

ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE UN BLANCO DE CICLOTRÓN BAJO CONDICIONES NOMINALES DE OPERACIÓN

Ezequiel O. Fogliatto^a y Federico E. Teruel^{a,b}

^a*División de Mecánica Computacional, Centro Atómico Bariloche, Av. Ezequiel Bustillo 9500, 8400 San Carlos de Bariloche, Río Negro, Argentina, fogliatto@cab.cnea.gov.ar*

^b*CONICET, Centro Atómico Bariloche, Av. Ezequiel Bustillo 9500, 8400 San Carlos de Bariloche, Río Negro, Argentina*

Palabras Clave: Ciclotrón, OpenFOAM, SALOME, Transferencia de calor conjugada.

Resumen. El objetivo del presente trabajo consiste en mostrar los resultados obtenidos del análisis del comportamiento térmico de un blanco de ciclotrón bajo condiciones nominales de irradiación y refrigeración, empleando las herramientas OpenFOAM[®] para solución de ecuaciones diferenciales y SALOME para generación de mallas. En primer lugar, se obtuvo la distribución de temperaturas en el blanco y su soporte, junto con la solución del problema hidrodinámico de la circulación de fluido refrigerante a través de las piezas. Los resultados obtenidos sirven como prueba para el desarrollo de modelos de bajo costo computacional, y que puedan ser empleados para determinar el rango de temperaturas alcanzadas en los diferentes componentes durante distintas condiciones de operación, para así validar el uso de potencias de irradiación mayores a las actualmente utilizadas. Como parte de este análisis, es presentado el resultado del cálculo de un coeficiente global de transferencia de calor, junto con los resultados de simulaciones efectuadas sobre un modelo bidimensional representativo. El estudio de dicho modelo incluye la presentación de resultados obtenidos con el uso de diferentes correcciones en las condiciones de flujo de refrigerante y potencia de irradiación, con el objetivo de obtener un modelo simplificado del problema que permita estimar satisfactoriamente las temperaturas máximas observadas en la simulación tridimensional.

1. INTRODUCCIÓN

La producción de isótopos radiactivos de uso común en la medicina e industria es una actividad de interés para la Comisión Nacional de Energía Atómica (CNEA). En particular, el ciclotrón que se encuentra en funcionamiento en el Centro Atómico Ezeiza (CAE), es utilizado en forma sostenida en la producción de isótopos a través de las reacciones nucleares producidas por el impacto de protones en blancos de materiales adecuados.

La gran demanda de material radiactivo por parte del sector comercial impulsa el crecimiento de su producción. Históricamente, ésta se encontraba limitada por el uso de aceleradores de baja energía (~ 10 MeV) empleados a su máxima potencia. Sin embargo, con el desarrollo actual de ciclotrones que permiten entregar haces de protones con energías en torno a los 30 MeV, la creación de radioisótopos encuentra su límite en la performance térmica y mecánica de los blancos de irradiación. Si bien el uso de mayores corrientes de protones incrementa la producción, también se genera un aumento de la energía térmica depositada, por lo que se requiere el uso de sistemas de refrigeración adecuados que mantengan la temperatura del blanco dentro de ciertos límites, restringidos por razones operacionales y limitaciones radiológicas.

El diseño y optimización de los mencionados sistemas requiere el estudio de generación y remoción de calor, el cual suele ser de difícil resolución en problemas de aplicación. Por lo general, los elementos a refrigerar consisten en piezas que por causas diversas incorporan fuentes de calor, de modo que si no existen mecanismos de transporte de esta energía fuera de la pieza, la temperatura en el interior puede alcanzar límites que lleven a la destrucción, o bien a la aceleración del desgaste con la operación. Entre los mecanismos de refrigeración más difundidos, se aprovecha la circulación de algún fluido en torno a la pieza, de modo que al estar a menor temperatura, actúa como mecanismo de transporte de la energía térmica producida. La complejidad de las piezas hace que muchas veces no sea posible obtener soluciones analíticas que permitan predecir la distribución de temperaturas, de modo que resulta necesario el uso de herramientas numéricas.

En el caso bajo estudio, un blanco sólido es irradiado con un haz de protones, los cuales depositan energía en forma de calor al ser detenidos en el seno del material. Dicho blanco consiste en una delgada capa de Telurio (Te), de 80 mm de largo, 10 mm de ancho y 0.1 mm de espesor, el cual por aspectos operativos y para facilitar su refrigeración se construye por electrodeposición sobre otra superficie metálica, tal como se muestra en la Fig. 1



Figura 1: Blanco sólido depositado sobre una superficie metálica.

Esta superficie constituye la tapa de un soporte que contiene conductos internos para permitir la circulación de fluido refrigerante. Como puede verse en la Fig. 2, la parte inferior de la tapa presenta 5 canales destinados a incrementar el área de contacto con el fluido y lograr así una refrigeración efectiva del conjunto. En condiciones nominales de operación, el soporte es refrigerado por agua con un caudal de 10 litros/min, lo que origina la presencia de flujo en régimen turbulento en cada canal con un $Re \sim 10000$.

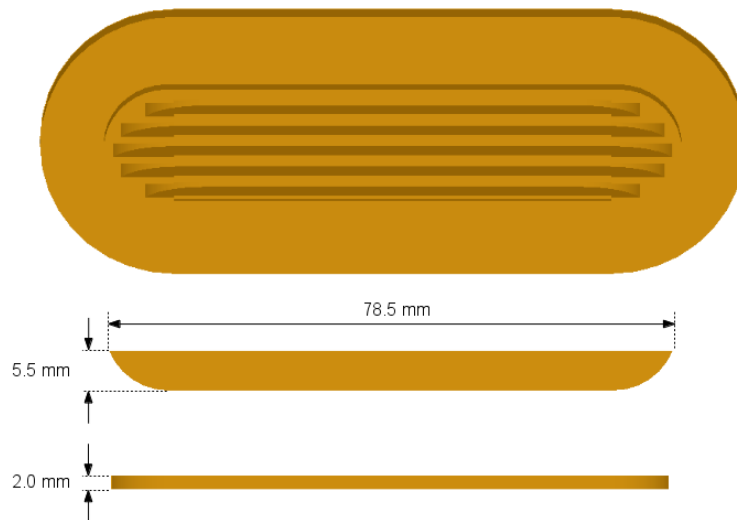


Figura 2: Tapa del soporte, con indicación de las dimensiones del canal central.

