



Desarrollo y validación experimental de un modelo matemático de convección forzada para un fluido interno en estado estable, incompresible y viscoso en régimen de flujo rotante con generadores de vórtices longitudinales

Auz Almeida, Roberto Andres

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Trabajo de titulación, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico

Ing. Carrión Matamoros, Luis Miguel PhD.

05 de marzo de 2022

COPYLEAKS

TESIS_Roberto_Auz..pdf

Scanned on: 15:40 March 6, 2022 UTC



Overall Similarity Score



Results Found



Total Words in Text

Identical Words	0
Words with Minor Changes	0
Paraphrased Words	0
Omitted Words	0





ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, **"Desarrollo y validación experimental de un modelo matemático de convección forzada para un fluido interno en estado estable, incompresible y viscoso en régimen de flujo rotante con generadores de vórtices longitudinales"** fue realizado por el señor **Auz Almeida Roberto Andres** el cual ha sido revisado y analizado en su totalidad, analizado por la herramienta de verificación de similitud de contenido; por lo tanto cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que lo sustente públicamente.

Sangolquí, 06 de Marzo de 2022

Firma



firmado digitalmente por
LUIS MIGUEL
CARRION
MATAMOROS

Ing. Carrión Matamoros Luis Miguel

Director de trabajo de titulación

Ci: 1103574677



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

RESPONSABILIDAD DE AUTORÍA

Yo, Auz Almeida Roberto Andres, con cédula de ciudadanía n° 1720539533, declaro que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación: **Desarrollo y validación experimental de un modelo matemático de convección forzada para un fluido interno en estado estable, incompresible y viscoso en régimen de flujo rotante con generadores de vórtices longitudinales** es de mi autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciado a las citas bibliográficas.

Sangolquí, 06 de marzo de 2022

Roberto Andres Auz Almeida

CC: 1720539533.



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN

Yo, **Auz Almeida Roberto Andres**, con cédula de ciudadanía n° 1720539533, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación: **Desarrollo y validación experimental de un modelo matemático de convección forzada para un fluido interno en estado estable, incompresible y viscoso en régimen de flujo rotante con generadores de vórtices longitudinales**, en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi responsabilidad.

Sangolquí, 06 de marzo de 2022

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Roberto Auz', written over a horizontal line.

Roberto Andres Auz Almeida

CC: 1720539533

Dedicatoria

El presente proyecto se lo dedico a mis padres, Oscar y Patricia por ser un pilar fundamental en mi desarrollo personal y profesional, por el apoyo que me brindaron para llegar a culminar la carrera universitaria, por la entrega y compromiso incondicional durante el desarrollo de este proyecto que fueron parte fundamental, a mi hermana Gabriela y su esposo Jefferson que creyeron en mi todo el tiempo sin dudar en mi éxito y por último a toda la gente que durante mi vida universitaria confió en mí y me llevaron a ser la persona que soy ahora.

Roberto Andres Auz Almeida

Agradecimiento

Primero quiero agradecer a mis padres por la oportunidad de desarrollarme profesionalmente en la vida, por su amor y apoyo incondicional, agradecer a los profesores con vocación que me inculcaron valores de honestidad y responsabilidad, agradecer a mis amigos que estuvieron ahí para mi desarrollo académico y personal, agradecer al tutor de esta tesis el Ingeniero Luis Miguel Carrión Matamoros por creer en mi idea y ayudarla a hacerla realidad, a mi lugar de trabajo Kluane Drilling Ecuador, por permitirme culminar mis estudios y a la par crecer profesionalmente, y por ultimo agradecer a mi compañero Daniel Gonzales, y al Ingeniero Roberto Buenaño por su colaboración para poder culminar el presente proyecto.

Roberto Andres Auz Almeida

Índice de contenidos

Dedicatoria.....	6
Agradecimiento.....	7
Capítulo I - Generalidades.....	18
Antecedente	18
Definición del problema	20
Objetivos.....	20
General	20
Específico	21
Alcance	21
Justificación e importancia.....	21
Capitulo II - Marco Teórico	23
Ecuación general de la conducción del calor.....	23
La transferencia de calor	23
Transferencia de calor por conducción.....	25
Conducción de calor en paredes cilíndricas.	26
Transferencia de calor por convección.	27
Coeficiente de transferencia de calor por convección.....	28
Números Adimensionales.....	30
Número de Nusselt	30
Número de Prandtl.	31
Número de Reynolds	32
Número de Grashof	33
Ecuaciones fluidodinámicas.....	33
Ecuación de continuidad.	33
Ecuación de momentum (Navier-Stokes)	34

<i>Ecuación de la vorticidad aplicada a Navier-Stokes.</i>	34
<i>Ecuación de la energía.</i>	35
Vórtices y generadores de vórtices	35
<i>Vórtices transversales</i>	35
<i>Vórtices longitudinales.</i>	36
Turbulencia.....	39
Trabajos previos	40
<i>Capítulo III - Metodología</i>	42
Modelamiento Matemático	43
Descripción de problema.....	45
<i>Propiedades del Intercambiador de calor.</i>	46
<i>Geometría de estudio.</i>	51
Simulación Numérica.....	52
<i>Fluido Interno (Gases de Escape)</i>	52
<i>Fluido externo (agua)</i>	55
<i>Generadores de Vórtices GVL's</i>	56
<i>Tubo Externo y tubo interno</i>	57
Método Numérico	58
Condiciones de borde.....	59
<i>Entrada o inlet</i>	59
<i>Salida u outlet</i>	62
Independencia de mallado	63
Recurso Computacional.....	68
Modelamiento Experimental.....	69
<i>Instrumentación de la experimentación.</i>	70
<i>Adecuación de la señal de la Temperatura.</i>	72

<i>Diseño del módulo de adquisición de datos</i>	78
<i>Programación de tarjeta DAQ e Interfaz HMI.</i>	79
<i>Programación comunicación UART Tarjeta Arduino.</i>	83
<i>Fabricación del intercambiador de calor</i>	84
<i>Fabricación de los GVL's</i>	90
<i>Montaje y configuración del experimento.</i>	91
Capítulo IV – Análisis de Resultados	98
Análisis Experimental y Numérico	101
<i>Perfil de Temperatura experimental.</i>	102
<i>Efecto del Numero de Winglets experimental</i>	106
Resultados de la simulación	107
<i>Graficas características del ensayo con 4 GVL</i>	107
<i>Graficas características del ensayo con 6 GVL</i>	111
<i>Graficas características del ensayo con 8 GVL</i>	116
Capítulo V – Análisis Económico	122
Costos directos	122
<i>Honorarios a profesionales</i>	122
<i>Remuneración de no profesionales</i>	122
<i>Remuneración Estudiante</i>	123
Costo de Instrumentación	123
Costo de Materiales y Equipos	124
Costos Indirectos	125
Costo Total del Proyecto	125
Capítulo VI-Conclusiones y recomendaciones.....	127
Conclusiones.....	127
Recomendaciones	128

Referencias 129

Anexos..... 130

Índice de tablas

Tabla 1	Propiedades termo físicas de los fluidos a usar en la validación experimental.....	46
Tabla 2	Propiedades de los materiales del Intercambiador de calor	47
Tabla 3	Características de las mallas globales utilizadas para el estudio independiente del tamaño de malla en cada región con 4GVL's.....	66
Tabla 4	Características de las mallas globales utilizadas para el estudio independiente del tamaño de malla en cada región con 6GVL's.....	66
Tabla 5	Características de las mallas globales utilizadas para el estudio independiente del tamaño de malla en cada región con 8GVL's.....	67
Tabla 6	Parámetros para el cálculo de GCI según Celik para el mallado de 4GVL.....	67
Tabla 7	Parámetros para el cálculo de GCI según Celik para el mallado de 6GVL.....	68
Tabla 8	Parámetros para el cálculo de GCI según Celik para el mallado de 8GVL.....	68
Tabla 9	Equipos usados para el ensayo	70
Tabla 10	Características de las termocuplas.....	72
Tabla 11	Requerimientos de proyecto para el cálculo del circuito amplificador.	74
Tabla 12	Configuraciones de ensayo.	97
Tabla 13	Honorarios para profesionales de la Universidad.....	122
Tabla 14	Remuneración a No Profesionales	122
Tabla 15	<i>Remuneración a estudiante</i>	123
Tabla 16	Costo de la instrumentación utilizada	123
Tabla 17	Costo de Materiales y Equipos.....	124
Tabla 18	Costo Indirectos de Fabricación.....	125
Tabla 19	Total Costos Directos	125
Tabla 20	Total Costos Indirectos.....	125
Tabla 21	Costo total.....	126

Índice de figuras

Figura 1 Flujo de calor a través de una pared.....	26
Figura 2 Flujo de calor en una superficie cilíndrica	26
Figura 3 Distribución de temperatura en un fluido fluyendo cerca de una frontera sólida.....	29
Figura 4 Vórtices transversales, a la izquierda vórtices oscilatorios y a la derecha vórtices estacionarios	36
Figura 5 Estructura del fluido al pasar por un GVL	37
Figura 6 Líneas de velocidad axial constantes en una sección perpendicular a un flujo interno en un canal con GVL y $Re=1580$	38
Figura 7 Distintos generadores de vórtices y sus correspondientes denticiones geométricas	39
Figura 8 Numero de Nusselt locativo con respecto a una locación adimensional a lo largo del tubo	41
Figura 9 Flujograma de metodología.....	42
Figura 10 Intercambiador de calor de tubos concéntricos.....	47
Figura 11 Dimensiones geométricas del intercambiador de calor	48
Figura 12 Dimensiones geométricas de los GVL's	50
Figura 13 Numero de winglets en los generadores.....	50
Figura 14 Configuración de los GVL's dentro del IC	51
Figura 15 Dominio computacional de fluido interno.....	53
Figura 16 Mallado de fluido interno	54
Figura 17 Mallado del fluido externo en contraste del fluido interno	55
Figura 18 Mallado generado para los GVL's	56
Figura 19 Mallado de tubo externo y tubo interno	57
Figura 20 Variable de entrada ingresada en fluent fluido frio	60
Figura 21 Variable de entrada ingresada en fluent fluido caliente	61
Figura 22 Variable de salida ingresada en fluent fluido calientes	62
Figura 23 Parámetros de configuración de módulo de Fluent.	69
Figura 24 Termocupla tipo J usada para la instrumentación de los ensayos.	71
Figura 25 Termocupla tipo J usada para la instrumentación de los ensayos.	71
Figura 26 Circuito amplificador de termocupla tipo J.	73
Figura 27 Circuito amplificador de termocupla tipo J (etapas)	74

Figura 28 Circuito amplificador de termocupla tipo J en proteus.....	76
Figura 29 Característica estática termocupla tipo J.....	77
Figura 30 Esquema de conexión de 4 termopares tipo J en PCB	78
Figura 31 Esquema de conexión en PCB termocupla tipo J.....	78
Figura 32 Esquema de conexión de 4 termopares tipo J en PCB	79
Figura 33 Interfaz HMI	80
Figura 34 Interfaz HMI	81
Figura 35 Programación de la tarjeta DAQ.....	82
Figura 36 Código de comunicación entre Arduino UNO y DAQ	83
Figura 37 Bridas de acero montadas a la tubería.	84
Figura 38 Adecuación de la coraza o tubo externo	85
Figura 39 Fabricación de bridas de montaje aluminio.	86
Figura 40 Fabricación de los reductores de aluminio de 2" a $\frac{3}{4}$ "	87
Figura 41 Roscado de tubo de aluminio.	88
Figura 42 Soldadura de TIG para las bridas de aluminio	88
Figura 43 Distribución de las termocuplas	89
Figura 44 Intercambiador terminado y ensamblado.....	90
Figura 45 Impresión 3D de los GVL's	91
Figura 46 Dirección del flujo caliente en relación a los GVL's	92
Figura 47 Fabricación del circuito amplificador de voltaje.....	92
Figura 48 Panel de instrumentación montado, DAQ, Arduinos UNO, placas PCB	93
Figura 49 Intercambiador de calor aislado térmicamente	93
Figura 50 Adaptación del motor al múltiple de escape.....	94
Figura 51 Adaptación del motor al múltiple de escape.....	95
Figura 52 Instalación de termocuplas en el equipo.....	96
Figura 53 Modelo experimental instalado.....	97
Figura 54 Representación Diámetro Hidráulico	100
Figura 55 Efecto del número de winglets en el número de Nusselt.....	101
Figura 56 Perfil de temperaturas experimentales.....	102
Figura 57 Perfil de temperatura experimental de 4 Winglets	103
Figura 58 Perfil de temperatura experimental de 6 Winglets	104
Figura 59 Perfil de temperatura experimental de 8 Winglets	104

Figura 60 Script Lagrange en Matlab	105
Figura 61 Relación entre Nusselt y numero de winglets	106
Figura 62 Resultado numérico de Nusselt con 4 GVL.....	107
Figura 63 Intensidad de vorticidad	108
Figura 64 Coeficiente de transferencia de calor con 4GVL's	108
Figura 65 Perfil de Temperaturas en los GVLS de 4 winglets	109
Figura 66 Vórtices longitudinales formados con 4 winglets.....	110
Figura 67 Resultado numérico de Nusselt con 6 GVL.....	111
Figura 68 Intensidad de vorticidad	112
Figura 69 Coeficiente de transferencia de calor con 6 GVL's	113
Figura 70 Perfil de Temperaturas en los GVLS de 6 winglets	114
Figura 71 Vórtices longitudinales formados con 6 winglets.....	115
Figura 72 Resultado numérico de Nusselt con 8 GVL.....	116
Figura 73 Intensidad de vorticidad	117
Figura 74 Coeficiente de transferencia de calor con 8 GVL's	118
Figura 75 Perfil de Temperaturas en los GVLS de 8 winglets	119
Figura 76 Vórtices longitudinales formados con 8 winglets.....	120

Resumen

El presente trabajo estudió el modelo de vorticidad de las ecuaciones de Navier-Stokes para incrementar la eficiencia de transferencia de calor en los procesos de intercambio entre un gas y líquido aprovechando la energía cinética del gas para utilizarla en la generación de turbulencia con la ayuda de dispositivos denominados generadores de vórtices lineales o GVL los cuales permiten crear mayor turbulencia en fluidos completamente desarrollados mediante micro variaciones de presiones al interior de un flujo cerrado.

El análisis consta en ensayar la variable de número de dientes o winglets de los GVL's mediante y su efecto en la transferencia de calor mediante dos modelos uno experimental y otro numérico con la ayuda de CFD en Fluent. Por un lado, tenemos el modelo experimental consta la construcción de un intercambiador de calor de tubos concéntricos de longitud efectiva 1.2 m para obtener datos de temperatura mediante 10 termocuplas y presión mediante transductores analógicos, ensayando los generadores de vórtices longitudinales con fluidos de trabajo entre gases de escape proporcionados por un motor de combustión interna y agua fría. El modelo de simulación CFD, se lo realizó bajo parámetros de independencia de malla y análisis de confiabilidad.

Se determinó que las variables como número de Nusselt o la intensidad de turbulencia tuvieron una mejora significativa del 27% frente a los intercambiadores convencionales.

Palabras claves

- **VORTICES LINEALES**
- **SIMULACIÓN CFD**
- **TRANSFERENCIA DE CALOR**
- **AUMENTO NUSSELT**

Abstract

The present work studies the vorticity model of the Navier-Stokes equations to increase the efficiency of heat transfer in the exchange processes between a gas and a liquid, taking advantage of the kinetic energy of the gas in order to generation of turbulence with the help of devices called linear vortex generators or GVL which allow to intensify turbulence in fully developed fluids through micro pressure variations inside a closed flow.

The analysis consists of testing the number of teeth or winglets of the GVL's through and its effect on heat transfer through two models, one experimental and the other numerical with the help of CFD in Fluent. On the one hand, we have the experimental model that consist of a concentric tube heat exchanger with an effective length respectively of 1.2 m to obtain temperature and pressure data by means of thermocouples and transducers, testing the longitudinal vortex generators with working fluids between exhaust gases provided by a combustion engine and cold water. The CFD simulation model was carried out under mesh independence parameters and reliability analysis.

It was determined that variables such as Nusselt number or turbulence intensity had a significant improvement of 27% compared to conventional exchangers.

