

UNIVERSIDAD DEL NORTE

Departamento de Ingeniería Mecánica



SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL FENÓMENO VÓRTEX EN UN TUBO
RANQUE-HILSCH COMERCIAL CON MIRAS A LA APROXIMACIÓN DEL
COMPORTAMIENTO DE LOS FLUIDOS COMPRESIBLES Y SU POSIBLE
APLICACIÓN PARA LA LICUEFACCIÓN DE GAS NATURAL

TESIS

Para la obtención del título de:
Magíster en Ingeniería Mecánica

LUZ MARLEN AHUMADA CASTRO

Barranquilla, Colombia

Noviembre 2015

UNIVERSIDAD DEL NORTE

Departamento de Ingeniería Mecánica



SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL FENÓMENO VÓRTEX EN UN TUBO
RANQUE-HILSCH COMERCIAL CON MIRAS A LA APROXIMACIÓN DEL
COMPORTAMIENTO DE LOS FLUIDOS COMPRESIBLES Y SU POSIBLE
APLICACIÓN PARA LA LICUEFACCIÓN DE GAS NATURAL

Para la obtención del título de:
Magíster en Ingeniería Mecánica

Luz Marlen Ahumada Castro

Trabajo dirigido por:
Antonio Bula Silvera, Ph.D

Co-director:
Luis Arias Rodríguez, M.Sc

Barranquilla, Colombia

Noviembre 2015

CONTENIDO

CONTENIDO	3
LISTA DE TABLAS	4
LISTA DE FIGURAS	5
1. INTRODUCCIÓN.....	7
1.1. Resumen.....	7
1.2. Problemática y Justificación.....	8
1.3. Revisión del estado del arte	8
1.3.1. Limitaciones de diseño:.....	10
1.3.2. Terminología del tubo vórtex:	11
1.3.3. Clasificación del tubo vórtex:	12
1.3.4. Ecuaciones de gobierno:	13
1.3.5. Modelo de turbulencia:.....	14
1.3.6. Condiciones de frontera:	14
1.3.7. Aplicaciones del tubo vórtex:.....	14
1.4. Objetivos	19
1.4.1. Objetivo General	19
1.4.2. Objetivos específicos	19
1.5. Estructura del documento.....	20
2. GEOMETRÍA DEL TUBO VÓRTEX.....	21
2.1. Dominio Geométrico.....	21
2.2. Dominio computacional	25
3. MODELO MATEMÁTICO.....	34
3.1. Consideraciones del modelo de turbulencia.....	34
3.2. Condiciones de frontera	37
4. OBTENCIÓN DE RESULTADOS.....	39
4.1. Efecto de la presión de entrada en el salto térmico	47
4.1.1 Modelo de regresión: lado caliente	51
4.1.2 Modelo de regresión: lado frío	53
5. CONCLUSIONES	68
6. TRABAJOS FUTUROS	70
7. REFERENCIAS	71
8. ANEXOS.....	75

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Medidas geométricas del tubo vórtex	25
Tabla 2. Independencia de la malla	28
Tabla 3. Especificaciones de las mallas comparadas	29
Tabla 4. Puntos de comparación entre mallas	30
Tabla 5. Especificaciones de los modelos.....	37
Tabla 6. Volumen de salida del aire dependiendo de la fracción fría (Arizonavortex)	43
Tabla 7. Datos de rendimiento del tubo vórtex (Arizonavortex)	43
Tabla 8. Validación de datos de la simulación VS fabricante	46
Tabla 9. Corridas experimentales: Respuesta de los saltos térmicos ante cambios en la presión de entrada.....	47
Tabla 10. Tabla ANOVA para el salto térmico entre la entrada y el lado caliente del vórtex	48
Tabla 11. Tabla ANOVA para el salto térmico entre la entrada y el lado frío del vórtex.....	48
Tabla 12. Verificación de significancia del modelo para el lado caliente	52
Tabla 13. Verificación de significancia de los factores para el lado caliente	52
Tabla 14. Verificación de significancia del modelo para el lado frío.....	54
Tabla 15. Verificación de significancia de los factores para el lado frío	54
Tabla 16. Comparación entre la simulación y los datos experimentales (aire).....	55
Tabla 17. Comparación de parámetros a la salida de las toberas (metano)	62
Tabla 18. Comparación de propiedades entre los fluidos de trabajo: aire y metano	65

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Configuración cualitativa del tubo vórtex Ranque-Hilsch (Frohlingsdorf & Unger, 1999).....	10
Figura 2. Componentes del tubo vórtex convencional (Aljuwayhel, Nellis, & Klein, 2005).....	11
Figura 3. Diagrama esquemático de los tubos vórtex: a) DVT, b) CVT, c) SVT, d) DVTS, e) TVT.....	12
Figura 4. Tubo vórtex objeto de estudio y sus dimensiones.....	21
Figura 5. Modelo del tubo vórtex comercial.....	22
Figura 6. Generador de vórtice (Izq.) y válvula de control (Der.)	23
Figura 7. Medición de las toberas de entrada por microscopía	23
Figura 8. Gráfico de pares de coordenadas para el dimensionamiento de las toberas	24
Figura 9. CAD inicial del fluido (Arriba) y CAD simplificado (Abajo).....	26
Figura 10. Mallado del sistema.....	27
Figura 11. Bloque de refinamiento puntual	28
Figura 12. Ubicación del punto de comparación de las mallas evaluadas	29
Figura 13. Gráfico comparativo de velocidades para las mallas evaluadas.....	31
Figura 14. Gráfico comparativo de temperaturas para las mallas evaluadas	32
Figura 15. Gráfico comparativo de presiones para las mallas evaluadas.....	33
Figura 16. Región de frontera de entrada	38
Figura 17. Región de frontera de salida fría.....	38
Figura 18. Región de frontera de salida caliente.....	38
Figura 19. Perfil de temperatura en la tobera (aire).....	40
Figura 20. Perfil de presión en la tobera (aire)	41
Figura 21. Gradiente de velocidad en la tobera (aire)	41
Figura 22. Variación del número de Match en la tobera (aire)	42
Figura 23. Variación de propiedades en la tobera (aire).....	42
Figura 24. Perfil de temperatura del sistema para fracción de frío del 60% (aire) 44	
Figura 25. Perfil de presión del sistema para fracción de frío del 60% (aire)	44
Figura 26. Líneas de corriente del sistema para fracción de frío del 60% (aire).....	45
Figura 27. Gráfico de residuales para fracción de frío del 60% (aire).....	45
Figura 28. Verificación del supuesto de normalidad; (a) lado caliente y (b) lado frío	48
Figura 29. Verificación del supuesto de homocedasticidad; (a) lado caliente y (b) lado frío.....	49
Figura 30. Verificación del supuesto de independencia; (a,c) lado caliente y (b,d) lado frío.....	50
Figura 31. Comparación grafica de medias: método LSD.....	51
Figura 32. Grafica de juste de la regresión para el lado caliente	52

Figura 33. Verificación de patrón de residuales para el lado caliente	53
Figura 34. Grafica de juste de la regresión para el lado frío	54
Figura 35. Verificación de patrón de residuales para el lado frío	55
Figura 36. Perfil de temperatura del sistema para fracción de frío del 20% (aire, P=100psi)	56
Figura 37. Perfil de presión del sistema para fracción de frío del 20% (aire, P=100psi)	56
Figura 38. Líneas de corriente del sistema para fracción de frío del 20% (aire, P=100psi)	57
Figura 39. Gráfico de residuales para fracción de frío del 20% (aire, P=100psi) ...	57
Figura 40. Perfil de temperatura del sistema para fracción de frío del 20% (aire, P=20psi).....	58
Figura 41. Perfil de presión del sistema para fracción de frío del 20% (aire, P=20psi).....	58
Figura 42. Líneas de corriente del sistema para fracción de frío del 20% (aire, P=20psi).....	59
Figura 43. Gráfico de residuales para fracción de frío del 20% (aire, P=20psi).....	59
Figura 44. Perfil de temperatura en la tobera (Metano)	60
Figura 45. Perfil de presión en la tobera (Metano)	60
Figura 46. Gradiente de velocidad en la tobera (Metano)	61
Figura 47. Variación del número de Match en la tobera (Metano)	61
Figura 48. Variación de propiedades en la tobera (Metano)	62
Figura 49. Perfil de temperatura del sistema para fracción de frío del 60% (metano).....	63
Figura 50. Perfil de presión del sistema para fracción de frío del 60% (metano) ...	63
Figura 51. Líneas de corriente del sistema para fracción de frío del 60% (metano)	64
Figura 52. Gráfico de residuales para fracción de frío del 60% (metano).....	64
Figura 53. Variación de la velocidad a la salida de las toberas vs iteración (metano).....	65
Figura 54. Variación de propiedades a la salida de la tobera (Metano).....	67

1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se introduce a la temática de esta investigación. En primera instancia se expone la problemática tratada y la justificación de este trabajo, seguidamente se presenta el marco teórico y por último los objetivos perseguidos y la estructuración de la metodología empleada para el desarrollo de esta investigación.

1.1. Resumen

El tubo de vórtice de Ranque-Hilsch, el cual es conocido también como tubo vórtex, es una máquina térmica que no tiene piezas móviles en su interior. El gas presurizado se inyecta en un compartimento especialmente diseñado para permitir que el fluido inyectado presente un movimiento rotacional a alta velocidad cercana a 1.4×10^5 rad/s. El tubo vórtex permite que el gas se reparta en dos corrientes de gases, una caliente y otra fría las cuales salen por extremos opuestos del tubo. Este comportamiento permite pensar en utilizar la energía de presión que transportan los gases presurizados.

Dentro de esta propuesta se plantea la resolución del comportamiento del fenómeno vórtex en un tubo comercial con el fin de dar una primera aproximación al fenómeno. Mediante la resolución numérica se busca tener una herramienta que proporcione la información necesaria para consideraciones de implementación del tubo en procesos reales y escalables, siendo el de principal interés en este trabajo la licuefacción del gas natural.

La simulación numérica se llevó a cabo teniendo en cuenta información pertinente acerca de los modelos de turbulencia disponibles para la resolución del fenómeno, la caracterización geométrica del tubo vórtex objeto de estudio, el fluido de trabajo y las restricciones impuestas por los mismos. Los datos fueron obtenidos empleando el software de simulación STAR-CCM+.

1.2. Problemática y Justificación

El tubo Vórtex es un dispositivo simple, compacto, sin partes móviles y no se rompe o desgasta, por lo cual requiere poco mantenimiento (Aljuwayhel, Nellis, & Klein, 2005). Este dispositivo posee múltiples posibilidades de ser utilizado como sistema de separación de gases condensables, licuefacción de gas natural, y enfriamiento para fines industriales. Sin embargo, cada una de sus aplicaciones requiere la caracterización y manejo de los fundamentos básicos bajo los cuales se da el proceso, y que aún no han sido totalmente desarrollados. Por otro lado, las aplicaciones se han dado a muy pequeña escala y se hace necesario llevar a cabo un proceso de parametrización para escalarlo a condiciones industriales.

En base a lo anterior, con este trabajo se pretende dar una primera aproximación al fenómeno vórtex mediante el desarrollo de un modelo para su simulación numérica, a fin de tener una herramienta a través de la cual se prevea el comportamiento de cualquier fluido ante la aplicación de este fenómeno para la configuración del tubo vórtex especificado en este documento y determinar el comportamiento del gas natural en el tubo; Esto, para la toma de decisiones acertadas acerca del mismo y su implementación en la industria de los combustibles.

1.3. Revisión del estado del arte

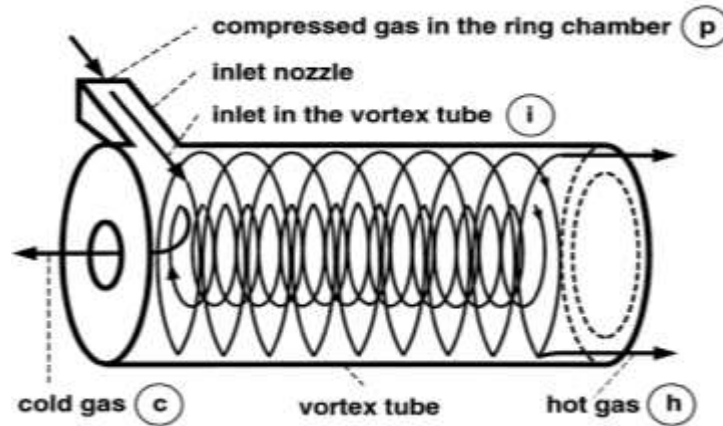
El tubo vórtex es un dispositivo simple sin partes móviles capaz de dividir un flujo a alta presión en dos de presión relativamente menor fluyendo con temperaturas superior y menor que la del flujo de entrada. El dispositivo consta de un tubo circular simple, con una o varias toberas tangenciales para entrada de flujo y dos salidas. El fluido a alta presión entra en el tubo tangencialmente y produce un flujo de fuerte vorticidad en el tubo. El gas se separa en dos corrientes que tienen diferentes temperaturas, una que fluye a lo largo de la pared exterior y la otra a lo largo del eje del tubo. Las corrientes de gas salientes poseen temperaturas más altas y más bajas, respectivamente, que la temperatura del gas de entrada (Farouk & Farouk, 2007). Este efecto se conoce como "separación de temperatura" y se observó por primera vez por Ranque en 1931 cuando estudiaba procesos en un ciclón de separación de polvo (Ranque, 1933).

La revisión de la literatura muestra el desarrollo de la estructura periférica y central compleja del flujo de vórtice, propagado en dirección opuesta con alta turbulencia. El flujo que entra en el tubo vórtex se somete a un cambio en la velocidad causando un cambio apreciable en la densidad. Así que debe ser aplicado un modelo de flujo compresible. La estructura del flujo desarrollado al interior del tubo vórtex se debe al gradiente de presión disponible. Cerca de la zona de entrada y cerca de la pared, las fuerzas viscosas también juegan un papel importante en el desarrollo de la estructura del flujo. Es evidente que el fenómeno de separación de energía producido en el tubo de no es debido a cualquier interacción de energía externa. Se trata simplemente de una redistribución de la energía asociada al flujo comprimido de entrada. Una variación de densidad en el campo de flujo es tratada por la ecuación de estado de un gas ideal y la distribución de temperatura a través de la ecuación de la energía. A raíz de los siguientes supuestos se han desarrollado los modelos matemáticos para el fenómeno (Maurya & Bhavsar, 2013).

- El medio de trabajo es un gas ideal
- No hay interacción de calor del dominio computacional con el entorno
- El flujo es constante, turbulento y compresible
- La fuerza del cuerpo es insignificante

Una configuración cualitativa del tubo vórtex se muestra en la Figura 1. El aire comprimido en la cámara de entrada (Estado p) ingresa al tubo vórtex tangencialmente a través de las toberas de entrada y desarrolla un flujo de vórtice aproximadamente axisimétrico. Del Estado p hacia i el fluido compresible se expande y acelera. Bajo la influencia de las fuerzas centrífugas el gas inyectado se presiona hacia la pared del tubo. Cerca de la pared la corriente de gas helicoidal se dirige a la salida del gas caliente. Desde el estado i al h el gas se calienta por la disipación (fricción), especialmente cerca de la pared del tubo donde los gradientes de velocidad son más altos. El gas frío se forma por la expansión radial hacia la línea central del tubo vórtex. Como se representa en la Figura 1, el gas frío fluye hacia la salida contraria (estado c) a lo largo de líneas de corriente helicoidales. La temperatura del gas caliente que sale del tubo vórtex es muy superior a la de la entrada de gas, mientras que la temperatura del gas frío está muy por debajo de la entrada al tubo (Frohlingsdorf & Unger, 1999).

Figura 1. Configuración cualitativa del tubo vórtex Ranque-Hilsch (Frohlingsdorf & Unger, 1999)



1.3.1. Limitaciones de diseño:

Los parámetros geométricos para el diseño del tubo vórtex juegan un papel muy importante en su rendimiento. Así, muchos investigadores han descrito el valor óptimo de los parámetros geométricos para el mejor funcionamiento posible del tubo. Llegando así a las siguientes restricciones (Pawar & Sridhar Babu, 2014):

- Para la obtención de la máxima diferencia de temperatura en el extremo frío, la relación L/D (relación entre la longitud del tubo y el diámetro de trabajo) debe mantenerse en el intervalo de $20 \leq L/D \leq 55.5$
- El valor óptimo del diámetro de la descarga fría (d_c) para la diferencia de temperatura máxima en el extremo frío y la máxima eficiencia se obtiene teniendo un $d_c = 0.5\text{mm}$ o estando dentro del intervalo $0.4 < d_c/D < 0.7$
- La fracción másica fría es el parámetro más importante para indicar el rendimiento del tubo vórtex y la separación de temperatura/energía en el interior del tubo. La fracción másica fría se define como la relación entre la tasa de flujo másico de aire frío y la tasa de flujo másico de aire de entrada. Esto está dado por, $y_c = m_c/m_i$. Y se tiene un mejor resultado de caída de temperatura en el rango y_c entre 0.3 y 0.4
- La Geometría del tubo vórtex para la máxima caída de temperatura, siguiendo la relación entre el área de la sección transversal del tubo (A)

y el área de la sección transversal del orificio del extremo frío (A_c) se da como, $A_c/A = 0.08-0.145$

- La disminución del ángulo cónico de la válvula tiene un efecto positivo en el rendimiento del tubo vórtex, pero no se observa mucha diferencia en la reducción de la temperatura. Sin embargo, es mejor utilizar una válvula cónica con el ángulo más pequeño permisible a fin de mejorar el rendimiento del tubo vórtex.

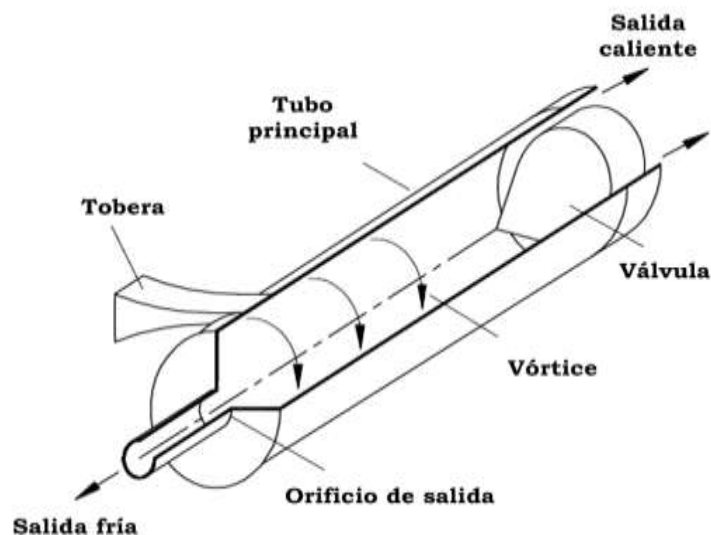
1.3.2. Terminología del tubo vórtex:

El diagrama esquemático del tubo de vórtice se muestra en la Figura 2 y consta de las siguientes partes:

- Tubo principal
- Toberas y/o cámara de entrada
- Orificio del extremo frío
- Válvula
- Orificio del extremo caliente

La cámara facilita la entrada tangencial de la corriente de aire a alta velocidad en el lado caliente. El lado caliente es cilíndrico en su sección transversal y es de diferentes longitudes. La válvula de control obstruye el flujo de aire a través del lado caliente y también controla la cantidad de aire caliente a través del tubo vórtex (Pawar & Sridhar Babu, 2014).

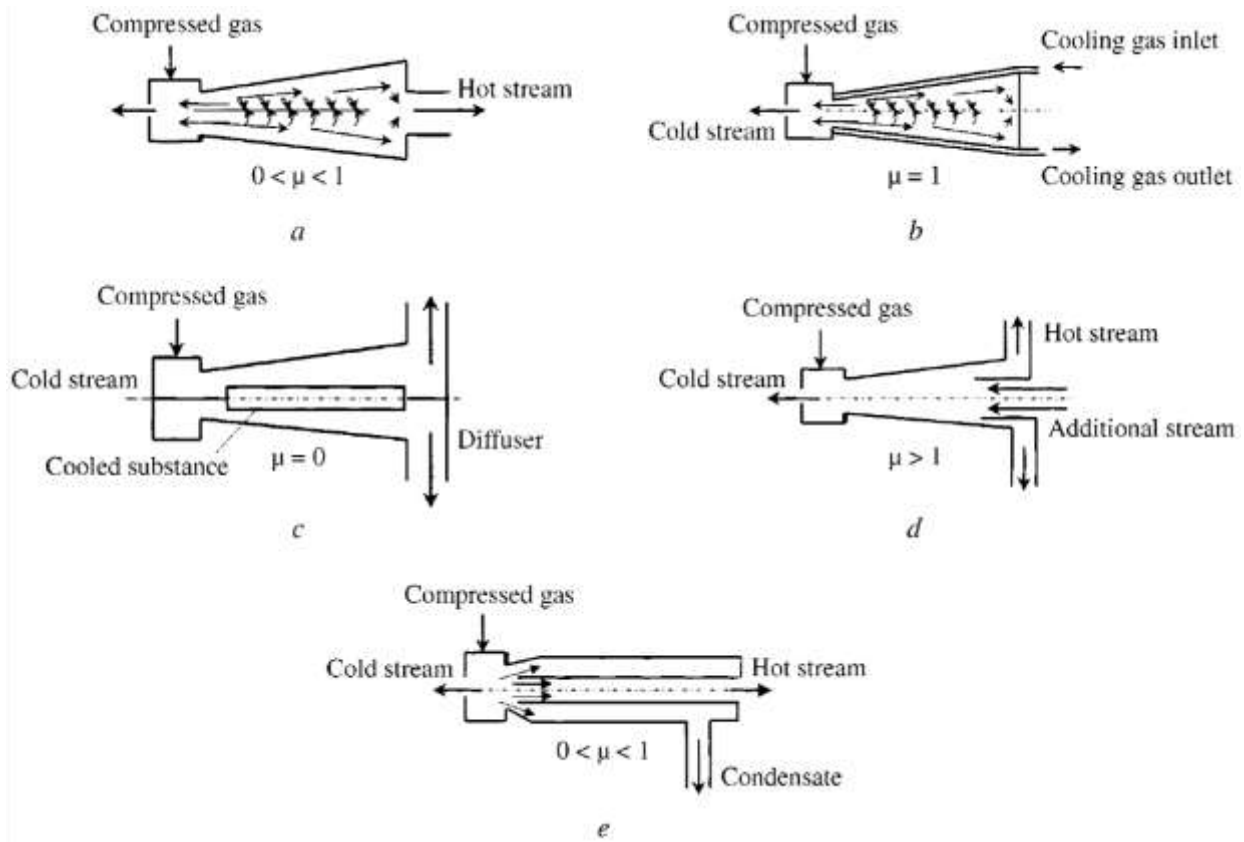
Figura 2. Componentes del tubo vórtex convencional (Aljuwayhel, Nellis, & Klein, 2005)



1.3.3. Clasificación del tubo vórtex:

En general, un tubo vórtex está diseñado para obtener ya sea (i) una separación máxima de temperatura (ii) una eficiencia máxima. A una presión de suministro dada, sin embargo, muchos tubos vórtex con diferentes parámetros de diseño pueden producir la misma separación de temperatura (Soni, 1973). En el diseño de un tubo vortex estándar hay varios parámetros que deben ser considerados, tales como (1) el diámetro del tubo, (2) diámetro del orificio del lado frío, (3) el número, tamaño y ubicación de las boquillas de entrada, (4) la longitud del tubo y (5) la forma de la válvula del lado caliente, tal como se mencionaron en la sección anterior. No hay dimensiones críticas de estos parámetros que se traduzcan en un valor único de máxima separación de temperatura. El conocimiento del fenómeno de separación de temperatura sugiere un procedimiento de diseño relativo para un tubo vórtex de acuerdo a la realidad física de su funcionamiento.

Figura 3. Diagrama esquemático de los tubos vórtex: a) DVT, b) CVT, c) SVT, d) DVTS, e) TVT



De forma general los tubos vórtex se agrupan en dos grandes categorías según la disposición del flujo en: Contra flujo (Tipo estándar) y Uni-flujo (Paralelo). Sin embargo, existen un sinfín de modificaciones y mejoras a esta clasificación. En la Figura 3 se muestran algunos ejemplos de estos.

El DVT Es el tipo de tubo vórtex más conocido y común. Tiene hasta 10 diseños y se utiliza en diversas industrias (Merkulov, Technical Applications of the Vortex Effect [in Russian], 1969) (Suslov, 1985). El CVT Difiere en que su extremo caliente está cerrado, y se encuentra equipado con una camisa exterior la cual se alimenta con un fluido de refrigeración. El SVT posee uno o dos difusores no trenzados en el extremo caliente.

En el DVTS se inyecta gas adicional desde el extremo caliente (Piralishvili & Mikhailov, 1973) (Merkulov & Piralishvili, Research on vortex tubes with an additional stream, 1969). Y por último el TVT tiene un cilindro interno (tubo) que forma con la carcasa un espacio anular en el que recorre el condensado que se lanza a la periferia.

1.3.4.Ecuaciones de gobierno:

El comportamiento del fluido dentro del tubo vórtex se rige por ecuaciones diferenciales parciales no lineales de balance de masa, balance de momento, turbulencia y gas ideal. Matemáticamente estas ecuaciones pueden ser representadas como sigue (Maurya & Bhavsar, 2013);

— ecuación de balance de masa:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (1)$$

— ecuación de balance de momento:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u u) = -\nabla p + \mu \nabla^2 u \quad (2)$$

— ecuación de balance de energía:

$$\rho C_p \left[\frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (uT) \right] = k \nabla^2 T \quad (3)$$

— ecuación de gas ideal:

$$\frac{p}{\rho} = RT \quad (4)$$

1.3.5. Modelo de turbulencia:

El efecto de la turbulencia presente en el flujo es capturado mediante el uso de modelo de turbulencia k - ϵ estándar propuesto por Launder y Spalding (Launder & Spalding, 1972), donde la viscosidad de los eddys de la ecuación de momento se modela por $\mu_t = c_\mu \rho (k^2/\epsilon)$. Aquí los términos k , ϵ y c_μ representan la energía cinética turbulenta, la tasa de disipación y una constante igual a 0.09, respectivamente.

