

ANÁLISIS TÉRMICO-MECÁNICO DEL CANAL PRINCIPAL DE ARRABIO DEL ALTO HORNO II DE SIDERAR PLANTA SAN NICOLÁS

Joaquín E. Fernández Bugna¹, Pablo Marinelli²,
Gustavo Sánchez Sarmiento¹, Gastón O. Corti¹

1) KB Engineering SRL, Florida 274 Of. 35, Buenos Aires, Argentina,

e-mail: sanchezsarmiento@arnet.com.ar

jfbugna_kbeng@redesdelsur.com.ar

2) DGTR, Siderar S.A.I.C., Planta San Nicolás, Argentina.

1. INTRODUCCIÓN

El arrabio producido en el Alto Horno II de Siderar es extraído del mismo fluyendo inicialmente por los canales principales, donde se separa gran parte de la escoria. Posteriormente circula por los canales de arrabio y las punteras, volcándose en los basculantes que finalmente lo vierten en los vagones donde es transportado a su destino final.

El canal principal está constituido por una carcasa de acero apoyada en una serie de vigas soportes, y revestida interiormente por varias capas de material refractario. El arrabio líquido y la escoria circulan por el canal a una temperatura aproximada de 1500°C, generando flujos térmicos elevados que son controlados por un sistema de ventilación forzada de ductos adosados a la carcasa del canal. Estas diferencias de temperatura entre los distintos materiales del canal generan tensiones térmicas que deben ser cuantificadas para poder asegurar la integridad de los materiales refractarios durante la operación y la seguridad estructural de la carcasa metálica.

Debido a un fenómeno de oxidación, que se produce entre los 600 °C y 1000 °C aproximadamente, la camisa de trabajo de material refractario (“Wear Lining”) en contacto con el metal líquido se va desgastando en forma no uniforme a lo largo del canal. Esto genera un aumento de la temperatura en las distintas capas de materiales lo que origina a su vez, un aumento de la oxidación en las mismas y además un incremento de las tensiones en la carcasa con una disminución de la resistencia debido a la mayor temperatura. El desgaste que sufre la camisa de trabajo resulta mayor en el extremo del canal cercano al alto horno, donde el arrabio líquido ingresa con una turbulencia mayor.

Las condiciones de operación del canal son variables. Por ejemplo, es común durante la operación el llenado del canal y una posterior interrupción del flujo de arrabio, el cuál comienza a enfriarse pudiendo alcanzar valores de temperatura cercanos a la de solidificación. Puede darse además, que ocurra un imprevisto corte en el sistema de refrigeración que ponga en riesgo la seguridad estructural del canal.

Mediante el sistema de elementos finitos ABAQUS/CAE V6.6 se han estudiado las respuestas térmica y mecánica del canal ante las distintas condiciones de operación enumeradas, lo que permite estimar valores de vida útil de los distintos materiales, tiempos críticos de operación y niveles de seguridad estructural del canal.

2. MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

2.1. Características del modelo

En la figura 1 se muestran una vista en perspectiva del modelo y la malla de elementos finitos desarrollado del canal, mientras que en la figura 2 se muestra el despiece del canal en la carcasa y en sus distintas capas de materiales refractarios. Se puede observar sobre la camisa de “sic castable” las franjas correspondientes a los ductos del sistema de refrigeración. Se puede apreciar en ambas figuras la salida del canal de escoria sobre la pared lateral del canal principal, por donde se evacua la escoria que viene flotando en el arrabio.

Para los materiales refractarios y la carcasa de acero se utilizaron elementos sólidos tridimensionales del tipo tetraédricos y hexaédricos, mientras que para los refuerzos de la carcasa se utilizaron elementos tipo cáscara cuadriláteros.

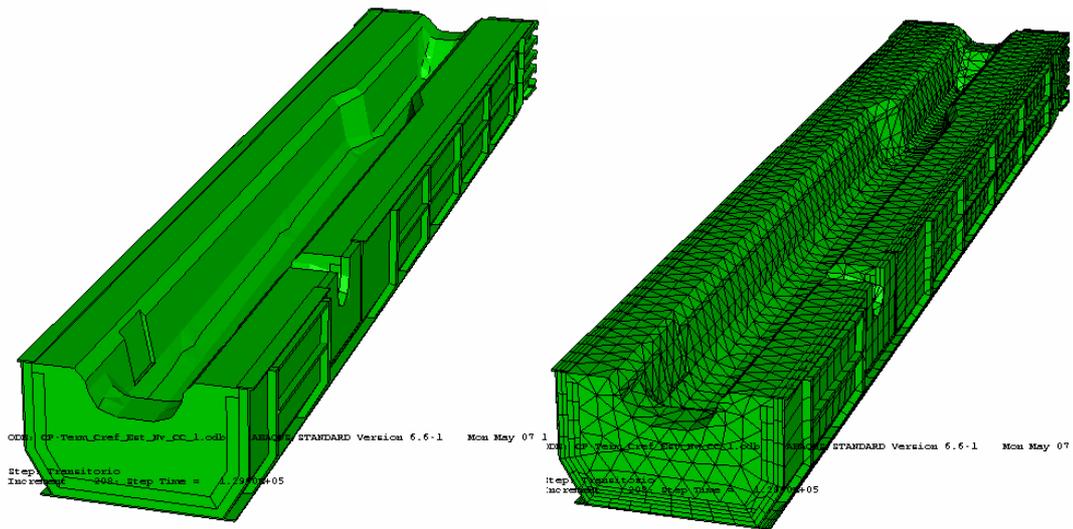


Figura 1. Vista en perspectiva del modelo y la malla de elementos finitos del canal de principal.

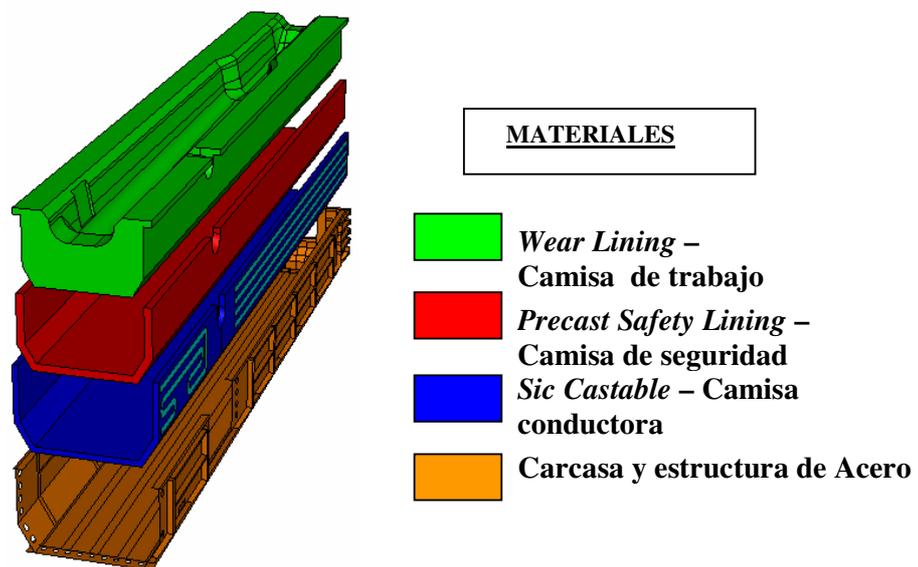


Figura 2. Despiece de las distintas capas de materiales del canal principal.

Las dimensiones aproximadas del canal son 17,6 m de largo, 3,2 m de ancho y 1,8 m de alto. Está constituido por una camisa de trabajo en contacto con el metal líquido (“Wear Lining”), una camisa de seguridad compuesta por ladrillos refractarios (“Precast

Safety Lining”) y una última camisa conductora apoyada sobre la carcasa metálica (“Sic Castable”). Las distintas capas de material refractario y la carcasa fueron modeladas como partes independientes a fin de poder permitir distintos tipos de interacciones térmicas y mecánicas entre sus superficies en contacto.

Se realizó además un segundo modelo tridimensional de camisa de trabajo a partir de las mediciones de desgaste cercanas al final de su vida útil. En la figura 3 se comparan los dos modelos de camisa de trabajo.