Un esquema del cuerpo principal del soporte se observa en la Fig. 3, en una representación que muestra una porción de la pieza dividida por su eje de simetría. Este cuerpo presenta orificios de entrada y salida y un calado en la parte superior que permite la inserción de la tapa, de modo que al quedar cerrado por ésta se conforma el mencionado conducto de refrigeración.



Figura 3: Vista de la mitad del cuerpo del soporte. Se encuentra indicado el sentido de circulación del refrigerante.

En el presente trabajo se muestran los resultados obtenidos de la simulación del problema de refrigeración del conjunto blanco-soporte, destinados a identificar las temperaturas máximas alcanzadas en cada pieza bajo condiciones nominales de operación. Asimismo, se introduce un modelo bidimensional representativo cuya resolución involucra un menor costo computacional que el modelo real, lo cual permitiría llevar a cabo estudios paramétricos del problema. Los resultados del modelo en dos dimensiones son comparados con los obtenidos para el modelo completo, realizando un análisis de la validez y aplicabilidad de las simplificaciones introducidas.

2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA, ECUACIONES Y CONDICIONES DE CONTORNO

Para conocer la distribución de temperatura, tanto en el conjunto blanco-soporte como en el refrigerante, es necesario modelar el transporte de energía a través de los diferentes medios. Por un lado, el campo de temperaturas en un sólido satisface la ecuación de difusión del calor, que puede escribirse como

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha_s \frac{\partial T}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{q'''}{\rho C_p} \quad (1)$$

donde la magnitud escalar T corresponde a la temperatura, α_s es el coeficiente de difusividad térmica del medio sólido, ρ la densidad, C_p el calor específico, y q''' representa la fuente de calor por unidad de volumen presente en dicha región. Por otro lado, la ecuación de conservación de la energía en un fluido debe resolverse en forma acoplada con las de conservación de masa y momento (Navier-Stokes), que para un fluido incompresible y sin fuerzas volumétricas externas resultan

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad \text{Conservación de masa} \quad (2)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad \text{Conservación de momento} \quad (3)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \alpha_f \frac{\partial T}{\partial x_j \partial x_j} \quad \text{Conservación de energía} \quad (4)$$

donde u_i corresponde a la componente i -ésima del vector de velocidades, p al campo de presión, α_f a la difusividad térmica y ν a la viscosidad cinemática del fluido.

En la interfase entre regiones diferentes, ya sea sólido-sólido (entre medios con diferentes propiedades térmicas) o sólido-fluido, debe satisfacerse la continuidad de temperatura y flujo de calor. Por lo tanto, para dos regiones a y b

$$T_a = T_b \quad (5)$$

$$k_a \nabla T_a = k_b \nabla T_b \quad (6)$$

Por otro lado, debido a que durante la operación del ciclotrón el soporte se encuentra inmerso en un ambiente con un alto grado de vacío, puede despreciarse la pérdida de calor por las fronteras externas de las piezas y proponerse una condición de borde adiabática

$$\left. \frac{\partial T}{\partial n} \right|_{ext} = 0 \quad (7)$$

En lo que respecta a las ecuaciones de Navier-Stokes, son empleadas las condiciones de no-deslizamiento para la velocidad y gradiente de presión nulo sobre las paredes

$$u|_{pared} = 0 \quad (8)$$

$$\left. \frac{\partial p}{\partial n} \right|_{pared} = 0 \quad (9)$$

En el caso bajo estudio, el fluido refrigerante se encuentra circulando bajo un régimen turbulento. Si se desea representar adecuadamente la dinámica del mismo, la presencia de fenómenos que tienen lugar en un amplio rango de escalas espaciales y temporales limita el análisis

numérico, ya que los tiempos de cálculo involucrados resultan excesivos. Una de las soluciones más difundidas para este tipo de problemas consiste en utilizar sistemas de ecuaciones "promediadas", conocidas como RANS (Reynolds Average Navier-Stokes), en las que se plantea un nuevo conjunto de ecuaciones diferenciales cuya solución describe el comportamiento de valores medios del flujo. Esta formulación es ampliamente utilizada en la resolución de problemas de ingeniería, ya que permite obtener resultados satisfactorios prescindiendo de la resolución de las escalas más pequeñas del fluido, conocidas como escalas de Reynolds (Kundu, 1990). La complejidad principal de las ecuaciones RANS radica en representar correctamente los términos asociados al tensor de Reynolds; tomando como base la idea de difusión asociada a la turbulencia, la dinámica asociada al transporte de los mismos suele representarse como un fenómeno difusivo, incorporando los parámetros ν_t (viscosidad turbulenta) y α_t (difusividad turbulenta)

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_i u'_j}) \sim \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_j T}) \sim \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_t \frac{\partial \bar{T}_i}{\partial x_j} \right) \quad (11)$$

de modo que resta modelar adecuadamente ν_t y α_t . Uno de los métodos más difundidos para calcular estos coeficientes es el de Spalart-Allmaras, en el que se propone que la viscosidad efectiva $\tilde{\nu}$ satisface una ecuación de transporte prototipo (Durbin y Reif, 2011)

$$\frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial t} + U \cdot \nabla \tilde{\nu} = P_\nu - \epsilon_\nu + \frac{1}{\sigma_\nu} [\nabla \cdot ((\nu + \alpha_\nu \tilde{\nu}) \nabla \tilde{\nu}) + c_{b2} |\nabla \tilde{\nu}|^2] \quad (12)$$

