G. R. Odette, G. E. Lucas
The effects of intermediate temperature irradiation on the mechanical
behavior of 300-series austenitic stainless steel. Journal of Nuclear
Materials. 179-181 (1991) pp 572-576.
- 10- Código ASME, sección III, División I, 1980.

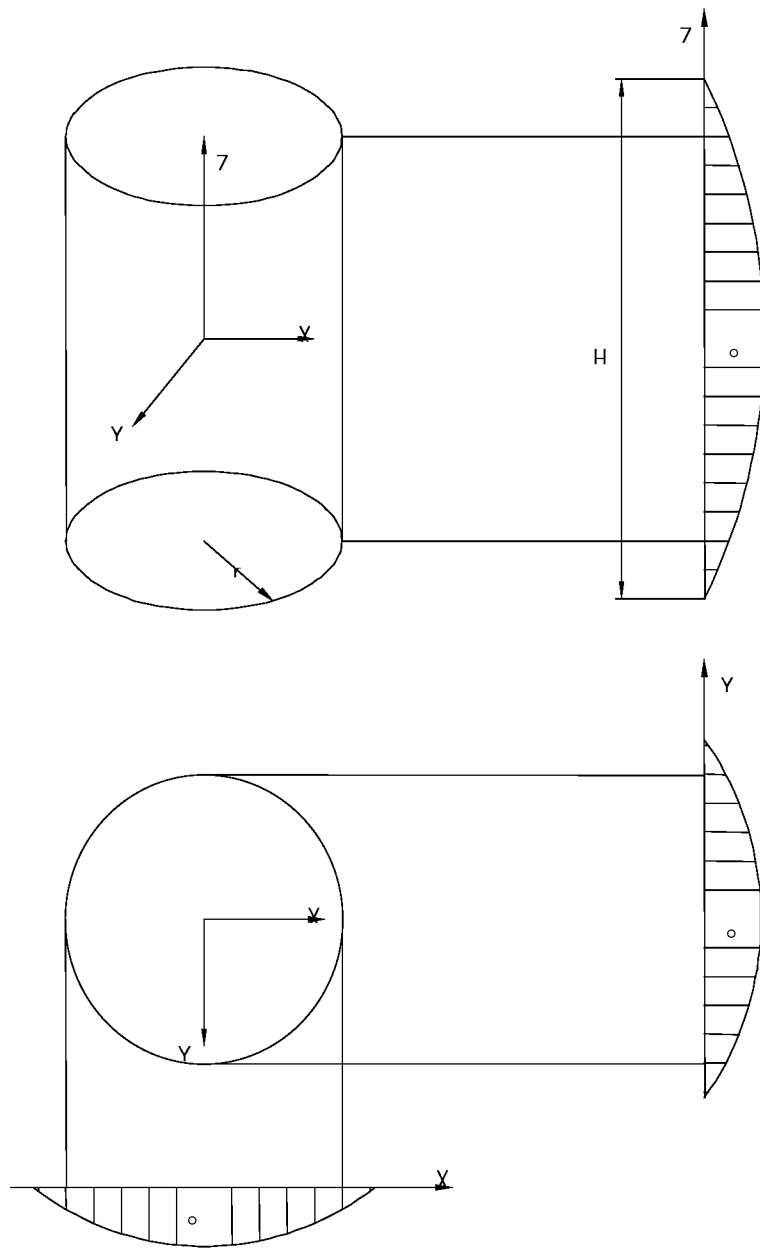