1.3.6. Condiciones de frontera:

Una condición de frontera basada en la física adecuada es imprescindible para la solución exitosa de la ecuación de gobierno. En este contexto en la frontera de entrada es decir la tobera, recibe aire comprimido y se bifurca en salidas fría y caliente a través de dos fronteras por separado. Por lo cual es deseable usar condiciones de entrada de presión y de igual forma en las salidas de los puntos frío y caliente. El funcionamiento del tubo vórtex explicado por los investigadores revela la presencia de una zona de estancamiento cercana al cono de salida y la cual es una frontera a influir en la condición de presión a la salida. Esta condición de frontera de salida es diferente a la condición de presión disponible en la salida del orificio. La pared se asume como una condición adiabática debido al rápido proceso de separación de energía dentro del tubo. Considerando la velocidad tangencial por debajo de la condición sónica, cerca de la pared rígida se considera adecuada la condición de pared no deslizante (Maurya & Bhavsar, 2013).

1.3.7. Aplicaciones del tubo vórtex:

Los tubos vórtex se han utilizado comercialmente para aplicaciones donde se necesita bajar la temperatura, enfriar partes de máquinas, soldaduras, deshumidificación de muestras de gas, mantener a cierta temperatura gabinetes de control eléctrico o electrónico, cámaras ambientales, mantener comida fresca, y pruebas de sensores de temperatura (Arizonavortex) (Newmantools) (Exair). Otras aplicaciones prácticas incluyen la rápida puesta en marcha de generación de energía de vapor, la licuefacción de gas natural (Fin'ko V. , 1983), la refrigeración de equipos en los laboratorios de tratamiento de productos químicos explosivos (Bruno, Applications of the vortex tube in chemical analysis Part I: introductory principle., 1993) (Bruno, Applications of the vortex tube in chemical analysis. Process control and quality 3, 1992), control de la temperatura de los proveedores de aire para buzos (Baz & Uhler, A compressed gas powered heating system for underwater divers, 1986),

hábitats tripulados bajo el agua (Baz, Gilheany, & Kalvitas, Feasibility of vortex tube assisted environmental control of an underwater research habitat, 1987), cámaras hiperbáricas (Baz, Johnston, & Uhler, Dynamics of vortex tube assisted hyperbaric chambers, 1986), separación de partículas en corrientes de gas (Riu, Kim, & Choi, 2004), Reactores nucleares, y la refrigeración de los trajes de los bomberos (Colgate & Buchler, 2000), Etc.

A pesar de la simplicidad de la geometría del tubo vórtex, el fenómeno de separación de energía es bastante complejo. El tubo vórtex no requiere trabajo o interacción calor con el medio ambiente. En consecuencia, el efecto de separación debe ser atribuido a una interacción de energía producida internamente entre los dos flujos. Cualquiera que sea el mecanismo, lo cierto es que esta transferencia de energía está fundamentalmente relacionada con el flujo turbulento y grandes velocidades angulares que conducen a un mayor grado de separación de energía. Varias teorías en semiconflicto han sido propuestas para explicar el comportamiento del tubo vórtex desde su observación inicial por Ranque (Ranque, 1933). Algunos investigadores han atribuido la separación energía a la transferencia de trabajo a través de la compresión y expansión. Estas teorías tratan partículas de fluido individuales como pequeños sistemas de refrigeración, cada una de estas se somete a ciclos termodinámicos que funcionan con la energía del propio flujo (Aljuwayhel, Nellis, & Klein, 2005).

Algunas variaciones descritas en la literatura, difieren con el mecanismo que acciona el movimiento del fluido. Por ejemplo, Harnett y Eckert (Hartnett & Eckert, 1957) citan remolinos o eddys turbulentos, Ahlborn y Gordon (Ahlborn & Gordon, 2000) describen una circulación secundaria, y Stephan et al. (Stephan, Lin, Durst, Huang, & Seher, 1983) Proponen que los vórtices se forman en la pared interior del tubo de vórtice y conducen el movimiento del fluido. Otros investigadores, incluyendo Hilsch (Hilsch, 1947) y Lewins y Bejan (Lewins & Bejan, 1999), han sugerido que los gradientes de velocidad angular en la dirección radial dan lugar al acoplamiento por fricción entre las diferentes capas del flujo de rotación que resulta en una migración de energía vía trabajo cortante desde las capas interiores a las capas exteriores. Kurosaka (Kurosaka, 1982) y Fin'ko (Fin'ko V. , 1984) atribuyen la separación de energía a un efecto de corrientes acústicas que transfieren energía desde el núcleo frío al anillo exterior caliente. Una teoría final, sugerida originalmente por Sheper (Sheper, 1951) y más tarde apoyada por Camire y Gulyaev (Camire, 1995) (Gulyaev, 1996), atribuyen la separación energía a la transferencia de calor

desde la región de flujo frío a la región de flujo caliente durante los períodos donde la temperatura estática del flujo caliente es en realidad menor que la del flujo frío debido a su gran energía cinética.

A pesar de las diversas investigaciones experimentales y analíticas que han sido llevadas a cabo en tubos vórtex, el mecanismo fundamental del efecto de separación de la temperatura aún está en cuestionamiento debido en parte a la falta de mediciones fiables de las distribuciones de temperatura y de velocidad al interior del tubo. Debido a la fuerte naturaleza de recirculación del campo de flujo, la presencia de instrumentos invasivos afectaría el campo de flujo entero. La alta velocidad y el flujo de vorticidad presentan un reto importante para las técnicas de visualización de flujo tradicionales no invasivos (Aljuwayhel, Nellis, & Klein, 2005).

Los tubos vórtex se utilizan normalmente por su capacidad de enfriamiento en procesos tales como soldadura, solidificación de polímeros, y control del aire de climatización. Los tubos vórtex pueden ser útiles en ciertas situaciones, ya que son pequeños, simples de hacer y reparar, y no requieren ninguna entrada de energía eléctrica o química (Skye, Nellis, & Klein, 2006).

En los últimos años la investigación numérica del tubo vórtex se ha incrementado debido al desarrollo de poder computacional y comercialmente disponible de mejores software de CFD, capaces de manejar los flujos complejos como el del tubo vórtex.

Esfuerzos recientes han utilizado con éxito el modelado fluido dinámico computacional (CFD) para explicar los principios fundamentales detrás de la separación de la energía producida por el tubo vórtex (Eiamsa-ard & Promvong, 2007). Flohlingsdorf y Unger (Frohlingsdorf & Unger, 1999) estudiaron los fenómenos de la velocidad y la separación de la energía en el interior del tubo vórtex a través del sistema de código CFX con el modelo k-e. Promvong (Promvong, 1999) aplicó un modelo algebraico (ASM) para la simulación de un flujo de fuerte vorticidad en un tubo vórtex y encontró que el uso de los resultados del modelo ASM son una predicción más precisa que el modelo k-e. Behera et al. (Behera, y otros, 2005) investigaron el efecto de los diferentes tipos y número de toberas en la separación de temperatura en un tubo vórtex de flujo contracorriente usando CFD y experimentación. El modelado se llevó a cabo mediante el sistema de código, Star-CD con la versión del modelo k-e 'Grupo de Renormalización' (RNG). Aljuwayhel et al. (Aljuwayhel, Nellis, & Klein, 2005) también estudiaron el mecanismo de separación de energía y el

fenómeno de flujo contracorriente utilizando el código CFD FLUENT con el modelo k-e estándar y el k-e RNG. Reportaron que el modelo k-e RNG proporciona mejores predicciones y que el campo de flujo del tubo vórtex se puede dividir en tres regiones que corresponden a: flujo a través de la salida caliente (región de flujo caliente), flujo a través de la salida fría (región de flujo frío) y el flujo dentro del dispositivo (región de recirculación). Esto es contrario a los resultados de Skye et al. (Skye, Nellis, & Klein, 2006) quienes afirmaron que para el comportamiento del tubo vórtex, el modelo k-e estándar describe mejor el fenómeno que el modelo k-e RNG a pesar de utilizar el mismo código comercial Fluent de CFD. Algunos de estos investigadores trataron de emplear modelos de turbulencia de mayor orden pero no pudieron conseguir soluciones convergentes debido a la inestabilidad numérica en la solución de los flujos de fuerte vorticidad. A excepción de Promvong (Promvong, 1999), todos los modelos computacionales que se encuentran en la literatura utilizan modelos de turbulencia de primer orden y modelos simples de flujo de calor que se consideran inadecuados para flujos compresibles complejos como los del tubo vórtex.

Secchiaroli, et al. (Secchiaroli, Ricci, Montelpare, & D'Alessandro, 2009) realizaron una simulación numérica para analizar el rendimiento del tubo vórtex. Su trabajo es sobre simulaciones numéricas de la circulación interna en un modelo comercial de un tubo Ranque-Hilsch (RHVT) que operan en chorro de choque. La simulación del flujo compresible de alta turbulencia y vorticidad fue realizada por los modelos o técnicas RANS (Las ecuaciones de Navier-Stokes) y LES (simulación de grandes eddys, modelado matemático de la turbulencia). En su trabajo el efecto de los diferentes modelos de turbulencia fueron probados en simulaciones RANS utilizando un modelo de primer orden RNG k-e (métodos de Re-Normalización) y, por primera vez en este tipo de flujo, un modelo de segundo orden RSM (Modelo diferencial de tensores de Reynolds). Además, los cálculos RANS fueron ejecutados en una malla de eje de simetría de dos dimensiones (2D), comparados con los resultados de LES, obtenidos a través de una malla computacional de tres dimensiones (3D).

Shamsoddini & Hossein (Shamsoddini & Hossein, 2010) realizaron un trabajo numérico para analizar el efecto del número de toberas en el flujo y la potencia de enfriamiento de un tubo vórtex. En su trabajo se estudiaron los efectos de estos dos factores usando un modelo numérico fluido dinámico en tres dimensiones y se observó que a medida que el número de toberas se incrementa, la potencia de refrigeración aumenta

significativamente mientras que la temperatura de salida fría disminuye moderadamente. Khazaei et al. (Khazaei, Teymourash, & Jafarian, 2012) investigaron numéricamente el efecto de las propiedades del gas y los parámetros geométricos sobre el rendimiento del tubo vórtex a través de un modelo (CFD) computacional fluido dinámico 2D. También demostraron que el tamaño de la salida del lado caliente y su forma no afectan a la distribución de energía en el tubo vórtex, y que un diámetro muy pequeño disminuye la separación de temperaturas.

Los estudios de investigación acerca de este fenómeno se dividen principalmente en dos grupos, tal y como se expone en los ejemplos anteriores. El primero de ellos incluye el trabajo experimental (parámetros geométricos y termofísicos) que con sus resultados intenta explicar el fenómeno y el segundo lleva a cabo estudios de manera cualitativa, analítica y numérica con el fin de contribuir al análisis del mecanismo presente en el tubo vórtex y en el cual se centra este trabajo.

Ahora bien; El clásico problema resuelto en la industria del gas mediante el uso de los tubos vórtex es la eliminación de hidrocarburos superiores del gas natural. Con el uso de los vórtex, la eliminación del condensado de gas de la corriente fría incrementó a 79% y la de azufre a 55-60%. Las últimas tecnologías para la producción de gas natural licuado (GNL) en las estaciones de servicio de distribución (GDSs) también han hecho posible el funcionamiento de la red de gas sin necesidad de utilizar la electricidad mediante el uso de los tubos vórtex (Khodorkov, Poshernev, & Zhidkov, 2003). A pesar de tener múltiples posibilidades para poder ser utilizado como sistema de separación de gases condensables, licuefacción de gas natural, y enfriamiento para fines industriales, cada una de estas aplicaciones requiere la caracterización y manejo de los fundamentos básicos bajo las cuales se da el proceso, los cuales aún no han sido totalmente desarrollados. Por otro lado, las aplicaciones se han dado a muy pequeña escala por lo cual se debe llevar a cabo un proceso de parametrización para escalarlo a condiciones industriales. Así pues, en este trabajo se evalúa la posibilidad de obtener gas natural licuado mediante la simulación numérica del fenómeno vórtex en un tubo Ranque-Hilsch Comercial fabricado por la empresa Arizona Vórtex Tube MFG. CO bajo condiciones de operación especificadas.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo General

Simular el fenómeno vórtex en un tubo Ranque-Hilsch comercial con miras a la aproximación del comportamiento de los fluidos compresibles para su posible aplicación en la licuefacción de gas natural.

1.4.2. Objetivos específicos

- Identificar la geometría del tubo vórtex y construir el CAD considerando las simplificaciones requeridas para el modelamiento fluido dinámico
- Determinar el modelo de turbulencia que se ajuste a la resolución del fenómeno y condiciones de frontera que mejor delimiten el problema en el software STAR-CCM+
- Obtener resultados de las variables relevantes, tales como: perfiles de velocidad, presión y temperatura, para la simulación del comportamiento del fluido.
- Validar los resultados de la simulación comparándolos con alguna o varias de las siguientes opciones: revisión bibliográfica, resultados de un modelo analítico o verificación con datos experimentales.
- Analizar los resultados obtenidos y determinar la viabilidad de obtener gas natural licuado a través de la aplicación de los tubos vórtex estudiados.

1.5. Estructura del documento

El desarrollo de esta investigación se hizo bajo un enfoque descriptivo-explicativo, considerando la recolección de información pertinente a los modelos de turbulencia y la simulación del comportamiento del fenómeno; el procedimiento que se llevó a cabo para el cumplimiento de los objetivos se presenta a continuación:

En el capítulo 2 se muestra la identificación de la geometría de un tubo vórtex comercial (Arizona Vórtex Tube) con ayuda de herramientas de medición manual (vernier) para las piezas de tamaño considerables y microscopía para las piezas pequeñas y/o de mayor grado de detalle (el desensamble de piezas fué requerido) para establecer el dimensionamiento y especificaciones a considerar en la resolución del fenómeno. Con esta información, posteriormente se realizó un plano o esquemático del tubo en el software de diseño de ingeniería SolidWorks® que se presenta en el mismo capítulo y el correspondiente modelo 3D del mismo, todo esto tras la selección de un tubo comercial fabricado para aire como fluido de trabajo, dado que para la aplicación específica de gas natural como fluido comercialmente no se encontraron fabricantes puntuales. También se muestra el CAD desarrollado del fluido a analizar con el detalle geométrico especificado de acuerdo a las consideraciones del autor de este trabajo. Simultáneamente se realizó una revisión bibliográfica y recopilación de información de interés en cuanto a resolución de fenómenos mediante los distintos modelos de turbulencia existentes con el fin de establecer el criterio de selección del modelo que mejor se adaptara a la resolución del fenómeno del vórtex analizado en este trabajo así como las condiciones de frontera que mejor delimitaran el problema, las conclusiones de esta información y que corresponden a la selección final del modelo de turbulencia y condiciones de frontera consideradas en la simulación se presentan en el capítulo 3 de este documento.

En el capítulo 4 se presentan los resultados de la simulación para las variables de interés: perfiles de velocidad, presión y temperatura del fluido. Y seguido a esto, la validación de los resultados obtenidos, para lo cual se establecieron los siguientes tres puntos opcionales de comparación para diferentes especificaciones de operación: datos del fabricante, resolución del modelo analítico y verificación con datos experimentales; y de esta forma caracterizar el fenómeno y observar el comportamiento del gas natural (metano) en el tubo vórtex con la configuración específica empleada en este documento o son requeridas algunas modificaciones.

2. GEOMETRÍA DEL TUBO VÓRTEX

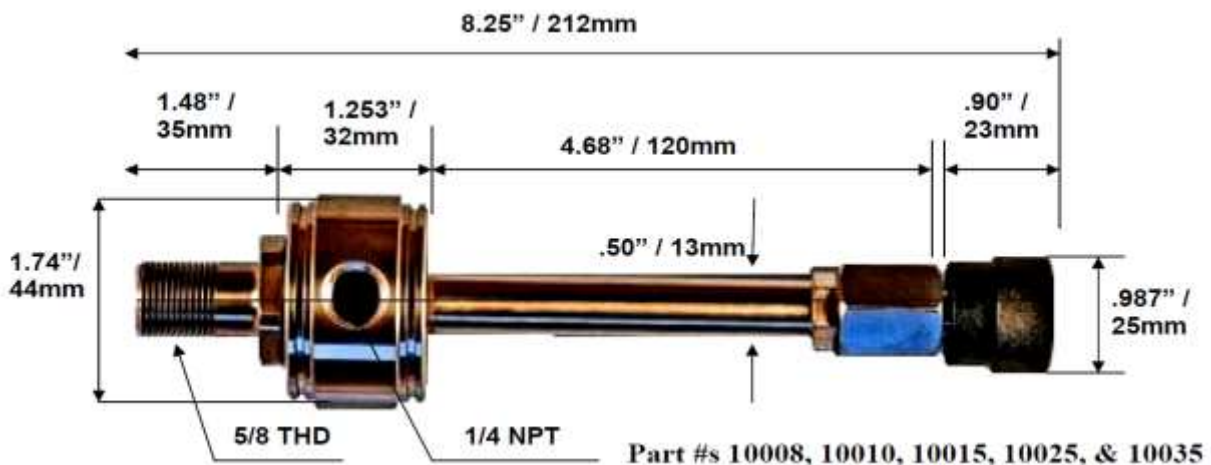
Este capítulo consta de dos secciones. En la primera parte se presenta el tubo vórtex analizado en este trabajo y se describe la geometría del mismo (vista de componentes, cotas de diseño y esquemático en el software de diseño Solidworks®) y en la segunda parte se muestra el CAD del fluido analizado con el detalle geométrico considerado por el autor.

2.1. Dominio Geométrico

El Tubo vórtex Ranque-Hilsch utilizado en este trabajo es un modelo comercial de contra flujo producido por la compañía Arizona Vórtex Tube MFG. CO; una imagen con las dimensiones de este dispositivo se muestra en la Figura 4.

Aunque el RHVT no tiene partes móviles y sus componentes son muy simples, el comportamiento termo-fluido dinámico está fuertemente influenciado por su geometría. Un modelo CAD sólido de cada parte del dispositivo fué desarrollado y las características geométricas del tubo han sido completamente dimensionadas o medidas a fin de tener una comprensión correcta de las condiciones de frontera de flujo, así como para consideración de algunas simplificaciones en el dominio computacional.

Figura 4. Tubo vórtex objeto de estudio y sus dimensiones

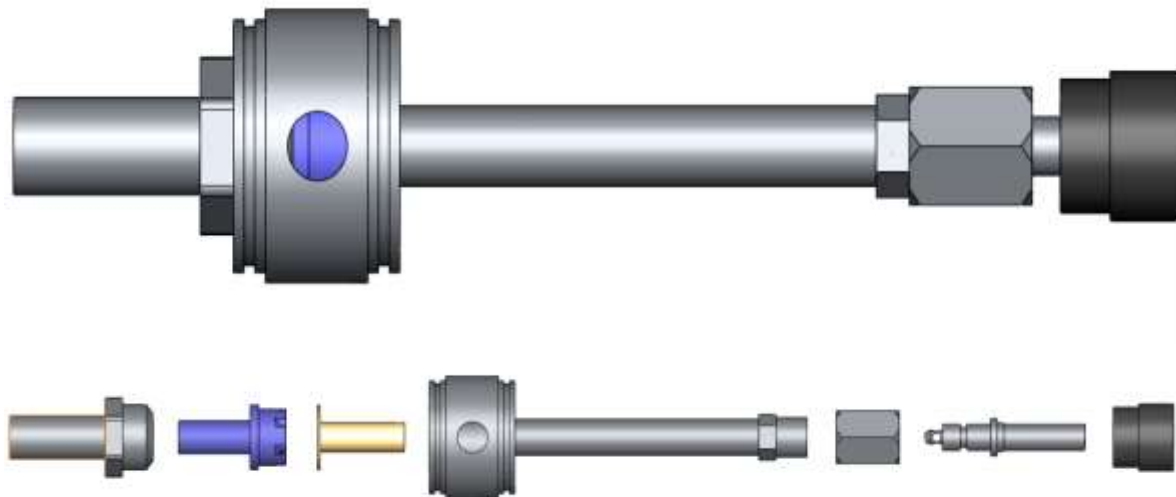


La longitud del tubo principal corresponde a 89.3mm y es la sección donde se produce la separación de energía, por lo cual fue utilizada como

delimitación geométrica para el modelo CFD además de tener en cuenta la válvula de la salida caliente y su posición. Las salidas frías y calientes son orificios axiales con áreas de 30.1 y 89.24 mm² respectivamente, y fueron medidas con un vernier así como el dimensionamiento de las demás partes del sistema de tamaño considerable.

El CAD del sistema junto con todos sus componentes se presenta en la Figura 5 y en el cual se puede apreciar la ubicación de cada una de las piezas. El modelo computacional se simplificó en dos secciones: la sección de entrada y la sección de salida caliente. De hecho, el tubo vórtex utilizado en este estudio tiene una entrada radial que a su vez necesita un componente particular llamado " generador ", utilizado para transformar el movimiento radial del fluido en uno tangencial. El generador se compone de una serie de boquillas o toberas dispuestas circunferencialmente en la cámara de vórtice que permiten que la corriente de flujo vaya con alta velocidad tangencial hacia el núcleo del tubo vórtex (Figura 6).

Figura 5. Modelo del tubo vórtex comercial



Se midieron las dimensiones de las toberas haciendo uso de imágenes digitales con microscopía, como se muestra en la Figura 7 registrando las coordenadas punto a punto (posiciones aleatorias y secuenciales) siguiendo la trayectoria de una tobera para estimar los perímetros de las entradas y salidas de las mismas y los cuales se encuentran a su vez representados por los puntos azules en la Figura 8. El generador de vórtice es el encargado de (1) convertir la presión de entrada del fluido en velocidad y (2) generar el movimiento tangencial dentro del tubo. La

separación y la transferencia de energía entre las corrientes no tiene lugar dentro de este, sin embargo las propiedades de salida de este influyen en las mismas. Fisiológicamente, el generador de vórtice son toberas convergentes ubicadas tangencialmente al tubo, como se muestra en la Figura 6.

Figura 6. Generador de vórtice (Izq.) y válvula de control (Der.)

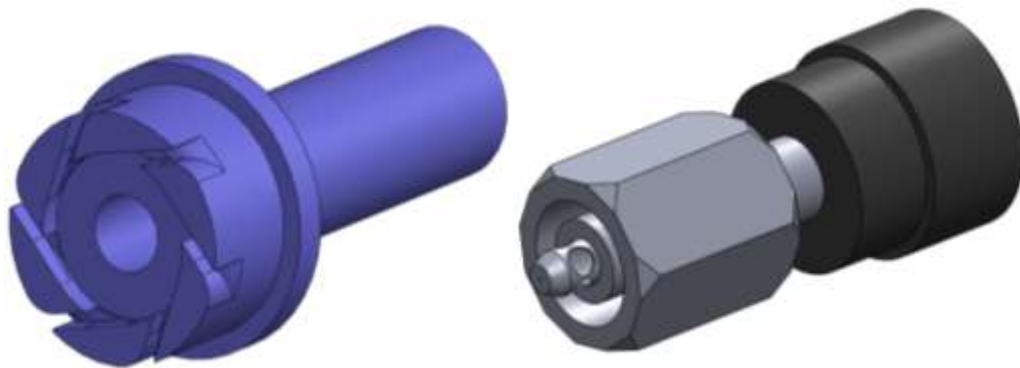


Figura 7. Medición de las toberas de entrada por microscopía



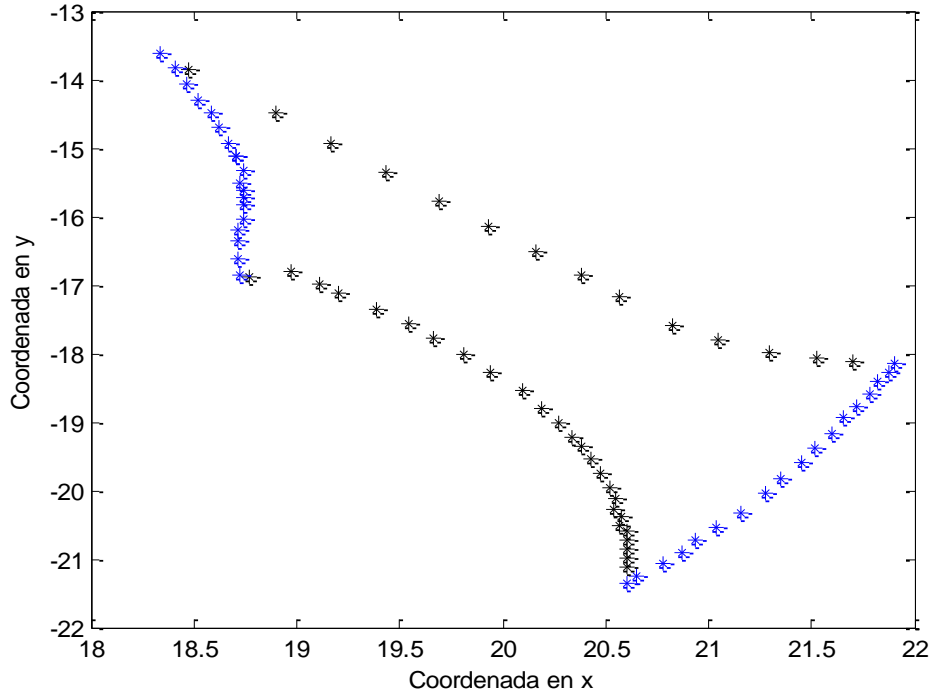
La Figura 8 muestra el grafico de los pares de coordenadas obtenidas de la microscopía para una de las toberas escogida al azar como representativa de las seis toberas de las cuales se compone el generador. Los puntos en azul representan la aproximación de la entrada y salida de la tobera, así, a partir de la identificación del conjunto de puntos coordenados a la entrada por ejemplo, se obtuvo el valor correspondiente al perímetro a la entrada de la tobera y de la misma forma para la salida, respectivamente. Estos

valores a la entrada y salida de la tobera corresponden a los valores de diseño del modelo CAD de la misma.

Formula de distancia entre dos puntos;

$$d = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2} \quad (5)$$

Figura 8. Gráfico de pares de coordenadas para el dimensionamiento de las toberas



El perímetro de entrada de la boquilla corresponde a 3.4789mm y el de salida a 3.2803mm respectivamente. El RHVT analizado está equipado con una válvula de regulación, colocada en la salida caliente que es capaz de reducir la tasa de flujo másico. Esta válvula regula el valor de la fracción fría aumentando la presión cerca de la salida caliente. Vale la pena señalar que su posición influye en la configuración del movimiento en todo el tubo. De hecho, valores grandes en la zona de salida (es decir, valores bajos de fracción fría) hacen que la presión caiga en la salida fría que a su vez genera un flujo de retorno local, como se reporta en (Skye, Nellis, & Klein, 2006) (Secchiarioli, Ricci, Montelpare, & D'Alessandro, 2009). Este componente presenta una geometría compleja como se puede apreciar en la Figura 6 Su superficie en forma de cono deja una salida entre la superficie externa de la válvula y la superficie interna del tubo y la cual se utiliza como la salida computacional.