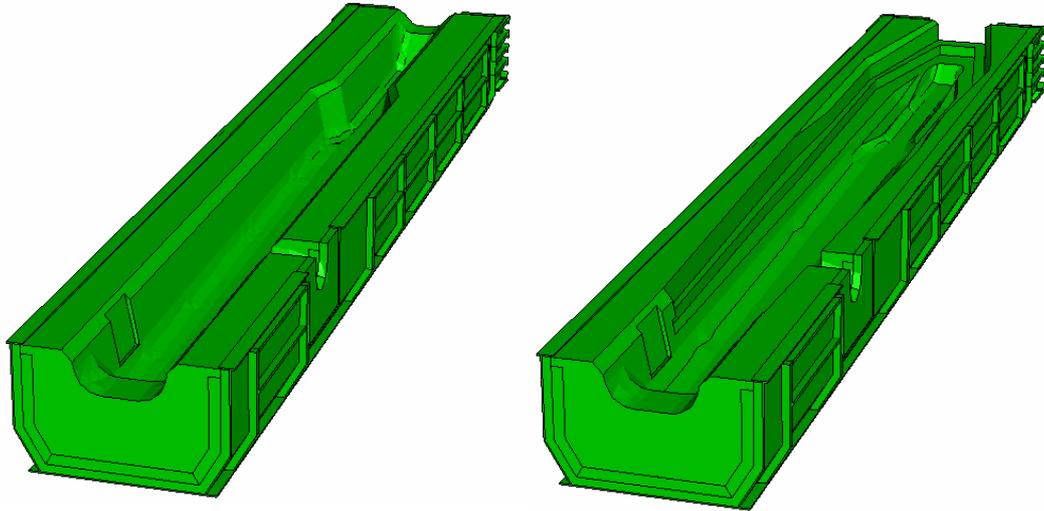


Figura 3. Vista en perspectiva del modelo de camisa nueva y desgastada.

Se puede ver que el desgaste se da sobre las paredes laterales siendo mayor en el inicio y casi nulo en el final del canal.

2.2. Propiedades de los materiales

En las tablas 1.1 y 1.2 se muestran las propiedades de los materiales utilizados en el modelo:

	Wear Lining	Precast Safety Lining	Sic Castable	Carcasa metálica
Conductividad [W/m.K]	Ver Tabla 1.2	2.3	7	40
Calor Especifico [J/Kg.K]	1000	1000	1000	800
Módulo Elasticidad [MPa]	9000	10000	10000	Ver Tabla 1.2
Coefic. Dilat. Termica [1/K]	8×10^{-6}	6×10^{-6}	7×10^{-6}	Ver Tabla 1.2
Tens. Fluenc. Compr. [MPa]	35	25	50	Ver Tabla 1.2
Tens. Rótura Tracc. [MPa]	3	2.5	5	Ver Tabla 1.2
Coeficiente de Poisson	0.2	0.2	0.2	0.3
Densidad [kg/m^3]	2950	2450	2600	7800

Tabla 1.1 Propiedades de los materiales que se consideran constantes.

Carcasa metálica			
Temp. [°C]	Mód. Elast. [MPa]	Tens. Fluenc. [MPa]	Coefic. Dilat. Termica [1/K]
21	207.000	345	1.15×10^{-5}
121	205.000	302	1.28×10^{-5}
232	198.000	251	1.41×10^{-5}

Wear Lining	
Temp. [°C]	Conduct. [W/m.K]
0	5
100	5
500	4

316	190.000	233	1.50×10^{-5}	1000	4
427	174.000	215	1.60×10^{-5}	1500	3

Tabla 1.2 Propiedades de los materiales que se consideran dependientes de la temperatura.

3. ANÁLISIS TÉRMICO

3.1. Ajuste de coeficientes de transferencia térmica en condiciones normales

Los mecanismos de disipación de calor del canal se pueden clasificar en tres grupos:

I. Sistema de refrigeración forzada

El sistema de refrigeración forzada se modelizó como una condición de convección variable a lo largo del canal aplicada sobre la camisa refractaria donde se encuentran los ductos. A partir de los valores de diseño de velocidad del aire, la geometría de los ductos y de las propiedades termofísicas del aire se determinaron los coeficientes de transferencia térmica por convección mediante la siguiente expresión [1]:

$$h = 0.023 \frac{k}{D} Re_D^{0.8} Pr^{1/3} \quad (1)$$

Donde:

- h : Coeficiente de transferencia térmica.
- k : Conductividad del aire.
- D : Diámetro equivalente de los ductos.
- Re : Número de Reynolds.
- Pr : Número de Prandt.

La ecuación (1) es válida para tubos lisos con número de Reynolds entre 5×10^4 y 1×10^6 , tal como se da en nuestro caso.

El aire de refrigeración entra a una temperatura de 50°C y a medida que circula a lo largo del canal se va calentando como producto del calor que absorbe. El aumento de temperatura por unidad de longitud lo podemos determinar a partir de la siguiente expresión:

$$dT = F / (Q \times C) dl \quad (2)$$

donde:

- dT : Diferencial de temperatura.
- F : Flujo calórico sobre los ductos.
- Q : Caudal de aire.
- C : Calor específico del aire.
- dl : Diferencial de longitud.

Para poder determinar el incremento de temperatura en el aire de refrigeración es necesario conocer el flujo de calor sobre los ductos, que a su vez depende de las condiciones de convección dependientes de la temperatura del aire. Por lo tanto en forma iterativa se determinó la variación de temperatura en el aire a lo largo del canal para condiciones normales de operación. En la figura 4 se muestra el perfil de temperatura del aire de refrigeración en las paredes laterales e inferior.

De este modo quedan definidas las condiciones de contorno térmicas del sistema de refrigeración forzada. Los valores adoptados se muestran en la Tabal 2.

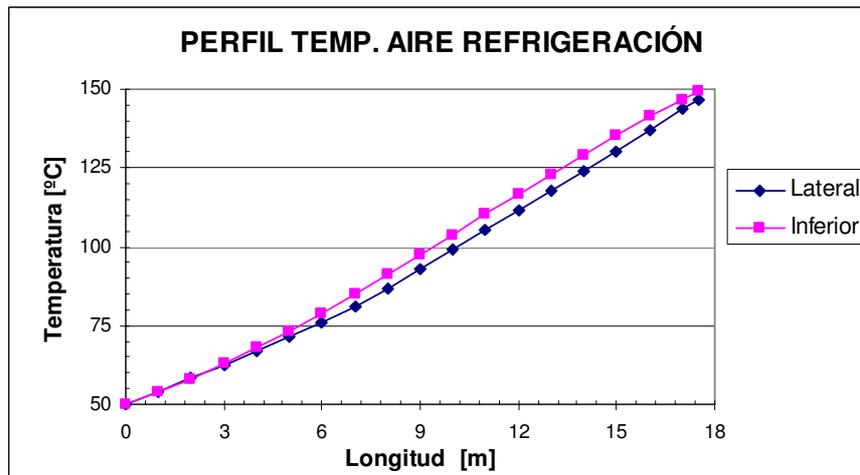


Figura 4. Perfil de temperatura del aire de refrigeración a lo largo del canal.

II. Disipación de calor a través de la superficie libre del canal.

Debido a la elevada temperatura del arrabio y la escoria (aproximadamente 1500°C) el principal mecanismo de disipación de calor del arrabio líquido sobre la superficie libre es la radiación. Para evitar que este se enfríe se coloca una bóveda de material refractario sobre la superficie libre, llamada “camello” y además se arrojan distintas sustancias al arrabio con el fin de formar una película aislante sobre su superficie expuesta. El coeficiente de emisividad se ajustó a partir de mediciones realizadas de la temperatura del arrabio cuando este se encuentra estanco en el canal. Para la determinación de dicho coeficiente se tuvo en cuenta el calor extraído por la acción del sistema de refrigeración.

Los valores de emisividad determinados para el canal con camello y sin camello se muestran en la Tabal 2.

En la figura 5 se muestra la comparación entre las mediciones y los resultados del ajuste para los casos con camello y sin camello.