Figura 1: Esquema del núcleo del reactor y perfiles de flujo neutrónico

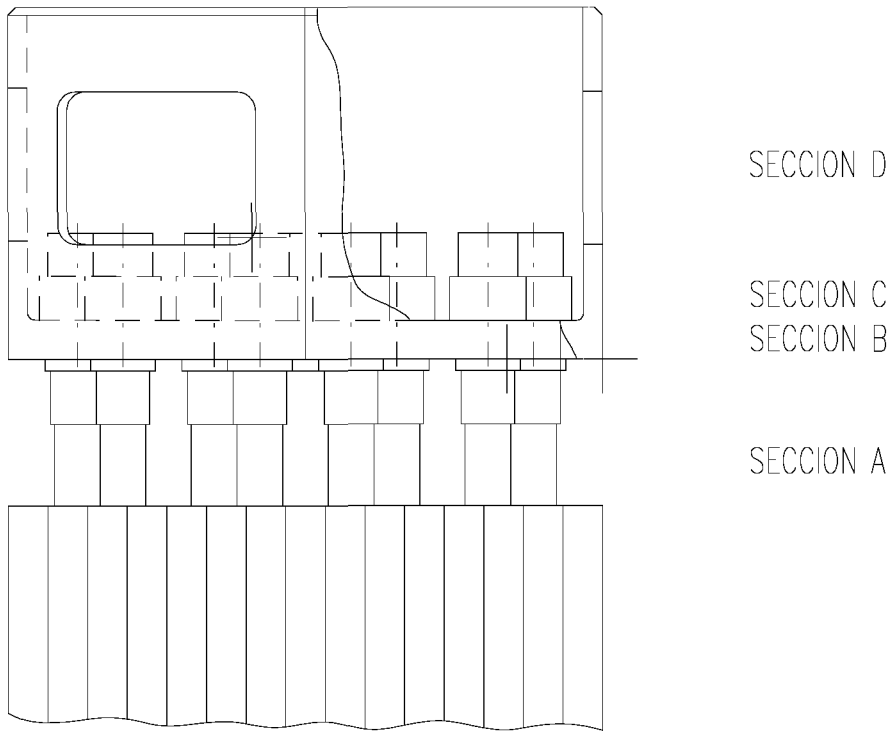


Figura 2: Secciones de paso del refrigerante

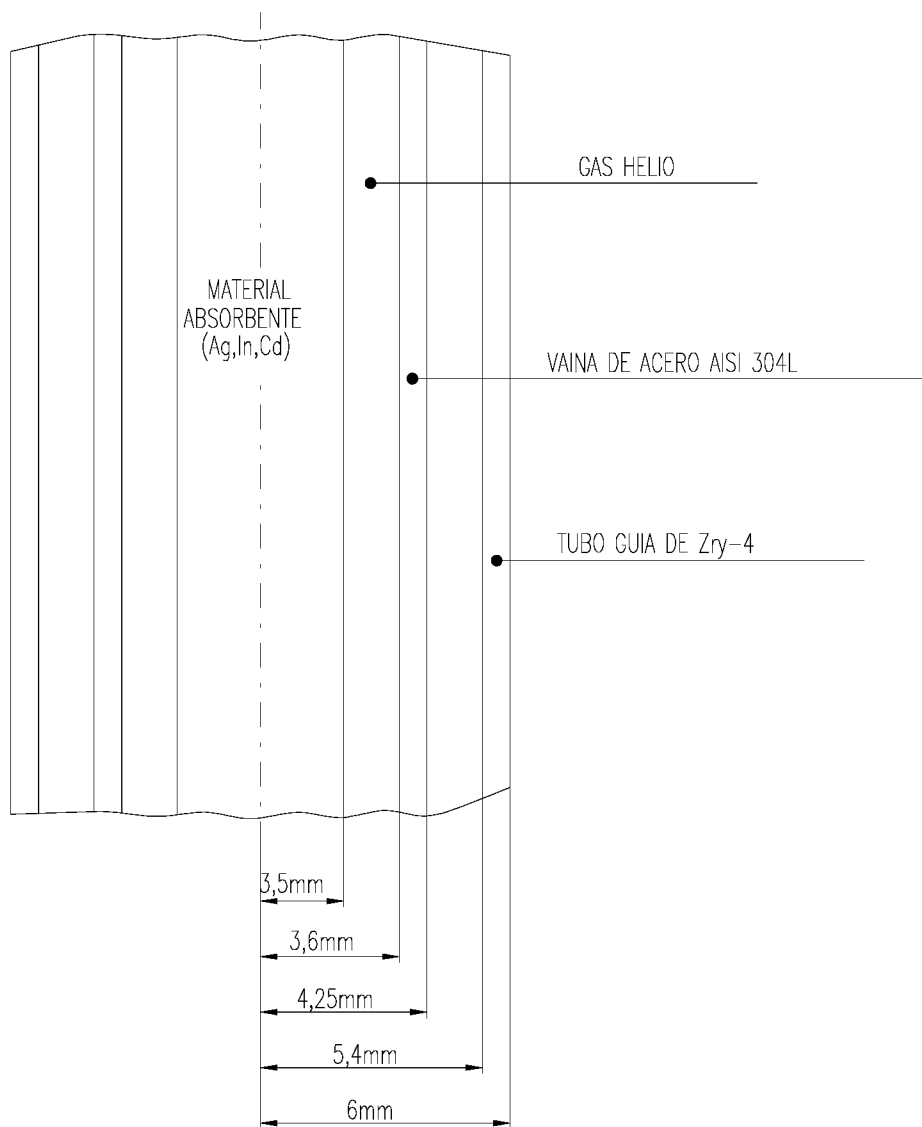


Figura 3: Esquema de la barra de control de reactividad (fuera de escala)