El resumen de las principales características del tubo vórtex se muestra en la Tabla 1.

Tabla 1. Medidas geométricas del tubo vórtex

Parámetro	Valor
Longitud. L (mm)	107
Diámetro. D_0 (mm)	13.75
No. De toberas a la entrada	6
Diámetro de la tobera. d_n (mm)	1.2
Porcentaje de apertura de la válvula (%)	variable
Relación L/D_0	7.78
Diámetro de la salida fría. d_c (mm)	6.18
Diámetro de la salida caliente. d_h (mm)	9.52

2.2. Dominio computacional

La mayor parte de la investigación numérica se basa en la asunción de análisis de dos dimensiones los cuales son muy poco realistas considerando la complejidad de la estructura del tubo vórtex. Por otro lado, asumiendo la naturaleza axisimétrica del flujo, la mayoría de las investigaciones con dominios computacionales en tres dimensiones se realizan sin tener en cuenta el cálculo completo del dominio computacional. El presente trabajo está motivado por el hecho de que el supuesto axisimétrico parece ser engañoso debido a la naturaleza helicoidal del flujo (Maurya & Bhavsar, 2013).

En el presente trabajo se simula el flujo en el tubo vórtex considerando un modelo computacional 3D para obtener una mejor comprensión del comportamiento del fluido y la separación de la energía.

El CAD del fluido a simular se muestra en la

Figura 9, donde la imagen superior corresponde al CAD real del fluido que circula en el interior del tubo vórtex analizado en este trabajo y la imagen inferior a las simplificaciones realizadas al dominio computacional considerando aspectos como posición fija de la válvula de la salida caliente (fracción fría del 60%), supresión de pared delgada en un porción de la cámara de vorticidad y de bordes filosos en las salidas del generador y el sello metálico. Dichas consideraciones se hacen en pro de una mejor resolución del fenómeno de vorticidad.

Figura 9. CAD inicial del fluido (Arriba) y CAD simplificado (Abajo)



Se emplearon diferentes mallas computacionales tridimensionales en la simulación del fenómeno vórtex, se usaron celdas volumétricas *trimmer* con 5 capas prismáticas cerca a las paredes teniendo en cuenta un tamaño base de 10mm y refinamiento en la región de salida correspondiente a la válvula de tipo cono. El procedimiento de independencia de la malla también fue llevado a cabo con mallas de diferentes tamaños base. Las especificaciones de las mallas utilizadas en las simulaciones RANS se resumen en la Tabla 2 y una imagen representativa de las mismas se muestra en la Figura 10.

Figura 10. Mallado del sistema

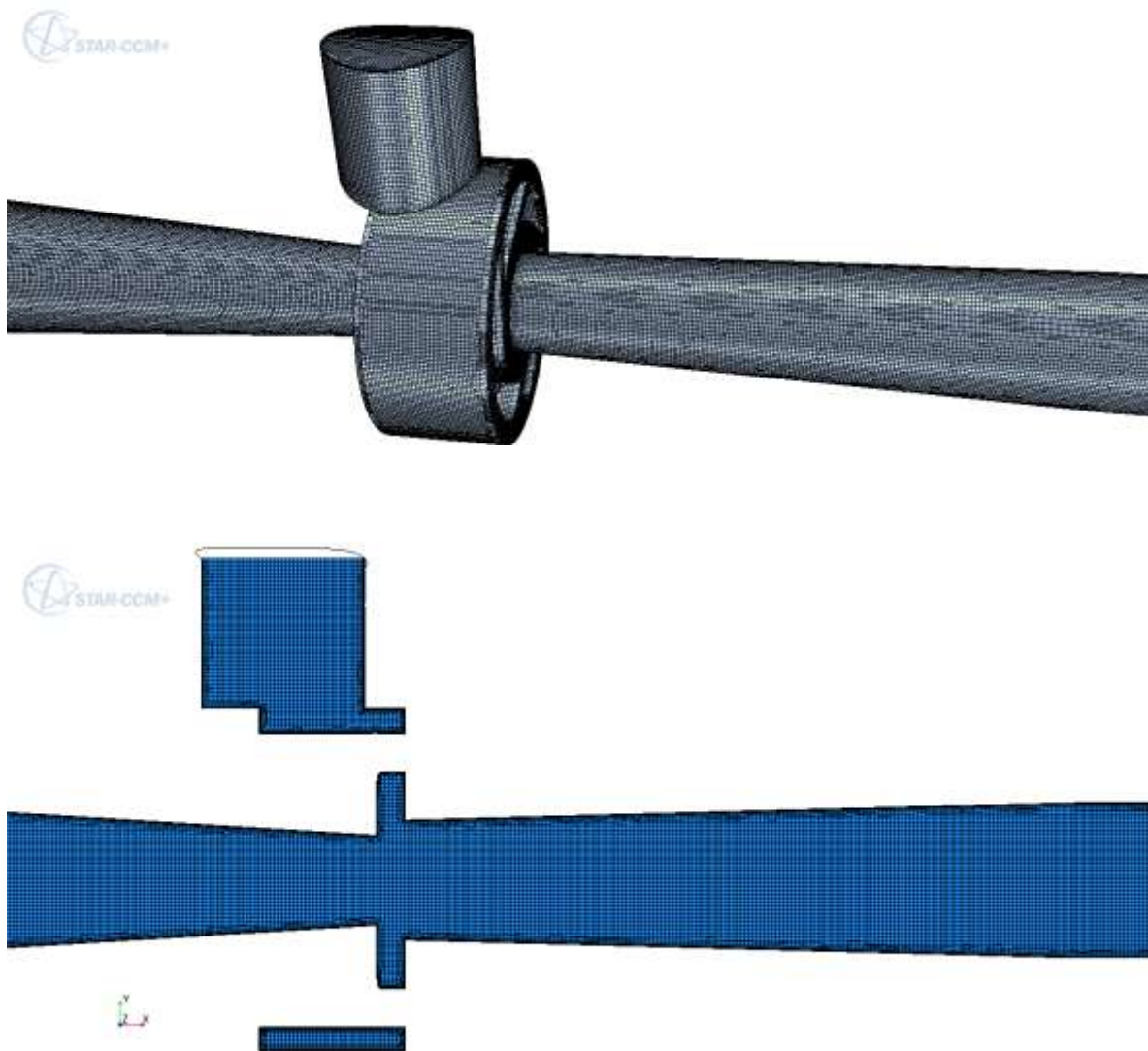
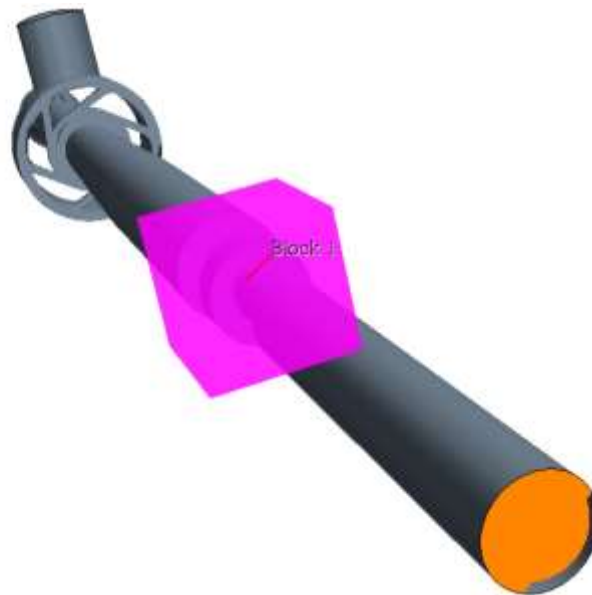


Tabla 2. Especificaciones de la malla

Especificaciones de la malla de referencia	
Malla prismática	
Mallado superficial	
Trimmer	
Tamaño base	10 mm
Numero de capas superficiales	5
Espesor de capas	7% de la base
<i>Points in Gap</i>	7
Refinamiento Puntual	
Tipo	Bloque (Control volumétrico)
Ubicación	Salida Caliente
Tamaño de celda	5% de la base
Numero de capas superficiales	3
Espesor de capas	5% de la base

Figura 11. Bloque de refinamiento puntual



En la Figura 11 se muestra el tipo de refinamiento empleado para el mallado en la zona de ubicación de la válvula de salida caliente especificado en la Tabla 2.

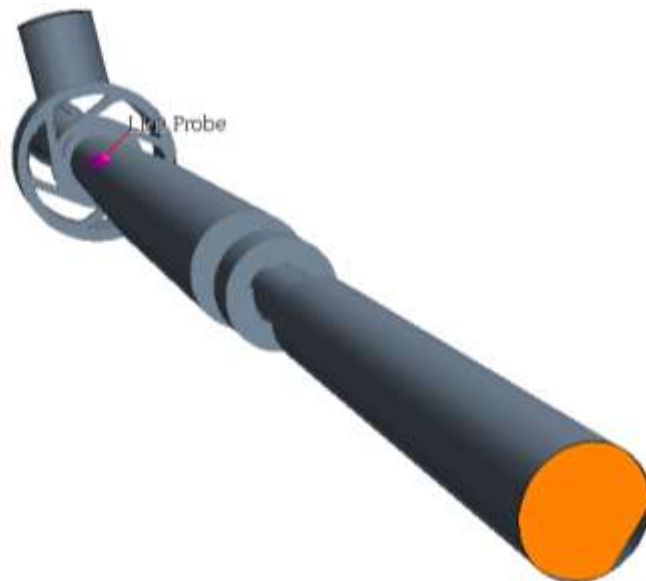
En esta sección se compara una región de referencia en cada una de las simulaciones para las diferentes mallas evaluadas. El punto de comparación se encuentra ubicado a las salidas de las toberas, y 25000 fue el número de iteraciones máximo. Las mallas seleccionadas corresponden a 3 valores base por encima y 3 valores base por debajo de la malla de referencia especificada (malla de tamaño base de 10mm) como se muestra en la Tabla 3.

Tabla 3. Especificaciones de las mallas comparadas

Malla	Tamaño base (mm)	Numero de celdas	Numero de caras
1	7	1.347.180	3.947.088
2	8	968.701	2.835.131
3	9	715.908	2.091.910
4	10	537.297	1.567.671
5	11	412.108	1.200.149
6	12	318.659	924.841
7	13	258.533	749.336

Para la comparación entre las mallas consideradas se ubicó un punto específico en el dominio computacional (a la salida de las toberas, Figura 12) y se tomaron mediciones para diferentes variables o propiedades contra las iteraciones de cada simulación. La escogencia de este punto de comparación es motivada por la selección de la malla más gruesa que pudiese ser empleada para simulaciones posteriores siendo la resolución del fenómeno independiente de esta y reduciendo gasto computacional y porque analíticamente se puede analizar una tobera y llevar a cabo el análisis comparativo de los resultados obtenidos.

Figura 12. Ubicación del punto de comparación de las mallas evaluadas



En la Tabla 4 se muestran las variables de comparación para el análisis de independencia de la malla correspondientes a la velocidad, temperatura y presión promedio en un punto especificado del dominio computacional (a

la salida de las toberas). Se observa que respecto a la malla de referencia de 10mm, estas magnitudes no varían mucho, por lo que es posible emplear una malla más gruesa que esta para posteriores simulaciones, en este caso la malla más gruesa a emplear será la malla 6 con un tamaño base de 12mm dado que la malla 7 presenta una mayor desviación.

En la Figura 13 se muestra la gráfica de la velocidad medida para cada una de las mallas evaluadas y se observa que al cabo de 25000 iteraciones, valor al cual se estabilizan los residuales para cada una de las simulaciones en cuestión se estabilizan los valores medidos a aproximadamente 280m/s.

Tabla 4. Puntos de comparación entre mallas

Malla	Velocidad (m/s)	Temperatura (K)	Presión (Pa)
1	266.403	2.577E+02	3.830E+04
2	273.754	2.560E+02	3.542E+04
3	270.699	2.570E+02	3.897E+04
4	273.527	2.568E+02	3.593E+04
5	273.198	2.575E+02	3.706E+04
6	272.708	2.581E+02	3.714E+04
7	267.383	2.597E+02	4.113E+04

Una vez estabilizadas las simulaciones para cada una de las mallas evaluadas comparando la velocidad a la salida de las toberas dentro del dominio computacional, se compararon las temperaturas y presiones para las mismas a manera de verificar los resultados del estudio de independencia de la malla. En la Figura 14 y Figura 15 se muestran las gráficas de los resultados de esta comparación y se observa que al cabo de 5000 iteraciones una vez estabilizadas cada una de las simulaciones la temperatura a la salida de las toberas corresponde a aproximadamente 257 K y una presión de 400 kPa; Valores que varían poco a medida que se evalúa cada malla, por lo cual, en este estudio se emplea para simulaciones posteriores una malla de 12mm de tamaño base correspondiente a la malla 6 designada en esta sección.

Figura 13. Gráfico comparativo de velocidades para las mallas evaluadas

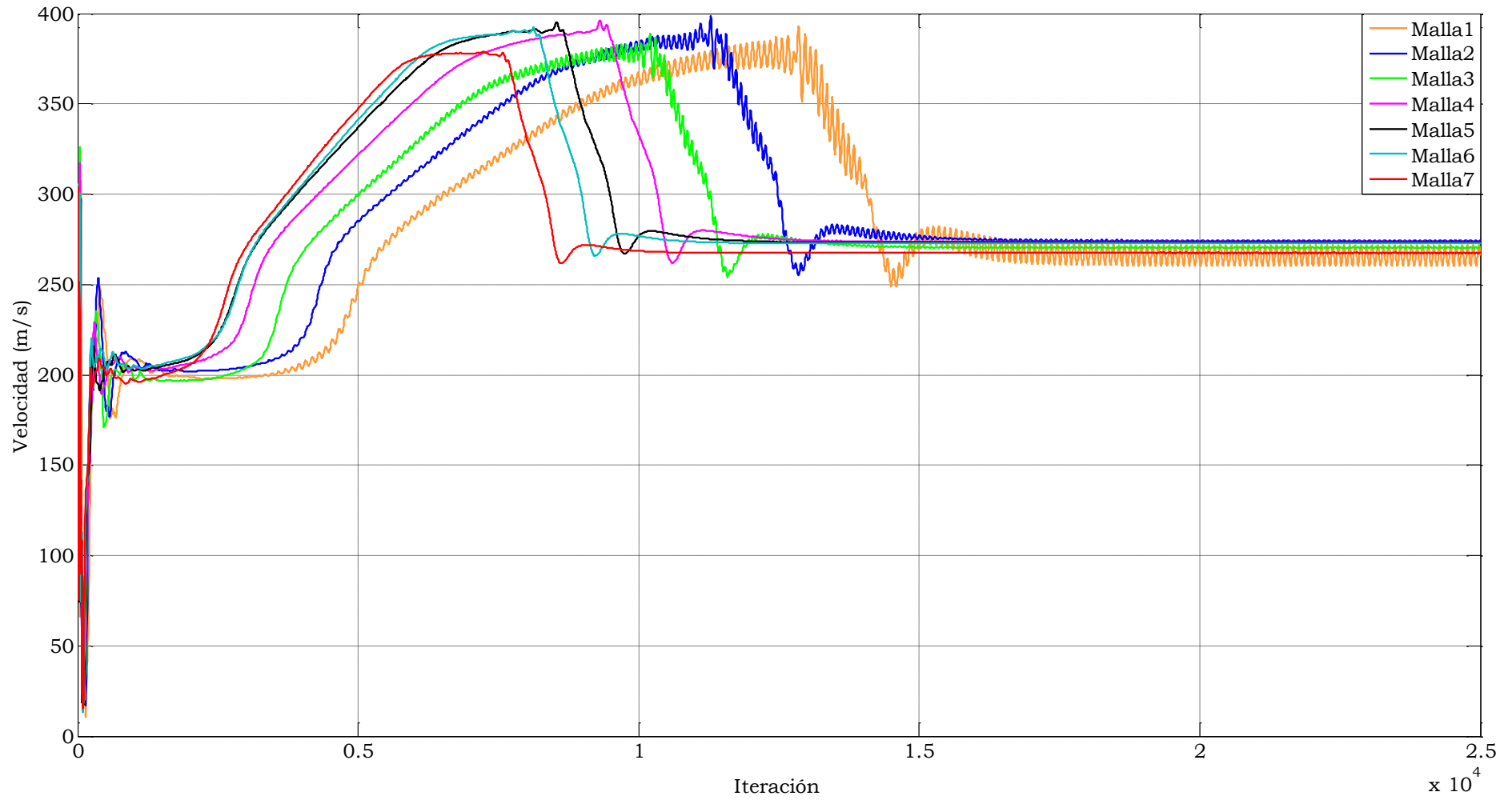


Figura 14. Gráfico comparativo de temperaturas para las mallas evaluadas

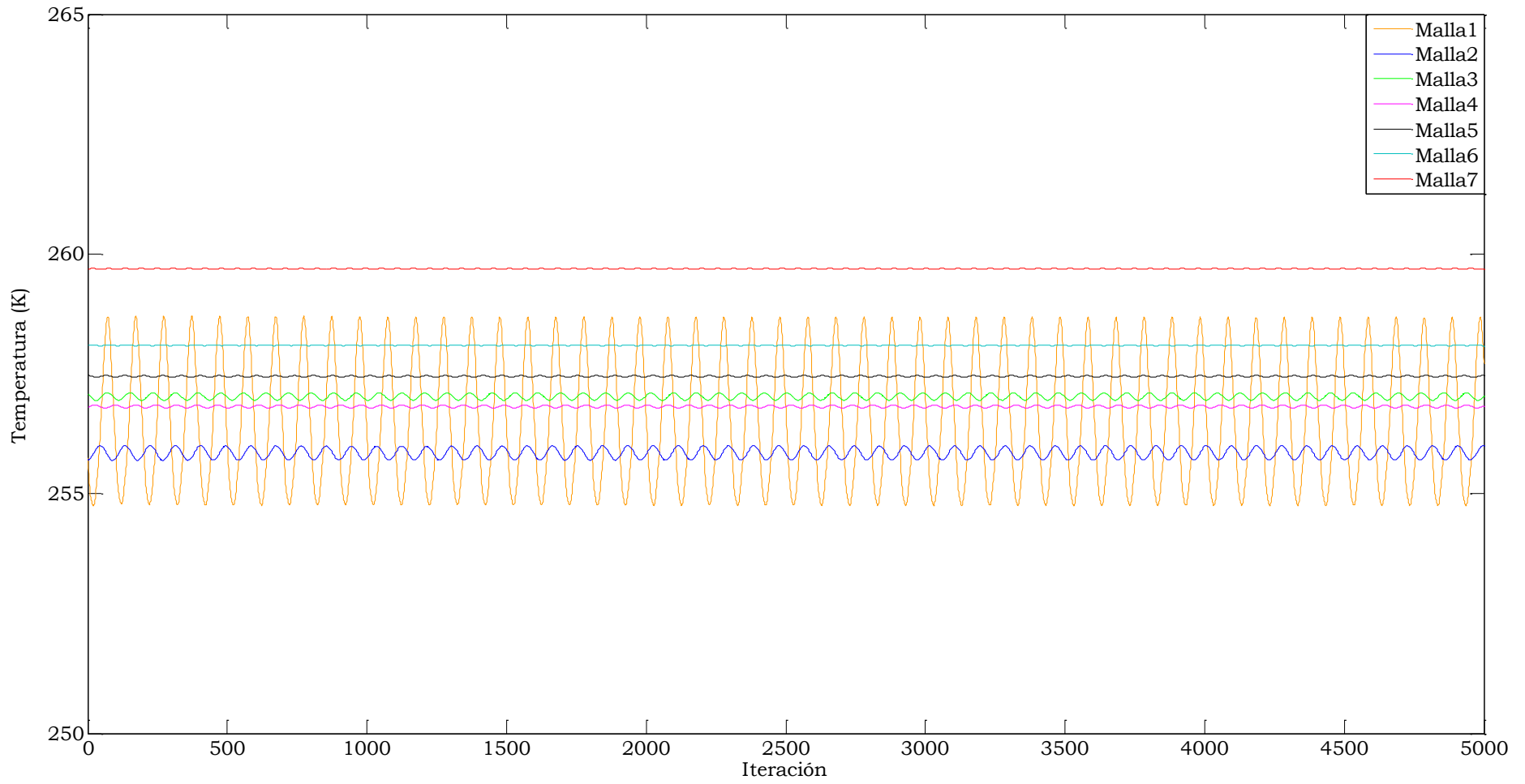
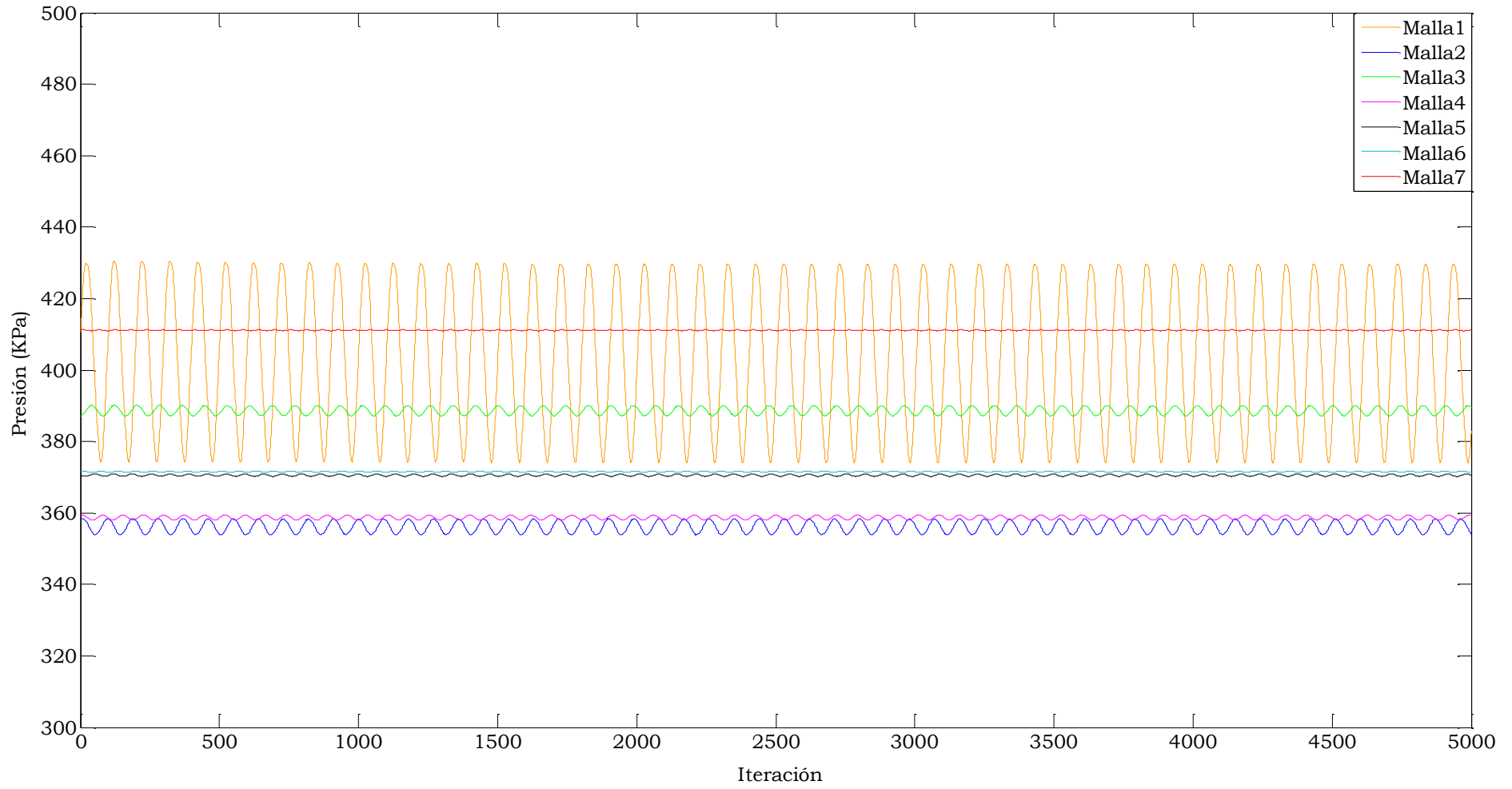


Figura 15. Gráfico comparativo de presiones para las mallas evaluadas



3. MODELO MATEMÁTICO

Fuertes gradientes de temperatura surgen en un tubo vórtex; por lo tanto, el problema dinámico está estrechamente acoplado con el térmico. Por sus características, el modelado matemático del flujo requiere un cuidado especial en el establecimiento de las ecuaciones que lo rigen las técnicas de solución y en la selección de los modelos de cierre de la turbulencia. Como consecuencia de la relevancia de los gradientes térmicos (efecto de separación) y de la compresibilidad de flujo, la continuidad y ecuaciones de Navier-Stokes se completan utilizando la ecuación de la energía y la ecuación de estado de los gases.

En el enfoque RANS a la solución de las ecuaciones de Navier-Stokes se renuncia a la resolución de los detalles de movimientos turbulentos y se ocupa de los efectos medios de turbulencia. Por lo tanto, las ecuaciones que gobiernan están escritas para cantidades promediadas. Esta operación de promediación, llamada promedio de Reynolds, puede ser vista como un filtrado realizado en las cantidades físicas de interés en el dominio del tiempo. La variable fluido dinámica genérica f se descompone en dos componentes $f = \bar{f} + f'$, donde \bar{f} es el componente medio y f' es el componente fluctuante. Este último no se resuelve matemáticamente pero generalmente se modela (Secchiarioli, Ricci, Montelpare, & D'Alessandro, 2009). La operación de promediado tiene las siguientes propiedades:

$$\begin{aligned}\overline{\bar{f}} &= \bar{f} \\ \overline{f'} &= 0\end{aligned}$$

3.1. Consideraciones del modelo de turbulencia

El alcance del modelo numérico se restringió a través de algunos supuestos como el estado estable, simetría y flujo compresible, donde la densidad en sí podría estimarse utilizando la ecuación de estado con los valores de temperatura y presión dados. El flujo en el tubo vórtex es altamente turbulento, sin embargo Star-CCM+ emplea modelos matemáticos de turbulencia para determinar esfuerzos y flujos turbulentos; El supuesto de estado estable y las consideraciones prácticas indican pues que un modelo de turbulencia debe ser empleado para representar sus efectos, así como el hecho de que a medida que el número

de Reynolds incrementa, la versión (RNG) del modelo k-ε se vuelve más adecuado que el modelo estándar (Behera, y otros, 2005).