Keywords

- **LINEAR VORTEXES**
- **CFD SIMULATION**
- **HEAT TRANSFER**
- **NUSSELT INCREASE**

Capítulo I - Generalidades

Antecedente

Fourier (1820), basado en la ley de enfriamiento de Newton establece que la transferencia de calor por conducción en una dirección dada es proporcional al área normal a la dirección del flujo de calor y al gradiente de temperatura en esa dirección, dadas por sentadas las bases del fenómeno de transporte de calor.

En la década de 1920, basados en la teoría de transferencia de calor se desarrolló un intercambiador simple que se utilizó especialmente en la industria de alimentos, el intercambiador se desarrolló en cartón en custodia tiene una estructura compacta y buena transferencia de calor, por lo que se desarrolló de muchas formas.

En la década de los 30's, Suecia fabricó el primer intercambiador de placas en espiral, luego Reino Unido utilizó una gran soldadura para producir un intercambiador de calor de aleta de placa hecho en cobre y materiales de aleación para los motores de aviones. A finales de los 30's Suecia creó el primer intercambiador de calor de carcasa y tubos para fábricas de pastas.

A mediados de los 70's, se fortalece la transferencia de calor, el flujo relativo de fluido del intercambiador se dividía en dos clases, corriente abajo y contracorriente, la temperatura de entrada de dos fluidos es la más grande, a lo largo de la superficie la distribución de temperatura es más uniforme.

Los intercambiadores de calor compactos son equipos encargados de transmitir energía en forma de calor entre dos sustancias a diferentes temperaturas y se usan generalmente cuando una de las sustancias es un gas. Los intercambiadores de calor que trabajan con gases y líquidos requieren una gran superficie de traspaso de calor en el lado de los gases, puesto que las resistencias térmicas de los gases pueden llegar a ser entre 10 y 50 veces la de los líquidos (Gupta, 2010).

La implementación del efecto de flujos rotantes se los hace generalmente con GVL (generadores de vórtices lineales) en los intercambiadores de calor son otro mecanismo para aumentar la transferencia de calor. Los GVL son protrusiones de la superficie de una aleta del intercambiador que manipulan el flujo mediante la generación de vórtices longitudinales, los cuales aumentan la mezcla del fluido y modifican la capa límite traduciéndose en un aumento de la transferencia.

Este mecanismo tiene el atractivo de provocar modestas pérdidas de presión además de un alto aumento en la transferencia, el cual puede traducirse en una reducción del área de las aletas en más de un 50% (Lotfi, Min, & Sundén, 2014).

Primeros estudios sobre GVL enfocados al aumento de transferencia de calor se remontan al año 1969, pero es en el año 1982 donde además se considera la caída de presión (Fiebig, 1998). A partir de allí entonces, se han realizado una gran cantidad de estudios, tanto experimentales como simulaciones, sobre GVL en la transferencia de calor. Estos estudios abarcan situaciones con distintos tipos de aletas (aletas planas, con forma de ola, persianas, etc.), de tubos (circulares, elípticos, planos, etc.) y formas y disposición de GVL (rectangulares, forma delta, localización en la aleta y ángulo de ataque).

Lin & Jang (Kattea, 2012) estudiaron la implementación de los generadores de vórtices montados sobre aletas onduladas, para elevar la transferencia térmica en intercambiadores de calor compactos con tubos planos. Mediante una cámara de visión infrarroja determinaron el comportamiento térmico, observando la distribución de temperaturas sobre la superficie de las aletas lisas y sobre las aletas con generadores de vórtices montados. El estudio identificó una mejora de hasta 120% en el coeficiente de transferencia de calor local, y un incremento de 18.5% en su valor promedio. Además, encontraron que se podía reducir el área de la aleta ondulada aproximadamente entre el 18% y el 20% de su tamaño original si se usaban los

generadores de vórtices sobre las mismas. Finalmente, notaron que la magnitud de la reducción alcanzable del área de la aleta ondulada aumenta el número de Reynolds para la misma velocidad.

Torii (Kattea, 2012), declaran que aumentaron la transferencia de calor y redujeron la caída de presión en un intercambiador de calor compacto de tubos circulares y aletas para un número de Reynolds relativamente bajo, utilizando generadores de vórtices del tipo media ala delta. Las medias alas delta fueron colocadas con orientación hacia arriba en el área de flujo común. La configuración que propusieron causa un retraso significativo en la separación del vórtice principal según indicaron, reduce el arrastre de forma sobre los tubos, y elimina la pobre transferencia de calor en la zona de contacto entre la aleta y el tubo.

Definición del problema

En el ámbito de los termo fluidos si bien existen herramientas computacionales para modelar el comportamiento físico de un fluido, en la práctica, no se encuentran modelos matemáticos de transferencia de calor mediante convección forzada para para flujos rotantes con generación de vórtices longitudinales inducidos que podamos validar experimentalmente para la calibración de los modelos numéricos en los futuros diseños de equipos térmicos mediante el estudio de las correlaciones experimentales de transferencia de calor.

Objetivos

General

Desarrollar un modelo matemático de convección forzada para un fluido interno en estado estable, incompresible y viscoso en régimen de flujo rotante con generadores de vórtices longitudinales mediante el uso de software CFD para mejorar la eficiencia de transferencia de calor en gases.

Específico

- Caracterizar el modelo de convección forzada para un flujo rotacional en régimen turbulento mediante la generación de vórtices.
- Desarrollar un modelo computacional CFD de un flujo rotante aplicado a la transferencia de calor en gases mediante las ecuaciones de Navier-Stokes.
- Identificar los cambios que provocan los GVL sobre el fluido y que aumentan la transferencia de calor.
- Construir y simular el flujo de aire en un intercambiador de calor con distintas geometrías de GVL y compararlas en términos de transferencia de calor y caída de presión.

Alcance

Se establece dentro de este proyecto el desarrollo de un modelo matemático para el proceso de transferencia de calor en convección forzada debido al efecto de flujo rotante provocada por generadores de vórtices longitudinales en un tubo plano, conllevando esto al desarrollo de correlaciones matemáticas de caída de presión y transferencia de calor (Nusselt), adicionalmente se validará el modelo con los resultados de un prototipo de intercambiador de calor.

Justificación e importancia

Los fluidos de trabajo que comúnmente se usan en procesos industriales para el transporte de energía y aplicaciones térmicas, pasan por los dos estados de la materia siendo estos gases y líquidos. El comportamiento térmico de los fluidos en estado líquido suele ser favorable al momento de transportar su energía térmica a otro líquido mediante equipos como condensadores o evaporadores atribuyendo su eficiencia a varios factores tales como: propiedades físicas como la conducción térmica y la viscosidad cinemática, o factores geométricos como la disposición de los tubos dentro de una coraza, incluso hasta dispositivos

generadores de turbulencia , sin embargo, la transferencia de energía térmica de gases a líquidos suelen ser procesos ineficientes e inaprovechados debido a no poseer propiedades físicas térmicas con valores buenos como las descritas anteriormente sin mencionar su elevado costo de operabilidad. Traduciendo todo esto a desperdicio de energía y generación de costos adicionales.

La importancia de este proyecto radica en estudiar el comportamiento de las variables térmicas de transferencia de calor de un gas en estado estable, incompresible y viscoso dentro de un campo de velocidad rotante, generado para la formación de vórtices longitudinales, considerando su estudio como un fluido de trabajo rotante, para el desarrollo de una metodología de análisis y experimentación, que permita determinar modelos matemáticos de generación de vórtices para el diseño de intercambiadores de calor eficientes utilizables en aplicaciones industriales tales como; enfriamiento de maquinaria de excavación profunda con CO₂, aprovechamiento eficiente de los gases de combustión de alta temperatura para la cogeneración de energía en las plantas termoeléctricas.

Se logrará mediante el estudio de incógnitas tales como: comportamiento de la capa límite térmica, correlaciones de Nusselt, qué relación existe entre los números adimensionales de Re , Pr y Nu en la transferencia de calor en gases rotantes turbulentos.

Capítulo II - Marco Teórico

Ecuación general de la conducción del calor.

La ecuación del calor es una importante ecuación diferencial en derivadas parciales del tipo parabólica que describe la distribución del calor (o variaciones de la temperatura) en una región a lo largo del transcurso del tiempo.

Para el caso de una función de tres variables espaciales $\in \mathbb{R}^3$ y una t de la variable temporal, el enunciado clásico es para el caso en que existe una fuente de energía:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} - \nabla(K \nabla T) = Q \quad (1)$$

La transferencia de calor

Transferencia de calor, se le define como el proceso por el que se intercambia energía en forma de calor entre distintos cuerpos, o entre diferentes partes de un mismo cuerpo que están a distinta temperatura.

La ciencia de la transferencia de calor no sólo trata de explicar cómo puede ser transferida la energía calorífica, sino también trata de predecir la rapidez a la que se realizará este intercambio bajo ciertas condiciones especificadas. La transferencia de calor completa al primer y segundo principios de la termodinámica, al proporcionar reglas experimentales adicionales que se pueden utilizar para establecer la rapidez de transferencia de energía en forma de calor [9]. (Holman, 1999)

El calor puede transferirse por conducción, convección y radiación o por una combinación de los tres modos. Aunque estos tres procesos pueden tener lugar simultáneamente, puede ocurrir que uno de los mecanismos predomine sobre los otros dos. El calor siempre se mueve de las zonas más calientes a las más frías; busca el equilibrio. Cuanto

mayor es la diferencia de temperatura, más rápidamente fluye el calor hacia la zona más fría (Biocab, s.f.).

Conducción. - Es la transmisión de energía calorífica de molécula a molécula, a través, de un material, ya sea sólido, líquido o gaseoso. Para que el calor se transmita por conducción, deberá haber contacto físico entre partículas y cierta diferencia de temperatura. Así, la conductividad térmica es la medida de la velocidad a la que el flujo de calor pasa de una partícula a otra. La tasa de flujo de calor a través de un material específico estará determinada por la diferencia de temperatura y la conductividad térmica del material. (Kern, 1999)

Convección. - Es la transmisión de calor debido al movimiento del aire (o un gas) o un líquido calentado de un lugar a otro, llevando consigo el calor que contiene. La tasa de flujo de calor varía en función de la temperatura del gas o líquido en movimiento y de su caudal. (Kern, 1999)

La convección se clasifica como *convección natural (o libre)* y *forzada*, dependiendo de la manera en que se inicia el movimiento del fluido. En la convección forzada se obliga a que el fluido fluya sobre una superficie o en un tubo por medios externos, como una bomba o un ventilador. En la convección natural, cualquier movimiento del fluido es causado por medios naturales, como el efecto de flotación, el cual se manifiesta como la subida del fluido caliente y la caída del fluido frío. La convección también se clasifica como *externa* e *interna*, dependiendo de si se obliga al fluido a fluir sobre una superficie o en un tubo. (Kern, 1999)

Radiación. - La energía calorífica se transmite en forma de luz, como radiación infrarroja u otro tipo de ondas electromagnéticas. Esta energía emana de un cuerpo caliente y sólo puede transmitirse libremente a través de medios completamente transparentes. La atmósfera, el vidrio y los materiales translúcidos dejan pasar una cantidad significativa de calor radiante, que puede ser absorbido cuando incide en una superficie: por ejemplo, la superficie de la cubierta

del barco en un día soleado absorbe calor radiante y se calienta. Es un hecho sobradamente conocido que las superficies de colores claros o brillantes reflejan más calor radiante que las superficies negras u oscuras, por lo que las primeras tardarán más tiempo en calentarse. (Kern, 1999)

Transferencia de calor por conducción.

La conducción es la transferencia de calor a través de un material fijo tal como la pared estacionaria mostrada en la **Figura 1**. La dirección del flujo de calor será a ángulos rectos a la pared, si las superficies de las paredes son isotérmicas y el cuerpo es homogéneo e isotrópico. Supóngase que una fuente de calor existe a la izquierda de la pared y que existe un receptor de calor en la superficie derecha. Es conocido y después se confirmará por una derivación, que el flujo de calor por hora es proporcional al cambio de temperatura a través de la pared y al área de la pared A . Si T es la temperatura en cualquier punto de la pared y x es el espesor de la pared en dirección del flujo de calor, y dq es dada por:

$$dq = \kappa A \left(-\frac{dT}{dx} \right) \quad (2)$$

Donde:

dq : Cantidad de flujo de calor [W]

κ : Coeficiente de conductividad térmica del material $\left[\frac{W}{m^{\circ}C} \right]$

A : Área de transferencia de calor [m^2]

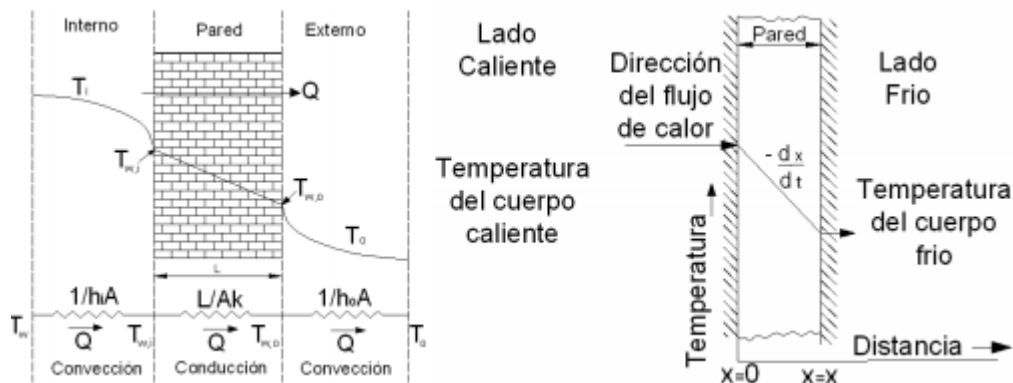
$-\frac{dT}{dx}$: Gradiente de Temperatura.

El término $-\frac{dT}{dx}$, tiene un signo negativo si se supuso una temperatura mayor en la cara de la pared en donde $x = 0$ y menor en la cara donde $x = X$. En otras palabras, la cantidad

instantánea de transferencia de calor es proporcional al área y a la diferencia de temperatura dT que impulsa el calor a través de la pared de espesor dx . La constante de proporcionalidad k es peculiar a la conducción de calor por conductividad. (Welty, 1978)

Figura 1

Flujo de calor a través de una pared



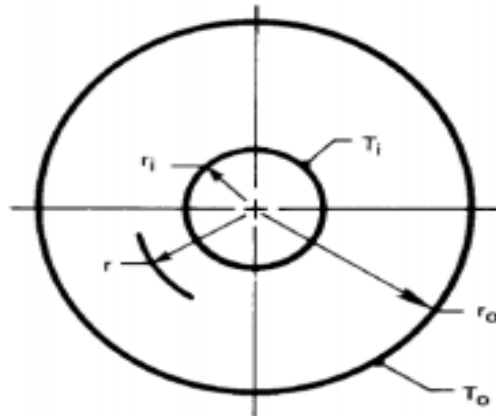
Nota. El grafico representa la transferencia de calor por conducción entre diferentes medios planos hasta un borde convectivo. Tomado de (Welty, 1978)

Conducción de calor en paredes cilíndricas.

Esta teoría se aplica comúnmente en el cálculo de la cantidad de calor que se pierde o gana en cilindros aislados. Para las condiciones preestablecidas de conducción de calor en estado estable, unidireccional y material homogéneo, analizaremos una pared cilíndrica de radio interior r_i y de radio exterior r_o las superficies interior y exterior se mantienen a T_i y T_o respectivamente. Ver **Figura 2**

Figura 2

Flujo de calor en una superficie cilíndrica



Nota. El gráfico representa la transferencia de calor por conducción entre diferentes medios cilíndricos hasta un borde convectivo. Tomado de (Welty, 1978)

Utilizando la ecuación de Fourier Ec. (1), e integrando en los límites propuestos.

$$dq = -\kappa \cdot A \left(\frac{dT}{dr} \right) \quad (3)$$

$$dq = \frac{2\pi kL}{\ln \frac{r_o}{r_i}} (T_i - T_o) \quad (4)$$

Donde

A : Área radial perpendicular al flujo de calor. $A = 2\pi rL$ [m^2]

L : Longitud del tubo [m]

r_i, r_o : Radio interno y externo del tubo respectivamente. [m]

T_i, T_o : Temperatura interna y externa del tubo respectivamente. [$^{\circ}C$]

Transferencia de calor por convección.