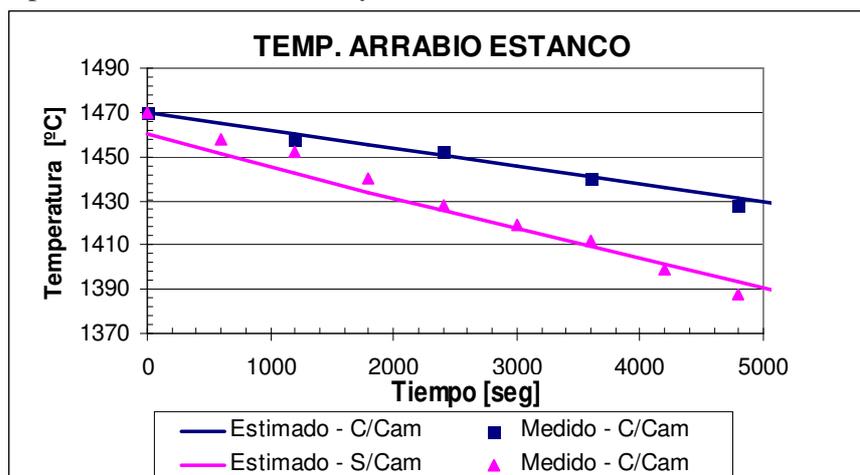


Figura 5. Evolución de la temperatura en el arrabio estanco. Comparación de los valores medidos con los calculados a partir de las estimaciones de la emisividad.

III. Disipación de calor a través de las superficies laterales e inferior de la carcasa metálica.

Por último se consideró la disipación por convección natural a través de las superficies laterales e inferior de la carcasa metálica del canal. Los valores adoptados se muestran en la tabla 2.

IV. Resultados del ajuste.

En la tabla 2 se muestran las condiciones de contorno térmicas adoptadas en el modelo

Superficie	Sist. Refrigeración		Radiación		Convecc. Natural	
	h [W/m ² K]	T [°C]	Emisividad	T [°C]	H [W/m ² K]	T [°C]
Lateral	85 a 68	50 a 150	---	---	7	50
Inferior	105 a 79	50 a 150	---	---	20	30
Superior con "camello"	---	---	0.025	150	7	150
Superior "sin camello"	---	---	0.082	30	20	30

Tabla 2. Condiciones de contorno térmicas.

Sobre una cara lateral del canal, entre la camisa de seguridad y conductora, a una altura de 1500 mm, se colocaron termocupas en todo su largo. En la figura 67 se puede ver la comparación entre la distribución de temperatura de dos casos, camisa de trabajo nueva y desgastada (prácticamente al final de su vida útil). Los valores obtenidos para camisa nueva se comparan con los medidos por las termocupas en las mismas condiciones.

Se puede apreciar la concordancia entre los valores calculados a partir del ajuste y los medidos en las mismas condiciones. Cabe destacar que los valores medidos corresponden a un valor promedio medido dentro de las mismas condiciones. Dichos valores pueden variar en ± 10 °C.

En la figura 7 se muestra la distribución de temperatura calculada para condiciones normales de operación (con la camisa de trabajo nueva y cubierto con el camello) en las distintas capas de materiales que constituyen el canal.

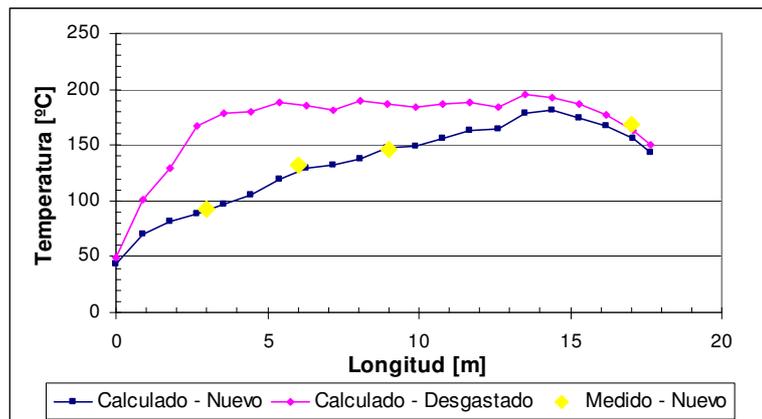


Figura 6. Temperatura a lo largo del canal para camisa nueva y desgastada. Comparación con valores medidos para camisa nueva.

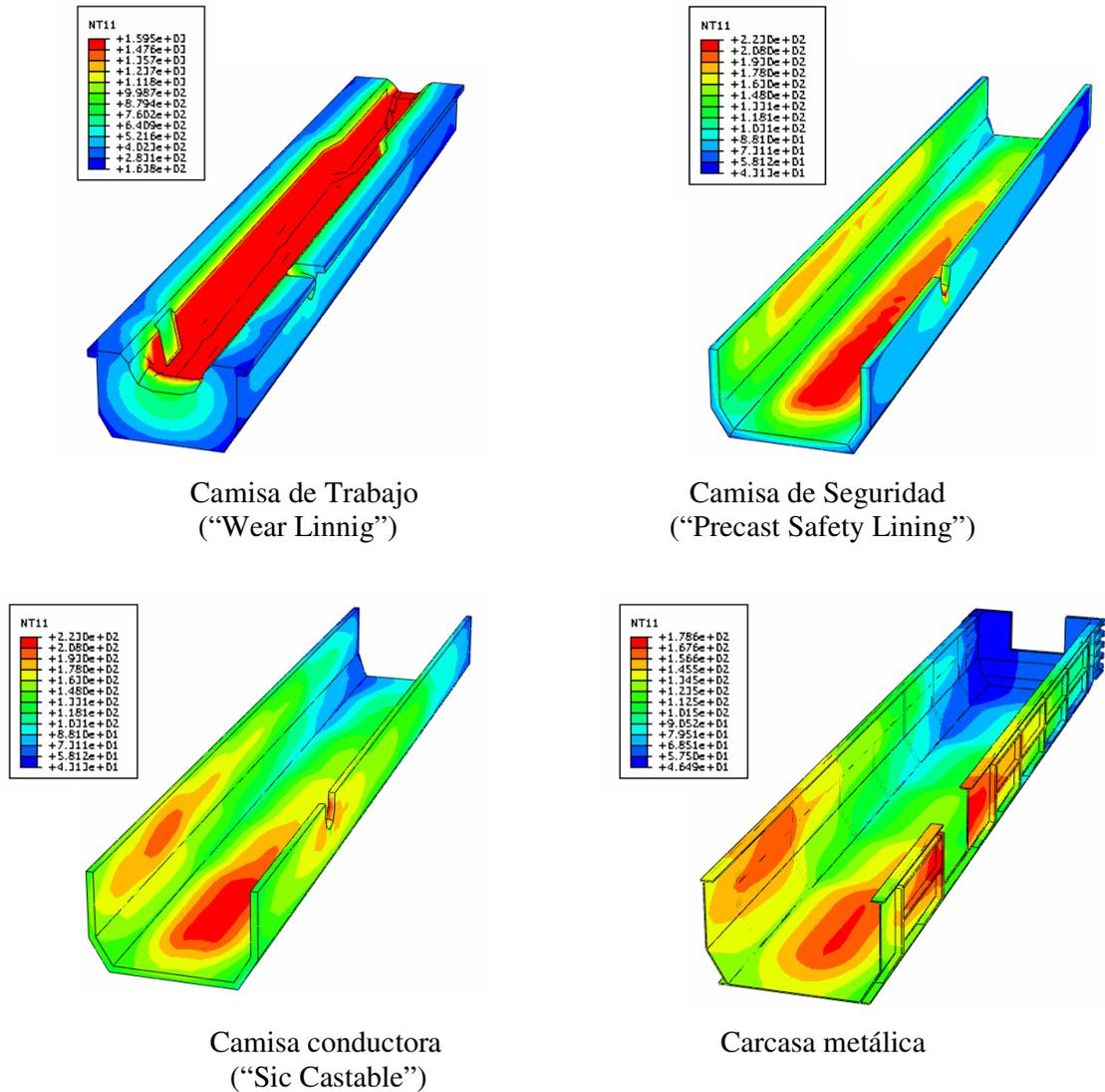


Figura 7. Distribución de temperatura para condiciones normales de operación.