Las ecuaciones involucradas en el modelo k-ε estándar para la energía y la disipación de la turbulencia se muestran en las ecuaciones 6-8:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k U) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad } k \right] + 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - \rho \varepsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \varepsilon U) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad } \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t E_{ij} \cdot E_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (7)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

Donde E_{ij} representa la componente de la velocidad de deformación y μ_t la viscosidad turbulenta definida como se muestra en la ecuación x. Las ecuaciones también constan de algunas constantes ajustables y los valores de estas constantes se han llegado a concluir por numerosas iteraciones para una amplia gama de flujos turbulentos. Estos son los siguientes (Versteeg & Malalasekera, 2007):

$$C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1, \sigma_\varepsilon = 1.30, C_{1\varepsilon} = 1.44 \text{ y } C_{2\varepsilon} = 1.94$$

El modelo Kappa-Épsilon Realizable propone una nueva ecuación de transporte para la tasa de disipación y una modificación al cálculo de la energía cinética turbulenta tal como se define en las ecuaciones 9-18:

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S \varepsilon - \rho C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b \quad (9)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (10)$$

Donde;

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S \frac{k U^*}{\varepsilon}} \quad (11)$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij} \tilde{\Omega}_{ij}} \quad (12)$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk} \omega_k \quad (13)$$

$$\Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (14)$$

Donde $\overline{\Omega_{ij}}$ es el tensor de la tasa de rotación media vista desde una referencia de rotación con velocidad angular ω_k . Las constantes $A_0 = 4.04$ y A_S corresponden a:

$$A_S = \sqrt{6} \cos\phi \quad (15)$$

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W), W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{S^3} \quad (16)$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \quad (17)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (18)$$

La ecuación representativa de la energía cinética turbulenta para el modelo Kappa-Épsilon RNG es la representada en la ecuación 19-21:

$$\rho U_i \frac{\partial k}{\partial x_i} = \mu_t S^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] - \rho \varepsilon \quad (19)$$

Donde;

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (20)$$

$$S_{ij} \equiv \frac{1}{2} \left[\frac{\partial U_j}{\partial x_i} + \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \right] \quad (21)$$

Para la tasa de disipación de la energía se muestra la ecuación 22 que incluye un nuevo término R:

$$\rho U_i \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} = C_{1\varepsilon} \left(\frac{\varepsilon}{k} \right) \mu_t S^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] - C_{2\varepsilon} \rho \left(\frac{\varepsilon^2}{k} \right) - R \quad (22)$$

El Modelo de turbulencia empleado en este trabajo corresponde al Kappa-Épsilon realizable debido a que mostró alta convergencia en los residuales para cada una de las simulaciones llevadas a cabo.

3.2. Condiciones de frontera

Debido a la compleja geometría del flujo, los datos para las condiciones de frontera deben considerarse cuidadosamente con el fin de hacer cálculos realistas. Las propiedades en la entrada se obtienen generalmente a partir de datos experimentales, análisis o estimados, muy raramente todas las condiciones de frontera requeridas están disponibles en el experimento. Por simplicidad en el presente cálculo, la válvula en forma de cono utilizada como válvula de control de descarga en la salida se asume como una válvula de bloqueo para este flujo (Eiamsa-ard & Promvongse, 2007).

Tabla 5. Especificaciones de los modelos

Número #	Presión de entrada*		Generador	Consumo de aire		Capacidad	
	PSIG	BAR		SCFM	SLPM	Btu/H	Kcal/H
10008/10007	100	7	Negro/latón	8	226	400	100
10010	100	7	Verde	10	311	640	161
10015	100	7	Rojo	15	425	900	227
10025	100	7	Azul	25	708	1500	378
10035	100	7	Amarillo	35	991	2650	668

*Basada en una temperatura de entrada de 70°F/21.1°C

La pared del tubo se considera como adiabática y es usada la condición de frontera de no deslizamiento.

De forma general, el flujo de aire (SCFM) total de cualquier tubo vórtex de la empresa Arizona es proporcional a cualquier presión de entrada absoluta mediante el cálculo propuesto en la ecuación 23 (Arizonavortex):

$$\frac{(PSIG + 15) * \text{clasificación del generador}}{115} = \text{Consumo aprox. de aire} \quad (23)$$

Entrada: El generador del vórtex determina el volumen de aire a través del tubo. Estos generadores están clasificados para 8,10, 15, 25 y 35 scfm a 100 psi. En este trabajo se analiza el comportamiento del fluido en un tubo vórtex modelo 10025 correspondiente al generador identificado por el color azul. A la entrada se tiene una condición de frontera de estancamiento (a la entrada de la tobera) con presión total de 100 PSIG y temperatura total de 70°F (689475 Pa y 294.26 K), esto en base a los datos proporcionados por el fabricante y los cuales se muestran en la Tabla 5. En la Figura 16 se muestra el área correspondiente a esta condición de frontera.

Figura 16. Región de frontera de entrada



Salida fría: Condición de frontera de presión para la región de salida fría del tubo vórtex con presión no mayor a 5 PSIG (101325 Pa y 273 K). En la Figura 17 se muestra el área correspondiente a esta condición de frontera.

Figura 17. Región de frontera de salida fría



Salida Caliente: Condición de frontera de presión para la región de salida caliente del tubo vórtex. Para efectos prácticos, la válvula se fija en una posición y se simula el fenómeno con esta condición invariante con una condición de frontera de presión no mayor a 5 PSIG (101325 Pa y 273 K). En la Figura 18 se muestra el área correspondiente a esta condición de frontera.

Figura 18. Región de frontera de salida caliente



Por otro lado, la Fracción fría puede calcularse (Ecuación 24) a partir de la lectura de la temperatura de entrada (T_i), la temperatura de salida de aire frío (T_c), y la temperatura del aire caliente (T_h) si se tienen disponibles estos valores (Arizonavortex), de modo que;

$$\text{Fracción Fría \% (CF)} = \frac{T_h - T_i}{T_h - T_c} \times 100 \quad (24)$$

4. OBTENCIÓN DE RESULTADOS

Teniendo en cuenta las áreas de entrada y salida de las toberas correspondientes a 11.03mm² y 6.10mm² respectivamente y la longitud promedio de estas (4.9mm) se llevó a cabo inicialmente la resolución analítica del fenómeno mediante el cálculo para condiciones isoentrópicas de una de las toberas teniendo en cuenta las condiciones de entrada y salida de las mismas presentadas en el apartado anterior, considerando la constante isoentrópica del fluido $\gamma=1.4$ y la constante del gas como $R=0.287$ kJ/kgK.

Las ecuaciones empleadas para llevar a cabo los cálculos de las principales propiedades de interés son las que se muestran a continuación (Ecuaciones de la 25 a la 36), estas son basadas en las propiedades de estancamiento y el número de Mach (Saad, 1993);

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{V^2}{2c_p T} \quad (25)$$

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (26)$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{1/(\gamma-1)} \quad (27)$$

Y dado que;

$$\frac{V^2}{\gamma RT} = M^2 \quad (28)$$

$$c_p = \frac{\gamma R}{\gamma - 1} \quad (29)$$

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (30)$$

$$\frac{V}{c} = \sqrt{\gamma RT} \quad (31)$$

Tenemos entonces que;

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \quad (32)$$

$$\frac{P_0}{P} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (33)$$

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{1/(\gamma - 1)} \quad (34)$$

Y para la evaluación de la presión a la descarga;

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\gamma/(\gamma - 1)} \quad (35)$$

$$\frac{A}{A^*} = \frac{1}{M} \left[\left(\frac{2}{\gamma + 1}\right) \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right) \right]^{(\gamma + 1)/[2(\gamma - 1)]} \quad (36)$$

La Figura 19 - Figura 22 muestran los perfiles de presión, temperatura y las variaciones de la velocidad y el número de mach en la tobera evaluada. Así mismo, en la Figura 23 se observa la variación de cada una de estas propiedades o variables a lo largo de la tobera de interés, se observa un decremento en la temperatura y presión en la tobera a medida que se avanza hacia la salida y un incremento en la velocidad y el número de mach respectivamente; cabe mencionar que a la salida de la tobera la velocidad es de 300m/s aproximadamente, valor cercano a la velocidad medida para llevar a cabo el estudio de independencia de la malla en secciones anteriores de 269.75m/s.

Figura 19. Perfil de temperatura en la tobera (aire)

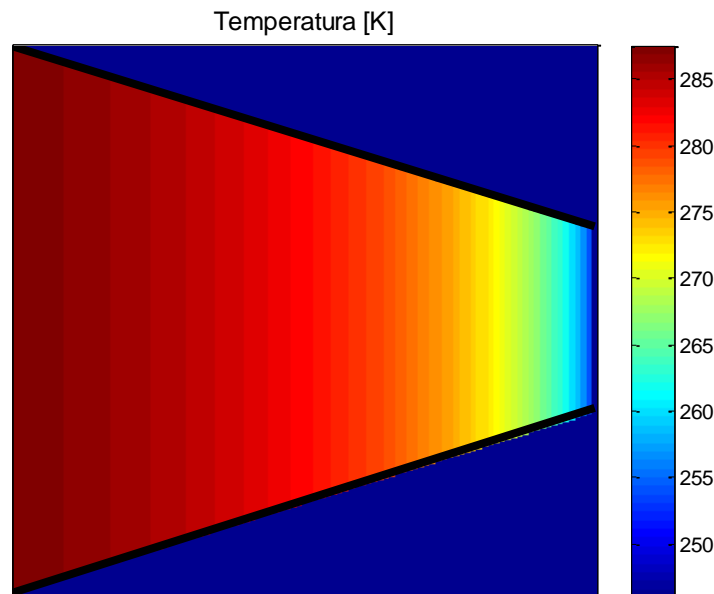


Figura 20. Perfil de presión en la tobera (aire)

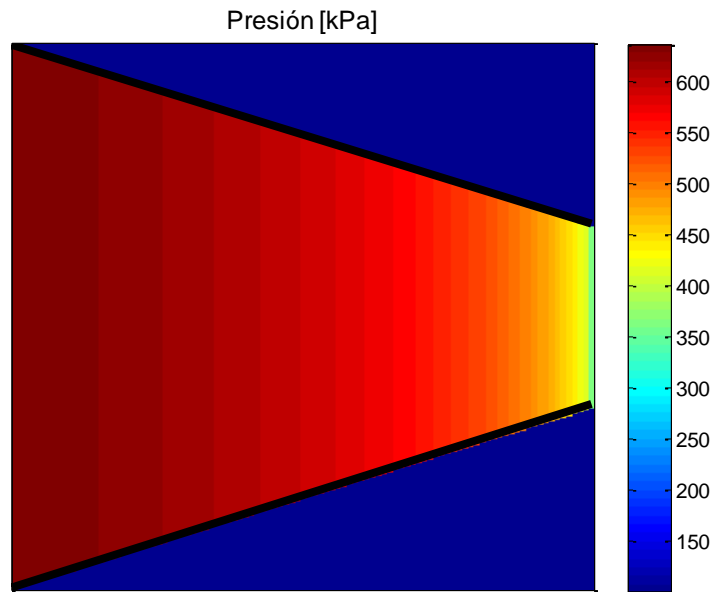
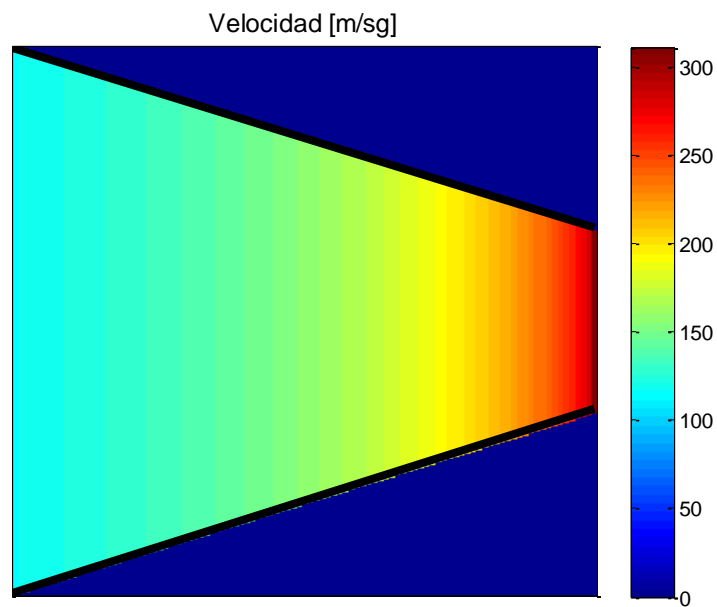


Figura 21. Gradiente de velocidad en la tobera (aire)



Se observa también que la temperatura promedio a la salida de las toberas es aproximadamente 250K y la presión 390kPa, valores muy cercanos a los obtenidos en el estudio de independencia de la malla de secciones anteriores correspondientes a 257.11K y 391.01kPa.

Figura 22. Variación del número de Match en la tobera (aire)

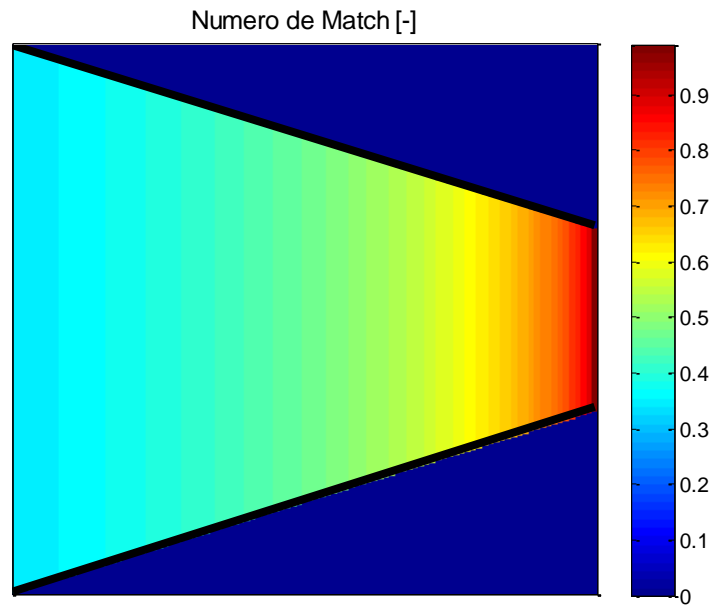
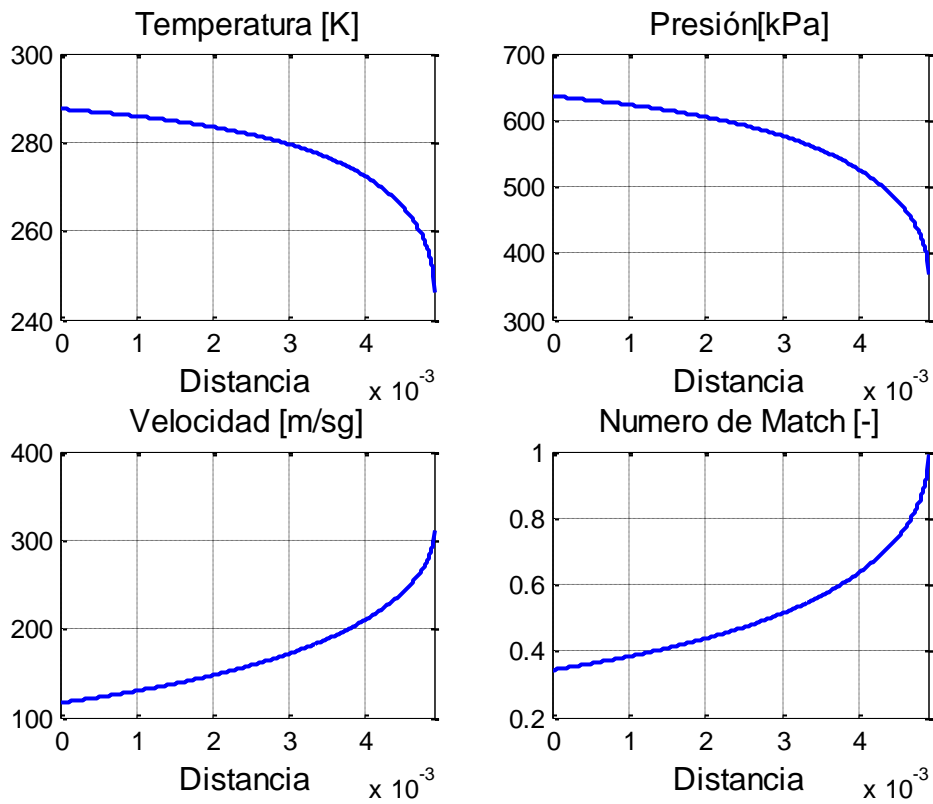


Figura 23. Variación de propiedades en la tobera (aire)



En este trabajo se lleva a cabo la validación de los resultados obtenidos de la simulación en el software STAR-CCM+ para una fracción fría específica dentro de los datos de rendimiento proporcionados por el fabricante y mostrados en la Tabla 7. La fracción seleccionada y comparada en este trabajo corresponde al 60%, en la Tabla 6 se muestra para el modelo analizado (10025) las porciones de volumen de aire descargado a lado y lado del vórtex.

Tabla 6. Volumen de salida del aire dependiendo de la fracción fría (Arizonavortex)

Modelo Vórtex	20%		30%		40%		50%		60%		70%		80%	
	c ¹	h ²	c	h	C	h	c	h	c	h	c	h	c	h
10008	1.6	6.4	2.4	5.6	3.2	4.8	4	4	4.8	3.2	5.6	2.4	6.4	1.6
10010	2	38	3	7	4	6	5	5	6	4	7	3	8	2
10015	3	12	4.5	10.5	6	9	7.5	7.5	9	6	10.5	4.5	12	3
10025	5	20	7.5	17.5	10	15	12.5	12.5	15	10	17.5	7.5	20	5
10035	7	28	10.5	24.5	14	21	17.5	17.5	21	14	24.5	10.5	28	7

¹Salida fría (cfm)

²Salida Caliente (cfm)

Tabla 7. Datos de rendimiento del tubo vórtex (Arizonavortex)

Presión de entrada PSIG	Temperaturas °F	Fracción Fría %						
		20	30	40	50	60	70	80
20	Disminución	63.1	61.3	56.1	51.3	44.5	37	28.8
	Incremento	15.1	24.4	37.8	51.3	65.1	82.5	108.1
40	Disminución	89.2	85.8	81.1	73.2	63.1	52.5	39.1
	Incremento	23.4	35.2	52.1	73.2	92.8	116.9	148.1
60	Disminución	104.3	101.7	93.7	84.1	73.5	60.9	45.4
	Incremento	25.6	39.9	59.1	84.1	104.1	133.1	169.1
80	Disminución	117.1	111.2	102.3	92.2	81.3	66.2	50.1
	Incremento	26.1	44.1	64.1	92.2	114.1	144.3	181.1
100	Disminución	128.3	119.5	111.1	100.3	86.5	71.9	53.5
	Incremento	27.8	46.1	67.3	100.3	119.9	151.1	192.1

*La fracción fría es el porcentaje del flujo total que sale por el orificio frío

En la Figura 24 y la Figura 25 se presentan los perfiles de temperatura y presión del sistema a validar para una fracción fría del 60%, así como las líneas de corriente del mismo y la estabilización de los residuales en la Figura 26 y Figura 27.

Figura 24. Perfil de temperatura del sistema para fracción de frío del 60% (aire)

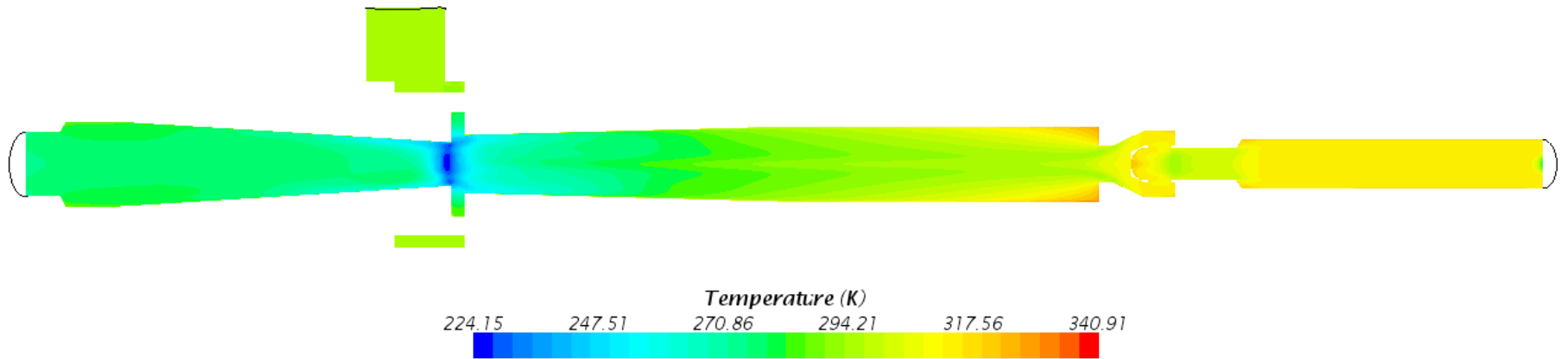


Figura 25. Perfil de presión del sistema para fracción de frío del 60% (aire)

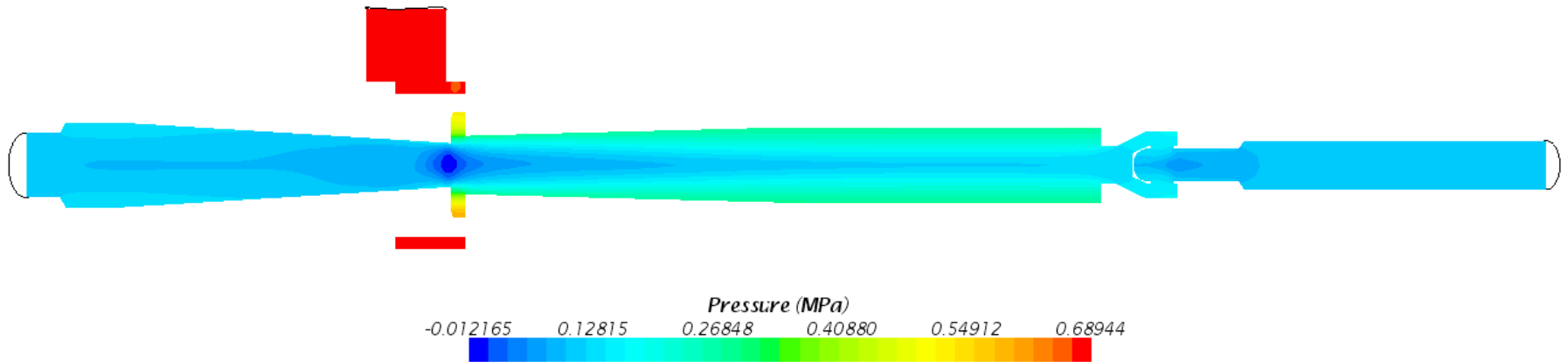


Figura 26. Líneas de corriente del sistema para fracción de frío del 60% (aire)

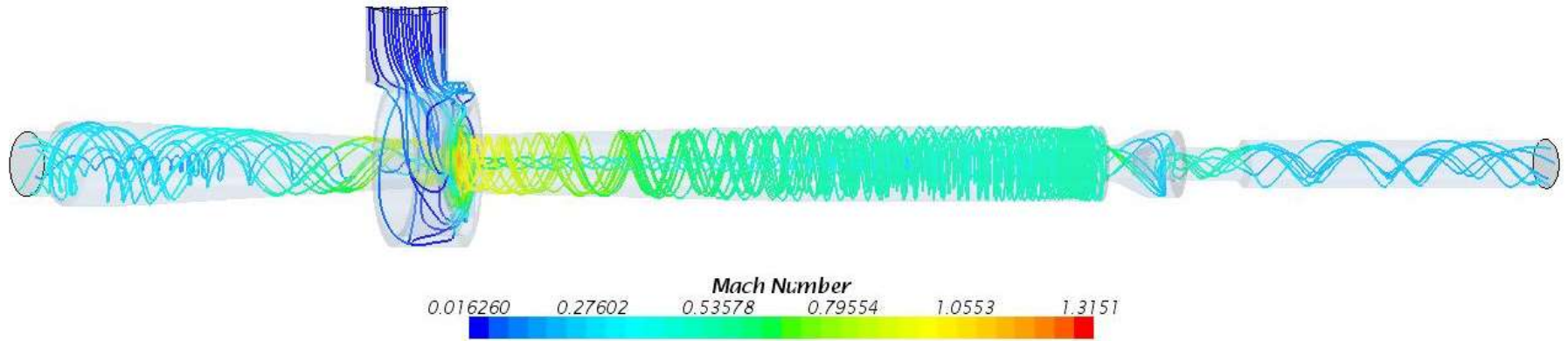
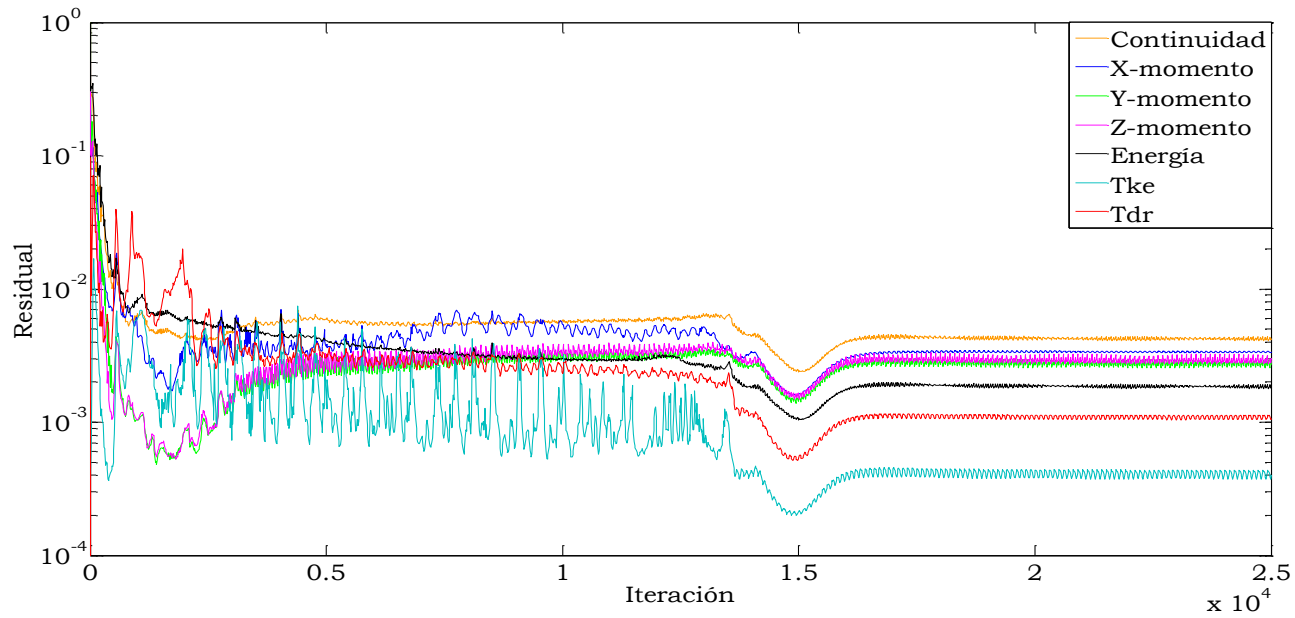


Figura 27. Gráfico de residuales para fracción de frío del 60% (aire)



Para la fracción fría correspondiente al 60% y de acuerdo a la información proporcionada en la Tabla 7, bajo las condiciones evaluadas debería haber un incremento en la temperatura de 119.9°F (321.98K) y un decremento de 86.5°F (303.42K), lo cual equivale a una temperatura máxima alcanzada en el vórtex de 151.63°F (333.61K) y una temperatura mínima de -54.77°F (224.94K) respectivamente; De este modo, se observa en la Figura 24 que las temperaturas máximas y mínimas alcanzadas corresponden a 153.96°F (340.90K) y -56.191°F (224.15K), lo que implica que la predicción de la simulación llevada a cabo en comparación con la información proporcionada por el fabricante es muy cercana con un porcentaje de error equivalente a 2.2% para la predicción de la temperatura máxima y 0.35% para la predicción de la temperatura más baja. Esta información se muestra resumida en la Tabla 8.