La definición de las constantes y de los términos de producción (P_ν) y disipación viscosa (ϵ_ν) incorporados en OpenFOAM[®] pueden encontrarse en (Jasak, 2009). La utilización del modelo de Spalart-Allmaras implica, en principio, menor costo computacional que el modelo de amplia difusión $k - \epsilon$, ya que el comportamiento de $\tilde{\nu}$ cerca de la pared hace que ésta sea más fácil de resolver que k o ϵ (Pope, 2001). Simulaciones previas de flujo turbulento en canales con transferencia de calor, muestran que la utilización de este modelo conduce a una representación satisfactoria de los perfiles de velocidad y temperatura para números de Reynolds moderados y altos, en comparación con resultados de simulación directa de turbulencia (Fogliatto, 2012).

En base a lo observado anteriormente, el cálculo de la distribución de temperaturas en el conjunto blanco-soporte requiere el uso de una herramienta numérica capaz de resolver sistemas de ecuaciones diferenciales en geometrías arbitrarias. Por un lado, las ecuaciones RANS para el fluido refrigerante, con la correcta implementación de los modelos de turbulencia, y por otro la ecuación de difusión del calor para las regiones sólidas, con un correcto acople del transporte de energía en las distintas interfases. Si bien existe un gran número de utilidades disponibles para tal fin, se decidió emplear el conjunto de bibliotecas de uso libre OpenFOAM[®] v2.1.1 (OpenFOAM Website) haciendo uso de la aplicación **chtMultiRegionSimpleFoam**, diseñada para abordar problemas que involucren transferencia de calor en dominios compuestos por múltiples regiones con propiedades diferentes. Por un lado, en las zonas de fluido se resuelven las ecuaciones de Navier-Stokes con fuerza boyante junto con la de conservación de energía, permitiendo la simulación de regímenes laminares o turbulentos, con la posibilidad de optar por métodos RANS o LES (Large Eddy Simulation). Como esta herramienta está diseñada para obtener soluciones en estado estacionario, resuelve las ecuaciones correspondientes haciendo uso del algoritmo SIMPLE (Patankar, 1981). Por otro lado, resuelve la ecuación de difusión

del calor en las zonas sólidas, incorporando mecanismos de acople entre las diferentes regiones para permitir continuidad de temperatura y flujo de calor.

Con el fin de que esta aplicación pueda ser utilizada para resolver el problema bajo estudio, se realizaron modificaciones en el código para permitir la incorporación de una fuente de calor con distribución espacial arbitraria en las regiones sólidas. Es necesario aclarar, además, que si bien esta herramienta (y el conjunto de bibliotecas asociadas) fue originalmente diseñada para resolver problemas que involucren fluidos compresibles, las versiones más recientes de **chtMultiRegionSimpleFoam** incorporan la capacidad de resolver casos incompresibles. La utilización de valores de densidad constante y un coeficiente de compresibilidad nulo permite obtener soluciones satisfactorias para este tipo de problemas, observando un alto grado de similitud respecto a resultados obtenidos con códigos exclusivos para fluido incompresible (Fogliatto, 2012).

3. SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL PROBLEMA CON PARÁMETROS NOMINALES

Con la resolución del problema térmico-hidrodinámico se logra estimar la distribución de temperatura en el blanco y partes del soporte bajo determinadas condiciones de operación, logrando una caracterización del problema que permite establecer si son superadas las temperaturas máximas recomendadas para cada pieza. La complejidad geométrica del soporte, junto con las características principales del flujo refrigerante, involucran la necesidad de resolver numéricamente el problema en mallas con gran cantidad de elementos, lo que implica tiempos de cálculo elevados que dificultan la realización de un análisis paramétrico. Sin embargo, los resultados obtenidos de la correcta simulación de un caso en 3 dimensiones con el máximo grado de detalle geométrico, sirven como prueba para modelos bidimensionales representativos que puedan ser empleados en el cálculo correcto de las magnitudes más importantes del problema, sin necesidad de una demanda computacional excesiva.

El caso presentado, que será tomado como base de futuras simulaciones, corresponde a la utilización de una potencia de haz de 625 W, junto con un caudal de refrigerante de 10 litros/min a 300 K a la entrada del soporte. Las principales propiedades de los materiales utilizados en la simulación se resumen en la Tabla 1.

	Material	ρ [$\frac{Kg}{m^3}$]	C_p [$\frac{J}{KgK}$]	k [$\frac{W}{mK}$]	ν [$\frac{m^2}{s}$]
Blanco	Telurio	6240	202	2.35	-
Tapa	Plata	10500	235	429	-
Cuerpo	Aluminio 7075-T6	2810	960	130	-
Refrigerante	Agua	1000	4810	0.58	$1.003 \cdot 10^{-6}$

Tabla 1: Propiedades térmicas de los materiales empleados en la simulación.

3.1. Generación de la malla

Para realizar el estudio numérico de la distribución de temperaturas, se decidió resolver el problema empleando un modelo geométrico con el mismo nivel de detalle que el real, a fin de lograr una descripción completa y precisa de la fenomenología involucrada. Para lograr este objetivo se hizo uso del programa SALOME v7.2.0 (SALOME Website), una plataforma libre que incorpora módulos para generación de modelos CAD y motores de mallado en 3 dimensiones. Esta herramienta permitió la construcción de mallas reproduciendo fielmente la forma de los

conductos dentro del soporte. A modo de ejemplo, en la Fig. 4 se muestra una porción de la región de refrigerante, en la zona en que entra en contacto con los canales de la tapa.