La convección es la transferencia de calor entre partes relativamente calientes y frías de un fluido por medio de mezcla. Supóngase que un recipiente con un líquido se coloca sobre una llama caliente. El líquido que se encuentra en el fondo del recipiente se calienta y se vuelve menos denso que antes, debido a su expansión térmica. El líquido adyacente al fondo también

es menos denso que la porción superior fría y asciende a través de ella, transmitiendo su calor por medio de mezcla conforme asciende.

La transferencia de calor del líquido caliente del fondo del recipiente al resto, es convección natural o convección libre. Si se produce cualquier otra agitación, tal como la provocada por un agitador, el proceso es de convección forzada. Este tipo de transferencia de calor puede ser descrito en una ecuación que limita la forma de la ecuación de conducción y es dada por:

$$q = h A (T - T_{\infty}) \quad (5)$$

Donde:

q : Flujo de calor [W]

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$

A : Área en contacto con el fluido [m^2]

T : Temperatura de la superficie. [$^\circ C$]

T_{∞} : Temperatura del fluido circundante [$^\circ C$]

La constante de proporcionalidad h es un término sobre el cual tiene influencia la naturaleza del fluido y la forma de agitación, y debe ser evaluado en forma experimental. Se llama coeficiente de transferencia de calor, cuando la E. (4) se escribe en su forma integrada $q = h A \Delta T$, se le conoce como la ley del enfriamiento de Newton. (Welty, 1978)

Coeficiente de transferencia de calor por convección.

El coeficiente de transferencia de calor por convección no es una propiedad, su magnitud depende de una variedad de factores, tales como: la velocidad, densidad, viscosidad,

conductividad térmica, calor específico del fluido, geometría de la superficie, presencia de fuerzas de flotamiento, etc.

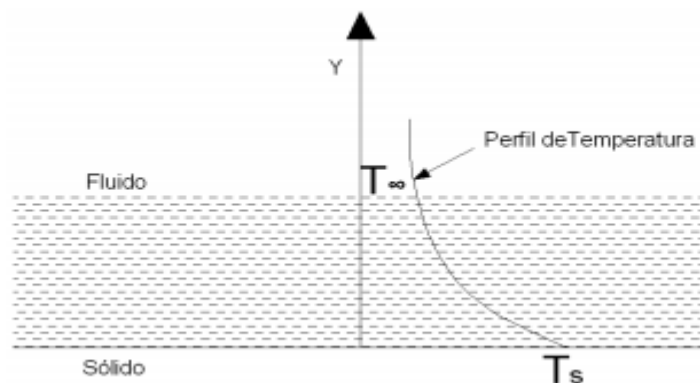
Existen varios métodos para el cálculo de coeficiente de convección de calor por convección.

- Análisis dimensional combinado con experimentos.
- Soluciones matemáticas exactas de las ecuaciones de capa de frontera.
- Análisis aproximado de la capa frontera por métodos integrales.
- Analogía entre transferencia de calor, transferencia de masa y transferencia de cantidad de movimiento.

El objetivo de la transferencia de calor por convección es determinar la razón de transferencia de calor entre un medio sólido y un fluido adyacente, siempre que exista una diferencia de temperatura, puesto que existe una capa delgada estacionaria junto a la superficie de un sólido existe conducción de calor, un balance de energía permite observar que el flujo de calor por convección es igual al flujo de calor por conducción en $y=0$. Ver **Figura 3**

Figura 3

Distribución de temperatura en un fluido fluyendo cerca de una frontera sólida



Nota. El grafico representa en el eje X el perfil de la temperatura vs una distancia con un borde convectivo y una región de conducción. Tomado de (Welty, 1978)

$$hA(T - T_{\infty}) = -\kappa A \left(\frac{dT}{dy} \right) \quad (6)$$

Por lo tanto:

$$\frac{h}{Kf} = -\frac{1}{(T - T_{\infty})} \left(\frac{dT}{dy} \right) \quad (7)$$

Si definimos una distancia sin dimensiones n la misma que $n = y/Lc$, donde Lc es una longitud característica que depende la geometría del medio sólido, obtenemos:

$$Nu = \frac{hLc}{Kf} = -\frac{1}{(T - T_{\infty})} \left(\frac{dT}{dn} \right) \quad (8)$$

Números Adimensionales

Número de Nusselt

Es un número adimensional que mide el aumento de transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción. La transferencia de calor dentro de una cavidad por convección natural, cuando el número de Reynolds es inferior a 1000 se considera que la transferencia de calor es únicamente por conducción y el número de Nusselt toma el valor de la unidad. En cambio, para números de Reynolds superiores, la transferencia de calor es una combinación de conducción y convección, y el número de Nusselt toma valores superiores. Se define como:

$$Nu = \frac{\text{Transferencia de calor por conveccion}}{\text{Transferencia de calor po conduccion}} = \frac{h Lc}{Kf} \quad (9)$$

El número de Nusselt puede también verse como un gradiente adimensional de temperatura en la superficie. (Welty, 1978)

- Cuanto mayor es el número de Nusselt más eficaz es la convección.
- Un número de Nusselt de $Nu=1$, para una capa de fluido, representa transferencia de calor a través de ésta por conducción pura.
- El número de Nusselt se emplea tanto en convección forzada como natural.

Número de Prandtl.

Es un número adimensional proporcional al cociente entre la difusividad de momento (viscosidad) y la difusividad térmica.

Se define como:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\text{Velocidad de difusión del momento}}{\text{Velocidad de difusión del calor}} = \frac{C_p \mu}{K} \quad (10)$$

En donde:

C_p : Calor específico del fluido $\left[\frac{J}{kg^{\circ}C}\right]$

μ : Viscosidad dinámica del fluido $\left[\frac{Kg}{ms}\right]$

K : Conductividad térmica del fluido $\left[\frac{W}{m^{\circ}C}\right]$

ν : Viscosidad cinemática $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

α : Difusividad térmica $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

Los metales líquidos poseen números de Prandtl muy bajos, los gases presentan la particularidad de tener un número de Prandtl en torno a 0.70, el agua tiene un valor intermedio, y finalmente los valores mayores del número de Prandtl lo presentan los fluidos viscosos.

En problemas de transferencia de calor el número de Prandtl controla el espesor relativo de las capas límite de momento y térmica. Cuando Pr es pequeño significa que el calor se difunde muy rápido comparado con la velocidad (momento). (Incropera, 1999)

Número de Reynolds

Representa la relación que existe entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas que actúan sobre un elemento de volumen de un fluido. Es un indicativo del tipo de flujo del fluido, laminar o turbulento.

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{VLc}{\nu} \quad (11)$$

Donde:

V: Velocidad media del fluido $\left[\frac{m}{s}\right]$

Lc: Longitud Característica [m]

ν : Viscosidad cinemática $\left[\frac{m^2}{s}\right]$

- Un valor grande del número de Reynolds indica régimen turbulento.
- Un valor pequeño del número de Reynolds indica régimen laminar.
- El valor del número de Reynolds para el cual el flujo se vuelve turbulento es el número crítico de Reynolds. Este valor crítico es diferente para las diferentes configuraciones geométricas.
- Para una placa plana Re crítico = 5×10^5 .
- Para tubos: si $Re < 2300$ el flujo es laminar. Si $2300 < Re < 10000$ el flujo es de transición. Si $Re > 10000$ el flujo es turbulento.
- El número de Reynolds sólo se utiliza en convección forzada.

Número de Grashof

El número de Grashof (Gr) es un número adimensional en mecánica de fluidos que es proporcional al cociente entre las fuerzas de flotación y las fuerzas viscosas que actúan en un fluido.

$$Gr = \frac{g\beta(T - T_{\infty})Lc^3}{\nu^2} \quad (12)$$

Donde:

g : Aceleración de la gravedad.

β : Coeficiente de expansión volumétrica.

T : Temperatura de una superficie.

T_{∞} : Temperatura ambiente.

Lc : Longitud característica.

ν : Viscosidad cinemática.

Ecuaciones fluidodinámicas.

Las ecuaciones que gobiernan este fenómeno son la de continuidad y la del momentum además de la condición de incompresibilidad, se asume un flujo incompresible y con propiedades constantes a lo largo de sus líneas de corriente.

Ecuación de continuidad.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (13)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (14)$$

Si ρ es constante, queda demostrado que:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$$

Y podemos simplificar a la ecuación a un fluido incompresible.

$$\rho \nabla \cdot (\vec{u}) = 0 \quad (15)$$

Donde ρ es la densidad [kg/m^3] y u, v y w las velocidades [m/s] en los ejes x, y y z respectivamente, t corresponde al tiempo.

Ecuación de momentum (Navier-Stokes)

Sin considerar el efecto de la gravedad la ecuación de Navier-Stokes que describe los flujos viscos e incompresibles de fluidos Newtonianos es:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 u \quad (16)$$

En eje x:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 u \quad (17)$$

En eje y:

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 v \quad (18)$$

En eje z:

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 w \quad (19)$$

Con p la presión [Pa] del fluido y μ la viscosidad dinámica [$Pa \cdot s$] del fluido.

Ecuación de la vorticidad aplicada a Navier-Stokes.

Tomando el rotacional en ambos lados de la ecuación (16) para la vorticidad ω resulta

ser:

$$\vec{\omega} \times \rho(\vec{V} \cdot \nabla \vec{V}) = \vec{\omega} \times (-\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u}) \quad (20)$$

donde el vector vorticidad está dado por

$$\vec{\omega} = \nabla \times \mathbf{u} \quad (21)$$

Ecuación de la energía.

Las ecuaciones que gobiernan este fenómeno además de la continuidad y momentum se considera como fundamental la ecuación de la energía. Se asume un flujo incompresible y con propiedades constantes despreciando la disipación viscosa.

$$C_p \rho \left(\frac{\partial u T}{\partial x} + \frac{\partial v T}{\partial y} + \frac{\partial w T}{\partial z} \right) = k_{\text{aire}} \nabla^2 T + \dot{q}_{\text{gen}} \quad (22)$$

Con C_p el calor específico [J/kgK] del fluido, T la temperatura [K] del fluido y k_{aire} la conductividad térmica [W/mK] del aire.

Vórtices y generadores de vórtices

Aunque no exista un acuerdo común en definir matemáticamente los vórtices, estos pueden ser entendidos como el movimiento de un flujo en forma de remolino alrededor de un eje (Fiebig [7]). Se pueden distinguir dos tipos de vórtices: transversales y longitudinales.

Vórtices transversales

Estos vórtices tienen su eje perpendicular a la dirección del fluido. Un ejemplo de vórtices transversales son los que se generan en la estela detrás de un tubo al pasar un flujo con un Reynolds entre 500y 4700 (Fiebig, 1998).

Para Reynolds más altos se generan vórtices transversales que siguen patrones periódicos, conocidos como vórtices de Karman ver **Figura 4**

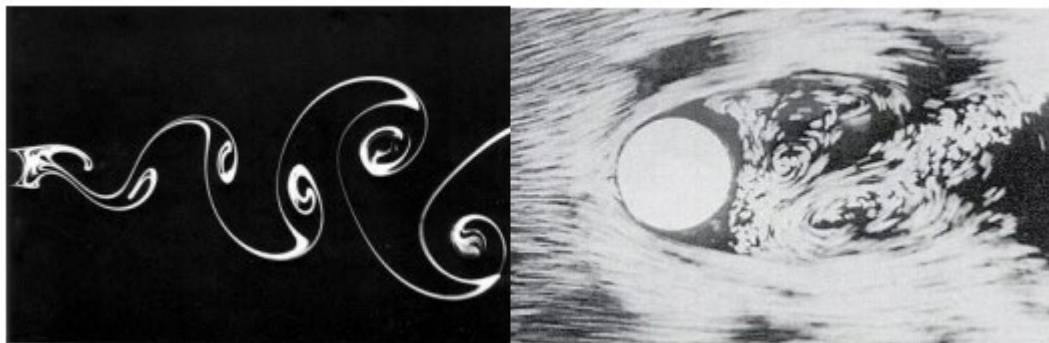
En términos de transferencia de calor, estos vórtices aportan al aumento de transferencia global principalmente mediante la desestabilización del flujo o intensificación de la

turbulencia, pero sólo cuando se crean vórtices oscilatorios. Para vórtices estacionarios, en cambio, aunque se puede dar un gran aumento de transferencia local, en la transferencia global no se reportan cambios notables (Fiebig, 1998).

El mecanismo, en este caso, se debe al transporte térmico debido a la mezcla entre el fluido cercano a la muralla y el fluido externo a la capa límite. No existen mecanismos que permitan el transporte térmico aguas abajo.

Figura 4

Vórtices transversales, a la izquierda vórtices oscilatorios y a la derecha vórtices estacionarios



Nota. El grafico representa a la izquierda vórtices generados por su turbulencia y a la derecha vórtices generados por geometrías fluidodinámicas. Tomado de (Kattea, 2012)

Vórtices longitudinales

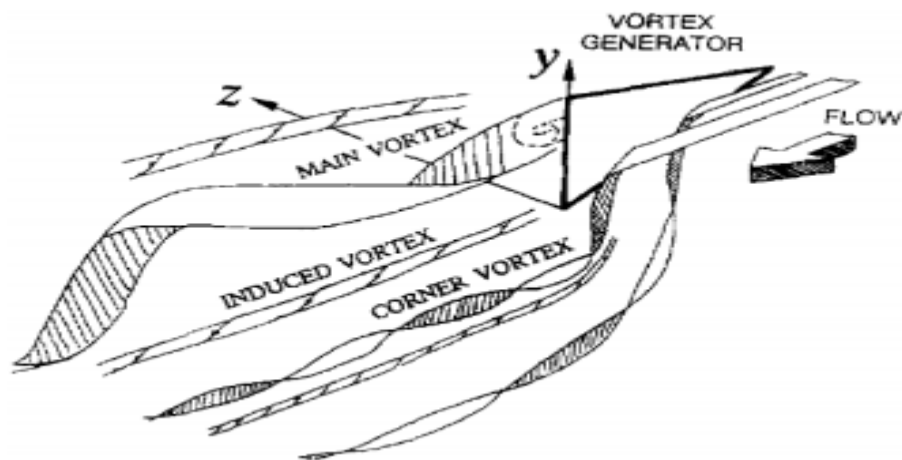
Estos vórtices tienen su eje paralelo a la dirección del flujo implicando campos de velocidades en 3 dimensiones. Ejemplos típicos son los vórtices que se generan en las puntas de las alas o en aletas con forma delta. Un atractivo importante que tienen estos vórtices es que logran recorrer largas distancias en la dirección del flujo sin decaer. Es por esto por lo que han sido estudiados extensamente en fenómenos aerodinámicos. Por ejemplo, para evitar el desprendimiento de la capa límite en alas de aviones y así lograr una sustentación adecuada, los vórtices longitudinales permiten la re-energización de la capa límite mediante la mezcla entre fluido exterior y fluido dentro de la capa límite.

La estructura del flujo comúnmente visualizada en estudios de GVL enfocados al aumento de transferencia de calor se puede ver **Figura 5** (Biswas, 1996).

Un vórtice principal se forma por el desprendimiento del flujo en el borde de ataque del GVL, mientras que un vórtice “de esquina” se forma en el borde de salida del GVL, en la zona de alta presión entre el GVL y la superficie de la aleta. También, en algunas ocasiones, se puede observar vórtices inducidos o transversales formados en la cola del GVL.