Tabla 8. Validación de datos de la simulación VS fabricante

Datos	Fracción fría
	60%
T Mínima Ideal (K)	224.94
T Mínima alcanzada (K)	224.15
Error (%)	0.35
T Máxima Ideal (K)	333.61
T Máxima alcanzada (K)	340.90
Error (%)	2.2

Asimismo, para la fracción de frío del 20% correspondiente a la válvula del lado caliente totalmente abierta se hizo una validación experimental para los lados caliente y frío de salida del tubo vórtex dado que es de interés la significancia de la presión de entrada del fluido al tubo, de lo que se sospechaba dada la información proporcionada por el fabricante y mostrada en la Tabla 7. La comparación con un diseño de experimentos es motivada por la disponibilidad de toma de datos en el tubo en los extremos a la descarga del fluido y dado que la información proporcionada por el fabricante para las temperaturas máxima y mínima poseen variaciones altas que en el caso de la simulación no se observan claramente.

Se procedió entonces a llevar a cabo el experimento para una condición específica de interés que en este caso corresponde a la mínima fracción de frío que se puede obtener del dispositivo (20%), teniendo en cuenta que este es el lado de descarga de interés y que esta condición sería el límite inferior de lo obtenido del dispositivo.

4.1. Efecto de la presión de entrada en el salto térmico

Con interés en determinar el efecto individual de la presión de entrada al tubo vórtex en el salto térmico obtenido tanto en la descarga fría como en la caliente del tubo vórtex se ejecuta un experimento en el cual se tiene como factor de diseño la presión de entrada al tubo vortex, como variables controladas se tienen la fracción fría y la presión a la descarga del vortex, como perturbación se tiene la temperatura de entrada al vortex y como variables de respuesta se tienen al incremento de temperatura del lado caliente y al decremento de temperatura de lado frío.

La presión de entrada al vórtex se varió de 20 psig a 100 psig con incrementos de 10 psi, manteniendo la válvula caliente totalmente abierta y la descarga atmosférica, se registró tanto la temperatura de entrada al tubo vórtex como la temperatura de salida en sus dos extremos. Se realizaron 4 réplicas del diseño lo cual da un total de 36 corridas experimentales, las cuales se muestran en la Tabla 9.

Tabla 9. Corridas experimentales: Respuesta de los saltos térmicos ante cambios en la presión de entrada.

Presión	ΔT Caliente				ΔT frío			
	R1	R2	R3	R4	R1	R2	R3	R4
20	20.04375	19.7875	20.075	19.90625	-16.9375	-18.35	-17.4563	-16.3125
30	26.63571	25.73571	25.38571	24.21429	-24.0643	-22.35	-23.5	-24.2571
40	30.59286	30.2	30.41071	29.75714	-25.2	-26.45	-25.375	-25.7821
50	45.09375	44.99375	45.89375	46.175	-27.0063	-29.375	-29.4938	-27.5688
60	47.64667	47.09333	48.27333	48.16	-25.6133	-33.3667	-30.9	-26.0133
70	42.27692	41.20769	42.50769	42	-22.7	-21.9538	-21.3692	-27.5
80	34.93846	33.17692	33.7	31.32308	-17.0308	-16.7462	-22.5769	-19.2462
90	20.92308	20.65385	23.33846	22.36923	-10.1154	-13.2769	-19.1462	-10.6692
100	24.39	22.195	23.42	21.54	-10.29	-12.025	-16.615	-11.965

Cada celda de la matriz anterior es la diferencia entre el promedio de los datos de temperatura tomados por termopares ubicados en los extremos de tubo vortex y el promedio de los datos de un termopar que registraba la temperatura ambiente durante un minuto de prueba. El análisis de varianza de los datos de cada variable de salida se presenta en la Tabla 10 y la Tabla 11; se observa que la presión es significativa para ambas variables de salida, por lo que se puede afirmar que cambiar la presión de entrada afecta el salto térmico dentro de tubo.

Tabla 10. Tabla ANOVA para el salto térmico entre la entrada y el lado caliente del vórtex

Fuente	Suma de cuadrados	Grados de libertad	Cuadrado medio	F critico	P-Value
Presión	3645.88	8	455.735	542.26	0
Error	22.692	27	0.840443		
Total	3668.57	35			

Tabla 11. Tabla ANOVA para el salto térmico entre la entrada y el lado frío del vórtex

Fuente	Suma de cuadrados	Grados de libertad	Cuadrado medio	F critico	P-Value
Presión	1188.08	8	148.51	23.33	0
Error	171.855	27	6.36501		
Total	1359.94	35			

Las gráficas de las figuras 28, 29 y 30 muestran la verificación de los supuestos de normalidad, homocedasticidad e independencia de los datos y se observa que para los tres casos se cumplen estos mismos.

El gráfico de normalidad representa las funciones de distribución teórica y empírica de los residuos tipificados. En el eje de ordenadas se representa la función teórica bajo el supuesto de normalidad y en el eje de abscisas, la función empírica. Desviaciones de los puntos del gráfico respecto de la diagonal indican alteraciones de la normalidad. Observamos que los puntos se aproximan razonablemente bien a la diagonal lo que confirma la hipótesis de normalidad.

Figura 28. Verificación del supuesto de normalidad; (a) lado caliente y (b) lado frío

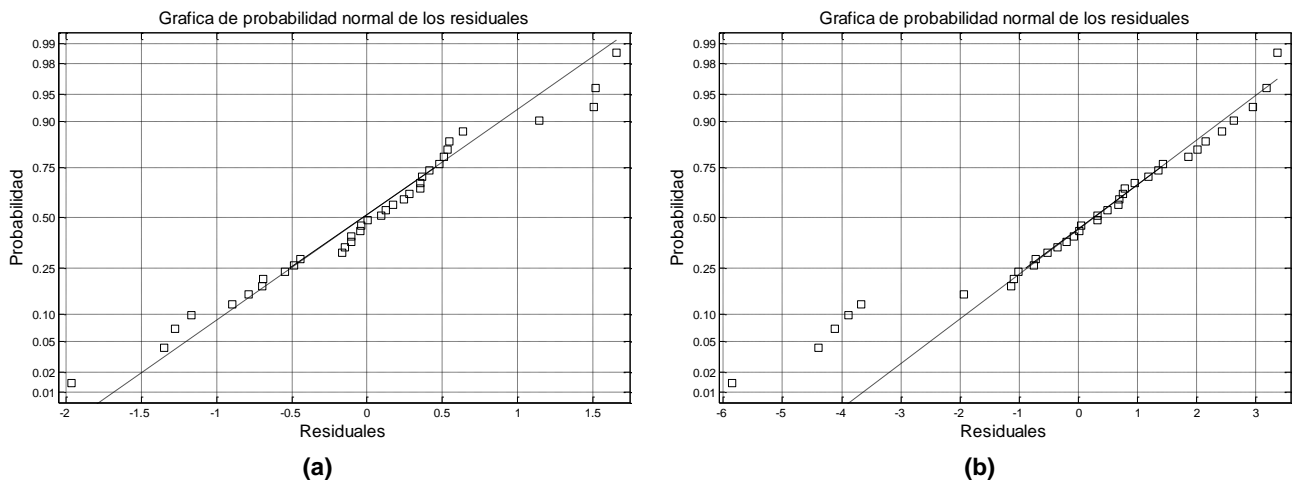
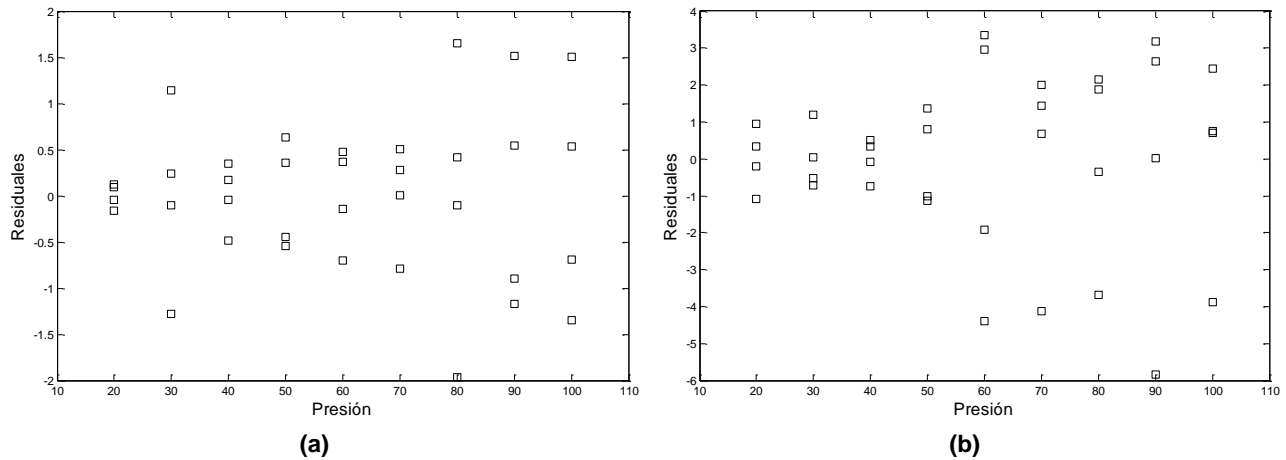


Figura 29. Verificación del supuesto de homocedasticidad; (a) lado caliente y (b) lado frío



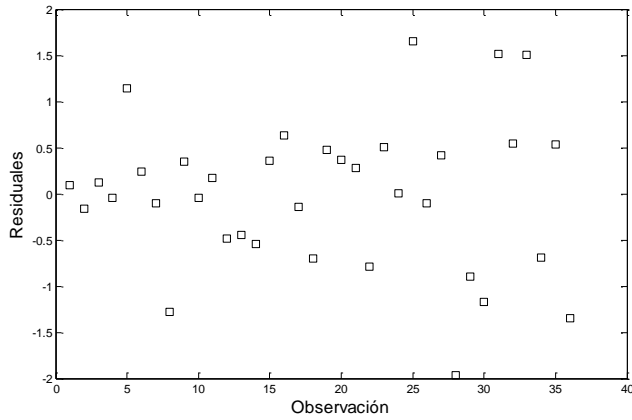
El supuesto de homogeneidad de las varianzas es un supuesto importante desde el punto de vista analítico, ya que su incumplimiento puede afectar tanto la probabilidad de cometer un error tipo I, como a la potencia de la prueba estadística; es decir, que las conclusiones que se extraigan del modelo sean falsas.

Para este caso, no se aprecia tendencia clara en el gráfico de verificación de este supuesto correspondiente a la Figura 29, los residuos no presentan estructura definida respecto de los valores predichos por el modelo por lo que no se rechaza la hipótesis de homocedasticidad.

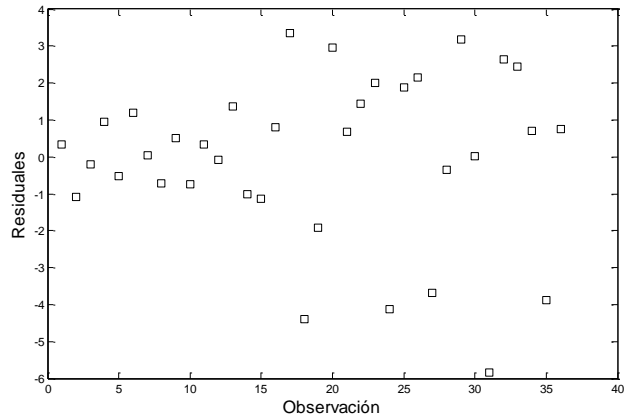
Graficar los residuos contra el orden del tiempo en el que se recopilaron los datos o muestras es útil para detectar correlación entre ellos. Si el modelo es adecuado, los residuales deberán estar sin estructura, es decir, no se deben observar patrones. Ahora bien, la selección aleatoria de muestras permite obtener observaciones independientes y por tanto, errores no correlacionados, asegurando este supuesto. Se observa pues en la Figura 30, que este supuesto también se cumple para el caso de estudio de este experimento.

Por otro lado, La comparación graficada en la Figura 31 muestra el método de la diferencia mínima significativa (LSD) de Fisher de comparación de medias o de creación de intervalos de confianza para todas las diferencias en parejas entre las medias de los niveles del factor basada en la prueba t de student empleando el valor de la varianza del error mostrado en la tabla ANOVA.

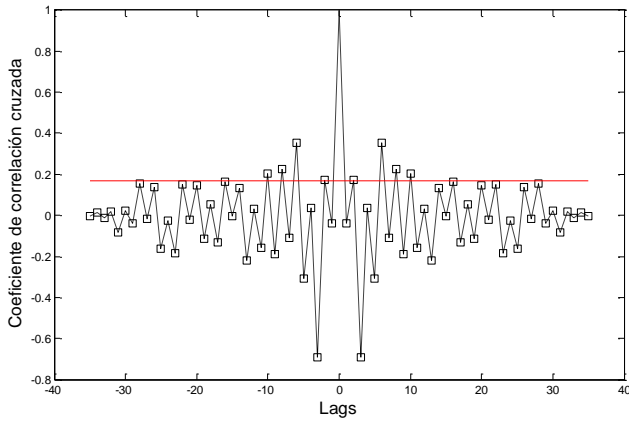
Figura 30. Verificación del supuesto de independencia; (a,c) lado caliente y (b,d) lado frío



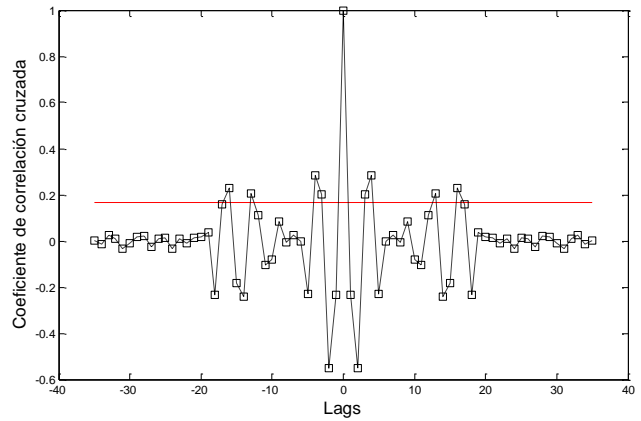
(a)



(b)



(c)



(d)

El valor de la LSD se encuentra referido a la distribución de t por la siguiente relación (ecuación 37):

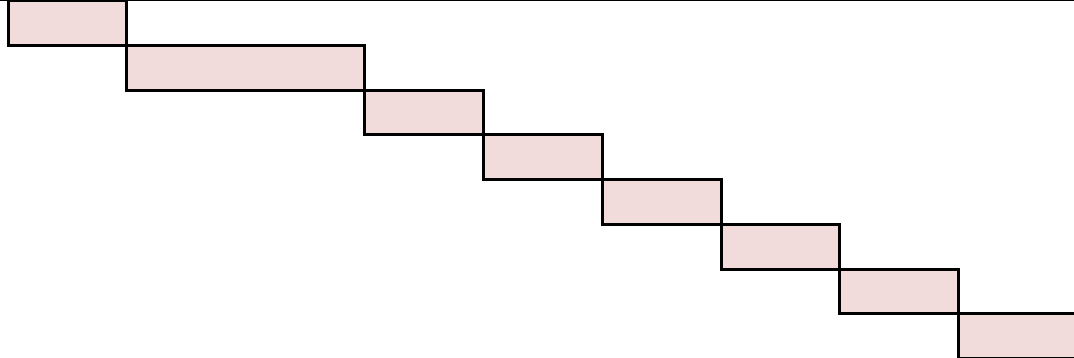
$$(LSD)_\alpha = t_\alpha \sqrt{\frac{2S^2}{n}} \quad (37)$$

Donde t_α es un valor tabulado, S^2 es la media de los cuadrados del error residual en la tabla resumen del ANOVA y n es el número de observaciones implícito en cada media de los tratamientos.

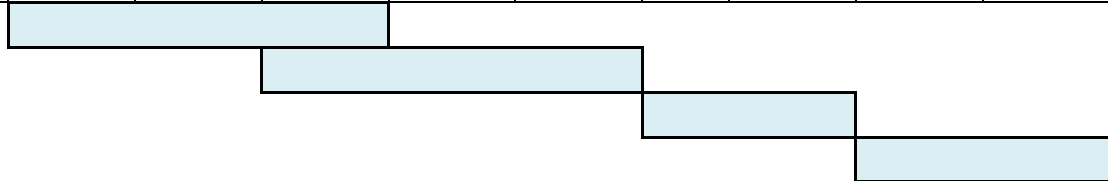
Es de notar pues, que no existe una diferencia significativa en la medias de los intervalos 90-100psi para el lado caliente y los intervalos 40-60psi, 30-40-70psi, 20-80psi y 90-100psi para el lado frío respectivamente.

Figura 31. Comparación grafica de medias: método LSD

Presión	20	90	100	30	40	80	70	50	60
Media	19.9531	21.8212	22.8863	25.4929	30.2402	33.2846	41.9981	45.5391	47.7933



Presión	60	50	40	30	70	80	20	90	100
Media	-28.9733	-28.3609	-25.7018	-23.5429	-23.3808	-18.9	-17.2641	-13.3019	-12.723



4.1.1 Modelo de regresión: lado caliente

El modelo de regresión que se ajusta a los datos, es decir, que describe el comportamiento del salto térmico en función de la presión de entrada para el lado caliente se muestra en la siguiente ecuación (38);

$$\Delta T_{Caliente} = 2.52P - 0.1455P^2 + 0.004443P^3 - 5.589 \times 10^{-5}P^4 + 2.37228 \times 10^{-7}P^5 \quad (38)$$

La Tabla 12 y la Tabla 13 muestran la verificación de la significancia del modelo y los factores que hacen parte de él, y el cual efectivamente se ajusta a los datos. Se observa en la Tabla 6 que con un p-value de 1E-36, el modelo seleccionado se ajusta al comportamiento de los datos en cuestión; por otro lado, la tabla 8 muestra que los factores incluidos en el modelo son significativos debido a que los p-value para todos los casos evaluados fueron menores a 0.05.

Figura 32. Grafica de juste de la regresión para el lado caliente

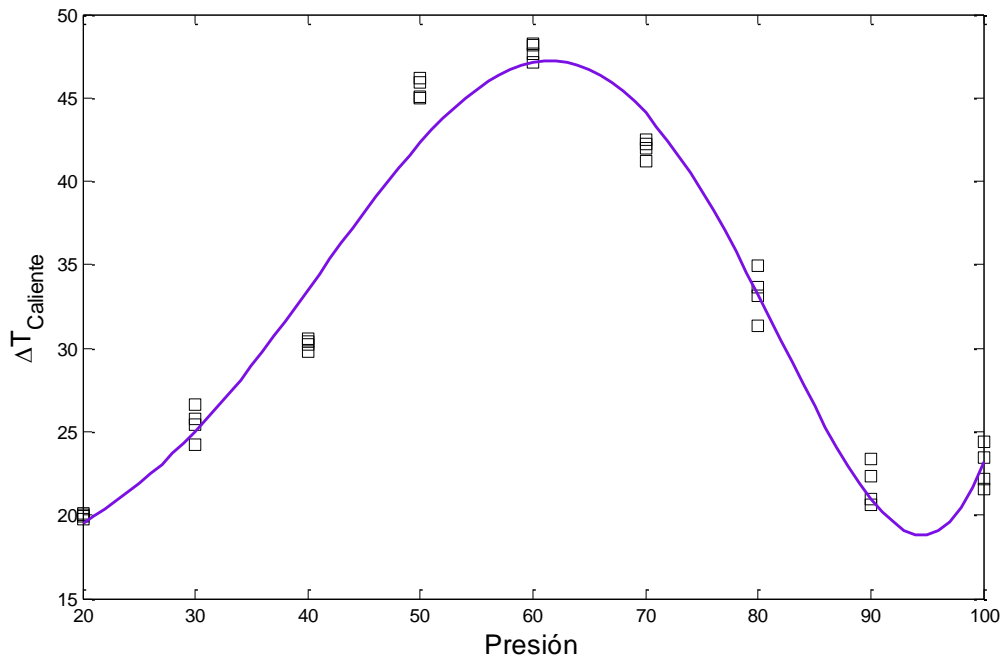


Tabla 12. Verificación de significancia del modelo para el lado caliente

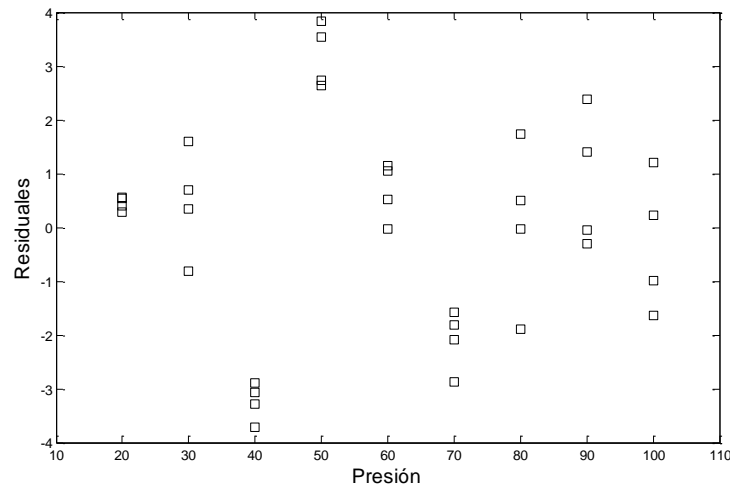
Fuente	Suma de cuadrados	Grados de libertad	Cuadrado medio	F critico	P-Value
Regresión	5	40661.69	8132.338	1946	1E-36
Error	31	129.552	4.179096		
Total	36	40791.24			

Tabla 13. Verificación de significancia de los factores para el lado caliente

Termino	Intercepto	Presión	Presión ²	Presión ³	Presión ⁴	Presión ⁵
Coefficiente	0	2.517014	-0.14548	0.00444317	-5.589E-05	2.37228E-07
P-value	#N/A	3.88E-09	7.21E-07	4.23E-08	2.27E-09	3.12E-10

La Figura 32 corresponde al gráfico de ajuste del modelo de regresión a los datos analizados en la matriz experimental, siendo la variable dependiente el salto térmico del lado de la salida caliente del tubo vórtex y la variable independiente la presión del fluido de entrada. La Figura 33 por su parte, muestra la verificación de estructuras para los residuales para el modelo propuesto.

Figura 33. Verificación de patrón de residuales para el lado caliente



4.1.2 Modelo de regresión: lado frío

De igual forma que para el caso del lado caliente, el modelo de regresión que describe el comportamiento del salto térmico en función de la presión de entrada para el lado frío se muestra en la siguiente ecuación;

$$\Delta T_{frío} = -0.0477P^2 + 9.56 \times 10^{-4} P^3 - 4.9 \times 10^{-6} P^4 \quad (39)$$

En la ecuación 39, el salto térmico del lado de la salida fría del tubo corresponde a la variable dependiente y la presión de entrada del fluido de trabajo que para este caso específico es aire la variable independiente en un rango de 20 a 100 psi.

La Tabla 14 y la Tabla 15 muestran la verificación de la significancia del modelo y los factores que hacen parte de él de la misma manera en que se evaluó para el lado caliente. Con un p-value de 1.E-27 resultado del análisis de la varianza para el modelo de regresión propuesto y el cual se ajusta a los datos experimentales analizados, se observa que efectivamente el modelo se ajusta a los datos y que los factores incluidos en él resultan ser significativos con valores de p-value muy por debajo de la significancia considerada.

La Figura 34 corresponde a la gráfica de ajuste del modelo de regresión, se observa que el modelo propuesto describe razonablemente bien los datos experimentales analizados en este apartado.