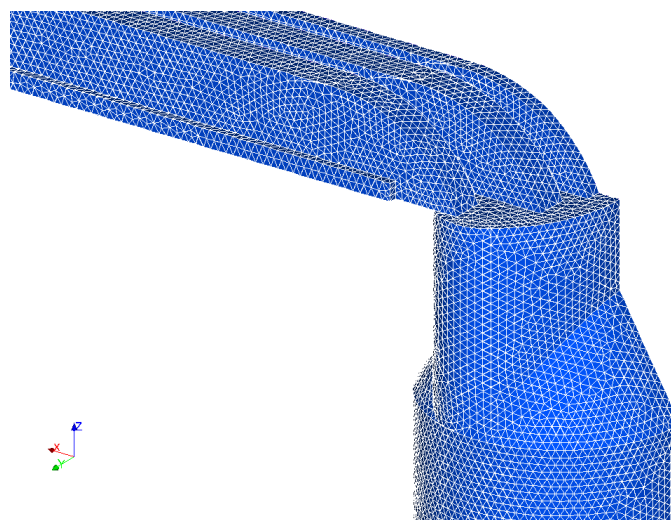


Figura 4: Parte de la malla de la región de refrigerante, construida con elementos tetrahédricos.

Debido a la morfología del dominio, sobre todo en la región de refrigerante, en la totalidad de los cálculos fueron empleadas mallas con elementos tetrahédricos, obtenidos utilizando el algoritmo NETGEN. Además de poseer la capacidad de utilizar elementos con tamaño variable en cada región, SALOME permite la construcción de capas en la cercanía de fronteras a partir de una extrusión de los elementos sobre las paredes, y una posterior subdivisión de los mismos en la dirección normal a la frontera. Esta capacidad permitió lograr una buena discretización del dominio en zonas cercanas a las paredes, sin necesidad de incrementar significativamente la cantidad de elementos de la malla.

Resultados de simulaciones previas efectuadas sobre un dominio bidimensional correspondiente al plano de simetría de la pieza, con condiciones de flujo de refrigerante y potencia térmica similares a las del presente caso (Fogliatto, 2012), muestran que de la estimación de unidades de pared en las regiones de fluido más comprometidas se obtiene

$$y(y+ = 1) = \frac{\nu}{\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}} \sim 5 \cdot 10^{-3} \quad \text{mm} \quad (13)$$

donde y es la distancia a la frontera, τ_w el esfuerzo de corte y ρ la densidad del fluido. El uso de mallas donde el baricentro de las celdas ubicadas sobre la pared se encuentre en $y+ = 20$ produce resultados convergidos en malla, de modo que se optó por la utilización de este tamaño de celda en la discretización de las fronteras del modelo tridimensional del fluido. La cantidad de elementos de las mallas resultantes se resumen en la Tabla 2.

Es necesario destacar que debido a las propiedades de simetría del soporte, solamente se utilizó una de las mitades del dominio, como la mostrada en la Fig. 3.

3.2. Fuente de calor

El haz de protones incide sobre el blanco de Te y la superficie exterior de la tapa, generando un patrón de deposición de energía que depende de la intensidad y forma del haz, así como del peso atómico del material sobre el que incide. Cálculos unidimensionales de penetración del haz

Región	Elementos
Blanco	1.206.514
Tapa	5.186.732
Cuerpo	2.114.570
Refrigerante	6.561.045

Tabla 2: Cantidad de elementos por región de la malla usada en la simulación del caso tridimensional.

usando la fórmula de Bethe (Bethe y Ashkin, 1953), muestran que una fracción de las partículas atraviesan la totalidad del blanco y depositan su energía en la tapa. Debido a que la longitud de penetración (L_p) del haz en el seno de la tapa es inferior a 0.1 mm, y por lo tanto varios órdenes de magnitud por debajo de las dimensiones características del problema, en todos los cálculos posteriores se representa a la fuente de calor mediante dos zonas con densidad de potencia uniforme; una abarcando la totalidad del blanco y la otra en la tapa, en una región de área transversal igual a la del blanco y con una longitud de penetración que depende de la intensidad y energía del haz. En la Tabla 3 se muestran las longitudes de penetración en cada medio para una potencia de irradiación (P_d) de 625 W, junto con la fracción de potencia depositada y la densidad resultante (q''').

Pieza	l_p [mm]	P_d [W]	q''' [$\frac{W}{m^3}$]
Blanco	0.1	250	$3.125 \cdot 10^9$
Tapa	0.036	375	$1.302 \cdot 10^{10}$

Tabla 3: Longitud de penetración del haz y potencia depositada en cada región.

3.3. Condiciones de contorno y opciones de la simulación en OpenFOAM®

En la totalidad de las simulaciones realizadas, las condiciones de contorno usadas para las diferentes variables sobre la pared de la región de fluido se detallan en la Tabla 4, empleando la notación de OpenFOAM®

Variable	Condición de contorno
U	fixedValue, value uniform (0 0 0)
p	zeroGradient
nuTilda	fixedValue, value uniform 0
mut	mutkWallFunction
alphat	alphatWallFunction
T	compressible::turbulentTemperatureCoupledBaffleMixed

Tabla 4: Condiciones de contorno sobre las paredes de la región de fluido.

En el ingreso al soporte se impusieron perfiles correspondientes a condiciones de flujo hidrodinámicamente desarrollado con temperatura uniforme, calculados para un caudal de 10 litros/min usando la herramienta descrita en (Fogliatto, 2012), la cual permite simular la dinámica de fluidos en conductos con condiciones cíclicas de entrada y salida. Por otro lado, se realizó una extensión del conducto de salida por fuera del soporte, y se propuso para todas las variables una condición de derivada nula en la dirección del flujo (**zeroGradient**). La condición

de contorno adiabática para las regiones sólidas se introdujo proponiendo **zeroGradient** para la temperatura en las fronteras exteriores de dichas zonas.