Figura 5

Estructura del fluido al pasar por un GVL



Nota. El grafico representa las líneas de flujo del fluido rotativo al generar vórtices longitudinales debido a un GVL. Tomado de (Kattea, 2012)

En los vórtices longitudinales se han identificado 3 mecanismos que aumentan la transferencia de calor:

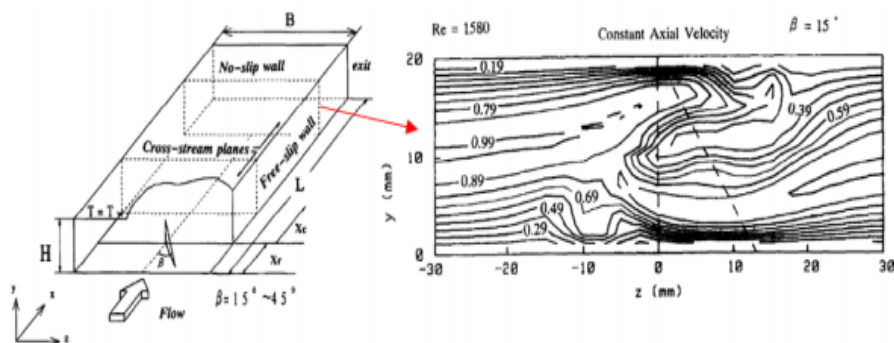
Desarrollo de capas límites: los GVL generan nuevas capas límites al pasar el flujo por ellos. En flujos internos por canales (lo cual se puede asimilar a un flujo entre dos aletas en un intercambiador), a medida que la razón entre el área del canal y el área de los GVL aumenta, este mecanismo tiene menor relevancia. (Fiebig, 1998)

Mezcla del fluido: en flujos estacionarios este mecanismo resulta ser el más relevante (Fiebig, 1998). El movimiento del VL en forma de remolino permite la mezcla entre el flujo cercano y lejano a la pared, lo cual aumenta el coeficiente convectivo. Un ejemplo se puede ver en la **Figura 6** donde se muestran los resultados numéricos realizados por (Biswas, 1996). Este estudio consistió en simular un flujo laminar de aire completamente desarrollado por un canal con un GLV. En la figura se muestran las líneas de velocidad axial (al eje x) constantes en una sección Y-Z (perpendicular al flujo principal) tras pasar el GVL. Al centro de la sección, alrededor de $z=0$ e $y=10$, se encuentra el centro del vórtice principal generado por el GVL, el cual por su magnitud alcanza a afectar tanto la capa límite de la placa superior como la de la inferior del canal, provocando además una estrechez en el grosor de la capa límite lo que promueve la transferencia de calor. Alrededor de $z=-10$ e $y=5$, se encuentra el centro del vórtice de esquina, el cual en este caso presenta menor intensidad que el principal, afectando sólo la placa inferior del canal.

Desestabilización o intensificación de la turbulencia: los vórtices también generan desestabilizaciones que en flujos laminares pueden iniciar la transición a turbulencia y en flujos turbulentos aumentar la intensidad de la turbulencia.

Figura 6

Líneas de velocidad axial constantes en una sección perpendicular a un flujo interno en un canal con GVL y $Re=1580$



Nota. El grafico representa los resultados de la turbulencia debido a los GVLs. Tomado de (Biswas, 1996)

Turbulencia

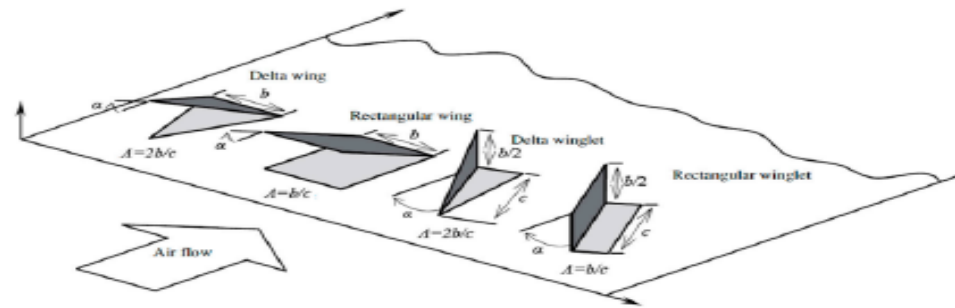
La diferenciación entre laminar y turbulento se determina comúnmente cuando el flujo alcanza un cierto valor de Reynolds, es decir, si el Reynolds es mayor a este valor significa un flujo turbulento, mientras que un Reynolds menor implica un flujo laminar.

Determinar este valor, donde se generan pequeñas perturbaciones en el flujo que provocan una desestabilización desencadenando la transición de laminar a turbulento, es complicado, pues no resulta ser igual para cualquier situación, si no que varía según el tipo de fluido y el entorno donde fluye, considerando además que existe un flujo de transición entre laminar y turbulento.

En el caso de flujos con GVL, el Re crítico varía según la forma y ángulo de ataque que este tenga. El GVL causa desestabilizaciones que para ciertos Re alcanzan amplitudes suficientes para desencadenar la transición. El Re crítico con GVL resulta menor (1 o 2 órdenes de magnitud menor) que el caso sin GVL. Por ejemplo, para un flujo completamente desarrollado en un canal, el Re crítico basado en el diámetro hidráulico es de 15.392. (Fiebig, 1998)

Figura 7

Distintos generadores de vórtices y sus correspondientes denticiones geométricas



Nota. El grafico representa las características geométricas de los GVLs más comunes. Tomada de Gentry y Jacobi (1997)

En la **Figura 7** se puede observar los GVL's más utilizados para aumentar la turbulencia, estos son de ala delta, ala rectangular, aleta delta y rectangular. Las configuraciones descritas están caracterizadas por su razón de aspecto (A) la cual es largo y ancho juntamente con el ángulo de ataque (α) forman la caracterización geométrica propuestas por los investigadores en los últimos años.

Trabajos previos

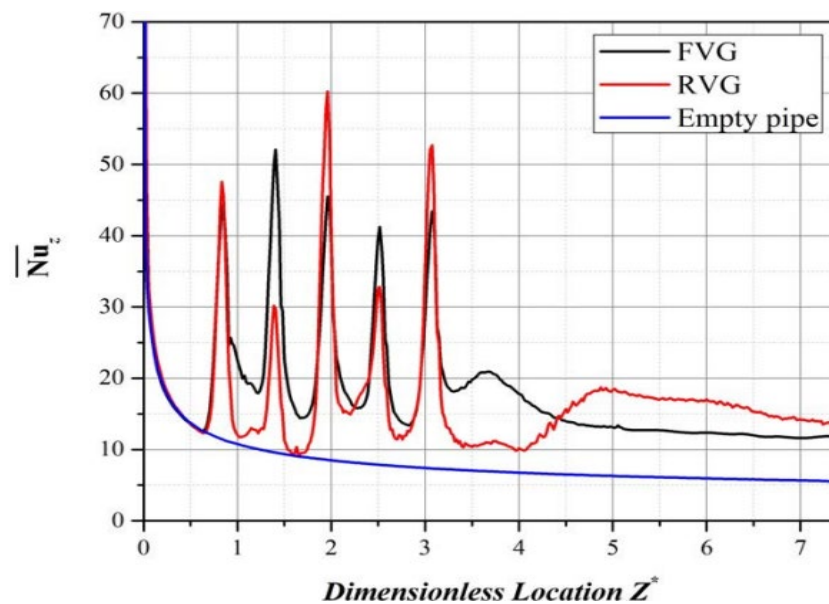
Habchi en el 2019 estudió numéricamente la transferencia de calor en flujos turbulentos en tubería donde se generaron estructuras de vórtice con tres diferentes configuraciones de deflectores trapezoidales rígidos VGs. Tres enfoques de los deflectores inclinados VG en el flujo estaban: alineados con la dirección del flujo (llamada geometría de referencia); una rotación periódica de 45° de los deflectores (llamada geometría alterna); y deflectores opuestos a la dirección del flujo (llamada geometría inversa).

El efecto de la estructura de flujo en él se analizó la distribución de temperatura. Las tres configuraciones anteriores de deflectores mostraron un mejor rendimiento de transferencia de calor frente a los intercambiadores convencionales.

Muy recientemente, Ali estudió un nuevo tipo de generador de vórtice flexible (FVG) en tubería circular e investigó la transferencia de calor y el rendimiento de mezcla numéricamente. Se estudiaron dos casos de VG: uno utilizando generadores de vórtice flexible (FVG) y el otro utilizando rígido indeformable convencionales generadores de vórtice (RVG). De la comparación del número de Nusselt ellos notaron que FVG puede mejorar la transferencia de calor general en aproximadamente un 118% con respecto a una tubería vacía mientras que es alrededor del 97% para el RVG.

Figura 8

Numero de Nusselt locativo con respecto a una locación adimensional a lo largo del tubo



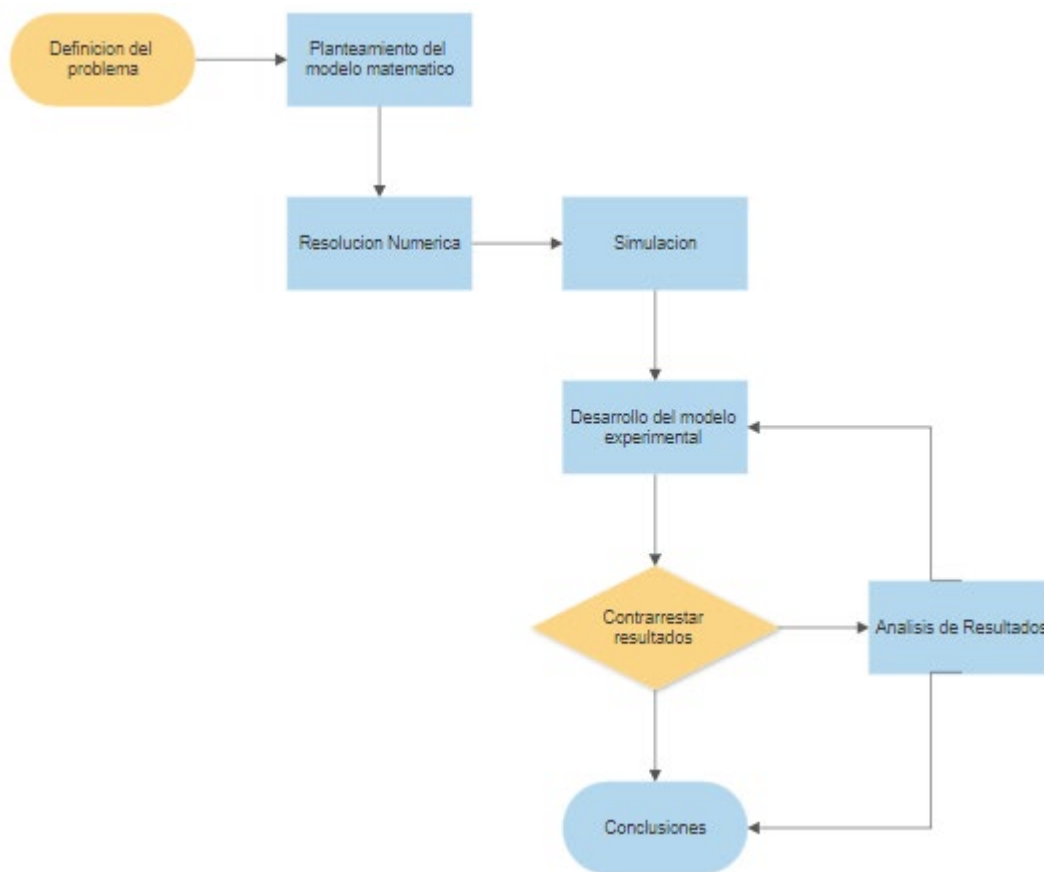
Nota. El grafico representa como la transferencia de calor aumenta en los diferentes puntos donde se encuentran los GVL versus una transferencia normal. Tomada de S. Ali, C. Habchi, S. Menanteau, T. Lemenand, J.L. Harion, Three-dimensional numerical study of heat transfer and mixing enhancement in a circular pipe using self-sustained oscillating flexible vorticity generators, Chem. Eng. Sci. 162 (2017) 152–174

Capítulo III - Metodología

Con el fin de alcanzar los objetivos planteados en el presente trabajo de titulación se ha desarrollado un flujo de actividades para la metodología de la investigación y experimentación, ver **Figura 9**. De esta manera se busca contrastar los datos teóricos con los experimentales con la finalidad de encontrar un modelo de aplicación.

Figura 9

Flujograma de metodología



Nota. El gráfico representa el esquema de la metodología usado en este proyecto de titulación.

Modelamiento Matemático

En este estudio, se adopta un enfoque particionado para resolver la interacción numérica del fluido en el problema planteado. Este método involucra dos solucionadores, uno para movimiento de fluidos, y otro para procedimiento de remallado. Además, se aplica la herramienta de solución fuerte acoplada especialmente cuando se requiere estudiar la capa límite del fluido en los GVLs. Esto se logra mediante la independencia de malla logrando así una convergencia en términos de temperaturas y perfiles de velocidades. La simulación es lograda por sucesivas llamadas al solucionador de CFD Fluent de ANSYS.

Definiendo las condiciones del problema para desarrollar el modelo matemático de simulación se establece que el campo de flujo se rige por las ecuaciones de Navier-Stokes estacionarias para un flujo rotante viscoso incompresible. Estas ecuaciones se resuelven en un dominio computacional.

$$\nabla \cdot \mathbf{u}_f = 0 \quad (23)$$

$$\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{u}_f \nabla \mathbf{u}_f = \boldsymbol{\omega} \times \left(-\frac{\nabla p}{\rho_f} + \nu_f \nabla^2 \mathbf{u}_f \right) \quad (24)$$

Donde $\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{u}_f \nabla \mathbf{u}_f$ es el termino convectivo en la dirección del rotacional del fluido con \mathbf{u}_f siendo la velocidad del mismo. La presión es denotada por ∇p , la densidad del fluido por ρ_f y la viscosidad cinemática por ν_f . Si realizamos la consideración Euleriana de las ecuaciones de Navier-Stokes, la cual implica despreciar los efectos inerciales vs los efectos viscosos en los límites del recinto de cálculo, obtenemos $\mathbf{u}_f = 0$ consideración que nos permite simplificar el modelo en las condiciones de borde en las interfases fluido caliente – tubo de aluminio y en fluido frio – tubo de aluminio.

$$0 = \boldsymbol{\omega} \times \left(-\frac{\nabla p}{\rho_f} + v_f \nabla^2 \mathbf{u}_f \right) \quad (25)$$

La ecuación de la energía sin embargo es resuelta sin ninguna simplificación o consideración en el dominio del fluido, ya que es la determinante en el cálculo de la transferencia de calor, y mantenemos la ecuación de esta manera.

$$\mathbf{u}_f \nabla T_f = \frac{k_T}{\rho_f C_p} \nabla^2 T_f \quad (26)$$

Una tercera consideración hay que tomar en cuenta para resolver este modelo la cual es que el solucionador de Fluent, deforma el dominio de fluido interno para mantener mantiene la calidad y la validez de la malla usamos un suavizado de malla laplaciano.

$$\gamma = \frac{1}{l^\alpha} \quad (27)$$

Donde l es una distancia nominal de capa limite en las interfases fluido caliente – tubo de aluminio y en fluido frio – tubo de aluminio. El termino α es un parámetro de difusión con valor igual a 1.5 el cual preserva largas regiones de malla cerca del límite en las interfases ya mencionadas dicho parámetro es replicado ya en previos trabajos similares de transferencia de calor como (S.Ali, 2015).

Para evitar problemas de divergencia causados especialmente por volúmenes de celdas negativos, el solucionador de mallas admite varios métodos de remallado. El utilizado en este estudio es el remallado de células locales. que se aplica a las células tetraédricas en el dominio. Este método aglomera células que violan el criterio de asimetría o tamaño y vuelve a mallar localmente las celdas aglomeradas. Si las nuevas células o caras satisfacen el criterio de

asimetría, la malla se actualiza localmente con las nuevas celdas (con la solución interpolada de las celdas antiguas) (ANSYS, 2015).

El acoplamiento presión-velocidad se establece mediante el algoritmo Coupled del programa ANSYS (ANSYS, 2015), que resuelve juntas las ecuaciones de continuidad basadas en el momento y la presión. Los criterios de convergencia de presión, velocidad, energía se establecen en 10^{-6} . Mientras que el suavizado de malla de Laplace se establece en 10^{-4}

Eventualmente, solo el solucionador de CFD Fluent de ANSYS se activa para las simulaciones numéricas llevado a cabo con generadores de vórtice rígidos. Para este caso de estudio de GVLs el modelo de turbulencia $K-\varepsilon$ 2 eqn. es usado para tratar los efectos de turbulencia y considerar el vector vorticidad en los efectos viscosos descritos en la ecuación 25. El procedimiento general descrito anteriormente ya ha sido validado en estudios previos. en configuraciones de flujo bidimensional y se pueden encontrar más detalles en (S.Ali, 2015)

Descripción de problema.