3.2. Influencia del desgaste de la camisa refractaria desgaste

En los gráficos de la figura 7 se puede observar que cuando la camisa de trabajo está nueva la temperatura aumenta a lo largo del canal. Esto se debe a dos factores, primero que el espesor inicial de la camisa es mayor en el comienzo del canal por lo tanto hay una mayor aislamiento en las capas exteriores del canal, mientras que el segundo factor se debe a que el aire en los ductos de refrigeración entra a 50°C y se va calentando hasta alcanzar casi los 150 °C en la salida, por lo que disminuye su capacidad refrigerante.

Dado que el mayor desgaste se produce entre los 3 y 6 m del canal debido a la turbulencia que presenta el arrabio en esa zona, disminuyendo considerablemente al final del canal, la temperatura aumenta en la zona inicial generando una distribución más uniforme en el canal.

Para poder estudiar en forma paramétrica la influencia del desgaste se realizó un modelo plano de la sección de 3 m (correspondiente al mayor desgaste). Dado que el mismo se produce principalmente a la altura de la escoria por la mayor presencia de

oxígeno, siendo prácticamente nulo en la zona inferior, se modelizó una superficie plana de desgaste lateral mientras que la superficie inferior no se modificó.

En la figura 8 se puede ver en forma comparativa la distribución de temperatura para tres casos de estudio: sin desgaste, con desgaste de 300 mm y con desgaste último de 600 mm.

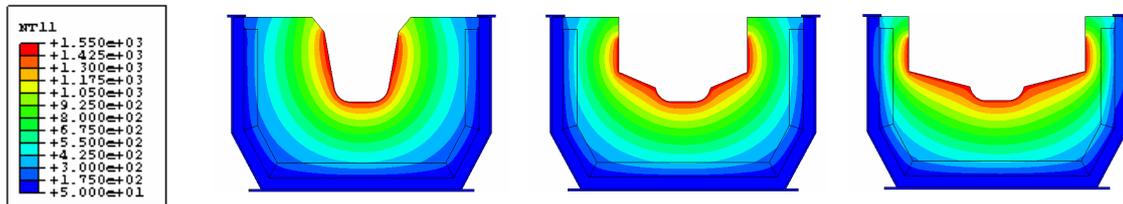


Figura 8. Distribución de temperatura en la sección de mayor desgaste para distintos espesores de camisa de trabajo.

En la figura 9 se muestra la temperatura de la superficie lateral de las distintas capas de materiales refractarios, en puntos a 3 m del comienzo del canal, en función del desgaste de la camisa de trabajo.

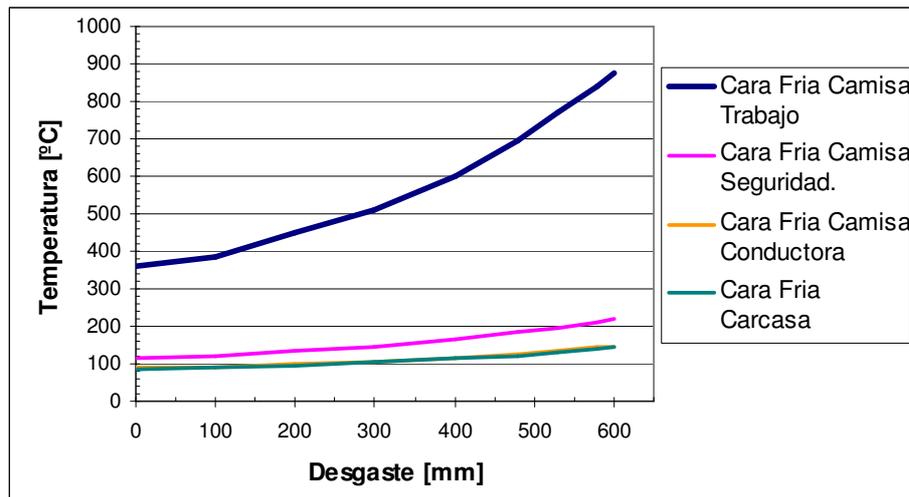


Figura 9. Temperatura máxima en las distintas capas laterales en función del desgaste para la sección más comprometida.

Del gráfico se puede concluir que la camisa refractaria incrementa notablemente su temperatura debido al desgaste (de 375 °C a 975 °C), mientras que en la carcasa y la zona exterior la variación resulta mucho menor debido a la refrigeración forzada.

3.3. Análisis térmico del arrabio estanco

En el siguiente gráfico se muestra el descenso de la temperatura en función del tiempo cuando el canal está lleno de arrabio en reposo, bajo las distintas condiciones de operación: con y sin camello; camisa nueva y desgastada.

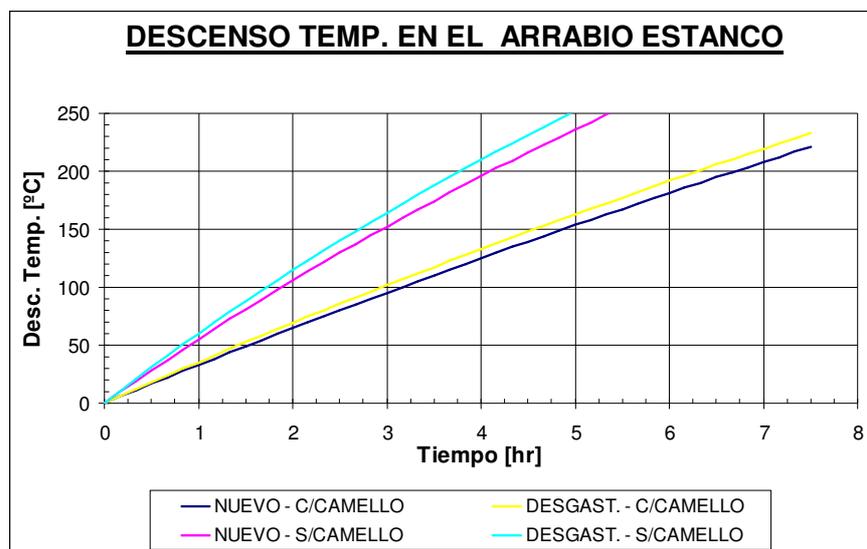


Figura 10. Descenso de temperatura en el arrabio estanco, para distintas condiciones de operación.

El arrabio que ingresa a 1480 °C comienza a enfriarse y aproximadamente a los 1200 °C el aumento en la viscosidad hace muy dificultosa su recirculación. Con las curvas de la figura 10 se pueden determinar tiempos críticos de operación para las distintas condiciones.

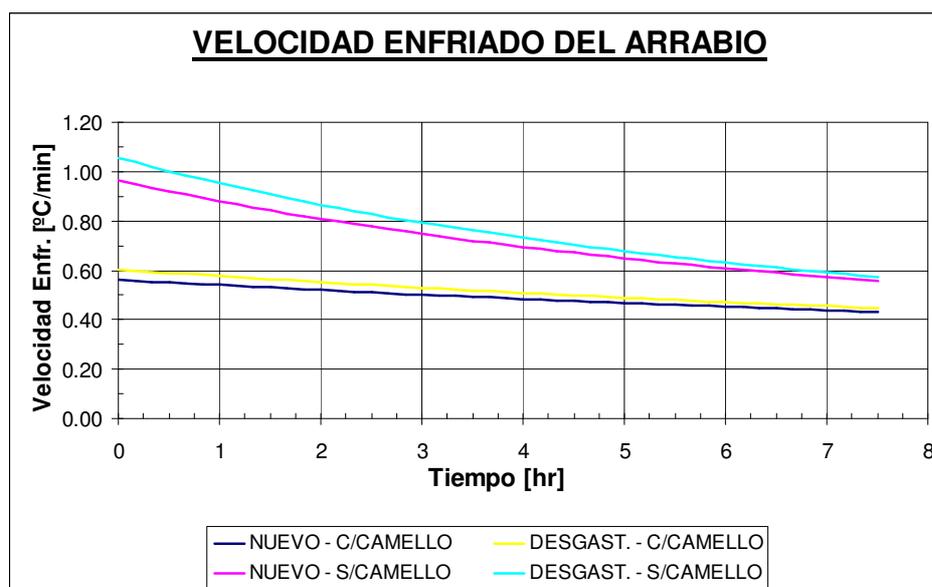


Figura 11. Velocidad de enfriado en el arrabio en función del tiempo.