En cuanto a solución de sistemas lineales para las diferentes magnitudes, se hizo uso del método GAMG (generalised Geometric-Algebraic Multi-Grid) para la ecuación de p y PBiCG (Preconditioned Bi-Conjugate Gradient) para el resto de las variables. Todos los casos presentados fueron resueltos empleando del esquema linearUpwind para los términos convectivos.

3.4. Resultados

La caracterización del problema 3D incluyó el cálculo de los campos de presión, velocidad y temperatura para el fluido refrigerante, junto con la distribución de temperatura en el blanco y soporte, usando la herramienta **chtMultiRegionSimpleFoam**. Se resolvió el caso estacionario, con una potencia de haz de 625 W y un caudal de refrigeración de 10 litros/min a 300 K, correspondiente a $Re \sim 10000$ en los canales de la tapa.

El alcance de la condición de estado estacionario fue determinado en base al cálculo de residuos. Como puede verse en la Fig. 5, fueron necesarias casi 9000 iteraciones para que los residuos correspondientes a las ecuaciones de las diferentes componentes de velocidad se encuentren por debajo de 10^{-7} . Sin embargo, los residuos de la ecuación para la presión no presentan un decrecimiento monótono, sino que oscilan en torno a $4 \cdot 10^{-5}$. Este tipo de comportamiento ha sido observado en el uso de otras aplicaciones de OpenFOAM® (Márquez Damián y Nigro, 2010).

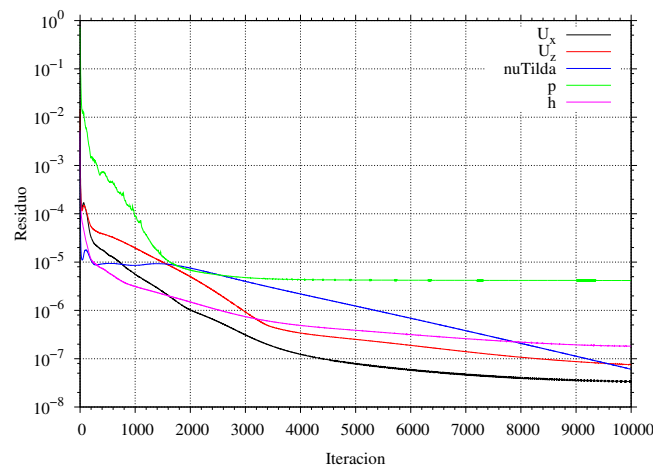


Figura 5: Residuos de las ecuaciones de la región de fluido.

La versión 2.1.1 de la utilidad **chtMultiRegionSimpleFoam** incorpora un algoritmo de resolución por bloques del campo de temperatura, resolviendo cada región en forma independiente y subiterando hasta satisfacer las condiciones de contorno en las interfases, lo que origina un incremento de la cantidad de iteraciones necesarias para disminuir el valor de los residuos hasta umbrales deseados (Craven y Campbell, 2011). Este hecho provoca que para el caso bajo estudio, sean necesarias 100000 iteraciones para que los residuos de la temperatura de las regiones sólidas se encuentren por debajo de 10^{-7} .

En las Figs. 6 y 7 se muestran esquemas del blanco y soporte, con indicación de la temperatura calculada en la superficie de cada uno de los componentes, mientras que en la Tabla 5 se incluyen los valores extremos observados en el interior de cada región.

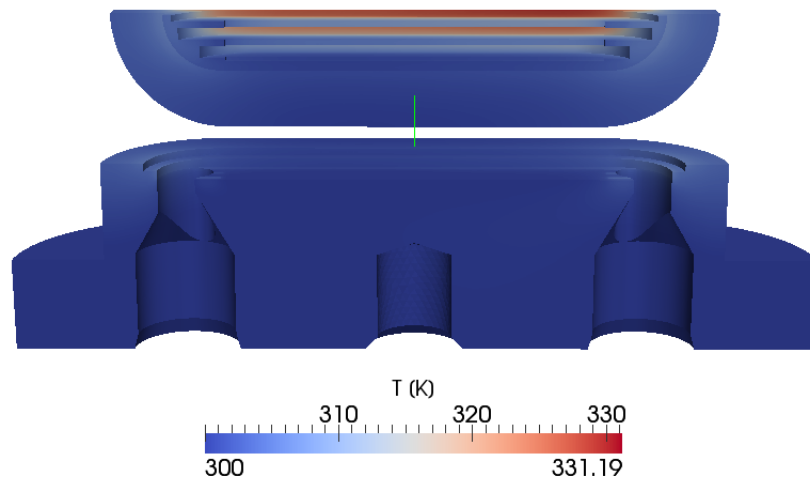


Figura 6: Distribución de temperatura sobre la superficie de la tapa y cuerpo del soporte.

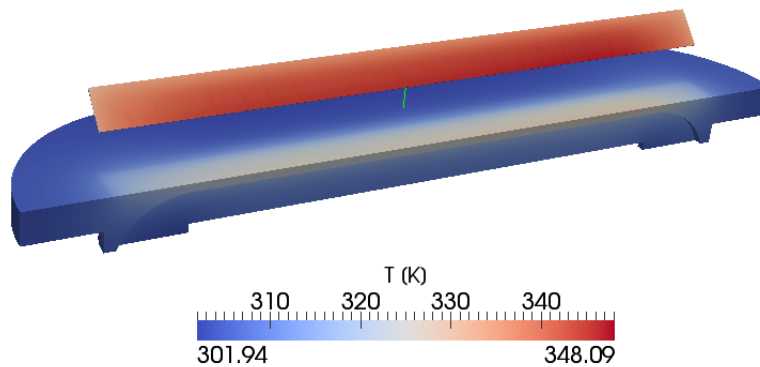


Figura 7: Distribución de temperatura sobre la superficie del blanco y de la tapa del soporte.