La transferencia de calor es un fenómeno de transporte de energía semi eficiente que con adecuaciones tecnológicas incrementa su eficiencia para diferentes aplicaciones. La transferencia de calor entre aire caliente o gases de combustión y liquido carece de eficiencia ya que se necesita de grandes superficies para su aplicación para el cual se estudia el uso de ayudas tecnológicas como GVL para su incremento de eficiencia.

Para dicho fin se ha decidido estudiar el intercambio de calor entre gases de combustión otorgadas por un motor a gasolina y agua enfriada por el banco de pruebas del laboratorio de Termodinámica de la Universidad. Dichos fluidos contarán con las siguientes propiedades termo físicas que se puede ver en la **tabla 1**.

Tabla 1

Propiedades termo físicas de los fluidos a usar en la validación experimental

Fluido de trabajo	Propiedad Térmica	Unidad de medida	Valor
Gases de combustión	Viscosidad Cinemática [ν]	m^2/s	38.19E-06
	Densidad [ρ]	m^3/kg	0.6822
	Calor Especifico [Cp]	$J/kg.K$	1.0635
	Conductividad Térmica [κ]	$W/m.K$	0.03863
Agua fría	Viscosidad Cinemática [ν]	m^2/s	1.01E-06
	Densidad [ρ]	m^3/kg	997
	Calor Especifico [Cp]	$kJ/kg.K$	4.182
	Conductividad Térmica [κ]	$W/m.K$	0.58

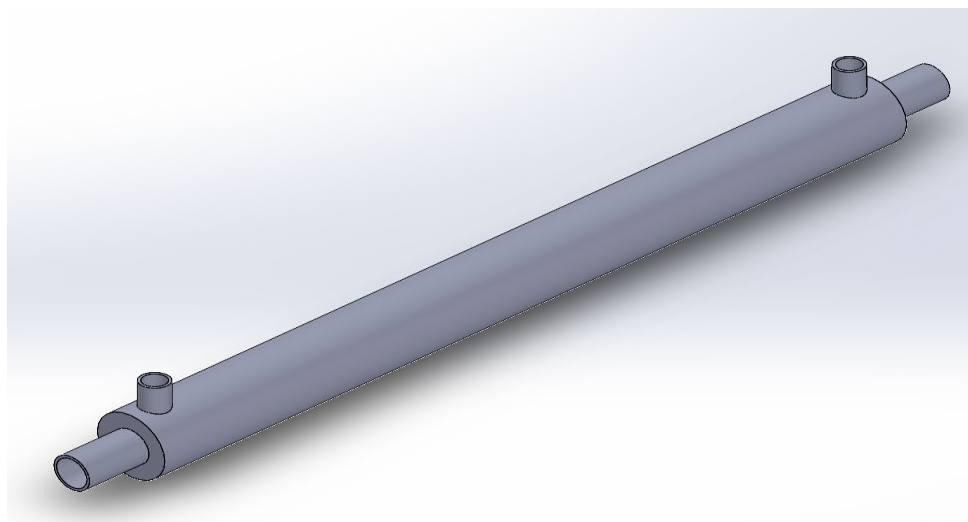
Nota. Propiedades medias a 20 °C para el agua y para los gases de combustión fueron tomados a 230°C. Tomado de *Transferencia de calor y masa. Fundamentos y Aplicaciones* (p.878), Cengel, Y.A, 2016, McGraw-Hill.

Propiedades del Intercambiador de calor.

En el presente estudio se utiliza la configuración de un intercambiador de calor de tubos concéntricos como muestra la **figura 10** con la entrada del fluido caliente (gases de escape) por el interior del tubo central y salida al otro extremo, mientras que la entrada del fluido frío (agua) entra por la abertura superior (Flujo cruzado). Las dimensiones geométricas se encuentran en la **figura 11** y materiales se enlistan en la **tabla 2**.

Figura 10

Intercambiador de calor de tubos concéntricos



Nota. El grafico presenta la forma general del equipo usado para la realización del experimento y simulación.

Tabla 2

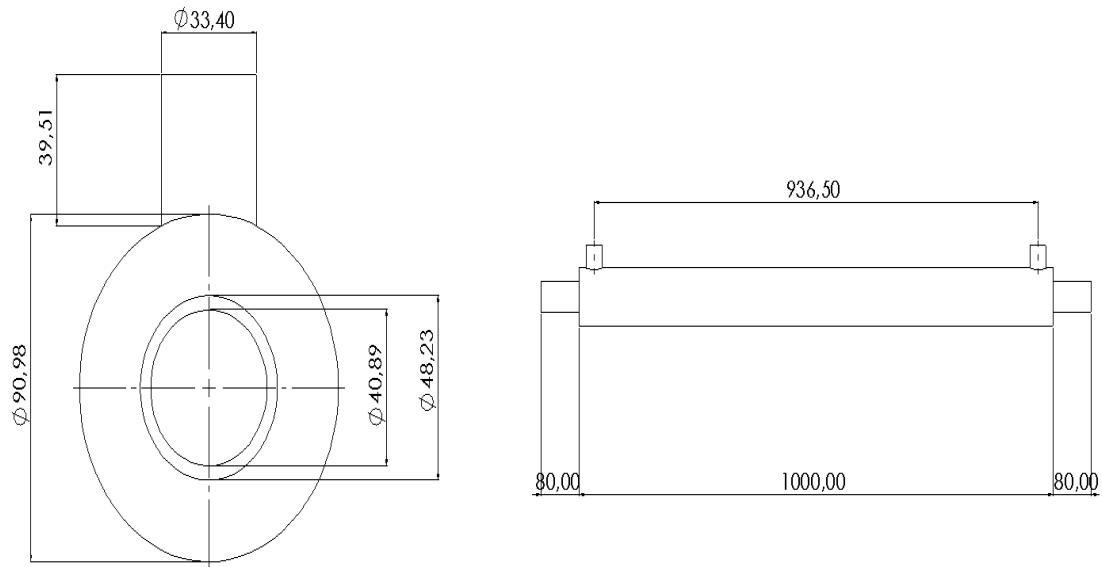
Propiedades de los materiales del Intercambiador de calor

Elemento del IC	Material	Propiedad Térmica	Unidad de medida	Valor
Tubo interno	Aluminio	Densidad [ρ]	m^3/kg	2702
		Calor Especifico [Cp]	$J/kg.K$	903
		Conductividad Térmica [κ]	$W/m.K$	237
Coraza	Acero AISI 1040	Densidad [ρ]	m^3/kg	7832
		Calor Especifico [Cp]	$kJ/kg.K$	434
		Conductividad Térmica [κ]	$W/m.K$	18.8
GVL's	Poliamida 70	Densidad [ρ]	m^3/kg	1230
		Calor Especifico [Cp]	$kJ/kg.K$	1.4
		Conductividad Térmica [κ]	$W/m.K$	0.72

Nota. Propiedades obtenidas de *Transferencia de calor y masa. Fundamentos y Aplicaciones* (p.868), Cengel, Y.A, 2016, McGraw-Hill.

Figura 11

Dimensiones geométricas del intercambiador de calor



Nota. El grafico representa las cotas geométricas del intercambiador de calor construido para el ensayo y en la simulación, cotas en mm.

Propiedades de los GVL's

Los GVL's son anillos impresos en 3D de un material de ingeniería denominado Poliamida 70 el cual es una aleación de fibras de carbono al 70% con un plástico de fibra compuesto sintético, que tienen características apropiadas para la aplicación de esta tesis, las cuales son:

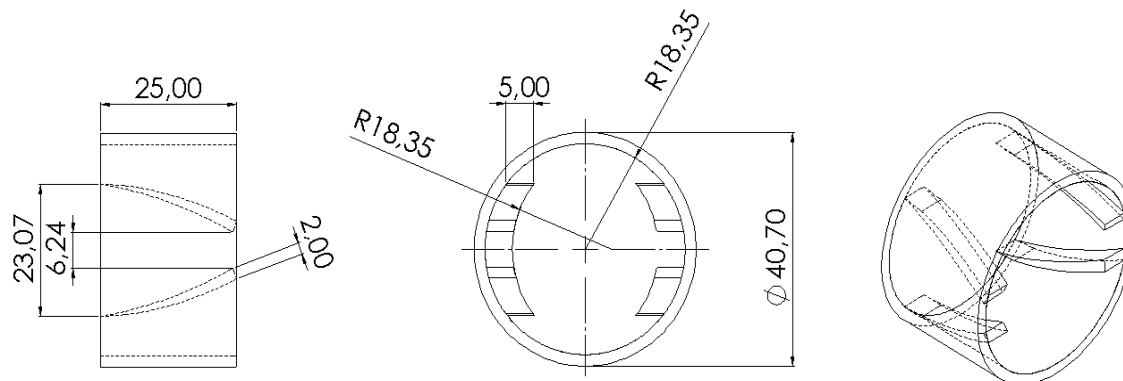
- Elevada rigidez
- Baja conductividad térmica
- Elevada estabilidad dimensional
- Resistente a extremas condiciones de pH
- Alta temperatura de deformación.

Las propiedades enlistadas anteriormente brindan las características esenciales para que los GVL's considerados en este caso de estudio brinden el mayor desempeño y mínimo impacto en las variables de control, como es el flujo de calor y formación de vórtices, los GVL's tienen que presentar poca deformación a alta temperatura ya que sus ángulos de ataque y geometría deberían permanecer intactos al paso del gas de combustión para garantizar que la formación de vórtices sean uniformes en cada anillo.

Para el presente estudio se decidió comprobar la relación de los números de dientes de cada GVL con la transferencia de calor asociada a su número de Nusselt correspondiente debido al incremento de su velocidad localiva producido por la alta turbulencia, para ello se ha dispuesto un arreglo de 5 generadores con 4,6 y 8 número de dientes respectivamente, es decir un total de 15 GVL's. Cada generador de vórtice lineal está compuesto de un anillo de diámetro $d = 40.89$ mm que conjuntamente con un perfil ala delta (winglet) desarrollado en su envolvente forman un ángulo de inclinación con respecto a su pared interna del anillo de $\alpha = 25^\circ$ y dirigidos inversamente a la dirección del flujo principal. Cada GVL's winglet tiene una altura de $h = 5$ mm, una longitud de base de $b = 25$ mm, un lado paralelo opuesto a la base con una longitud $S = 23.07$ mm y un espesor $e = 2$ mm. Las dimensiones son estándar de una aleta tipo winglet encontrada en otro estudio previo la única variable cambiada fue si espesor que debido a tecnología de fabricación de lo debió hacer. Las dimensiones geométricas se las puede ver Como en la **figura 12**.

Figura 12

Dimensiones geométricas de los GVL's



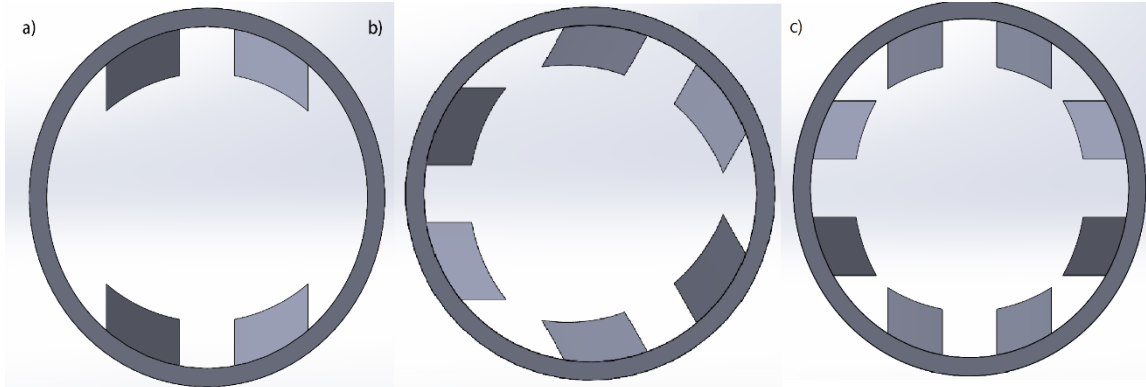
Nota. El grafico representa las cotas geométricas de los generadores de vórtices lineales (GVL's) construido para el ensayo y en la simulación, cotas en mm.

La mayoría de condiciones geométricas son constantes en todos los arreglos de generadores, la única variable aparte de los números de dientes es el espaciado entre dientes denominado S que para cada conjunto es diferente debido a su número de winglets, como podemos observar en la **figura 13**.

Los winglets están distribuidos de forma uniforme en la envolvente del anillo interno conducidos solamente por el número de dientes es decir el par de winglets se ubica alrededor del anillo girando un ángulo determinado en función de su número, por ejemplo, para el GVL de 4 dientes o 2 pares se encuentran espaciados angularmente por 180° , mientras que el de 6 dientes o 3 pares esta por 120° , de la misma forma será para el de 8 dientes o 4 pares.

Figura 13

Numero de winglets en los generadores



Nota. En a) se observa el GVL de 4 winglet, en b) se observa el GVL de 6 winglet, c) se observa el GVL de 8 winglet.

Geometría de estudio.

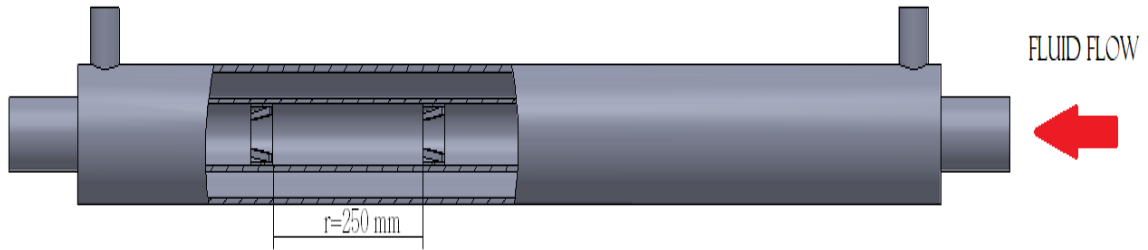
Para el presente estudio se coloca el arreglo de 5 anillos generadores de vórtices uno tras otro a la distancia sucesiva de 250 mm sin rotar en el eje axial, es decir, todos tienen el mismo ángulo de ataque a lo largo de la trayectoria del fluido interno. Los GVL's se ubican dentro del tubo interno de aluminio por donde los gases de combustión intercambiarán calor con el agua en la región circundante. El estudio está dividido en 3 tipo de casos.

- Primer arreglo con 5 generadores en línea de 4 winglets.
- Segundo arreglo con 5 generadores en línea de 6 winglets.
- Tercer arreglo con 5 generadores en línea de 8 winglets.

Todos los arreglos tienen en común el espaciamiento $r = 250 \text{ mm}$ el cual se logra garantizar con unos rigidizadores tipo barra que espacian a los anillos, adicionalmente los gases de combustión entran a los GVL's por la abertura S como podemos ver en la **figura 14**.

Figura 14

Configuración de los GVL's dentro del IC



Nota. Se observa el espaciamiento entre GVL's dentro del intercambiador de calor además del flujo del gas por el tubo interno. Autoría propia.

La presente configuración hablando en términos de estructuras de flujo, aumenta la transferencia de calor y calidad de mezcla según (Fiebig, 1998).

Simulación Numérica.

El módulo computacional de ANSYS, FLUENT nos permite definir el dominio computacional el cual consiste en una estructura tridimensional que fluye en un tubo circular donde los generadores de vórtice se colocan a lo largo del eje Z con un espaciamiento de 250 mm. En esta sección, se tratará los conceptos estudios numéricos además de las configuraciones y condiciones iniciales como las de contorno asociadas. Luego de definir la geometría, el modelo numérico consta de 4 regiones diferentes, tubo interno, fluido interno, tubo externo, fluido externo.