Figura 34. Grafica de juste de la regresión para el lado frío

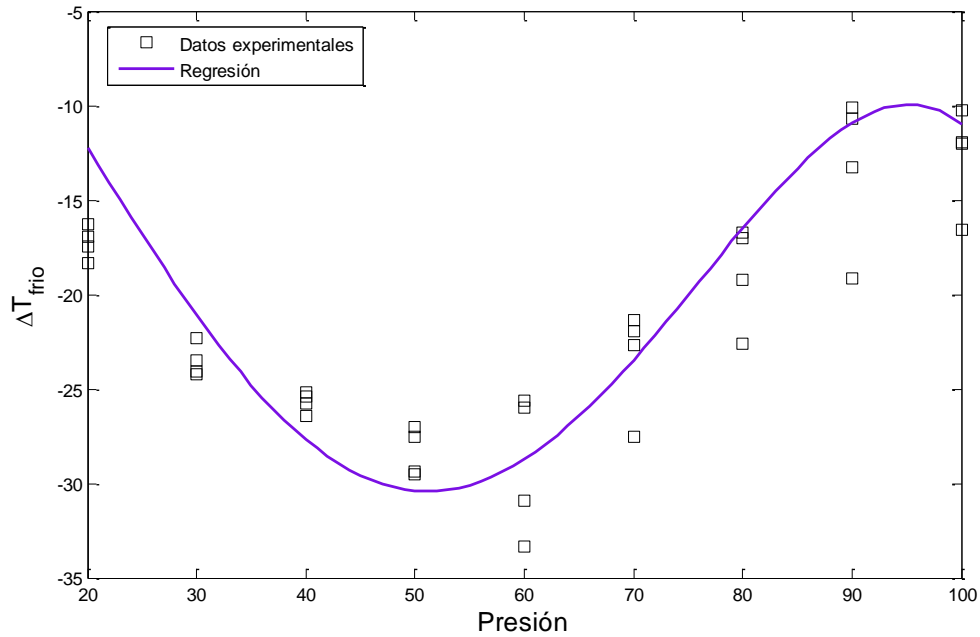


Tabla 14. Verificación de significancia del modelo para el lado frío

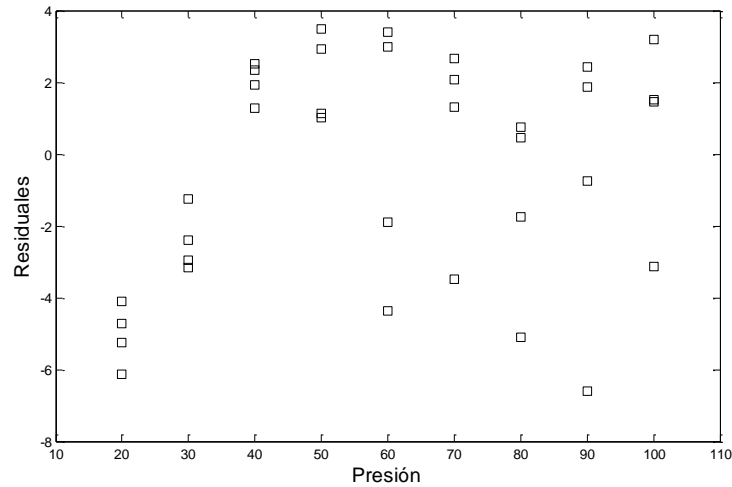
Fuente	Suma de cuadrados	Grados de libertad	Cuadrado medio	F critico	P-Value
Regresión	3	17422.72	5807.573	552.7	1.E-27
Error	33	346.7293	10.50695		
Total	36	17769.45			

Tabla 15. Verificación de significancia de los factores para el lado frío

Termino	Intercepto	Presión ²	Presión ³	Presión ⁴
Coefficiente	0	-0.04769	0.000956	-4.90E-06
P-value	#N/A	5.55E-21	1.51E-17	6.42E-15

La Figura 35 por otro lado, muestra la verificación de estructuras para los residuales del modelo propuesto. Se observa que se cumple este supuesto ya que no se presentan estructura definida o clara respecto de los valores predichos.

Figura 35. Verificación de patrón de residuales para el lado frío



Cabe resaltar que este diseño experimental llevado a cabo se evaluó para la válvula del vórtex completamente abierta, es decir, para la obtención de una fracción fría del 20% aproximadamente según los datos proporcionados por el fabricante; de la comparación de estos datos experimentales con los resultados de la simulación para la correspondiente fracción de frío se concluye en la Tabla 16 que efectivamente los resultados predictivos de la simulación son cercanos a los datos obtenidos tras la experimentación con porcentajes de error relativo menores al 7%.

Tabla 16. Comparación entre la simulación y los datos experimentales (aire)

Variable	Presión: 100psi			Presión: 20psi		
	Exp.*	Sim.**	Error (%)	Exp.*	Sim.**	Error (%)
T. caliente (K)	319.64	318.15	0.46	316.70	296.89	6.26
T. fría (K)	284.03	283.65	0.13	279.48	277.77	0.61

*Experimentación

**Simulación

La Figura 36, la Figura 37 y por su lado la Figura 40 y Figura 41 muestran los perfiles de temperatura y presión para la fracción de frío del 20% correspondiente a la válvula de la salida caliente totalmente abierta y presión de entrada de 100psi y 20psi respectivamente. Por su parte, la Figura 38 y la Figura 39 muestran el perfil de las líneas de corriente del sistema para la fracción de frío de interés y la estabilización de los residuales del modelo pasadas 20000 iteraciones para una presión de entrada de 100psi y la Figura 42 y Figura 43 para una presión de entrada de 20psi.

Figura 36. Perfil de temperatura del sistema para fracción de frío del 20% (aire, P=100psi)

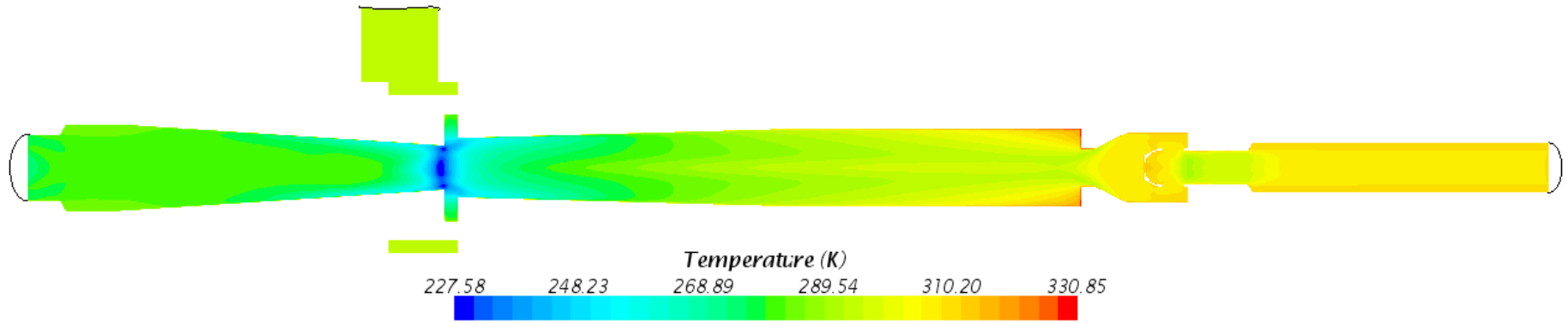


Figura 37. Perfil de presión del sistema para fracción de frío del 20% (aire, P=100psi)

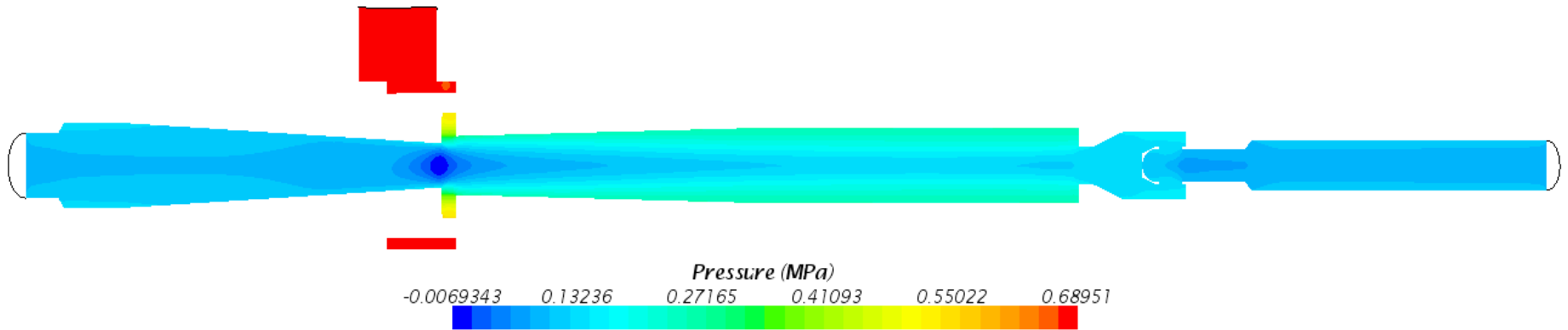


Figura 38. Líneas de corriente del sistema para fracción de frío del 20% (aire, P=100psi)

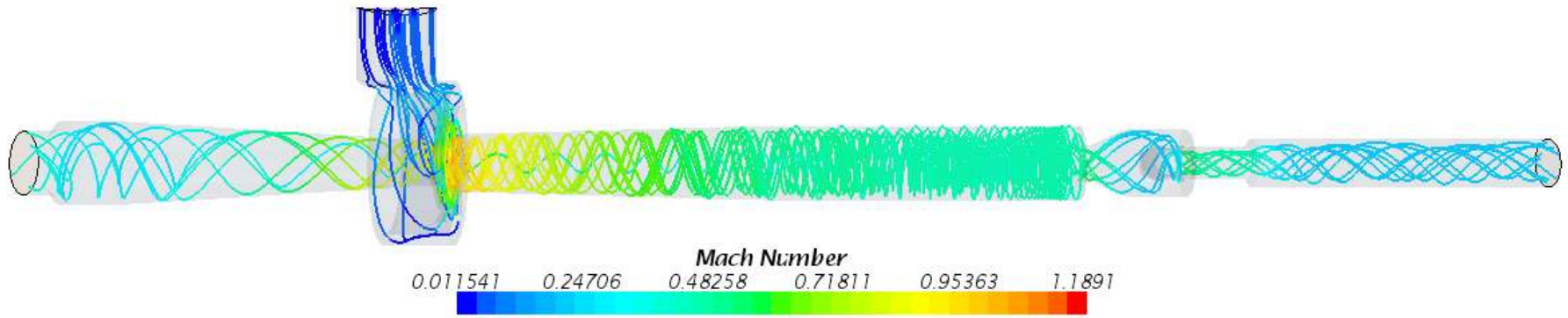


Figura 39. Gráfico de residuales para fracción de frío del 20% (aire, P=100psi)

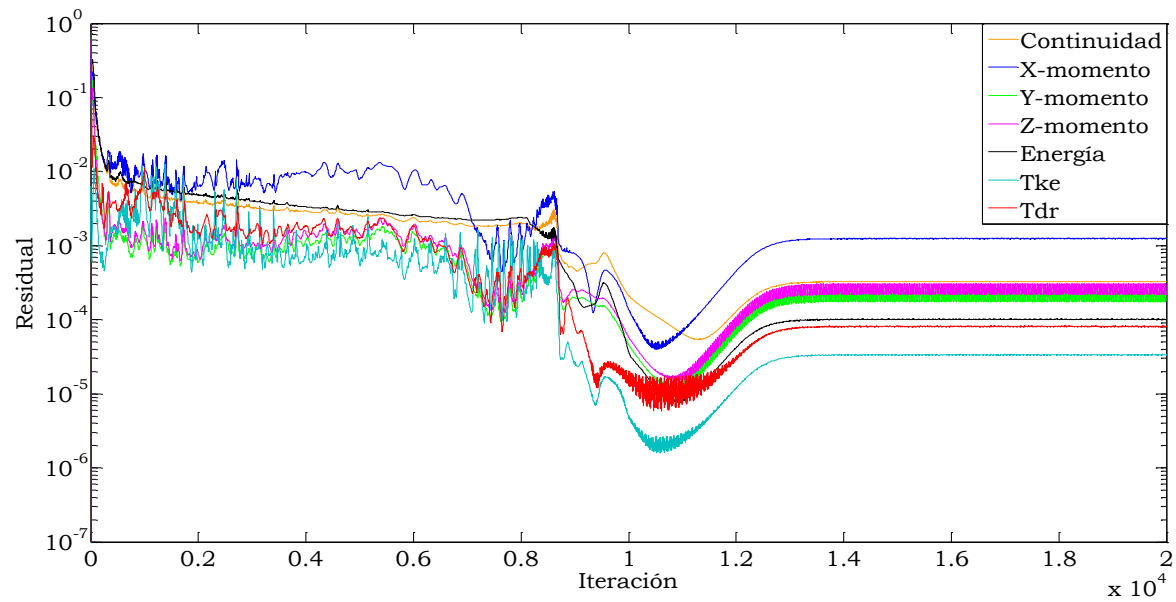


Figura 40. Perfil de temperatura del sistema para fracción de frío del 20% (aire, P=20psi)

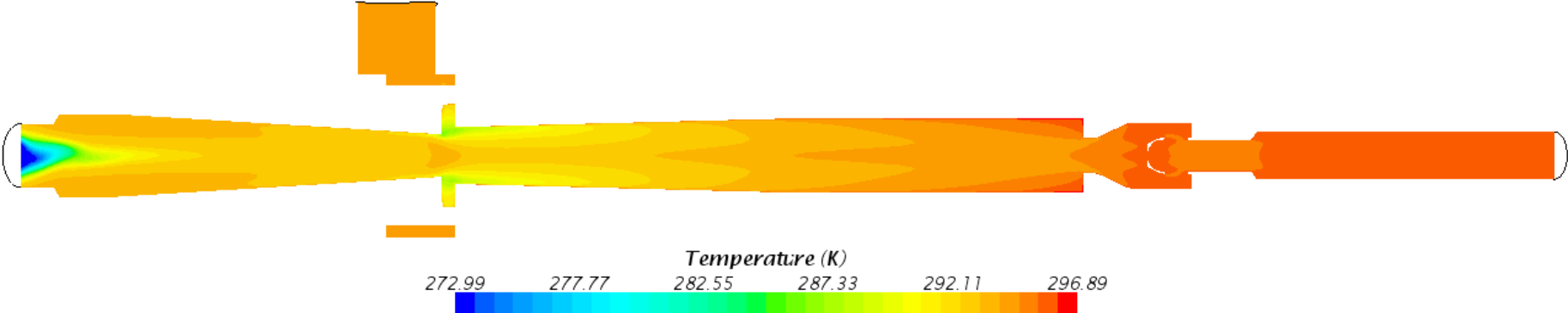


Figura 41. Perfil de presión del sistema para fracción de frío del 20% (aire, P=20psi)

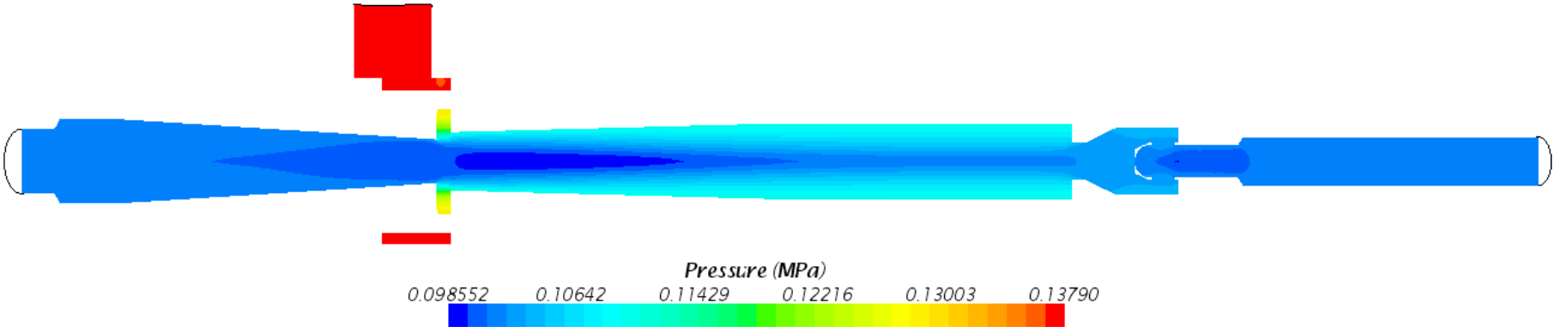


Figura 42. Líneas de corriente del sistema para fracción de frío del 20% (aire, P=20psi)

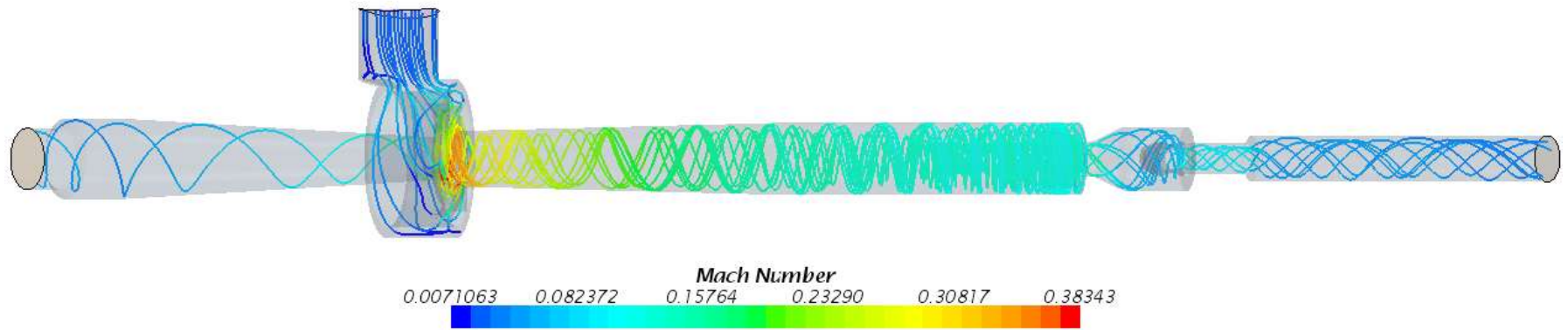
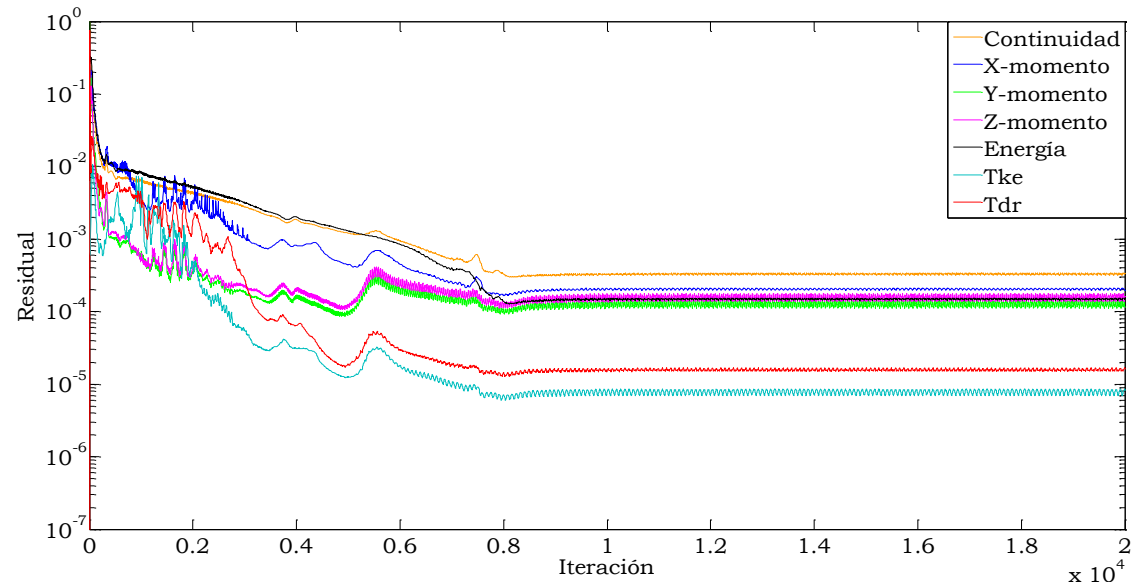


Figura 43. Gráfico de residuales para fracción de frío del 20% (aire, P=20psi)



Ahora bien, una vez validada la simulación con la información del fabricante y experimentación, se procedió finalmente a realizar la simulación con un fluido de interés del autor y del presente trabajo correspondiente al gas natural (metano). Para llevar a cabo esta simulación se establecieron las mismas condiciones de frontera al sistema que para el caso del aire y mostradas en secciones anteriores y se ensayó la fracción de frío correspondientes al 60%.

Figura 44. Perfil de temperatura en la tobera (Metano)

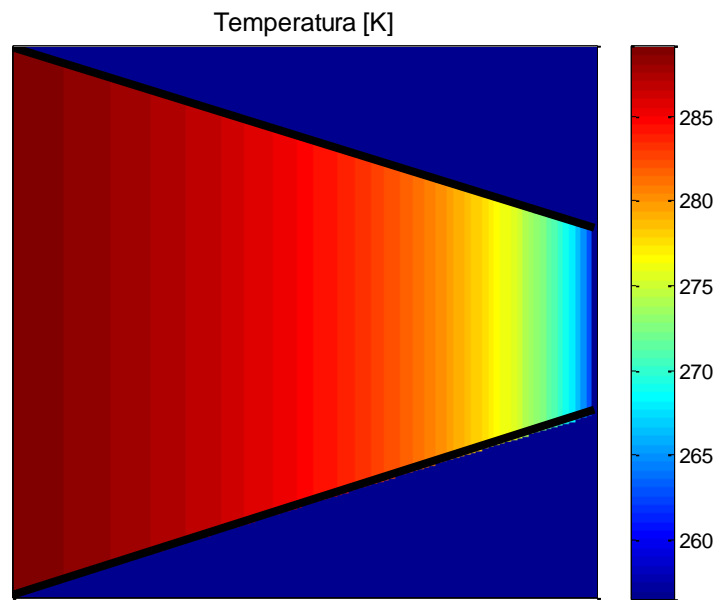


Figura 45. Perfil de presión en la tobera (Metano)

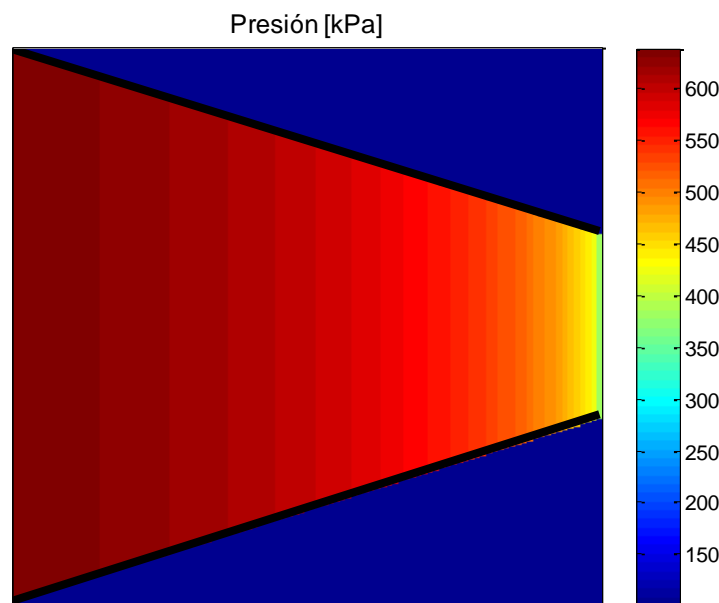


Figura 46. Gradiente de velocidad en la tobera (Metano)

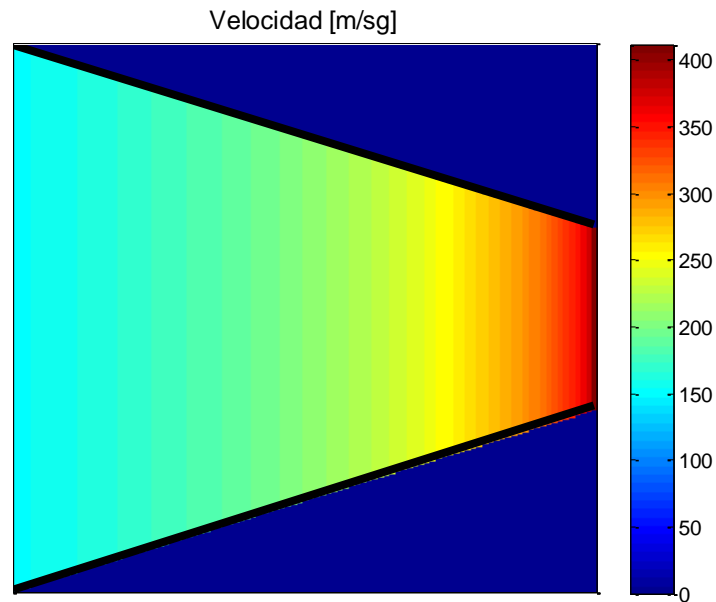
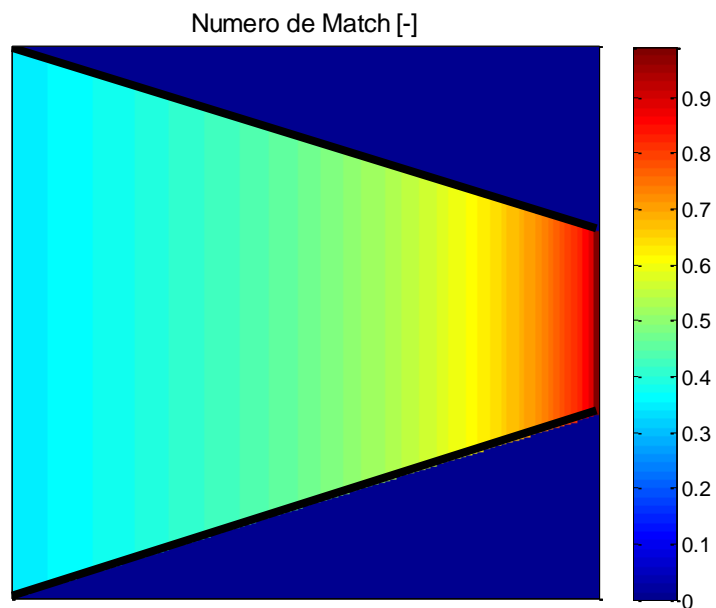
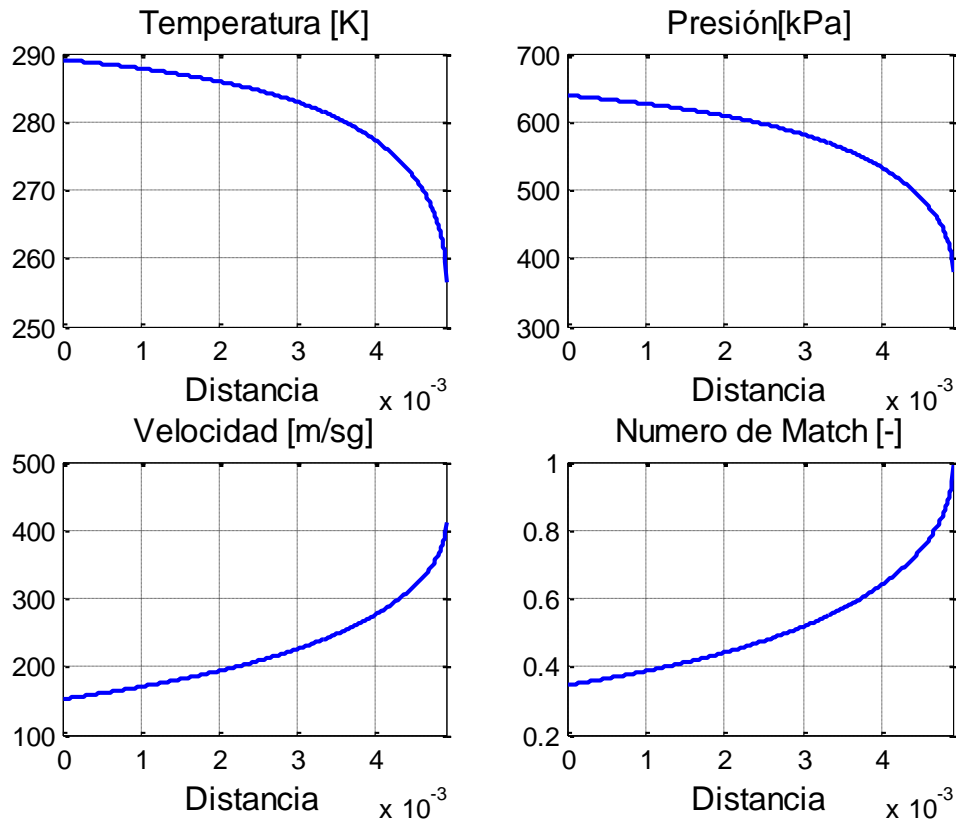


Figura 47. Variación del número de Match en la tobera (Metano)



En las Figura 44 y Figura 45 se muestran los perfiles de presión y temperatura de una tobera de la pieza generadora evaluada con el fluido de trabajo correspondiente al metano y en las Figura 46 y Figura 47 las variaciones de velocidad y número de match en la misma. En la Figura 48 se resumen las variaciones de las propiedades mencionadas a lo largo de la tobera.