En la figura 11 se puede ver que la velocidad de enfriado del arrabio para el canal sin el camello es casi el doble que con el camello pero decrece en mayor medida con el tiempo debido a que el principal mecanismo de disipación en este caso es la radiación.

3.4. Evolución temperatura ante un corte en la refrigeración

El análisis de la evolución de la temperatura ante un corte en el sistema de refrigeración se realizó en dos etapas. Primero se determinó la distribución de

temperatura en el canal mediante un análisis térmico estacionario en condiciones normales, y en un segundo paso se realizó un análisis térmico transitorio anulando las condiciones de contorno correspondientes al sistema de refrigeración.

A continuación se muestra la comparación de los valores calculados con Abaqus contra los valores registrados durante un corte de aproximadamente una hora. En el momento del corte la camisa de trabajo se encontraba en un nivel medio de desgaste. En la figura 12 se muestra la velocidad de calentamiento calculada y medida en dos posiciones distintas: una termocupla colocada en la pared lateral de la sección de mayor desgaste y otra termocupla situada en la superficie inferior del canal (entre la camisa de seguridad y la conductora) a 15 m de la entrada, donde el desgaste es prácticamente nulo.

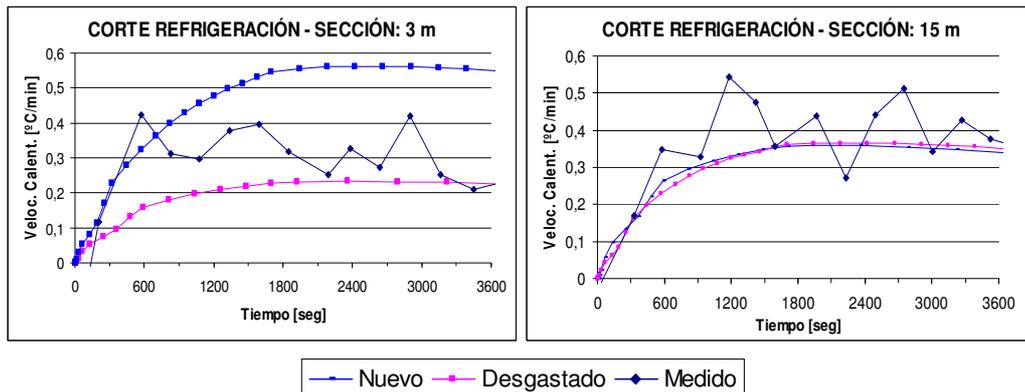


Figura 12. Velocidad de calentamiento ante un corte en la refrigeración. Comparación entre valores calculados y medidos en dos secciones.

Se observa que para la sección de 3 m, a la altura de la línea de escoria, la evolución de la temperatura depende fuertemente del grado de desgaste de la camisa de trabajo. La curva correspondiente a los valores medidos se encuentra entre las dos condiciones extremas: camisa nueva y camisa totalmente desgastada.

En las curvas correspondientes a la sección de 15 m los valores calculados y medidos corresponden a puntos de la superficie inferior donde el desgaste de la camisa es mínimo. En este caso se observa una gran coincidencia entre los valores medidos y los calculados. Se puede destacar la poca influencia del desgaste en esta zona del canal.

En las curvas de la figura 13 se muestra el aumento de la temperatura en la carcasa, a lo largo del canal, ante un corte del sistema de refrigeración de 10 horas para la camisa nueva y desgastada. La figura 14 muestra las correspondientes velocidades de calentamiento.

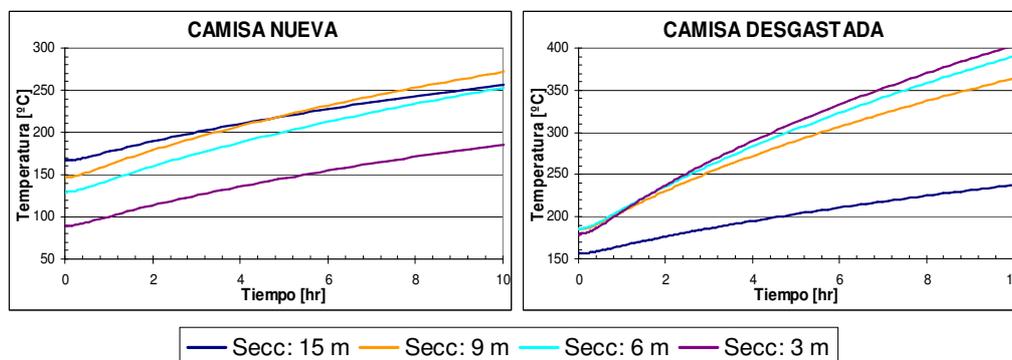


Figura 13. Evolución de la temperatura en la carcasa ante un corte prolongado en la refrigeración.

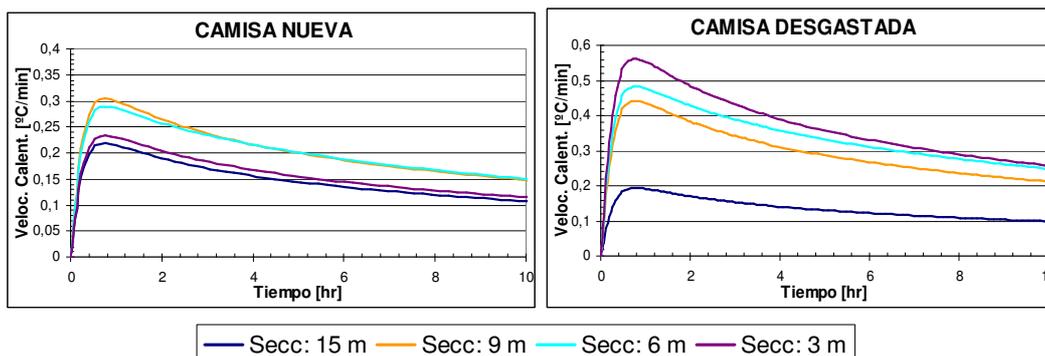


Figura 14. Velocidad de calentamiento de la carcasa ante un corte prolongado en la refrigeración.

Se puede observar que la sección de mayor desgaste (a 3 m de la entrada del arrabio), en el caso de camisa nueva, resulta la zona menos comprometida, sin embargo, a medida que esta se va desgastando se va volviendo más vulnerable, pudiendo llegar a ser la zona más crítica ante un corte en el sistema de refrigeración.

A partir de las curvas obtenidas se pueden adoptar tiempos críticos de operación.

4. ANÁLISIS MECÁNICO

El canal principal se encuentra apoyado, en su cara inferior, sobre un conjunto de vigas soporte que poseen patines que le restringen los desplazamientos verticales pero le permiten movimientos horizontales (longitudinales y transversales). En la dirección longitudinal el canal está fijo en la entrada, mientras que en el extremo opuesto, posee una junta de expansión que le permite la libre dilatación. En la dirección transversal hay topes en los bordes superiores de cada uno de los refuerzos de la carcasa (a ambos lados del canal), que restringen las dilataciones térmicas generando esfuerzos de compresión en los materiales refractarios.

Las cargas consideradas en el modelo fueron: peso propio, presión metalostática y dilataciones térmicas, siendo estas últimas las de mayor preponderancia.

En el modelo se permitieron desplazamientos relativos entre las distintas capas de materiales refractarios, utilizando interacciones entre las superficies con coeficientes de rozamiento de 0.3 para todas las capas. Esta consideración se hizo acorde con las características del canal, ya que posee películas deslizantes entre las capas de refractarios que reducen los esfuerzos de origen térmico.