Puede observarse que la zona del blanco es la más comprometida ya que allí se alcanzan mayores temperaturas; para las condiciones presentes el valor máximo se encuentra en torno a los 350 K, por lo que se supera en 50 K a la del refrigerante. En la tapa, por otro lado, la región de mayor temperatura se encuentra concentrada directamente por debajo del blanco, en la zona de deposición de energía. La vista inferior de la tapa mostrada en la Fig. 6 permite distinguir que la región térmicamente comprometida abarca el canal central y los intermedios, de modo que son éstos los de mayor importancia en la refrigeración de la pieza. El cálculo del flujo de calor desde las diferentes partes del soporte hacia el fluido muestra que el 91.3 % de la potencia producida es transferida al refrigerante a través de la superficie interna de la tapa, lo cual concuerda con el hecho que el incremento de la temperatura del cuerpo sólo sea perceptible

	T_{min} [K]	T_{max} [K]
Blanco	318.31	350.09
Tapa	301.94	331.19
Cuerpo	300.71	306.90
Fluido	300.00	321.44

Tabla 5: Temperatura máxima y mínima calculada en cada pieza.

en aquellas regiones que se encuentran en contacto con la tapa.

Tras el paso por el soporte, el incremento medio de la temperatura del refrigerante no resulta significativo ($\Delta\bar{T} \sim 0,9 K$). Sin embargo, se presentan fuertes gradientes sobre la superficie interna de la tapa, como se puede observar en la figura Fig. 8. En ésta se puede apreciar la distribución de temperatura en el plano central de la región del refrigerante, es decir aquel ubicado en el plano de simetría.

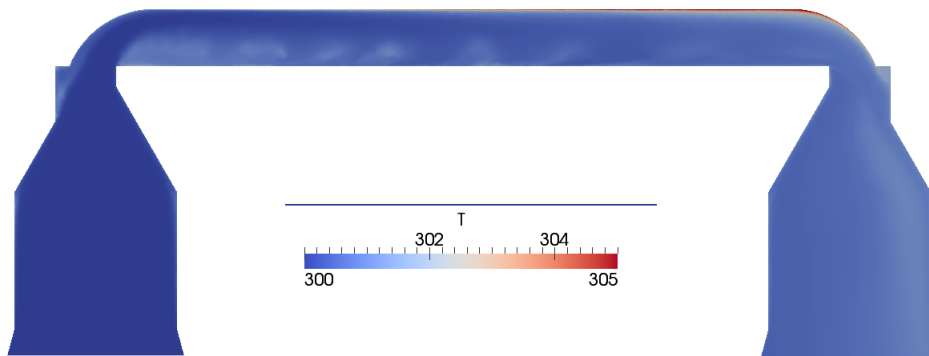


Figura 8: Distribución de temperatura sobre el plano de simetría de la región de fluido.

La disipación de potencia del conjunto blanco-soporte está determinada no sólo por las características dimensionales del mismo, sino por el comportamiento del fluido refrigerante, sobre todo en los conductos internos que se encuentran en contacto con la superficie de la tapa. El análisis de las líneas de corriente y de la magnitud de la velocidad en el plano de simetría de la pieza (en el interior del canal central) que se observan en la Fig. 9, muestran que tras atravesar el canal de ingreso al soporte, el fluido refrigerante se acelera e ingresa a la region central con una alta velocidad en la zona de los canales de la tapa, generando una recirculación sobre la superficie del cuerpo. Este hecho resulta beneficioso para la refrigeración del soporte, ya que el fluido ingresa con un caudal mayor en la región de mayor temperatura, directamente por debajo del blanco y cerca de la tapa.

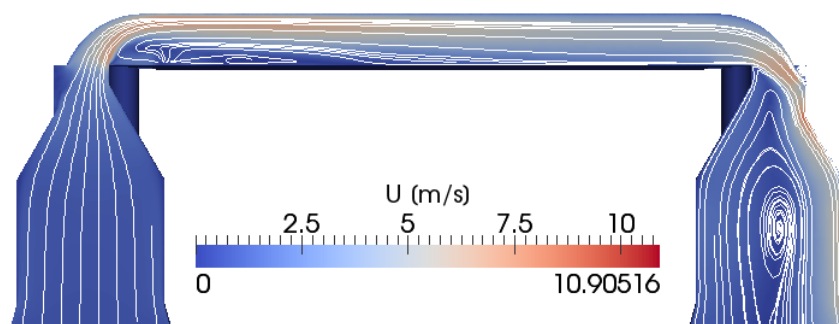


Figura 9: Líneas de corriente y magnitud de la velocidad sobre el plano central del refrigerante.

La forma del canal de ingreso a la zona central del cuerpo logra una redistribución del caudal entre los canales de la tapa. En particular, para un caudal de refrigeración de 10 litros/min, la división de caudal entre los diferentes canales se muestra en la Tabla 6, donde el canal central es el que se encuentra sobre el plano de simetría del soporte, y los intermedios corresponden a

aquellos ubicados entre el central y los que están ubicados en la periferia de la superficie mojada de la tapa.

	Caudal l/min
Central	2.4
Intermedios	4.5
Externos	3.1

Tabla 6: Caudal por canal.

De los resultados de la Tabla 6 se desprende que en la zona central del soporte, el caudal de refrigeración se distribuye en forma no uniforme entre los canales, de modo que en el central y los intermedios el caudal por canal es un 15 % superior respecto al valor promedio por canal. Este hecho favorece la refrigeración del blanco para las condiciones de irradiación propuestas, en donde la deposición de energía tiene lugar en un área comprendida entre los canales intermedios y central.