Figura 48. Variación de propiedades en la tobera (Metano)



Al comparar los resultados obtenidos de la simulación en el software STAR-CCM+ de las figuras 49, 50 y 53 con la resolución del perfil de la tobera isoentrópica mostrada en las figuras 44-48 se concluye en la Tabla 17 que la predicción del modelo computacional es razonablemente acertada con un porcentaje de error máximo para las variables medidas correspondiente al 13.40%, lo que resulta ser tolerable hasta este punto con las herramientas de comparación disponibles. Cabe mencionar, que esta comparación se hizo solo en una región del dominio computacional: a la salida de las toberas y los datos obtenidos son el promedio de la variable medida en este punto.

Tabla 17. Comparación de parámetros a la salida de las toberas (metano)

Variable	T. salida de la tobera (K)		P. de salida de la tobera (kPa)		V. de salida de la tobera (m/s)	
	Analítica	Simulación	Analítica	Simulación	Analítica	Simulación
Datos	260	263.67	400	375.40	400	346.41
Error (%)	1.41		6.15		13.40	

Figura 49. Perfil de temperatura del sistema para fracción de frío del 60% (metano)

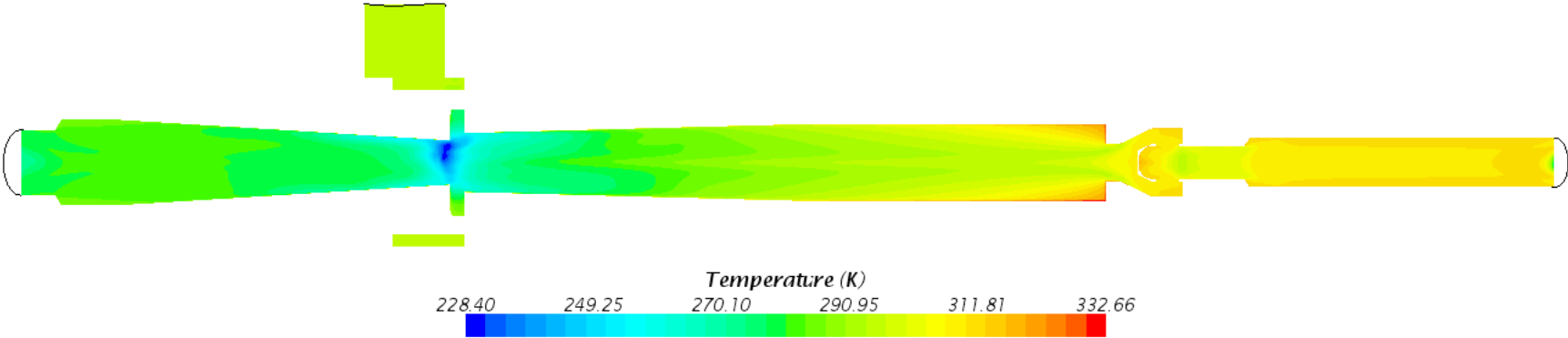


Figura 50. Perfil de presión del sistema para fracción de frío del 60% (metano)

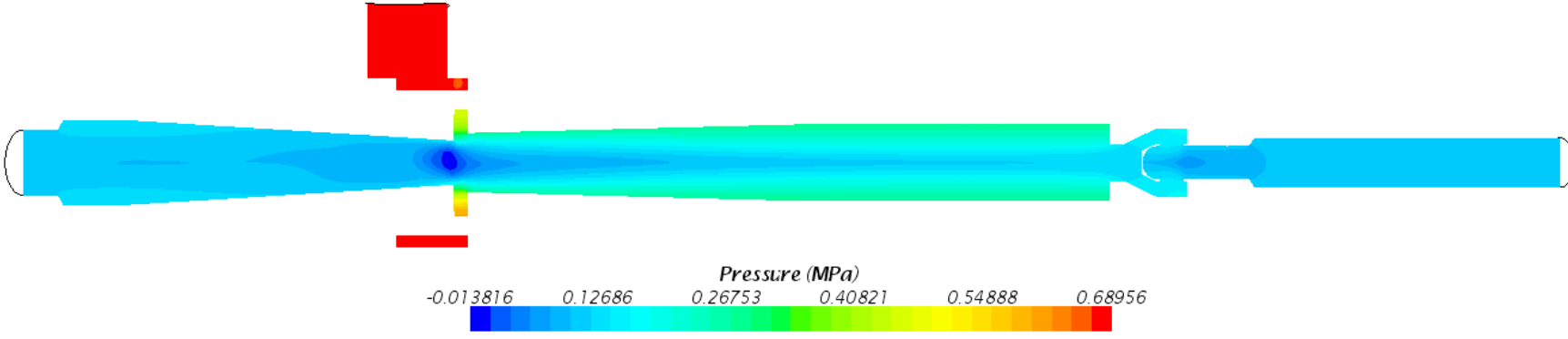


Figura 51. Líneas de corriente del sistema para fracción de frío del 60% (metano)

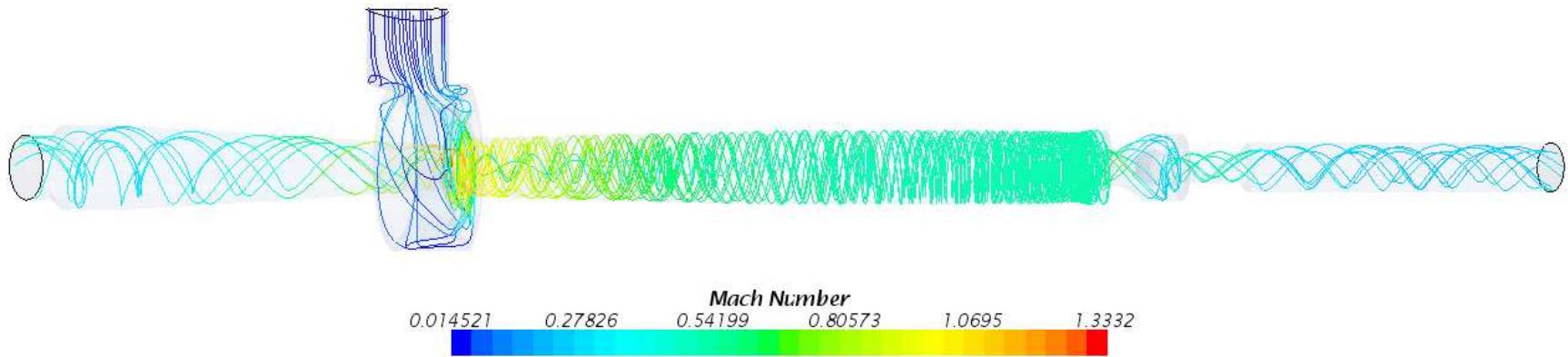


Figura 52. Gráfico de residuales para fracción de frío del 60% (metano)

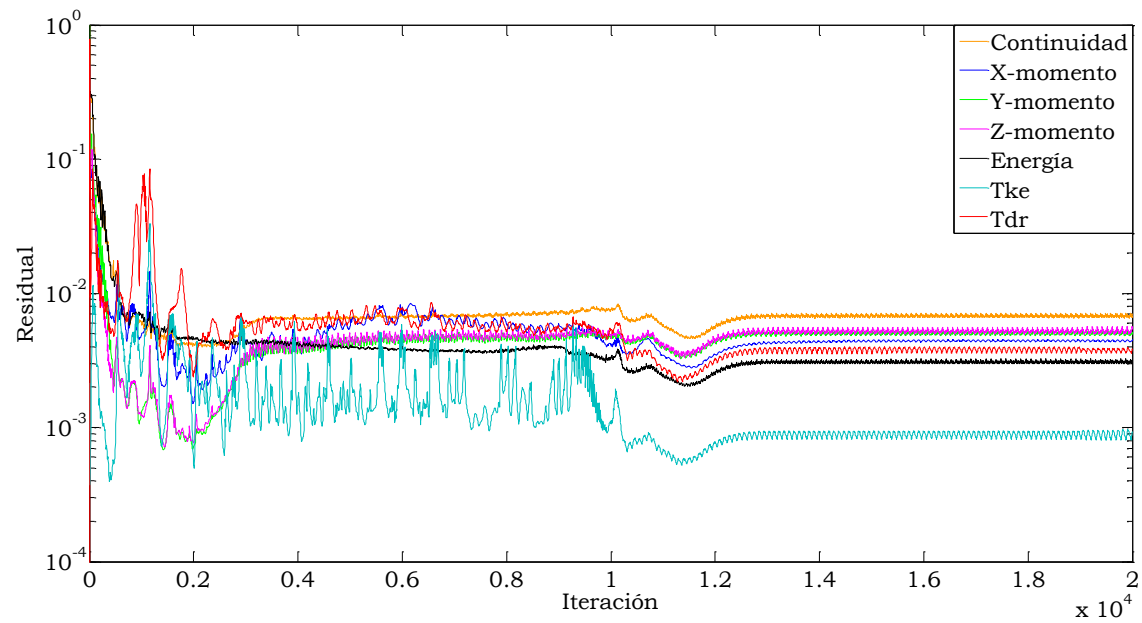
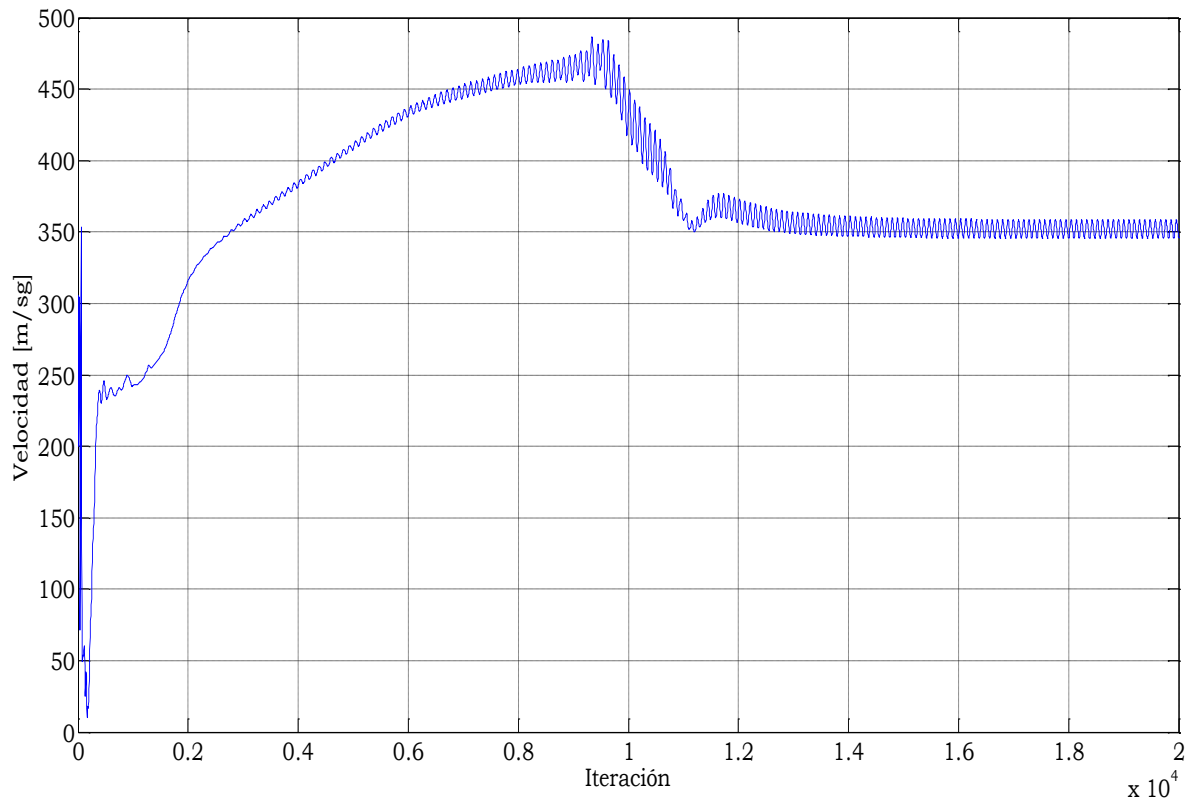


Figura 53. Variación de la velocidad a la salida de las toberas vs iteración (metano)



Ahora bien, haciendo un comparativo entre los 2 fluidos de trabajo analizados en este documento, se resumen las tres propiedades principales medidas al igual que en apartados anteriores para la región de salida de las toberas en la Tabla 18 y se observa que las propiedades para el metano difieren sustancialmente de los valores obtenidos para el aire para la fracción de frío del 60%. Se obtuvo un delta de temperatura de 6.56 K, un delta de presión de 15.61 kPa y un delta de velocidad de 76.66 m/s respectivamente.

Tabla 18. Comparación de propiedades entre los fluidos de trabajo: aire y metano

Variable	T. salida de la tobera (K)		P. de salida de la tobera (kPa)		V. de salida de la tobera (m/s)	
	Aire	Metano	Aire	Metano	Aire	Metano
Datos	257.11	263.67	391.01	375.4	269.75	346.41
Diferencia	6.56		15.61		76.66	

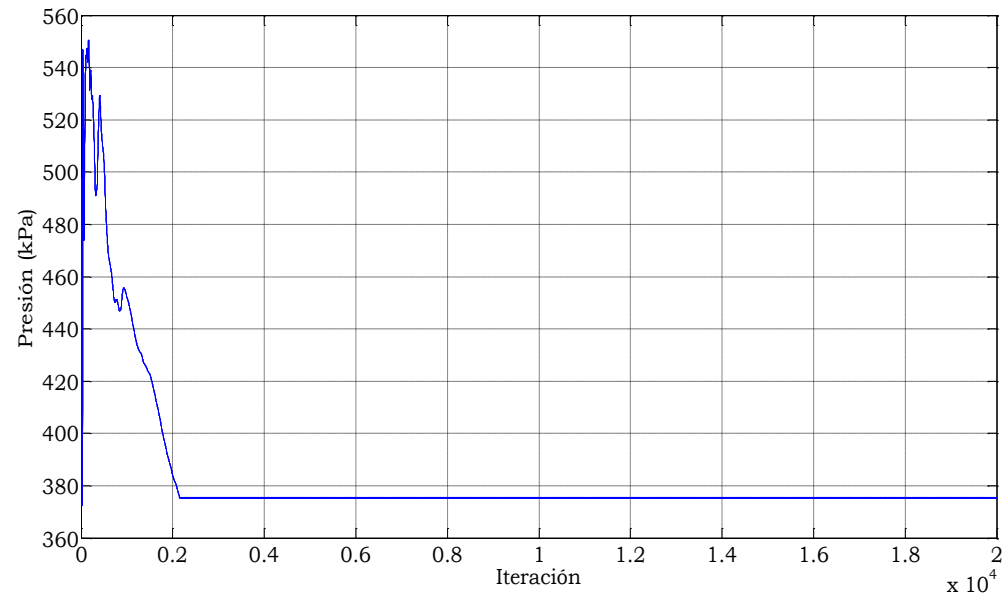
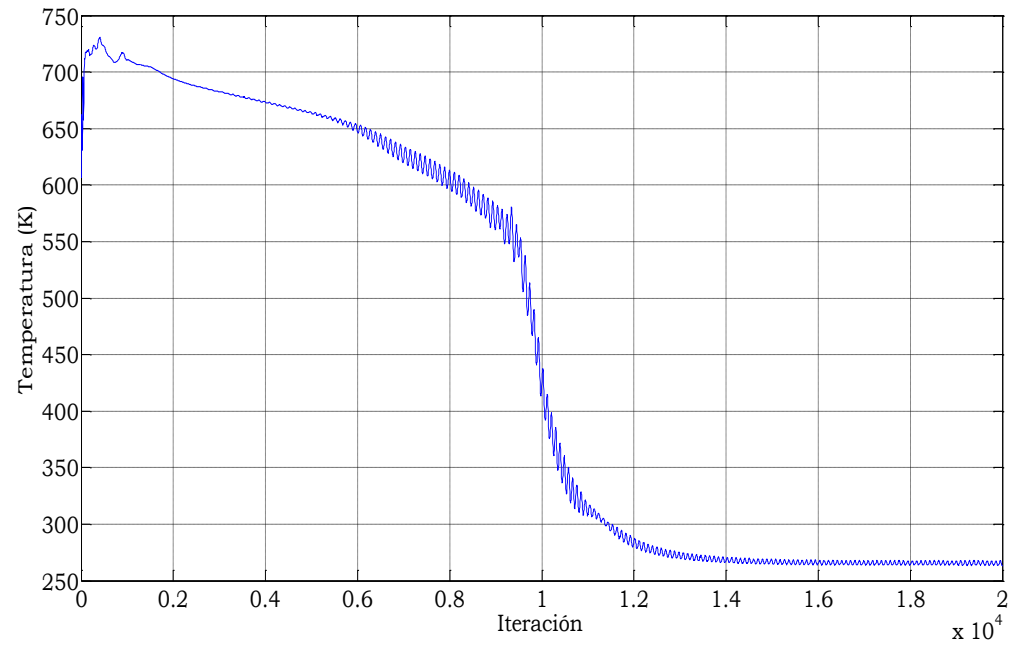
En la Figura 53 y Figura 54 se muestran las variaciones de las principales propiedades de interés de este trabajo: temperatura, presión y velocidad a

la salida de las toberas para el número de iteraciones de la estabilización del modelo computacional para el fluido de trabajo: metano.

En cuanto a la viabilidad de licuar gas natural (Evaluado en este documento como metano), en literatura se reporta que para licuar el gas se hace necesario bajar su temperatura hasta unos -163°C (110.15K) a presiones levemente superiores a la atmosférica. En este caso, la temperatura más baja registrada para la simulación del fenómeno vórtex con el fluido de trabajo correspondiente al metano a la descarga del orificio frío fue de 228.40K a una presión de 109.27 kPa, lo cual implica un porcentaje de error relativo respecto a la condición de salida (101.3 kPa) del lado de interés de 0.07% para la presión y una disminución del 84.16% en la presión de entrada (100psi ó 689.47kPa). Aun cuando bajo estas condiciones alcanzadas puede que se logre la licuefacción del gas, es recomendado llevar a cabo una validación experimental para tener mayor soporte respecto a este fenómeno. Entonces pues, hasta este punto, la simulación del fenómeno con el fluido de interés específico muestra que efectivamente hay altas probabilidades de licuar gas natural con este dispositivo análogo a un intercambiador de calor de amplio espectro, compacto y fácil manejo.

Es por esto que en las secciones siguientes se proponen alternativas en pro de maximizar la eficiencia del tubo y lograr emplear este dispositivo en la industria de los combustibles puesto que se visualiza como una alternativa interesante que puede solucionar problemáticas de tratamiento, transporte y distribución del gas.

Figura 54. Variación de propiedades a la salida de la tobera (Metano)



5. CONCLUSIONES

La resolución del fenómeno analizado en este documento correspondiente al tubo vórtex mediante un modelo computacional, mostró ser una herramienta útil para la predicción del comportamiento de los fluidos compresibles debido a que sus resultados parecen ser razonablemente coincidentes con los obtenidos mediante la resolución analítica del mismo, los datos proporcionados por el fabricante del tubo en cuestión y algunas pruebas experimentales. Cabe mencionar, que los fluidos de trabajo analizados en este documento correspondientes al aire y el gas natural como un gas ideal (metano) mostraron para las variables principales analizadas (velocidad, temperatura y presión) porcentajes de error relativo no mayores al 15% respecto a los valores calculados analíticamente. En el caso del aire se obtuvo para la temperatura un porcentaje de error del 2.8%, para la presión un porcentaje de 0.3% y para la velocidad un 10.08%; por otro lado, en el caso del metano se obtuvieron porcentajes de error relativo para la temperatura de 1.4%, para la presión de 6.15% y para la velocidad de 13.40% respectivamente. Se observó que la variable mejor predicha por el modelo corresponde a la temperatura y los porcentajes de error más altos se obtuvieron para la predicción de la velocidad a la salida de las toberas.

En cuanto a la convergencia del modelo y el análisis de independencia de la malla, se obtuvo que los residuales de la simulación estabilizaban a partir de 20000 iteraciones aproximadamente, aunque en este documento se emplearon hasta 30000 en algunos casos. Los errores relativos porcentuales entre parejas de mallas comparadas para los valores de las principales variables analizadas en este documento a la salida de las toberas mostraron ser bajos aunque las variables eran fluctuantes (pequeñas variaciones), siendo los más altos las comparaciones entre las mallas 2 -3 y 6 - 7 con valores de 10.02% y 10.74% para la comparación de la variable medida: presión. La variable comparada con el menor porcentaje de error relativo entre parejas de mallas, es decir, la variable de menor fluctuación resultó ser nuevamente la temperatura medida a la salida de las toberas con un error relativo no mayor al 0.7% y la velocidad por otro lado, mostro un error relativo para este análisis no mayor a 2.8% respectivamente.

Para la fracción fría correspondiente al 60% bajo las condiciones evaluadas en comparación con la información proporcionada por el fabricante; se

observó un porcentaje de error equivalente a 2.6% para la predicción de la temperatura máxima y 1.5% para la predicción de la temperatura más baja en el tubo (153.96°F y -56.191°F), por lo cual se concluye que la predicción de la simulación llevada a cabo en comparación con la información proporcionada por el fabricante es relativamente muy cercana. Por otro lado, para la fracción de frío del 20% correspondiente a la válvula del lado caliente totalmente abierta, tras la comparación con la información proporcionada con datos experimentales para las condiciones de frontera establecidas Para 100psi y 20psi como condiciones evaluadas a la entrada del tubo para la resolución computacional, se observó que los resultados predichos por la simulación difieren de los obtenidos experimentalmente en un porcentaje menor al 7%.

En el diseño experimental motivado por la evaluación de la influencia de la variación en la presión de entrada en el salto térmico obtenido en las descargas se obtuvo que la presión era significativa para ambas variables de salida; es decir que, cambiar la presión de entrada afecta el salto térmico dentro de tubo. Se concluyó también a través del método LSD, que no existe una diferencia significativa en la medias de los intervalos 90-100psi para el lado caliente y los intervalos 40-60psi, 30-40-70psi, 20-80psi y 90-100psi para el lado frío respectivamente. Los modelos de regresión propuestos se ajustan bien a los datos experimentales obtenidos y se cumplen todos los supuestos de verificación de los datos.

En cuanto a la comparación de las 3 principales propiedades analizadas en este trabajo entre los 2 fluidos de trabajo aire y metano, se observó que los valores para estas variables difieren sustancialmente en especial para el caso de la velocidad registrándose una diferencia de 76.66 m/s, un delta de temperatura de 6.56 K y un delta de presión de 15.61 kPa.

La temperatura más baja registrada para la simulación del fenómeno vórtex con el fluido de trabajo correspondiente al metano fue de 228.40K y para licuar el gas se hace necesario bajar su temperatura hasta unos -163°C (110.15K) a presiones levemente superiores de la atmosférica y que en este caso corresponde a 109.27 kPa presión superior a 101.3Kpa que fue la condición de frontera de dicha salida, con un error relativo correspondiente a 0.07% respecto al valor de referencia es posible licuar el gas hasta este punto para el tubo evaluado para la configuración geométrica y la escala mostrada en este trabajo, sin embargo en la sección siguiente se proponen varias alternativas de evaluación prometedoras a futuro para esta finalidad empleando el tubo vórtex.

6. TRABAJOS FUTUROS

Hasta este punto, en este documento se presentan los resultados del análisis del comportamiento del fluido de trabajo aire en el tubo vórtex y la validación de los correspondientes resultados obtenidos tras este fenómeno con la información proporcionada por el fabricante, la resolución del modelo analítico para una de las toberas y en parte con exploración experimental para diferentes variaciones de las condiciones de entrada del fluido al prototipo. También se presenta una primera aproximación del fenómeno en relación al comportamiento del gas natural considerado como metano en este documento y la comparación de los resultados de esta simulación con la resolución analítica del mismo. A futuro se pretende;

- Validar los resultados obtenidos para el modelo computacional con gas natural como una mezcla con datos experimentales a través de un diseño de experimentos a realizar mediante la construcción de un banco de pruebas con una línea de gas y de esta manera hacer un comparativo que muestre si el modelo computacional realmente puede considerarse como una herramienta predictoria del fenómeno para diferentes fluidos.
- Comparar el modelo de turbulencia empleado en este trabajo (RANS) con otros modelos como LES ó DNS.
- Evaluar la posibilidad de licuar gas natural a través de la implementación del tubo vórtex bien sea considerando un escalamiento y/o modificación del mismo en pro del mejoramiento de su eficiencia y aplicación final. Y si esto es posible, validar experimentalmente esta condición de operación.