Para el análisis mecánico del canal principal se elaboraron dos modelos del mismo. Se realizó un modelo tridimensional del canal, con la camisa desgastada, considerando un comportamiento elástico lineal de los distintos materiales, en el cual se determinaron los desplazamientos y las zonas de mayores tensiones. Posteriormente estos cálculos fueron ajustados a partir de un segundo modelo bidimensional, de estado plano de tensiones, donde se estudió la influencia de distintas variables, como por ejemplo, el comportamiento no lineal material, tanto en materiales dúctiles (carcasa metálica) como en materiales frágiles (refractario); así como también la variación del desgaste y la influencia de una junta de expansión entre las distintas capas de refractarios. A partir de este análisis se pudieron determinar los principales factores que influyen en la respuesta mecánica de este tipo de estructuras ante solicitaciones predominantemente térmicas.

Finalmente se estudió la seguridad estructural de la carcasa ante un corte en la refrigeración.

4.1. Análisis de tensiones y deformaciones del canal

En las figuras 15 y 16 se muestra en perspectiva la distribución de desplazamientos del canal y en detalle, los desplazamientos relativos entre las distintas capas del canal producto de la dilatación térmica.

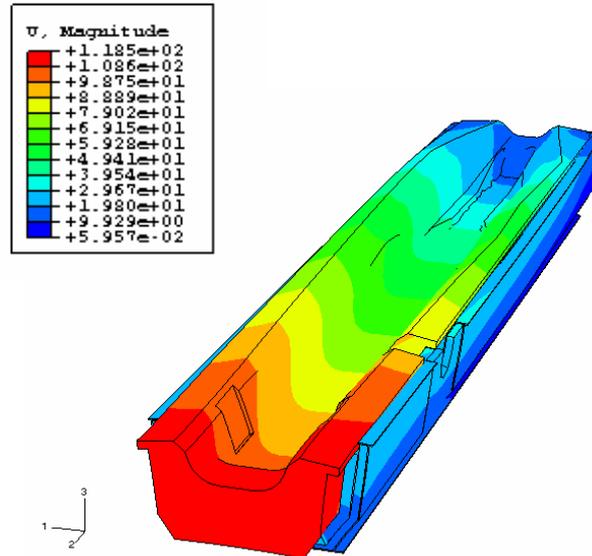


Figura 15. Distribución de desplazamientos en el canal. Factor de amplificación de deformaciones: 10.

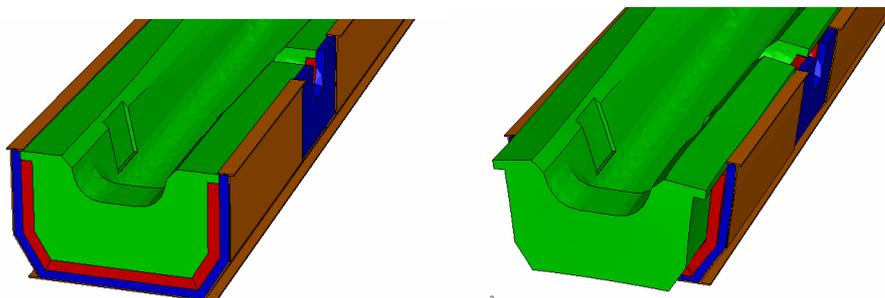


Figura 16. Detalle del desplazamiento relativo de las distintas capas de material refractario. a) Sin deformaciones. b) Factor amplificación de deformaciones: 10.

Debido a que el material refractario se encuentra a mayor temperatura que la carcasa, este sufre una mayor dilatación por lo tanto, ejerce una presión sobre las paredes laterales de la chapa. Esto origina grandes niveles de tensiones en la carcasa, principalmente en la unión entre la chapa oblicua con la pared inferior y lateral.

A partir de los desplazamientos calculados en el extremo del canal se puede proceder a un correcto dimensionamiento de la junta de expansión entre el canal y los otros componentes del Alto Horno.

En la figura 17 se puede ver la distribución de tensiones equivalentes de von Mises en la carcasa mientras que, en la figura 18, se observan en un corte transversal las tensiones principales de tracción y compresión en el material refractario.

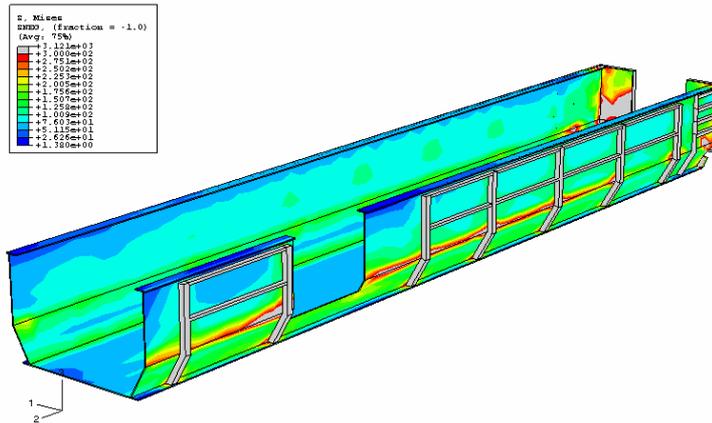


Figura 17. Distribución de tensiones equivalentes de von Mises en la carcasa del canal.

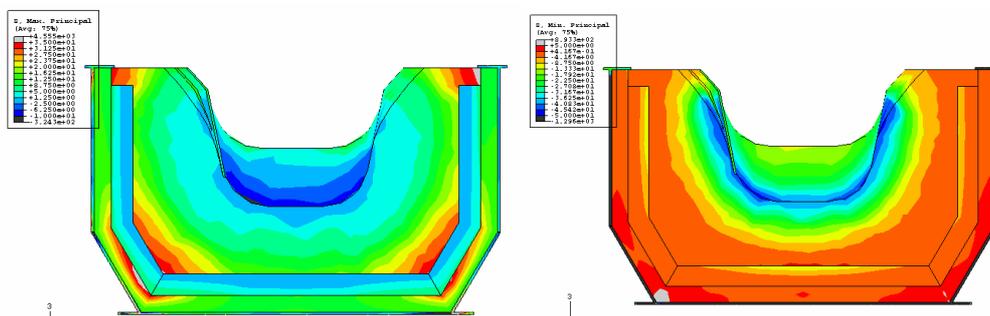


Figura 18. Distribución de tensiones principales máximas y mínimas en una sección transversal del canal.

4.2. Modelo plástico del material refractario y la carcasa

En la figura 18 se puede observar que las tensiones principales máximas de tracción en el material refractario superan los 5 MPa incluso llegan a zonas de 30 MPa, valores imposibles de alcanzar debido al comportamiento frágil del refractario, el cual soporta tensiones de tracción de hasta 3.5 MPa. Esta sobreestimación de la resistencia del material refractario al considerarlo como elástico lineal, hace que las presiones sobre la carcasa sean mayores ya que el comportamiento plástico en este tipo de problemas tiene un efecto de relajador de tensiones.

Para contemplar este efecto se incluyó un modelo de plasticidad de hormigones (“Concrete Damaged Plasticity”, ref. [4],[5]) teniendo en cuenta las tensiones admisibles de la Tabla 1.

En la figura 19 se comparan las tensiones de tracción obtenidas en el modelo lineal contra el modelo con plasticidad. Como en todo problema de tensiones térmicas, se observa en las zonas más frías de los materiales tensiones de tracción. Las discontinuidades en los valores de tensiones entre las distintas capas de refractarios se deben a que estas no están unidas, sino que interactúan con una fricción entre si.

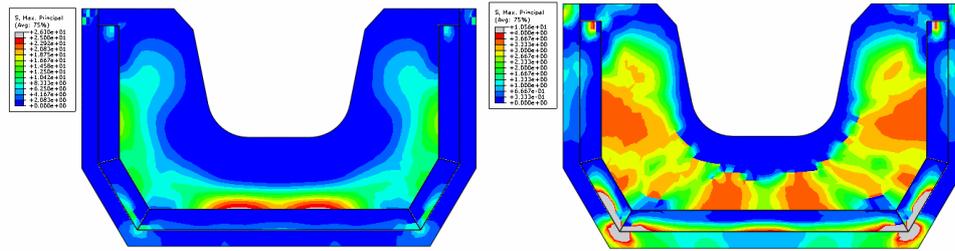


Figura 19. Tensiones transversales de tracción para: a) modelo lineal (Rango tensiones de 0 a 25 MPa) y b) modelo plástico de hormigones (Rango tensiones de 0 a 4 MPa).