Fluido Interno (Gases de Escape)

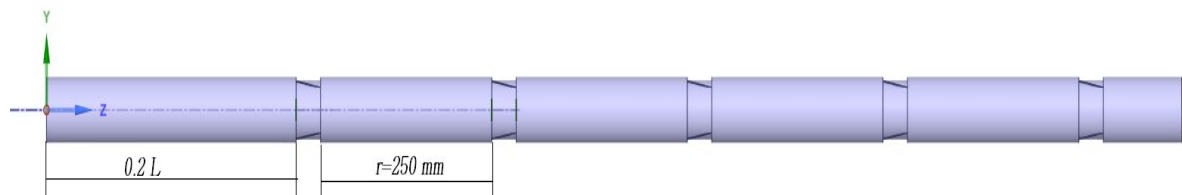
En el caso del fluido interno es necesario aumentar la calidad de malla y número de elementos debido a la geometría de los GVL's para ello primero se debe definir el volumen de fluido interno (gases de escape) delimitado por las superficie del tubo interno de aluminio, en primer lugar se debe importar el modelo de la **figura 10** a SPACECLAIM en el cual se utiliza el comando enclosure, con el cual se obtiene el volumen de gases de escape a estudiar, sin

embargo la región del fluido interno (gases de escape) se comprende de una región de calma a la entrada del intercambiador y una región de calma a la salida, para ello se usa la relación de 0.25 la longitud del tubo interno para así evitar la recirculación del fluido a la salida.

De esta forma la región computacional se divide en tres cuerpos: entrada; que corresponde a la primera sección asociada a la región de entrada, interior; corresponde a la región asociada al intercambiador con los GVL's, siendo la región de interés en el presente estudio, finalmente se tiene la región de salida; la cual corresponde a la extensión del área de salida del dominio computacional. El régimen de flujo computacional como se observa en la **figura 15**, consta ya con las regiones de GVL's incrustadas en el dominio del flujo de aire caliente.

Figura 15

Dominio computacional de fluido interno.



Nota. Se observa las tres regiones de régimen computacional del fluido interno con los GVL's.

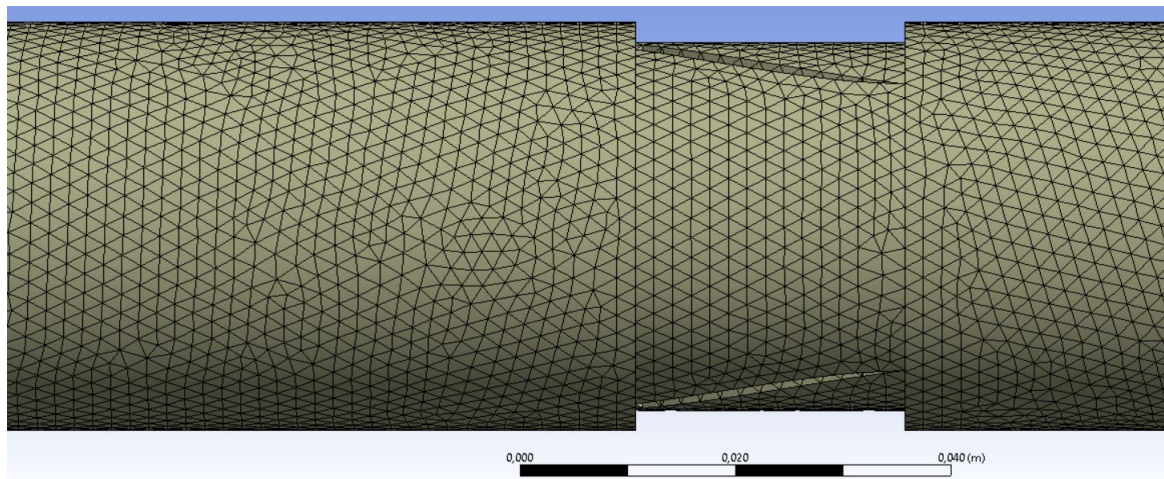
El siguiente paso luego de definir el dominio computacional es realizar el mallado de la geometría, para esto se utilizan varias técnicas y herramientas de mallado para optimizar los resultados es por ello que en este caso se utiliza un tipo de mallado adaptativo tetraédrico, debido a la complejidad geométrica del problema, adicional se utiliza un tamaño de grano de 10^{-3} m en la región computacional a lo largo del eje Z sin embargo la versatilidad de mallado adaptativo nos permite reducir el tamaño de grano hasta 10^{-5} m para aumentar la fiabilidad en

los GVL's y en sus winglets, evitando así también una singularidad fluido-geométrica en los campos de velocidades del fluido interno.

Luego de definir el tipo de elemento y su dinámica se definió el número de elementos y sus mejoras adaptativas, para este fin se utiliza la opción (body sizing) , en las tres regiones por igual, para así obtener una transición apropiada entre los diferentes elementos con una mejora adaptativa con la opción refinement, esto también con el objetivo de obtener un mallado de calidad sin singularidades y lograr una convergencia de los resultados, es decir con el objetivo de obtener un smoothness y una calidad ortogonal aceptables para el mallado, este detalle se puede observar en la **figura 16** en donde se observa la interfase entre el fluido interno y los winglets de los GVL's.

Figura 16

Mallado de fluido interno



Nota. Se observa el tipo y modo de mallado con los elementos transitivos en la región de contacto con los GVL's.

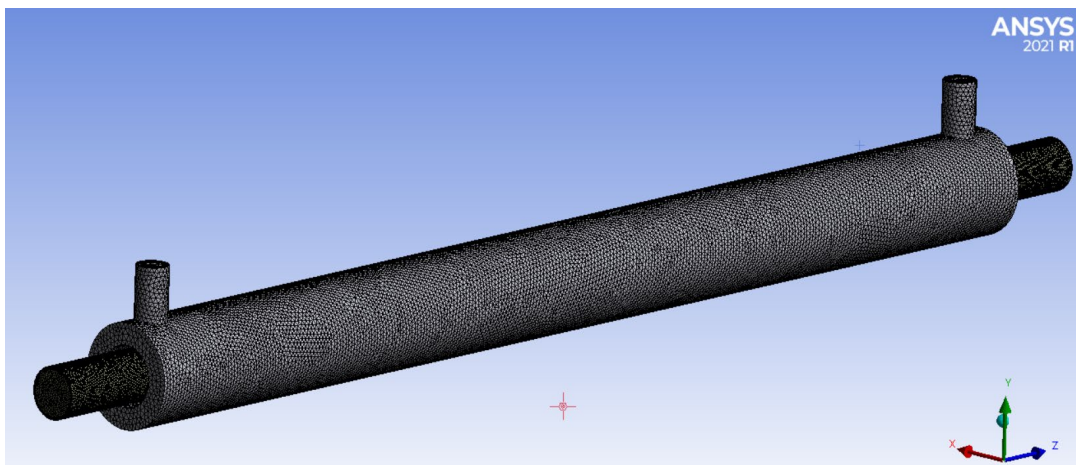
Fluido externo (agua)

En el caso del fluido frío (agua), la región de computo está compuesta por las superficies del tubo externo (coraza) y la superficie del tubo interno, formando así una región anular de recirculación de agua, la cual consta con una entrada y una salida por la parte superior del tubo como muestra la **figura 10**.

En este caso no es necesario incrementar el recurso computacional y optimizar el recurso de cálculo ya que solamente consta del intercambio de calor entre la superficie del tubo de aluminio por conducción y la parte convectiva del agua en un régimen normal, sin embargo, aún se mantiene un mallado volumétrico mediante la herramienta Body Sizing con tamaño de malla de 10^{-3}m sin herramienta adaptativa, sin embargo se usa la opción refinement en la entrada y salida del dominio computacional con la opción de Smooth Transition con radio de transición 0.27, debido a que en el ensayo de esta tesis es necesario saber con precisión la temperatura de entrada y salida del fluido externo. En la **figura 17** se observa el mallado volumétrico tetraédrico para el cálculo computacional.

Figura 17

Mallado del fluido externo en contraste del fluido interno



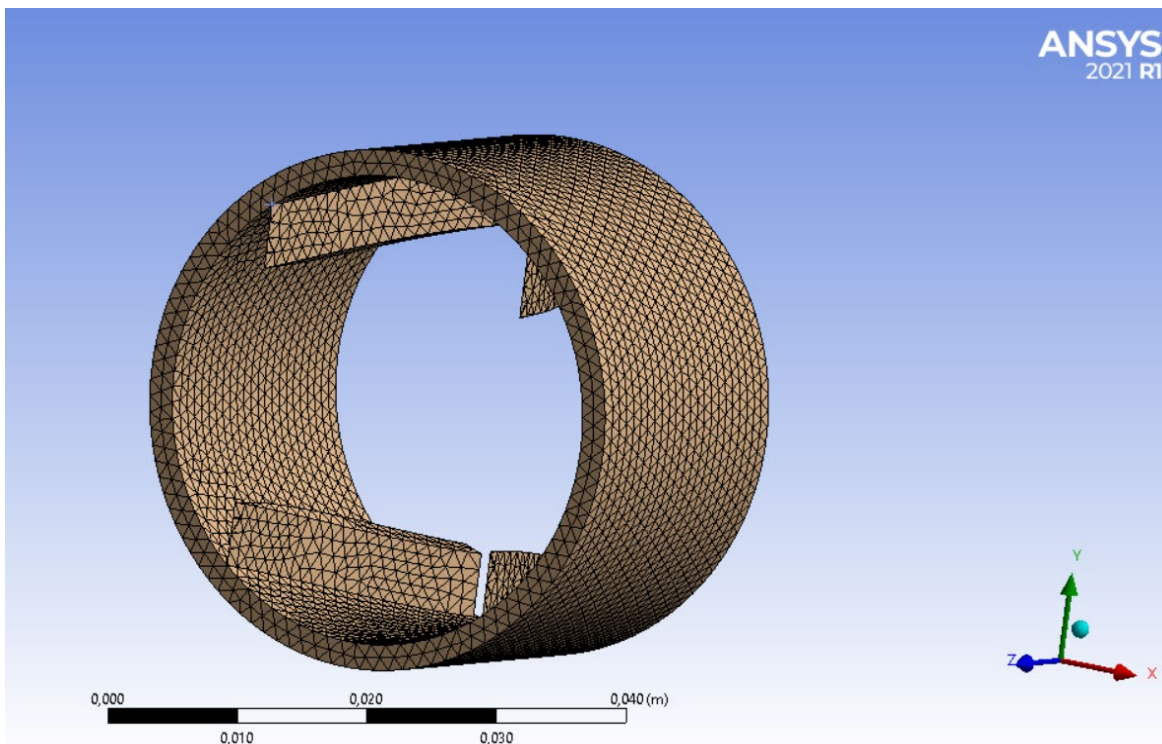
Nota. Se observa el tipo y tamaño de mallado con los elementos volumétricos tetraédricos en contraste del fluido interno.

Generadores de Vórtices GVL's

El mallado de los GVL's es la consideración primordial de este objeto de estudio ya que es su geometría la que determina la disipación energética mediante la turbulencia del fluido interno mediante los winglets. Por ello la malla adaptativa se aplica aquí con una inflación en los bordes de los generadores, garantizando así la correcta interfaz entre el fluido y las paredes de los generadores tal como lo muestra la **figura 18**. Se usa la herramienta body sizing, con un tamaño de malla de 10^{-3} m mejorada en las paredes con la opción adaptativa de grano hasta 10^{-5} , garantizando así la concordancia de interfaz entre el fluido interno y la pared de los GVL's. Adicionalmente se usa la opción refinement, para aumentar la precisión de grano en los bordes agudos de la geometría de GVL's.

Figura 18

Mallado generado para los GVL's



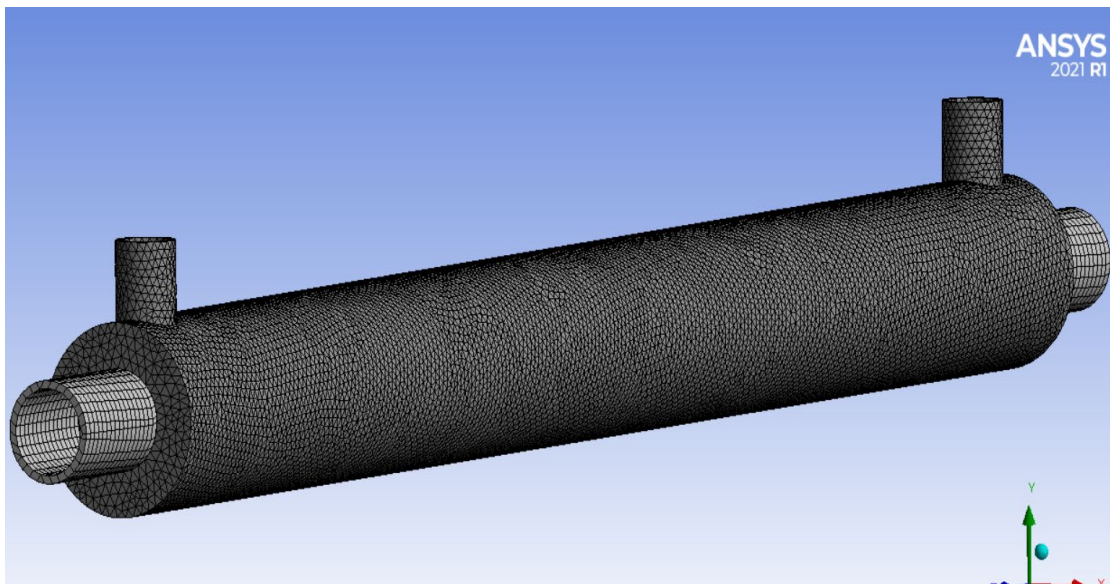
Nota. Se observa el tipo y tamaño de mallado con los elementos volumétricos tetraédricos en las paredes de los GVL's.

Tubo Externo y tubo interno

La región del tubo interno y externo es un dominio computacional igual que el fluido externo usamos solamente, por optimización computacional, un body sizing tipo tetraédrico con tamaño de grano $10^{-2}m$ ya que los efectos termodinámicos en esta superficie son la transferencia de calor por conducción la cual no requiere un alto recurso computacional. En la **figura 19** se observa el mallado correspondiente para esta región. Sin ninguna otra herramienta de mejora. Pero se usó un polinomio lineal de malla cuadrada en la superficie externa del tubo interno.

Figura 19

Mallado de tubo externo y tubo interno



Nota. Se observa el tipo y tamaño de mallado con los elementos volumétricos tetraédricos del tubo interno y externo. Autoría propia

Luego de realizado el mallado, corresponde realizar la configuración en FLUENT tanto de las condiciones de borde como los parámetros de cálculo, se considera un modelo turbulento tipo κ - ϵ de 2 ecuaciones con las constantes $\epsilon_2 = 1.9$, $TKE P_r = 1$, $E_{Pr} = 0.85$ $W_{Pr} = 0.85$ las cuales está acorde con los estudios previos mencionados en la bibliografía y el rango de numero

de Reynolds analizado, las propiedades del gas de combustión se consideran como constantes, sin embargo se modifican los valores por defecto de FLUENT, y se consideran los valores a una temperatura de 200°C que es el promedio medido por un pirómetro en la salida del múltiple de escape del motor de ensayo.

El tipo de simulación es una transferencia de calor en estado estable, el cual, corresponde a dos consideraciones el desarrollo completo del perfil de temperatura como el correcto desarrollo de los vórtices, para esto se inicializa la simulación con un valor promedio de lo esperado en los ensayos datos considerados en experimentaciones previas de otros tipos de modelo geométrico y numérico.

El modelo previamente mencionado se corrió para los 3 diferentes arreglos de GVL's a ser ensayados en este objeto de estudio sin cambiar ningún tipo de variable o constante para garantizar la repetibilidad del ensayo en todas las configuraciones posibles y aislar las variables de estudio, tales como, perfil de temperatura, perfil de velocidad, energía cinética disipada y flujo de calor transferido, todas ellas variables ser contrastadas con el experimento realizado en el laboratorio de energía y mecánica de la universidad de las fuerzas armadas ESPE. El modelo numérico se itero 200 veces en cada arreglo hasta llegar a una convergencia de resultados ya sea en su ecuación energética como en la de la cantidad de movimiento, todos los resultados proyectados hacia el sistema de intercambio de calor y movimiento viscoso del fluido interno entre los GVL's cuyo objeto de estudio es interés para los resultados de esta tesis.

Método Numérico

Las ecuaciones son discretizadas mediante el método de volúmenes finitos, estas son resueltas utilizando el software ANSYS FLUENT 21 donde se utiliza el algoritmo DOUBLE PRECISION para su resolución, se utilizó un esquema de flujo cruzado de segundo orden para la discretización de la energía, presión y momentum, finalmente el criterio de convergencia de

cada iteración esta dado por los residuos los cuales tienen que ser menores de 10^{-6} para las ecuaciones de momentum y 10^{-5} para las ecuación de la energía.