7. REFERENCIAS

Ahlborn, B., & Gordon, J. (2000). The vortex tube as a classical thermodynamic refrigeration cycle. *J Appl Phys* 88 (6), 3645–3653.

Aljuwayhel, I., Nellis, G., & Klein, S. (2005). Parametric and internal study of the vortex tube using a CFD. *International Journal of Refrigeration* 28, 442–450.

Arizonavortex. (s.f.). Recuperado el 12 de 1 de 2015, de [/http://arizonavortex.com/vortextubes.htmS](http://arizonavortex.com/vortextubes.htmS)

Baz, A., & Uhler, D. (1986). A compressed gas powered heating system for underwater divers. *Ocean Eng*, 13(3):273–90.

Baz, A., Gilheany, J., & Kalvitas, A. (1987). Feasibility of vortex tube assisted environmental control of an underwater research habitat. *Ocean Eng*, 15(1): 34–54.

Baz, A., Johnston, R., & Uhler, D. (1986). Dynamics of vortex tube assisted hyperbaric chambers. *Ocean Eng*, 387–408.

Behera, U., Paul, P., Kasthuriengan, S., Karunanithi, R., Ram, S., Dinesh, K., y otros. (2005). CFD analysis and experimental investigations towards optimizing the parameters of Ranque Hilsch vortex tube. *Int. J. Heat Mass Transfer* 48, 1961-1973.

Bruno, T. (1992). Applications of the vortex tube in chemical analysis. Process control and quality 3. *Amsterdam: Elsevier Science Publishers BV*, 195–207.

Bruno, T. (1993). Applications of the vortex tube in chemical analysis Part I: introductory principle. *Am Lab*, 15-20.

Camire, J. (1995). Experimental investigation of vortex tube concepts. *MS Thesis, Department of Physics, The University of British Columbia.*

Colgate, S., & Buchler, J. (2000). Coherent transport of angular momentum-the Ranque–Hilsch tube a paradigm, astrophysical turbulence and convection. *Ann NY Acad Sci*, 105-12.

Eiamsa-ard, S., & Promvonge, P. (2007). Numerical investigation of the thermal separation in a Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50, 821–832.

Exair. (s.f.). Recuperado el 12 de 1 de 2014, de http://www.exair.com/vortextube/vt_page.htmS.

Farouk, T., & Farouk, B. (2007). Large eddy simulations of the flow field and temperature separation in the Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 50, 4724–4735.

Fin'ko, V. (1983). Cooling and condensation of a gas in a vortex flow. *Sov Phys: Tech Phys*, 28(9):1089.

Fin'ko, V. (1984). Cooling and condensation of gas in a vortex flow. *Soviet Phys: Tech Phys* 28 (9), 1089-1093.

Frohlingsdorf, W., & Unger, H. (1999). Numerical investigations of the compressible flow and the energy separation in the Ranque–Hilsch vortex tube. *Int. J. Heat Mass Transfer* 42, 415-422.

Gulyaev, A. (1996). Vortex tubes and the vortex effect. *Soviet Phys: Tech Phys* 10, 1441–1449.

Hartnett, J., & Eckert, E. (1957). [Experimental study of the velocity and temperature distribution in a high-velocity vortex-type flow. *Trans ASME* 79 (4), 751-758.

Hilsch, R. (1947). The use of the expansion of gases in a centrifugal field as cooling process. *Rev Sci Instrum* 18 (2), 108-113.

Khazaei, N., Teymourtash, A., & Jafarian, M. (2012). Effects of gas properties and geometrical parameters on performance of a vortex tube. *Sci Iran Trans B Mech Eng*, 454-462.

Khodorkov, I., Poshernev, N., & Zhidkov, M. (2003). The vortex tube—a universal device for heating, cooling, cleaning, and drying gases and separating gas mixtures. *Chemical and Petroleum Engineering* 39 (7–8), 409–415.

Kurosaka, M. (1982). Acoustic streaming in swirling flows. *J Fluid Mech* 124, 139–172.

Launder, B., & Spalding, D. (1972). *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*. London: Academic Press.

Lewins, J., & Bejan, A. (1999). Vortex tube optimization theory. *Energy* 24, 931-947.

Maurya, R., & Bhavsar, K. Y. (2013). Energy and Flow Separation in the Vortex Tube : A Numerical Investigation. *International Journal on Theoretical and Applied Research in Mechanical Engineering (IJTARME)*, ISSN : 2319 – 3182, Volume-2, Issue-3.

Merkulov, A. (1969). Technical Applications of the Vortex Effect [in Russian]. *Mashinostroenie, Moscow*.

Merkulov, A., & Piralishvili, S. (1969). Research on vortex tubes with an additional stream. *Some Aspects of Research on Heat Exchange and Heat Engines [in Russian]*, Kuibyshev.

Newmantools. (s.f.). Recuperado el 12 de 1 de 2014, de [/http://newmantools.com/vortex.comS](http://newmantools.com/vortex.comS)

Pawar, D., & Sridhar Babu, B. (2014). Computational Fluid Dynamics and Experimental Analysis for Optimum Geometry of Vortex Tube. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, ISSN: 2319-8753, Vol. 3, Issue 8, August.

Piralishvili, S., & Mikhailov, V. (1973). Experimental research on vortex tubes with an additional stream. *Some Aspects of Research on Heat Exchange and Heat Engines [in Russian]* , Kuibyshev.

Promvong, P. (1999). Numerical simulation of turbulent compressible vortextube flow. *Proc. of the 3rd ASME/JSME Joint Fluid Engineering*, Sanfrancisco, USA.

Ranque, M. (1933). Experiences sur la detente giratoire avec production simultanees d'un echappement d'air chaud et d'air froid. *J Phys Radium (in French)*, 112-114.

Riu, K., Kim, J., & Choi, I. (2004). Experimental investigation on dust separation characteristics of a vortex tube. *Trans JSME Ser B: Therm Fluid Mech* , 29-36.

Saad, M. A. (1993). *Compressible fluid flow*. New Jersey: PRENTICE HALL.

Secchiaroli, A., Ricci, R., Montelpare, S., & D'Alessandro, V. (2009). Numerical simulation of turbulent flow in a Ranque- Hilsch vortex tube. *Int J Heat Mass Transf*, 5496-511.

Shamsoddini, R., & Hossein, N. A. (2010). Numerical analysis of the effects of nozzles number on the flow and power of cooling of a vortex tube. *Int J Refrigeration*, 774-782.

Sheper, G. (1951). *Refrigeration Engng* 59 (10), 985-989.

Skye, H., Nellis, G., & Klein, S. (2006). Comparison of CFD analysis to empirical data in a commercial vortex tube. *International Journal of Refrigeration*, 71-80.

Soni, Y. (1973). A parametric study of the Ranque-Hilsch tube. *University of Idaho*, PhD thesis.

Stephan, K., Lin, S., Durst, M., Huang, F., & Seher, D. (1983). An investigation of energy separation in a vortex tube. *Int J Heat Mass Transfer* 26 (3), 341-348.

Suslov, A. (1985). Vortex Units [in Russian]. *Mashinostroenie, Moscow*.

Versteeg, H. K., & Malalasekera, W. (2007). Una introducción a la dinámica de fluidos computacional: El método de volúmenes finitos. *Pearson Education*.

8. ANEXOS

ARIZONA VORTEX TUBE MANUFACTURING COMPANY

51235 N. 296th Ave
Wickenburg, AZ 85390
800-660-4060 www.arizonavortex.com

DETERMINE BTUH REQUIRED FOR COOLING A PRODUCT

BTUH = Specific heat of the product x weight x temperature difference
(actual vs. desired) x 60 minutes.

- Since the Arizona Vortex Tube is rated in BTUH, multiply the result Of the formula by 60 to get BTUH

AIR CONDITIONING POWER

The cooling and heating power in BTUH can be found by using these formulas.

For cooling: $BTUH = 1.0746 \quad (CFMc) \quad (Ti-Tc)$
For Heating: $BTUH = 1.0746 \quad (CFMh) \quad (Th-Ti)$

Where:

- CF = Cold Fraction
- CFMt = Total Airflow
- CFMc = Cold Airflow = CFMt (CF)
- CFMh = Hot Airflow = CFMt (100-CF)
- Ti = Inlet Temperature
- Tc = Cold Air outlet temperature
- Th = Hot Air Outlet Temperature

HEAT BALANCE FORMULA

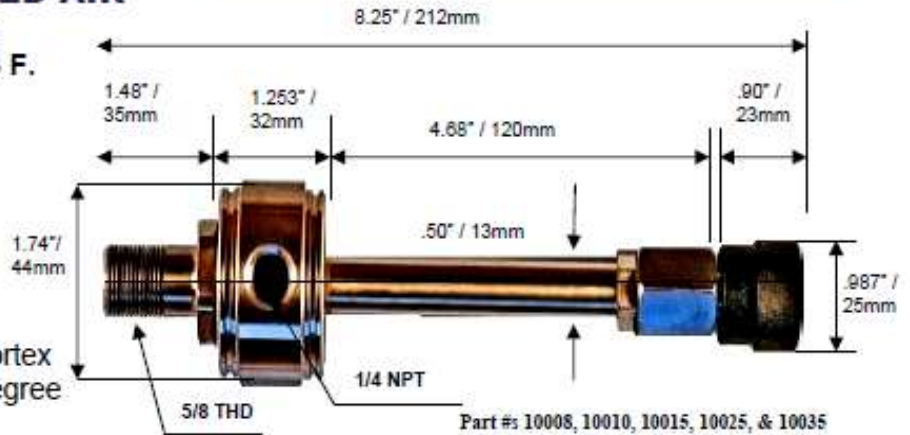
Cold Fraction can be computed from the temperature reading from the inlet temperature (Ti), the cold air outlet temperature (Tc), and the hot air temperature (Th), so that;

$$\text{Cold Fraction \% (CF)} = \frac{Th - Ti}{Th - Tc} \times 100$$

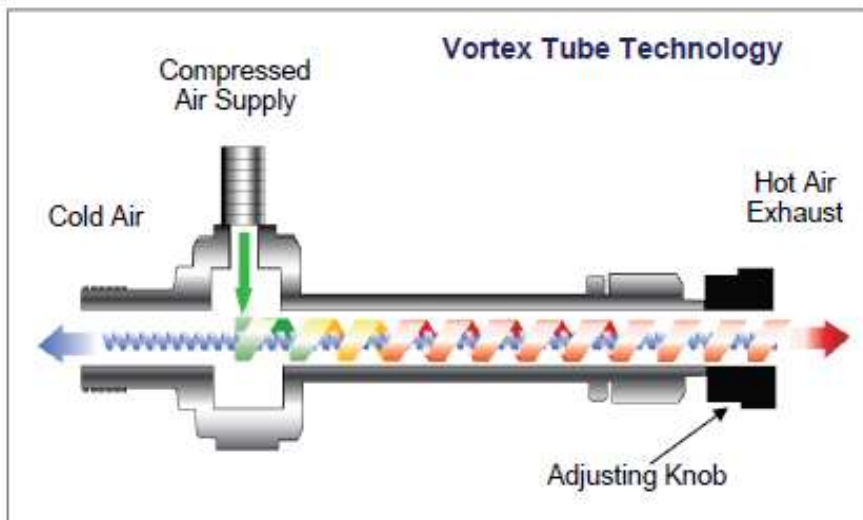
**COLD AIR INSTANTLY
USING ONLY COMPRESSED AIR
TEMPERATURES FROM
-50 DEGREES F. TO 260 DEGREES F.
UP TO 2500 BTUH
FLOW RATES UP TO 35 SCFM**

Arizona Vortex–Vortex Tubes

An Arizona Vortex Tube is a device with no moving parts that will convert an ordinary stream of compressed air into two streams—one hot and one cold. A Vortex Tube can produce cold air down to -50 degree F. and hot air up to 260 degree F.



Compressed air is injected circumferentially into the tube at **sonic speed** and creates a cyclone (Vortex) spinning at a million revolutions per minute. Part of the air is forced to spin inward to the center hole and travels up the long tube where a valve turns the spinning column (Vortex) of air inside itself. The inside column or Vortex of air gives up its heat to the outside vortex or column. The cold air is directed out the cold end of the the Vortex Tube and the hot air is exhausted out of the other end of the Vortex Tube. **The temperature and air flow is totally controllable with the adjusting knob.**



FEATURES

- Reliable - No Moving Parts
- Maintenance Free
- Stainless Steel Construction
- No Electricity
- No freon
- Instant On - Controllable
- Compact and Light Weight
- Low Cost

USES

- Cool Machining Operations
- Cool Electrical Cabinets
- Cool Mold Tooling
- Cool Sewing Needles
- Cool Hot Operations
- Cool Workers
- Test Thermostats
- Cool CCTV Cameras
- Set Hot Glue Operations

BENEFITS

- Spot Cool
- Cool Gas Samples
- Cool Parts
- Cool Heat Sealing
- Cool Molds and Dies
- Cool Processes

Adjustable & Reliable Cooling!

Drop Incoming Air Temperature by up to 100°F

Arizona Vortex–Vortex Tubes

The Arizona Vortex generator determines the volume of air through the Vortex Tube. These generators are rated for 8, 10, 15, 25, and 35 scfm at 80 psig. To ensure that your air compressor can generate these volumes, the horsepower of the compressor can be multiplied by four to determine the scfm capacity. A multiple of 5 can be used on newer compressors.



The Arizona Vortex Tube has no moving parts. Clean compressed air moving through the tube will not cause wear on the parts and will provide you with the same reliable service for an indefinite period of time.

COLD FRACTION	20%	30%	40%	50%	60%	70%	80%
	F°	F°	F°	F°	F°	F°	F°
20 PSIG	63.1	61.3	56.1	51.3	44.5	37	28.8
	15.1	24.4	37.8	51.3	65.1	82.5	108.1
40 PSIG	89.2	85.8	81.1	73.2	63.1	52.5	39.1
	23.4	35.2	52.1	73.2	92.8	116.9	148.1
60 PSIG	104.3	101.7	93.7	84.1	73.5	60.9	45.4
	25.6	39.9	59.1	84.1	104.1	133.1	169.1
80 PSIG	117.1	111.2	102.3	92.2	81.3	66.2	50.1
	26.1	44.1	64.1	92.2	114.1	144.3	181.1
100 PSIG	128.3	119.5	111.1	100.3	86.5	71.9	53.5
	27.8	46.1	67.3	100.3	119.9	151.1	192.1

Cold Fraction is the percentage of the total flow that comes out as cold air

Numbers on the blue line: Temperature drop from ambient

Numbers on the red line: Temperature increase from ambient

Table information: compressed air temp: 70°F, Dew Point -69°F (Dry Air)

Backpressure: Not to exceed 5 PSIG

Air Flow: The total SCFM of any vortex tube is proportional to any absolute inlet pressure by calculating:

$$\frac{(\text{PSIG} + 15) \times \text{Generator Rating}}{115} = \text{Approximate Total Air Consumption}$$



Cold Air With Compressed Air!

Arizona Vortex Tube Mfg. CO
51235 N. 296th Ave
Wickenburg, AZ 85390

Air consumption based on different incoming air pressures:

$$\begin{array}{r} \text{Vortex Tube rating} \\ \hline 80 \text{ PSI} \end{array} = \frac{\text{X}}{\begin{array}{r} \hline \\ \text{Different incoming air pressures} \end{array}}$$

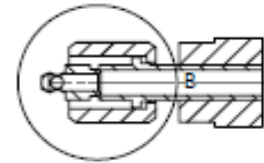
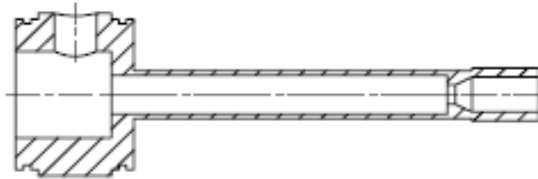
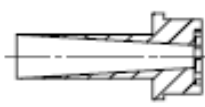
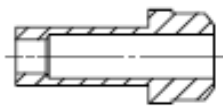
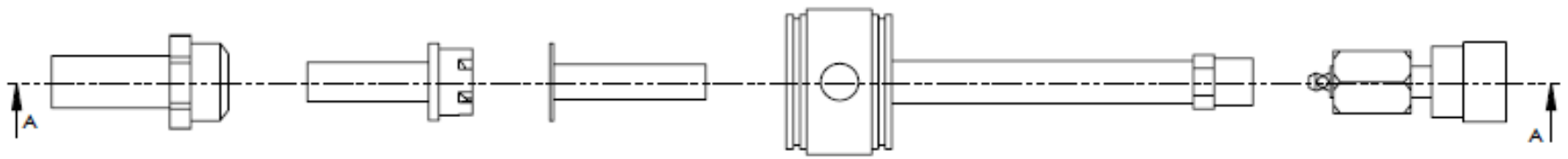
Example: I want to know the air consumption of a Vortex Tube model # 10015 ...15 cfm at an incoming air pressure of 40 psi.

$$\frac{15}{80 \text{ psi}} = \frac{\text{X}}{40 \text{ psi}}$$

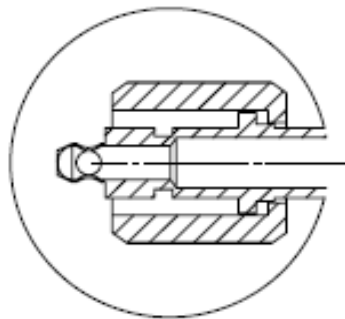
$$15 * 40 = 600$$

$$600 / 80 = 7.5 \text{ cfm}$$

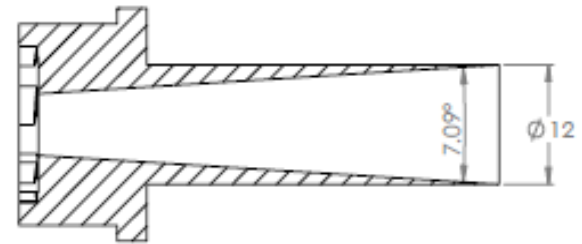
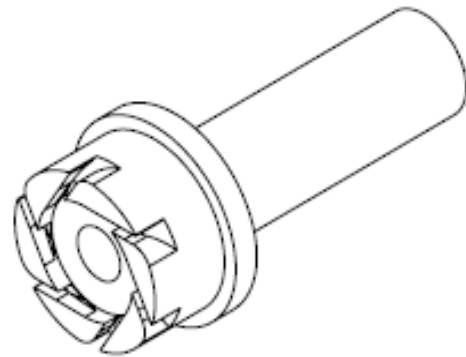
So at an incoming air pressure of 40 psi the air consumption would be 7.5 cfm.



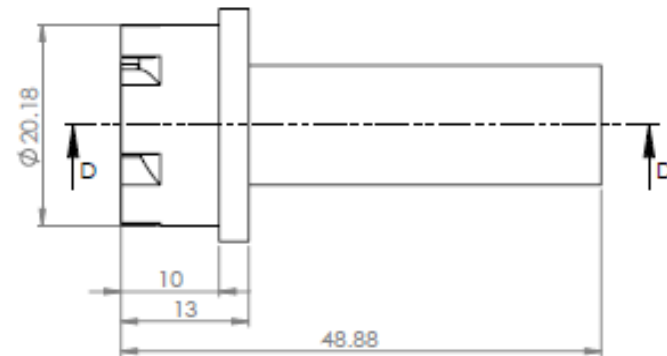
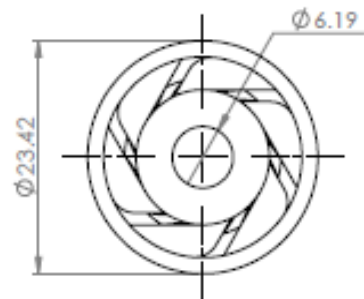
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1.3

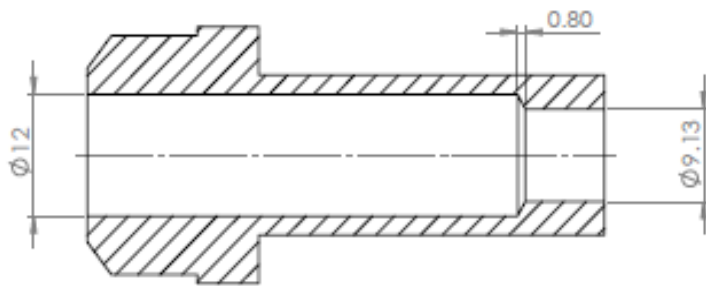


DETALLE B
ESCALA 2 : 1.3

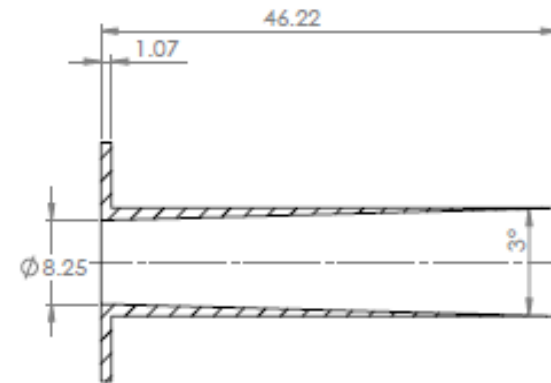


SECCIÓN D-D
ESCALA 2 : 1

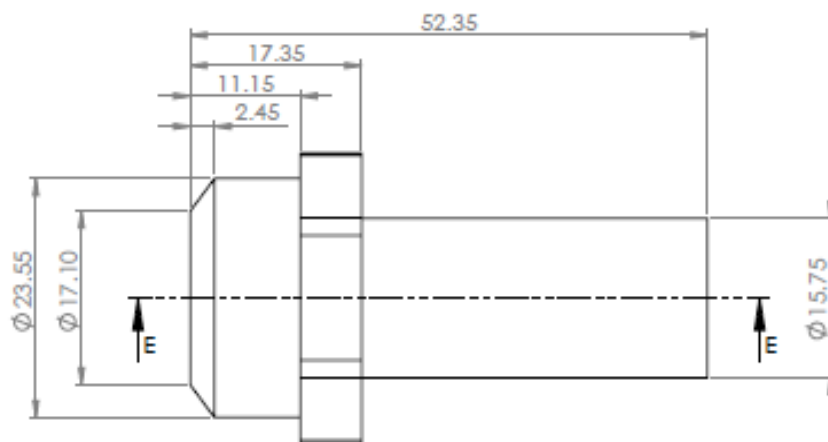




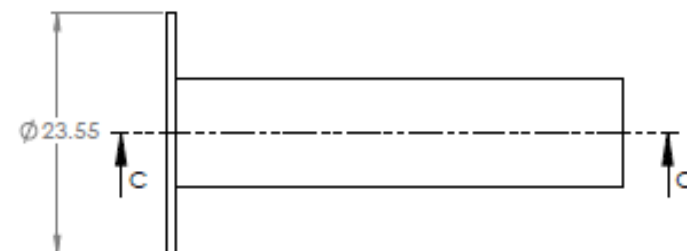
SECCIÓN E-E
ESCALA 2 : 1



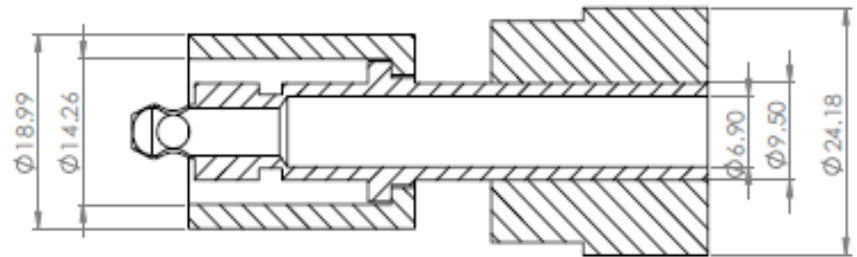
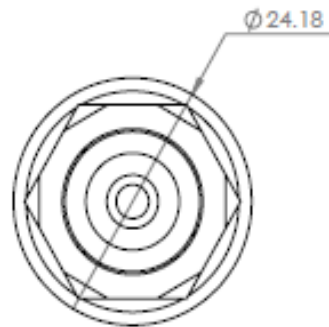
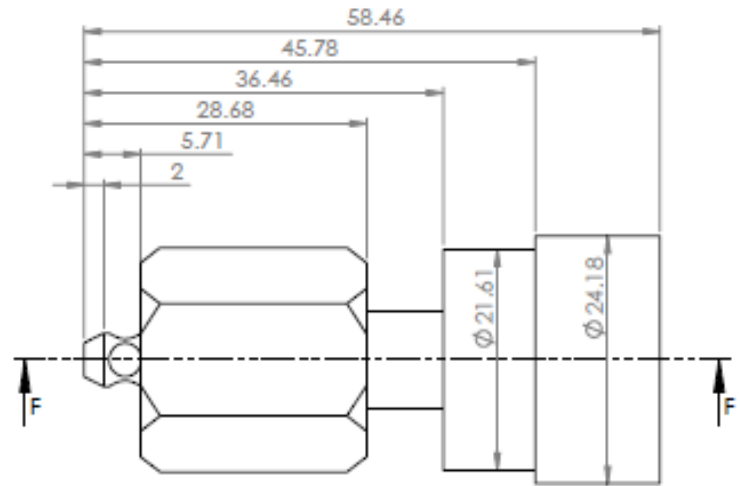
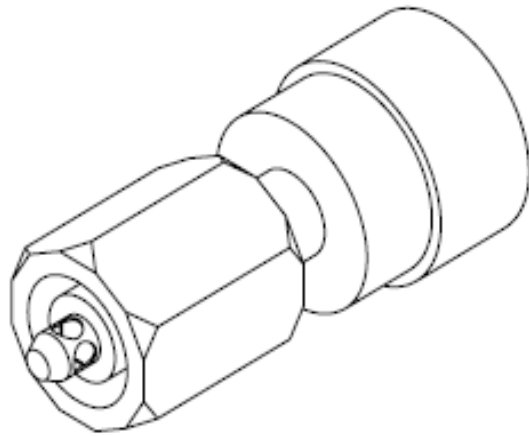
SECCIÓN C-C
ESCALA 2 : 1



TORNILLO DE SUJECIÓN



SELLO METÁLICO



SECCIÓN F-F
ESCALA 2 : 1