Al alcanzarse los límites de resistencia en el material refractario las fuerzas de empuje sobre la carcasa disminuyen, reduciendo las tensiones sobre la carcasa. En la figura 20 se muestra en forma comparativa (misma escala de valores) las tensiones equivalentes de von Mises en la carcasa para los dos modelos.

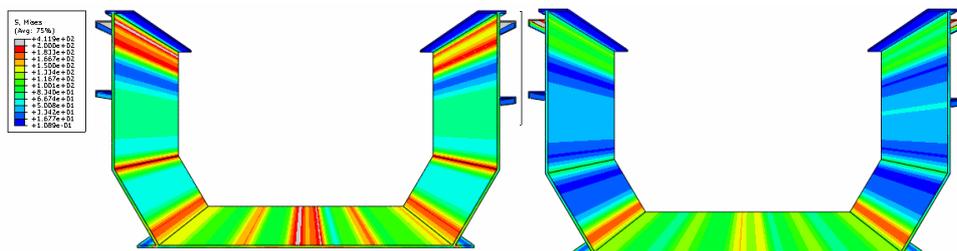


Figura 20. Tensiones equivalentes de von Mises en la carcasa para: a) modelo lineal y b) modelo plástico de hormigones.

Se puede observar reducciones en los niveles de tensiones de hasta el 50% con respecto al modelo lineal.

4.3. Estudio de sensibilidad del desgaste en la camisa de trabajo

Utilizando el esquema de desgaste descrito en la sección 3.2, se realizaron los respectivos análisis mecánicos, teniendo en cuenta el comportamiento no lineal del material refractario.

A medida que aumenta el desgaste aumenta la temperatura en todo el canal, ejerciéndose un mayor empuje sobre la carcasa metálica, sin embargo, debido a que en la parte superior de la pared el espesor de la camisa es menor, la presión total en esta zona disminuye, así como también, las tensiones en la pared lateral de la carcasa. En cambio, en la zona inferior de la camisa, donde no hay desgaste pero si aumento de la temperatura, se obtiene como resultado un aumento de las tensiones en la intersección entre la chapa oblicua e inferior de la carcasa.

Hay que tener en cuenta además, que al aumentar la temperatura en la carcasa disminuye la tensión de fluencia del acero que la compone.

En la figura 21 se muestra en forma comparativa la distribución de tensiones de von Mises para tres casos: camisa sin desgaste, camisa en la mitad de su vida útil, camisa con desgaste último.

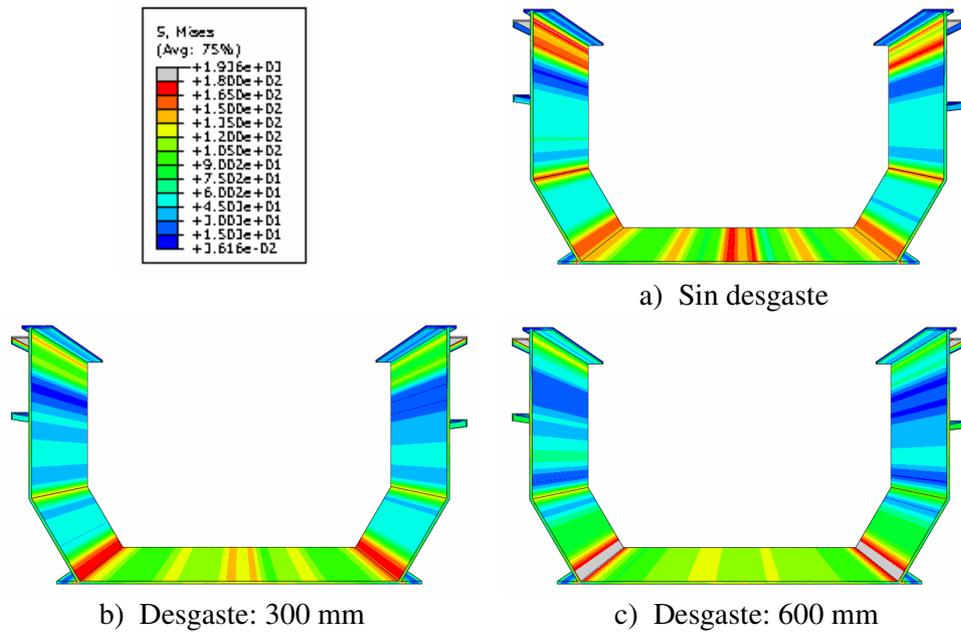


Figura 21. Distribución de tensiones equivalentes de von Mises para los tres casos.

En las curvas de la figura 22 se muestra la tensión de membrana más flexión en los cuatro puntos de la carcasa indicados, correspondientes a la zona de mayor desgaste.

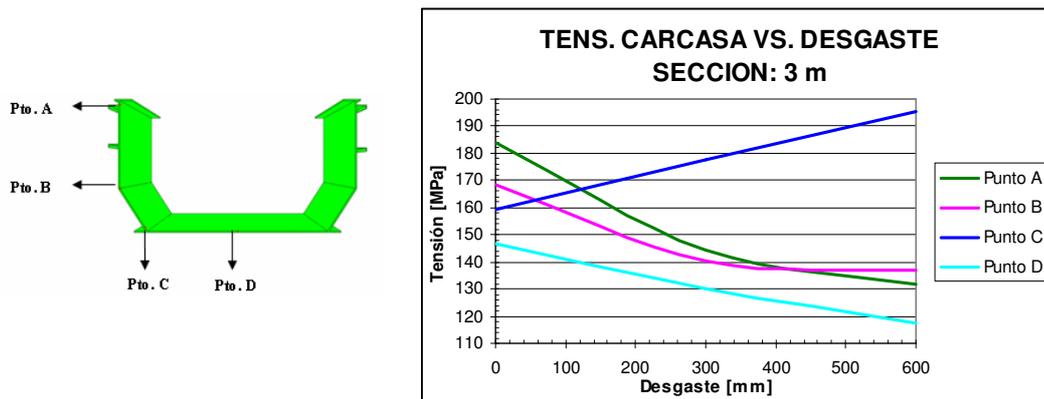


Figura 22. Tensiones en la carcasa en función del desgaste.

Se observa en los puntos A, B y D una disminución en las tensiones de aproximadamente 25% con respecto a la carcasa nueva mientras que en el punto C un aumento del 20% aproximadamente.

4.4. Estudio de sensibilidad del espesor de junta entre distintas capas de materiales

Una práctica habitual para reducir las tensiones de origen térmico es colocar una delgada capa de mortero refractario a modo de junta, que absorba las diferencias de dilataciones entre los distintos materiales. Si bien en el modelo mecánico no se consideró una junta entre los materiales, a continuación se hace un estudio de sensibilidad de la respuesta mecánica ante distintos espesores de junta.

En la figura 23 se muestra en forma comparativa las tensiones en la carcasa para distintos espesores de junta teniendo en cuenta la plasticidad en el material refractario y en una sección a 8 m del comienzo del canal, considerando la camisa sin desgastar.