Condiciones de borde

Las condiciones de borde del modelo se dividen en 2 tipos y 5 regiones, primer tipo condición en la derivada o de Dirichlet y la segunda es la condición de borde o la de Neumann, en las regiones de entrada y salida del fluido caliente, con la velocidad de entrada de fluido medida con un anemómetro en el laboratorio; en la región de entrada y salida de fluido frio, con el flujo másico y presión constante, datos encontrados en el banco de pruebas del laboratorio; en la región de las paredes de los generadores con la condición de no deslizamiento despreciando los efecto inerciales; por ultimo una condición de pared adiabática en la pared externa de la coraza.

Entrada o inlet

La región de entrada del fluido caliente se considera el área extendida 0,2L veces antes del intercambiador-coraza, para la superficie de entrada se considera un perfil de velocidad según la ecuación 28, constante en el inicio de $U = 23.5$ m/s, pero variable a lo largo del intercambiador con incrementando en los GVL's, y la segunda condición de borde en la cara de entrada corresponde a la temperatura de entrada de los gases de combustión $T_{in} = 465$ K.

$$U_{finlet} = U \left[1 - \left(\frac{r^2}{R^2} \right) \right] \quad (28)$$

$$v = w = 0 \quad (29)$$

$$T = T_{in} + \frac{qR}{k} \left[\left(\frac{r}{R} \right)^2 - \frac{1}{4} \left(\frac{r}{R} \right)^4 \right] \quad (30)$$

Donde U es el flujo medio medido al inicio del ingreso al intercambiador. Para las otras zonas asociadas a la región de entrada se define la condición de simetría, que implica que las velocidades normales al plano de simetría son igual a cero, al igual que los gradientes normales al plano. Mientras que el perfil de temperatura a la entrada se considera de la misma manera que el perfil de la velocidad. Para los costados de la región de entrada se considera.

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (32)$$

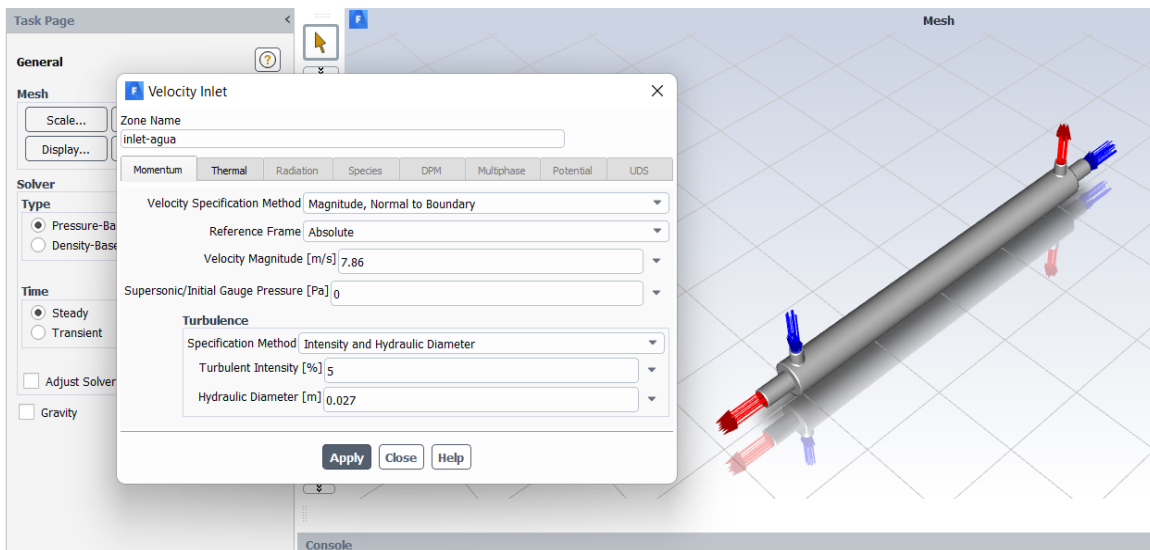
$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = 0 \quad (31)$$

De igual manera para el fluido externo o agua ingresa a caudal constante de 0.92 L/s.

En la **figura 20 y figura 21** podemos observar las variables de entrada ingresadas en el simulador Fluent, variables como velocidad de entrada de fluido con su respectivo porcentaje de turbulencia en el diámetro hidráulico y temperatura de entrada tanto como fluido frío y caliente.

Figura 20

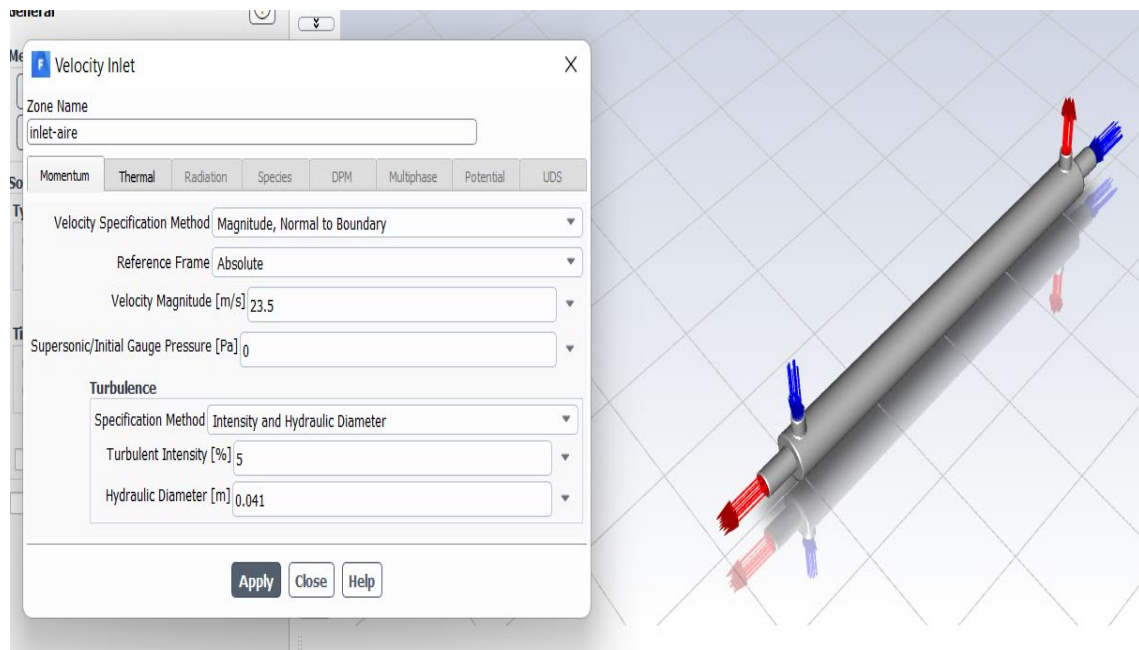
Variable de entrada ingresada en fluent fluido frío



Nota. Variable de velocidad de entrada con su respectivo porcentaje de turbulencia en el diámetro hidráulico.

Figura 21

Variable de entrada ingresada en fluent fluido caliente



Nota. Variable de velocidad de entrada con su respectivo porcentaje de turbulencia en el diámetro hidráulico.

Región de interior

Para la región interior se define la superficie del tubo interno como material de aluminio, con una conductividad $\kappa = 237$ [w/mk], finalmente para considerar la conducción tangente a la superficie se activa Shell Conduction con un espesor de tubería considerado en la geometría de esta forma la tubería interna transfiere el calor disipado en interior hacia el fluido externo. Para la región del tubo interno se considera la condición de borde de pared a una temperatura de $T_w = 300$ [K], simulan el calor entregado por el fluido interno de gases de combustión hacia el exterior, nuevamente se considera la opción Shell Conduction con espesor anterior.

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (32)$$

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = 0 \quad (31)$$

Finalmente, para la condición de borde de los GVL's se considera la condición de pared con un espesor de 2 [mm], la mitad de lo definido anteriormente ya que en este caso se deben definir ambas caras, para modelar el perfil de winglet que la aleta forma con la superficie interna del anillo formando un ángulo α de ataque.

Salida u outlet

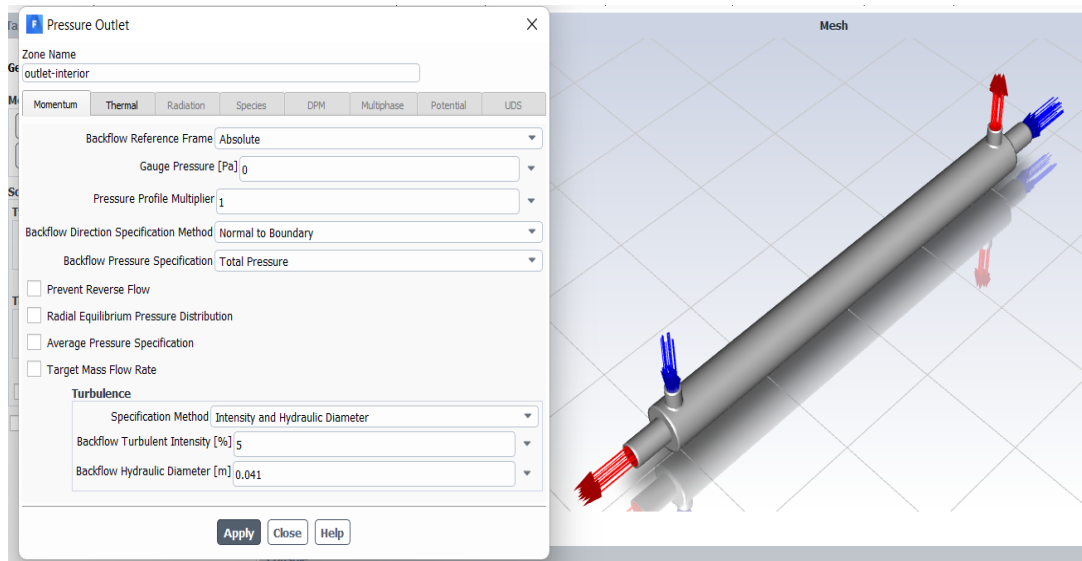
En la región del outflow se considera la condición de conservación de la masa, que impone que no hay gradientes en la dirección normal a la cara de salida tanto como al fluido caliente como al fluido externo frío.

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (33)$$

En la **figura 22** podemos observar las variables de salida ingresadas en el simulador Fluent, variables como continuidad o conservación del momento en el eje Z para ambos casos.

Figura 22

Variable de salida ingresada en fluent fluido calientes



Nota. Condición de salida del problema ingresada en Fluent, la cual es la conservación del momento con diferencia de presión cero.

Independencia de mallado

Para determinar la densidad de malla adecuada para la independencia del tamaño de elemento, las simulaciones se realizan sobre densidades de malla crecientes o denominadas también crecientes adaptativos. La verificación de la validez de la malla se basa en el método propuesto por (Celik, 2008). El cual consiste en los siguientes pasos.

- *Paso 1:* Definir un tamaño representativo de celda h , o elemento, para este caso volumétrico, se aplica la siguiente ecuación.

$$h_g = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \Delta V_i \right]^{1/3} \quad (34)$$

- *Paso 2:* Seleccione tres conjuntos de cuadrículas significativamente diferentes y ejecute simulaciones para determinar los valores de las variables clave importantes para el objetivo del estudio de simulación, en este caso la variable a

seleccionar es el número de Nusselt locativo en los GVL's denotada dentro del procedimiento de cálculo como Φ . Es deseable que el factor de refinamiento de malla r_g sea mayor que 1.3, en base a la experiencia de trabajos previos.

$$r_g = \frac{h_{coarse}}{h_{fine}} \quad (35)$$

$$Nu_z = \frac{q''(z)d}{k(T_w - T_b(z))} \quad (36)$$

Donde $q''(z)$ es el flujo de calor a través de la superficie que forma la circunferencia que tiene diámetro hidráulico igual a la que forman los GVL's en la posición z de la tubería, es decir, en la posición de objeto de análisis de este estudio que sería en los GVL's. T_w es la temperatura a través de las paredes del tubo interno, k es la conductividad térmica del fluido interno y $T_b(z)$ es la temperatura promedio definida por:

$$T_b(z) = \frac{\int U(x, y, z)T(x, y, z)dA}{\int U(x, y, z)dA} \quad (37)$$

Donde A representa la sección transversal del fluido a través de los GVLS's por la tubería interna.

- *Paso 3:* El tamaño de malla debe cumplir que $h_1 < h_2 < h_3$ y $r_{21} = \frac{h_2}{h_1}$, $r_{32} = \frac{h_3}{h_2}$ del tal modo que calculamos el orden aparente p del método usando la siguiente expresión:

$$p = \frac{1}{\ln(r_{21})} \left| \ln \left(\frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right) \right| \quad (38)$$

El cual nos ayudadora en el proceso para estimar el error relativo y extrapolar el resultado de la variable de objeto de estudio. Donde $\varepsilon_{32} = \Phi_3 - \Phi_2$, $\varepsilon_{21} = \Phi_2 - \Phi_1$

- *Paso 4:* Calculamos el valor extrapolado de la expresión de estudio, con la siguiente ecuación y de la misma manera se calcula para ϕ_{ext}^{32}

$$\phi_{ext}^{21} = \frac{r_{21}^p \phi_1 - \phi_2}{r_{21}^p - 1} \quad (39)$$

- *Paso 5:* Calculamos el error relativo estimado con el orden aparente p , para al final obtener el índice de convergencia de malla GCI por sus siglas en inglés, el cual nos indica el porcentaje de incertidumbre de la variable de estudio.

$$e_a^{21} = \frac{\phi_1 - \phi_2}{\phi_1} \quad (40)$$

$$GCI_{21} = \frac{1.25 e_a^{21}}{r_{21}^p - 1} \quad (41)$$

El resultado obtenido del número de elementos, tamaño de malla e índice de refinamiento se lo encuentra en la **tabla 3**, **tabla 4** y **tabla 5** para los modelos de 4,6 y 8 GVL's respectivamente. El resultado de aplicar el método de Celik al modelo previamente mencionado esta resumido en la **tabla 6**, **tabla 7** y **tabla 8**, para los diferentes GVL's, 4,6 y 8 respectivamente, donde la variable de estudio Nusselt representada dentro del método como ϕ_{fine} es la variable calculada en la longitud del tubo L a lo largo del eje Z para obtener el Nusselt global de

transferencia de calor del fluido interno como se ve en la **ecuación 42**. De la solución de la malla fina resulta su GCI y es el índice que nos permite estudiar la independencia de malla a través del porcentaje de incertidumbre en cada simulación de los 3 modelos planteados, con 4GVL's, con 6 GVL's y con 8 GVL's. Cabe mencionar que cada modelo cuenta con diferentes números de elementos debido a su compleja geometría en los generadores de vórtices lineales.

$$Nu = \frac{1}{L} \int_0^L Nu_z dz \quad (42)$$

Tabla 3

Características de las mallas globales utilizadas para el estudio independiente del tamaño de malla en cada región con 4GVL's

Característica	Fluido interno (gases de escape)	Fluido externo (agua)	Tubo interno	Tubo externo (Coraza)	Total/promedio
Número de elementos [N]	1790990	581771	85824	3866	2619283
Tamaño de malla h_g	5.0×10^{-3}	6.0×10^{-3}	7.91×10^{-3}	6.25×10^{-3}	6.25×10^{-3}
Factor de refinamiento r_g	1.35	1.28	1.31	1.01	1.237

Nota. Propiedades del modelo y malla para simular el caso de 4 GVL's en ANSYS Fluent.

Tabla 4

Características de las mallas globales utilizadas para el estudio independiente del tamaño de malla en cada región con 6GVL's

Característica	Fluido interno (gases de escape)	Fluido externo (agua)	Tubo interno	Tubo externo (Coraza)	Total/pro medio
Número de elementos [N]	4101743	563447	106733	7290	4863909

Tamaño de malla h_g	5.85×10^{-3}	5.03×10^{-3}	7.91×10^{-3}	6.25×10^{-3}	6.26×10^{-3}
Factor de refinamiento r_g	1.32	1.24	1.35	1.01	1.23

Nota. Propiedades del modelo y malla para simular el caso de 6 GVL's en ANSYS Fluent.