Una vez conocido el campo de temperatura en todo el dominio, es posible determinar coeficientes de transferencia de calor globales h que puedan ser empleados en la resolución de problemas simplificados. En particular, si resulta de interés realizar una estimación de la distribución de temperatura en un modelo unidimensional de blanco y tapa, entonces puede calcularse un coeficiente de transferencia de calor como

$$h_{3D} = \frac{q}{A(T_s - T_m)} = 5715,15 \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (14)$$

donde q es la potencia térmica total, A el área de interfase sólido-fluido, T_s la temperatura promedio de la superficie sólida en contacto con el refrigerante, y T_m la temperatura de mezcla del fluido, que en base a los resultados observados se reemplazó por $T_m = T_{in} = 300$ K. Si se compara el valor de h_{3D} con los obtenidos mediante correlaciones ampliamente utilizadas, como la de Dittus-Boelter (Incropera y DeWitt, 1999)

$$h_{db} = \frac{k}{D_h} 0,023 Re_{D_h}^{4/5} Pr^{0,3} = 10528,34 \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (15)$$

donde k es la conductividad térmica del fluido, D_h el diámetro hidráulico del conducto central del soporte (entre cuerpo y tapa), $Re_{D_h} = \frac{\bar{U} D_h}{\nu}$ y $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$, resulta esperable que como $h_{db} \sim 2 h_{3D}$, el uso de h_{db} conduzca a una subestimación de los valores de temperatura en las regiones sólidas.

4. SIMULACIÓN NUMÉRICA DE UN MODELO BIDIMENSIONAL REPRESENTATIVO

La resolución del problema de balance térmico, utilizando dominios de cálculo que representen con fidelidad el alto grado de detalle geométrico del caso real, conduce a una correcta descripción de los fenómenos físicos involucrados y a un cálculo preciso de las magnitudes más importantes del problema. Sin embargo, el nivel de exigencia computacional requerido es excesivo para la capacidad de cálculo disponible, limitando la posibilidad de utilizar geometrías detalladas para realizar un análisis paramétrico, como puede ser el estudio de la evolución de las temperaturas ante cambios de caudal refrigerante, potencia o propiedades térmicas de los

materiales. Por este motivo se decide introducir un modelo bidimensional representativo del problema real, cuya resolución permita obtener una estimación satisfactoria de ciertas magnitudes de interés, como la temperatura máxima alcanzada en el blanco.

Con el fin de preservar la mayor semejanza geométrica posible con el modelo real, se optó por utilizar como nuevo dominio el plano central de la pieza mostrado en la Fig. 10, de modo que puedan considerarse los efectos de ensanchamiento y distribución de caudal, y se incluya la zona del blanco en donde se presenta el mayor rango de temperaturas. El colapso de una de las dimensiones del problema implica la necesidad de imponer nuevas condiciones para lograr equivalencia con el caso real; en particular, al optar por la conservación de la geometría y propiedades térmicas de los materiales presentes, es necesario, en principio, realizar ajustes en la velocidad media de ingreso y densidad de potencia. De esta forma, se presentan los resultados de 3 simulaciones distintas efectuadas sobre la geometría bidimensional, incorporando variantes en las condiciones de flujo y potencia, con el fin de obtener una aproximación que permita representar satisfactoriamente la temperatura máxima en el blanco calculada en la simulación tridimensional.



Figura 10: Modelo bidimensional representativo de las regiones de fluido (1), cuerpo (2), tapa (3) y blanco (4).

En el caso A, fueron utilizadas las mismas densidades de potencia que en el modelo 3D, mientras que se impuso para el fluido una velocidad media de ingreso al cuerpo igual a la del caso 3D. Por otro lado, en el caso B se buscó equivalencia al conservar el Re en el canal central de la tapa, calculado con el diámetro hidráulico y el caudal promedio por canal (2 litros/min). Para definir la densidad de potencia, en cambio, se empleó la siguiente simplificación: en la interfase tapa-refrigerante, el flujo de calor satisface la condición

$$q'' = h(T_s - T_m) \quad (16)$$

donde q'' es el flujo de calor, h el coeficiente global de transferencia de calor, T_s la temperatura promedio de la superficie del sólido y T_m la temperatura de mezcla del refrigerante. Si en ambos casos se satisface que $T_m^{2D} \sim T_m^{3D}$, y buscamos que $T_s^{2D} \sim T_s^{3D}$ para que en esa región la distribución de temperaturas del modelo bidimensional sea representativa, entonces debe satisfacerse

$$\frac{q^{2D}}{A^{2D} h^{2D}} = \frac{q^{3D}}{A^{3D} h^{3D}} \quad (17)$$

donde q es la potencia térmica por deposición del haz y A el área de transferencia de calor entre sólido y fluido (debe tenerse en cuenta que para el caso bidimensional, q y A se obtienen en

base a una profundidad arbitraria d). Sin embargo, si $h \sim f(Re, Pr)$ entonces $h^{2D} \sim h^{3D}$, de modo que la densidad de potencia para el modelo 2D puede calcularse como

$$q_{2D}''' = q^{3D} \frac{l_{2D}}{A_{hs}^{2D} A^{3D}} \quad (18)$$

donde l_{2D} es la longitud de la zona de transferencia de calor en el modelo 2D y A_{hs}^{2D} es el área de deposición de energía. Por último, en el caso C se usó la misma densidad de potencia que en el caso B, pero fue utilizado el Re calculado en la simulación tridimensional para fijar las condiciones de ingreso del fluido.

Los valores de temperatura máxima en el blanco calculados para cada caso se presentan en la Tabla 7, en donde se indica además los valores de velocidad media de ingreso y densidad de potencia utilizadas.