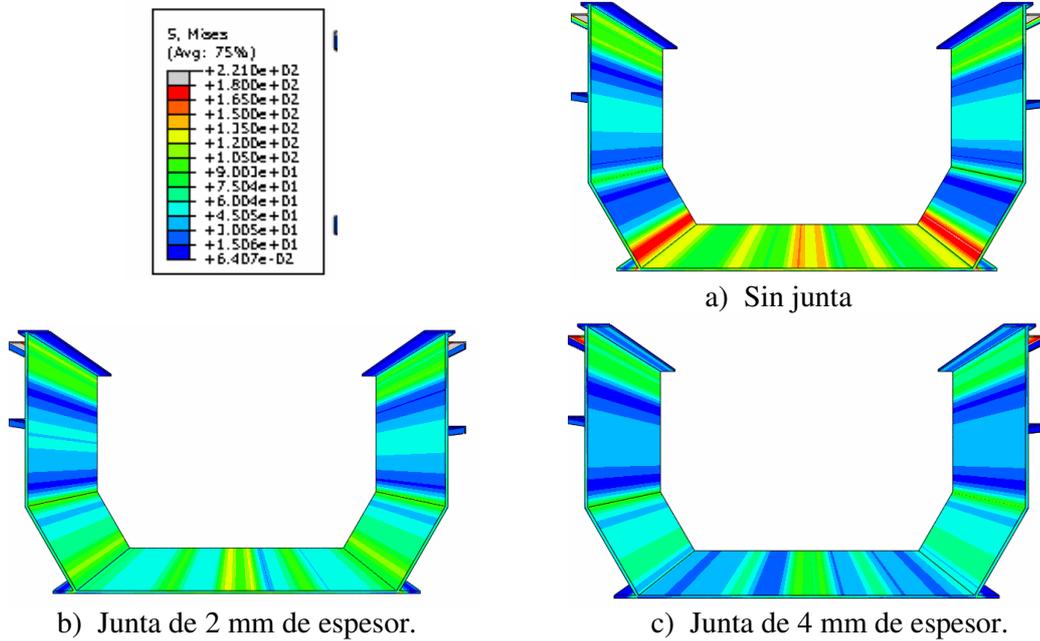


Figura 23. Distribución de tensiones equivalentes de von Mises para los tres casos.

En la figura 24 se muestra la variación de las tensiones en los puntos A, B, C y D de la carcasa para distintos espesores de junta.

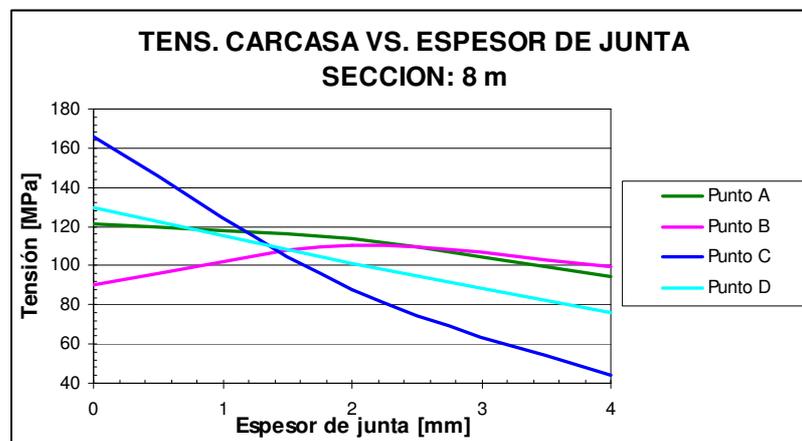


Figura 24. Tensiones en la carcasa en función del desgaste.

Se observa que la adopción de juntas térmicas entre los materiales disminuye considerablemente las tensiones en los distintos materiales del canal.

4.5. Análisis de seguridad de la carcasa ante un corte en el sistema de refrigeración.

Se calcularon las solicitaciones en la carcasa en distintos instantes durante un corte en el sistema de refrigeración. A continuación se grafican el coeficiente de seguridad (tensión membranar dividido tensión de fluencia a la temperatura correspondiente) en función de la temperatura registrada en la carcasa. Con estos resultados se pueden calibrar las alarmas térmicas a partir del continuo monitoreo de las termocupas, durante la operación del canal.

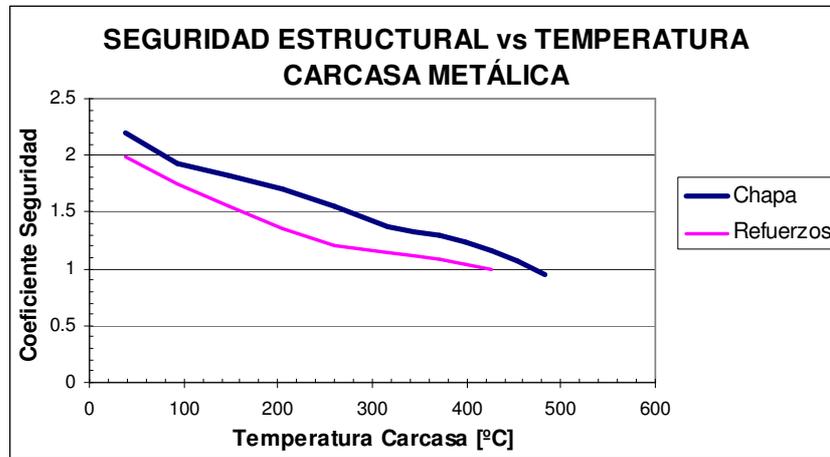


Figura 25. Coeficiente de seguridad estructural en función de la temperatura en la carcasa.

A partir de los gráficos de la figura 13 (temperatura vs. tiempo) se pueden determinar los tiempos críticos ante un corte en el sistema de refrigeración.

5. CONCLUSIONES

Del análisis térmico-mecánico del canal podemos destacar las siguientes conclusiones:

- a) Es imprescindible determinar correctamente las condiciones de contorno térmicas para un correcto análisis del canal. Las características del sistema de refrigeración forzada se pueden determinar con gran exactitud a partir de la bibliografía existente sin embargo, para el caso de la radiación térmica es necesario determinar los coeficientes a partir de un ajuste de curvas experimentales.
- b) El análisis térmico permite cuantificar distintas variables de extrema importancia para un adecuado diseño del canal, como pueden ser, las condiciones térmicas dónde se da inicio al proceso de oxidación en el refractario, la temperatura en la carcasa, los tiempos críticos de operación, etc.
- c) A partir del análisis de los efectos térmicos-mecánicos del desgaste se pueden determinar los espesores mínimos de vida útil de la camisa de trabajo.
- d) Las principales solicitaciones mecánicas son debidas a las dilataciones térmicas. Para una buena determinación de las mismas es importante establecer correctamente las condiciones de apoyo de la carcasa del canal y la interacción entre las capas de materiales refractarios, así como también, la inclusión de

modelos de plasticidad en los distintos materiales permite no sobreestimar las sollicitaciones en los componentes estructurales.

e) Del análisis mecánico se pueden determinar pautas para el dimensionamiento de juntas de expansión entre las capas de material refractario y entre el canal y otros componentes del Alto Horno. Este análisis permite determinar también, la seguridad estructural ante distintas condiciones de operación.

6. REFERENCIAS

1. F. Kreith, M. S. Bohn, *Principios de transferencia de calor*, Thomson Learning, 2001.
2. C. A. Schacht, *Refractory Linings. Thermomechanical design and applications*, Marcel Dekker, 1995.
3. ASME, BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE, Section VIII, Division 2. 1980.
4. SIMULIA – ABAQUS, Dassault Systemes: ABAQUS User´s Manual. Version 6.7. 2007. 2007
5. SIMULIA – ABAQUS, Dassault Systemes: ABAQUS Theory Manual. Version 6.7. 2007. 2007
6. G. Sánchez Sarmiento, J.L. Otegui, A. Cisilino, M. J. Mizdrahi, M Pizzi, R. Espinosa, R. Díaz, L. Ferro, *Structural analysis of molten steel ladles of Tamsa*.
7. R. Rathner, J. Knauder, H. Weissensteiner, *Thermomechanical behavior of refractory linings with special emphasis on BOF-Vessels* in Proceeding of the Unified International Technical Conference on Refractories, UNITECR'91, Edited by The German Refractories Association, Stahl & Eisen, Aachen, Germany, 1991.
8. J. Fernández Bugna, G. Sánchez Sarmiento, *Análisis térmico y estructural del canal principal de arrabio del Alto Horno N°2 de Siderar planta San Nicolás*. Informe Técnico de KB Engineering N° 035-06.
9. J. Fernández Bugna, G. Sánchez Sarmiento, G. Corti, *Ajuste de coeficientes de transferencia térmica y análisis térmico del canal principal de arrabio del Alto Horno N°2 de Siderar planta San Nicolás*. Informe Técnico de KB Engineering N° 022-07.