Caso	$q_b''' \left[\frac{W}{m^3} \right]$	$q_t''' \left[\frac{W}{m^3} \right]$	$\bar{U}_{in} \left[\frac{m}{s} \right]$	$T_{max} [K]$
A	$3.125 \cdot 10^9$	$1.302 \cdot 10^{10}$	0.700	376.17
B	$1.094 \cdot 10^9$	$4.557 \cdot 10^9$	0.256	360.80
C	$1.094 \cdot 10^9$	$4.557 \cdot 10^9$	0.273	357.10

Tabla 7: Densidad de potencia, velocidad de ingreso y temperatura máxima observada para tres modelos bidimensionales representativos.

Como puede observarse en la Tabla 7, el cálculo del modelo bidimensional con densidad de potencia y velocidad media de entrada igual a la del caso tridimensional (Caso A) conduce a una sobreestimación de la temperatura máxima en el blanco en 26.08 K. Sin embargo, la conservación del Re entre modelos calculado con el caudal promedio por canal, y el uso de una densidad de potencia afectada por la relación entre áreas de transferencia (Caso B), permiten reducir la mencionada diferencia a 10.71 K. Si además se conserva el Re calculado en el modelo tridimensional (Caso C), la discrepancia es de sólo 7.01 K. A pesar de que este último valor representa un 15 % del cambio de temperatura máximo en el blanco, puede considerarse satisfactorio si se tiene en cuenta el alto grado de simplificación introducido, y el hecho de que este modelo resulte conservativo en lo que respecta a la determinación de temperaturas máximas.

Los resultados del caso C son los que mejor representan los del modelo 3D. Sin embargo, el uso de la misma aproximación en cálculos posteriores implicaría asumir que la redistribución de caudal por canal es igual a la observada para 10 litros/min.

5. CONCLUSIONES

En este trabajo se llevó a cabo el análisis del comportamiento térmico de un blanco de ciclotrón bajo condiciones nominales de irradiación y refrigeración, empleando las herramientas OpenFOAM® para solución de ecuaciones diferenciales y SALOME para generación de mallas. En primer lugar, se obtuvo la distribución de temperaturas en el blanco y su soporte, junto con la solución del problema hidrodinámico de la circulación de fluido refrigerante a través de las piezas. Para una potencia de irradiación de 625 W y un caudal de refrigeración de 10 litros/min a 300 K, se observó una temperatura máxima en el blanco de 350.09 K. El coeficiente global de transferencia de calor calculado para estas condiciones presenta diferencias de aproximadamente 45 % respecto al obtenido con la correlación de Dittus-Boelter, ampliamente utilizada en la solución de problemas con transferencia de calor. Por lo tanto, no resulta recomendable la utilización de la mencionada ecuación en la resolución de casos simplificados de este problema.

Los resultados de la simulación tridimensional, utilizando dominios con el mismo nivel de detalle geométrico que el modelo real, sirven como base para el desarrollo y prueba de modelos más simples que involucren menor costo computacional, y permitan continuar el análisis del problema para diferentes condiciones de irradiación y refrigeración. De esta forma, se introdujo un modelo bidimensional que permita estimar en forma satisfactoria las temperaturas máximas observadas en cada pieza, y cuya implementación involucre tiempos de cálculos razonables y permita realizar un análisis paramétrico del problema. La elección del plano central del soporte como geometría equivalente implica la necesidad de introducir correcciones en la densidad de potencia depositada y velocidad de ingreso del fluido refrigerante. Entre las diferentes aproximaciones utilizadas, el uso de una densidad de potencia que conserve el valor de flujo de calor medio entre los modelos de 2 y 3 dimensiones, y la utilización de una velocidad de ingreso que permita conservar el número de Reynolds en el canal central, observado en la simulación tridimensional, permite obtener una temperatura máxima en el blanco de 357.1 K, 7.1 K mayor que la calculada en el caso de referencia. Esta diferencia puede considerarse satisfactoria para esta etapa del análisis, y al observarse que debido a los valores de temperatura encontrados con el modelo bidimensional éste es conservativo, resulta posible continuar con esta aproximación en el análisis paramétrico del problema.

REFERENCIAS

- Bethe H. y Ashkin J. *Experimental Nuclear Physics*. Wiley, 1953.
- Craven B.A. y Campbell R.L. Multi-Region Conjugate Heat/Mass Transfer. *6th OpenFOAM Workshop*, 2011.
- Durbin P.A. y Reif B.A.P. *Statistical Theory and Modeling for Turbulent Flows, 2nd Ed.* Wiley, 2011. ISBN 978-0-470-68931-8.
- Fogliatto E.O. *Informe Anual de Beca*. Comisión Nacional de Energía Atómica, 2012.
- Incropera F. y DeWitt D. *Fundamentos de Transferencia de Calor, 4ta ed.* Prentice Hall, 1999.
- Jasak H. Turbulence Modeling for CFD. *NUMAP-FOAM Summer School, Zagreb*, 2009.
- Kundu P. *Fluid Mechanics*. Academic Press, 1990.
- Márquez Damián S. y Nigro N. Comparison of Single Phase Laminar and Large Eddy Simulation (LES) Using the OpenFOAM Suite. *Asociación Argentina de Mecánica Computacional*, 29:3721–3740, 2010.
- OpenFOAM Website. OpenFOAM, The Open Source CFD Toolbox. 2013. URL <http://www.openfoam.com>.
- Patankar S. *Numerical heat transfer and fluid flow*. Hemisphere Publishing Corporation, 1981.
- Pope S.B. *Turbulent Flows*. Cambridge University Press, 2001.
- SALOME Website. Salome, The Open Source Integration Platform for Numerical Simulation. 2013. URL <http://www.salome-platform.org>.