Tabla 5

Características de las mallas globales utilizadas para el estudio independiente del tamaño de malla en cada región con 8GVL's

Característica	Fluido interno (gases de escape)	Fluido externo (agua)	Tubo interno	Tubo externo (Coraza)	Total/promedio
Número de elementos [N]	5201842	643547	116733	8290	5970412
Tamaño de malla h_g	6.01×10^{-3}	5.35×10^{-3}	7.91×10^{-3}	6.25×10^{-3}	6.26×10^{-3}
Factor de refinamiento r_g	1.32	1.24	1.35	1.01	1.23

Nota. Propiedades del modelo y malla para simular el caso de 8 GVL's en ANSYS Fluent.

Tabla 6

Parámetros para el cálculo de GCI según Celik para el mallado de 4GVL

Parámetro	$\emptyset_{\text{refinado}}$	$\emptyset_{\text{grueso}}$	$e_a^{21}(\%)$	p	GCI (%)
$Nu = \frac{1}{L} \int_0^L Nu_z dz$	265.23	268.85	1.34	1.70	2.34

Nota. El GCI es decir el porcentaje de incertidumbre es menor a 5% el cual se considera que la variable es independiente del mallado 4GVL.

Tabla 7

Parámetros para el cálculo de GCI según Celik para el mallado de 6GVL

Parámetro	$\emptyset_{\text{refinado}}$	$\emptyset_{\text{grueso}}$	$e_a^{21}(\%)$	p	GCI (%)
$Nu = \frac{1}{L} \int_0^L Nu_z dz$	283.62	286.68	1.06	2.75	1.15

Nota. El GCI es decir el porcentaje de incertidumbre es menor a 5% el cual se considera que la variable es independiente del mallado de 6GVL.

Tabla 8

Parámetros para el cálculo de GCI según Celik para el mallado de 8GVL

Parámetro	$\emptyset_{\text{refinado}}$	$\emptyset_{\text{grueso}}$	$e_a^{21}(\%)$	p	GCI (%)
$Nu = \frac{1}{L} \int_0^L Nu_z dz$	300.58	305.21	1.51	3.78	1.01

Nota. El GCI es decir el porcentaje de incertidumbre es menor a 5% el cual se considera que la variable es independiente del mallado de 8GVL..

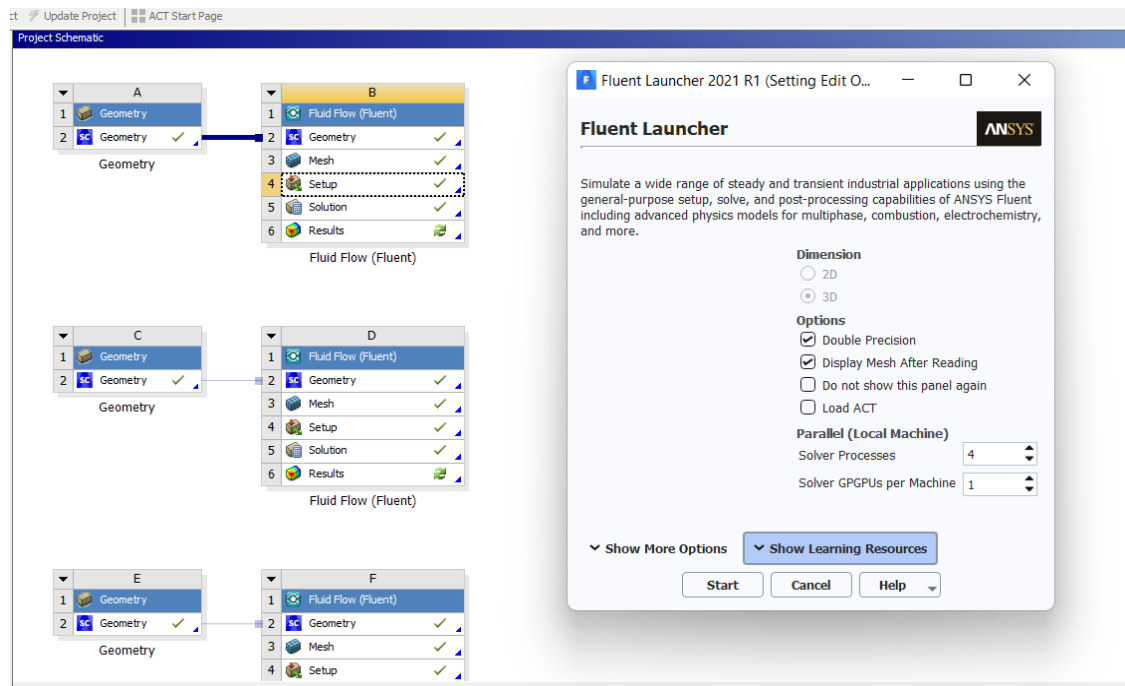
La malla refinada 3 se considera, por tanto, como una densidad de malla fiable para los cálculos de simulación de las tres mallas correspondientes.

Recurso Computacional

Los modelos fueron corridos con la opción de Double Precision la cual requiere fuertes características de hardware es por es que los modelos fueron ejecutados en un ordenador ASUS, con procesador i5 a una velocidad de 2.8 Ghz con cuatro núcleos, adicional se realizó una corrida en paralelo con una tarjeta gráfica Nvidia GTX GForce de 4Gb de RAM, aparte de las 8 Gb de RAM que posee el equipo garantizando esto una mayor capacidad de procesamiento y recursos computacionales como se observa en la **figura 23**.

Figura 23

Parámetros de configuración de módulo de Fluent.



Nota. Esquema de configuración Ansys.

Modelamiento Experimental

El experimento se llevó a cabo en el laboratorio de termodinámica de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, en circuito abierto para el caso del fluido caliente (gases de escape), para el caso de la circulación de agua fría fue en un circuito abierto de agua el cual fue proporcionado por el banco de pruebas de intercambiadores de calor. El intercambiador de tubos concéntricos fue construido en esta tesis como parte del modelamiento de estudio de las variables termo físicas, objetivo de estudio en el presente ensayo. Los gases de escape fueron proporcionados por un motor de combustión interna a gasolina de 7.5 HP. El listado de los equipos utilizados se presenta en la **tabla 9**.

La adquisición de datos se realizó mediante una tarjeta DAQ myRIO y dos tarjetas Arduinos UNO, las cuales tuvieron conexión en serie para la transferencia de datos todo hacia la

DAQ, se requirió de esta configuración debido al número de entrada de señales analógicas de la instrumentación del experimento.

Tabla 9

Equipos usados para el ensayo

Equipo	Característica	Modelo
Banco de pruebas	Banco que proporciona caudal constante Q _{máx.} = 13 Lt/s , ajustable, propiedad de la Universidad.	Código: 04-0386-05-0003
Intercambiador de calor	Longitud efectiva de 1.2 m construcción local para el ensayo.	S/N
Motor de combustión interna	Motor a gasolina de 7.5 HP, y 201 cc, adquirido para el objetivo de investigación.	Porten 7.5 HP

Nota. Codificación de los equipos.

Instrumentación de la experimentación.

Los datos del perfil de temperatura de tubo interno, los datos de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos frío y caliente, los datos de la variación de presiones estática y dinámica de entrada y salida experimentales, fueron obtenidas mediante 14 termocuplas tipo J, 10 para el perfil de temperatura interna, 4 para las temperaturas de entrada y salida de los fluidos.

La construcción de las termocuplas consta de tres cuerpos, el cable sensor, el perno y tuerca M10 x 35 x paso 1.25 el cual nos permite ajustar la termocupla y censar la temperatura del tubo interno, y final mente un cilindro recubierto de acero inoxidable el cual protege a la termocupla del agua circundante. Y solo mide la temperatura de pared externa del tubo interno. Se puede apreciar el tipo de termocupla en la **figura 24**.

Figura 24

Termocupla tipo J usada para la instrumentación de los ensayos.



Nota. Termocupla tipo J con perno M10 para ser instalados hacia adentro del intercambiador.

Los sensores de presión fueron de dos tipos, primero 2 transductores de presión analógicos para censar la presión dinámica, segundo tipo se usó un medidor de presión diferencial de entrada y salida de columna de agua (mmH₂O), la instrumentación utilizada se puede ver en la **tabla 10**. Los transductores de presión analógicos fueron adquiridos por un proveedor externo, consta de dos cuerpos, el transductor ajustable, y el cuerpo de acero inoxidable, tal como se aprecia en la **figura 25**.

Figura 25

Termocupla tipo J usada para la instrumentación de los ensayos.



Nota. Transductor de presión de acero inoxidable. Internet.

Tabla 10

Características de las termocuplas.

Variable a medir	Sensor / Modelo	Resolución	Señal de salida
Temperatura	Termocupla tipo J	20°C a 700°C	Hasta 45.12 mV
Presión	Transductor de presión	0 a 0,5 MPa	0,5 – 4.5 V

Nota. Datos obtenidos del fabricante.

Adecuación de la señal de la Temperatura.

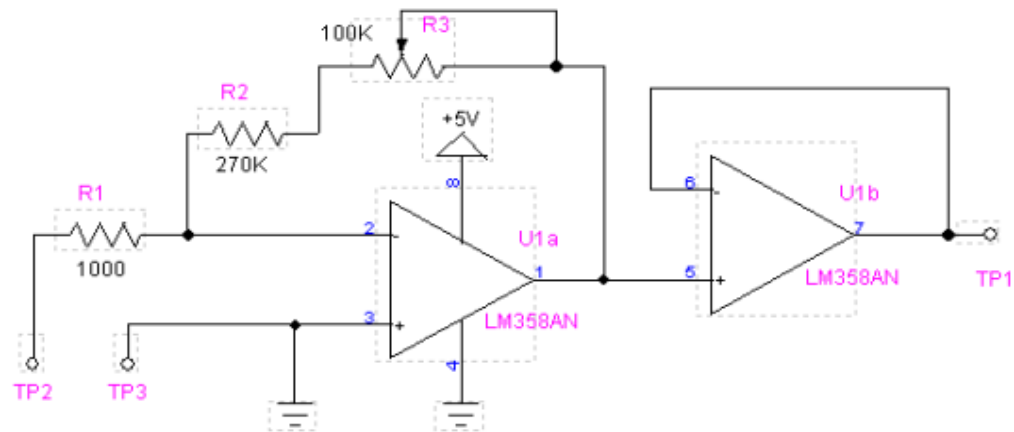
En el presente apartado se tratará la electrónica necesaria para la obtención de los datos con alta fiabilidad, bajo costo, y practicidad. Para la presente aplicación se empleó termocuplas tipo J la cual está compuesta de Hierro – Constantán con un rango de temperatura de -210 a 760 °C. Sin embargo, el voltaje que generan a distinta temperatura siempre está en el rango de los milivoltios, debido a esto se necesita un circuito amplificador – acondicionador con el cual se logre elevar el voltaje al rango de 0-5 Voltios para que las tarjetas microcontroladoras puedan leer las señales.

Un circuito acondicionador ideal es aquel que emplea el amplificador de instrumentación AD620 que en conjunto con un sensor LM35 pueden medir fielmente la temperatura con muy poco ruido y buen ancho de banda. (Edwin Alzate, 2007).

Los circuitos que usan amplificadores de instrumentación no son los únicos que se pueden usar para amplificar el voltaje de una termocupla, los amplificadores operacionales normales pueden usarse en una configuración Inversor o no Inversor para aumentar el voltaje que otorga la termocupla un circuito eficiente y económico es aquel que emplea un amplificador LM358AN con la configuración mostrada en la **figura 26**.

Figura 26

Circuito amplificador de termocupla tipo J.



Nota. Circuito amplificador de voltaje para señal de termocupla.

En base a la necesidad el circuito más conveniente debido a su relación de características de funcionamiento y número de componentes es el circuito amplificador LM358N principalmente por el empleo de un solo amplificador operacional de bajo costo y buenas prestaciones de instrumentación. Los requerimientos asociados de rango de operación de temperatura que tiene el sistema intercambiador de calor se muestran en la **tabla 11**, estos

parámetros son muy importantes debido a que el circuito de instrumentación fue diseñado en base a estos valores.

Tabla 11

Requerimientos de proyecto para el cálculo del circuito amplificador.

Parámetro	Valor
Rango de Operación °C	10-250
Temperatura de Operación °C	250
Total de termopares	14

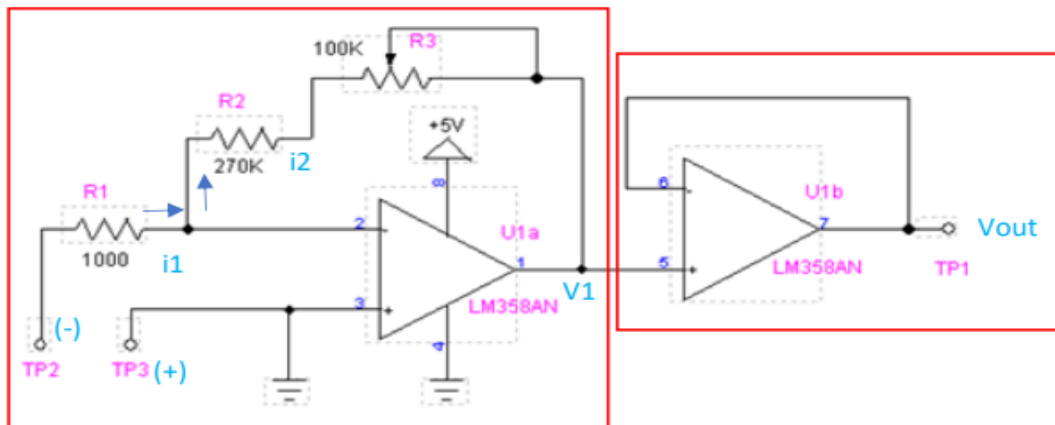
Nota. Datos necesarios para el circuito amplificador de voltaje para señal de termocupla.

El circuito requirió por tanto el cálculo de los valores de resistencias R1, R2 y R3, los cuales fueron determinados según el requerimiento de rango de operación de la termocupla tipo J. En este caso el rango de operación es 10 a 250°C, lo cual en un principio significaría que para una temperatura de 10°C se tendrá una señal de 0V y para 250°C una señal de 5V, sin embargo, no es muy recomendable que la señal tenga una salida de 5V en una operación normal, razón por la cual se definió un rango de diseño de 0 a 350°C.

El paso siguiente fue determinar el valor de ganancia G requerido para la amplificación, para ello se emplean los datos tomados de tablas referenciales Anexo A de una termocupla tipo J para el rango de 0 a 350°C. Una vez que se obtiene el valor de ganancia G, se realizó un análisis del circuito para determinar los valores de resistencias. En la **figura 27** se observa las etapas del circuito de acondicionamiento.

Figura 27

Circuito amplificador de termocupla tipo J (etapas)



Nota. Datos necesarios para el circuito amplificador de voltaje para señal de termocupla.

Para la etapa de amplificación se tiene:

$$i_1 = i_2$$

$$\frac{V_{termo} - 0}{R_1} = \frac{0 - V_1}{R_2 + R_3}$$

$$V_1 = \frac{-V_{termo}(R_2 + R_3)}{R_1} \quad (43)$$

Como el valor de voltaje de la termocupla es negativo:

$$V_1 = \frac{-(-V_{termo})(R_2 + R_3)}{R_1}$$

$$V_1 = \frac{V_{termo}(R_2 + R_3)}{R_1} = G \cdot V_{termo} \quad (44)$$

La relación de resistencias debe ser igual al valor de ganancia G requerido, y adicionalmente se recomienda que el valor R1 sea de 1k Ohmio:

(45)

$$G = \frac{(R_2 + R_3)}{R_1}$$

$$250 * 1000 = R_2 + R_3$$

$$R_2 + R_3 = 250\ 000$$

En este caso se consideró a R_2 igual a 180k Ohmios y a R_3 un potenciómetro de 100k Ohmios, esto debido a que el circuito requerirá posteriormente de una calibración y el empleo de un potenciómetro permitirá cumplir esta función. En resumen, los valores de resistencia fueron los siguientes:

$$R_1 = 1k\Omega, \quad R_2 = 180\ k\Omega, \quad R_3 = 100k\Omega \quad (46)$$

Para la etapa del seguidor de voltaje el voltaje de salida será el mismo que el de entrada, si bien el voltaje no tiene ningún cambio, la razón de esta configuración es para el acoplamiento de impedancias.

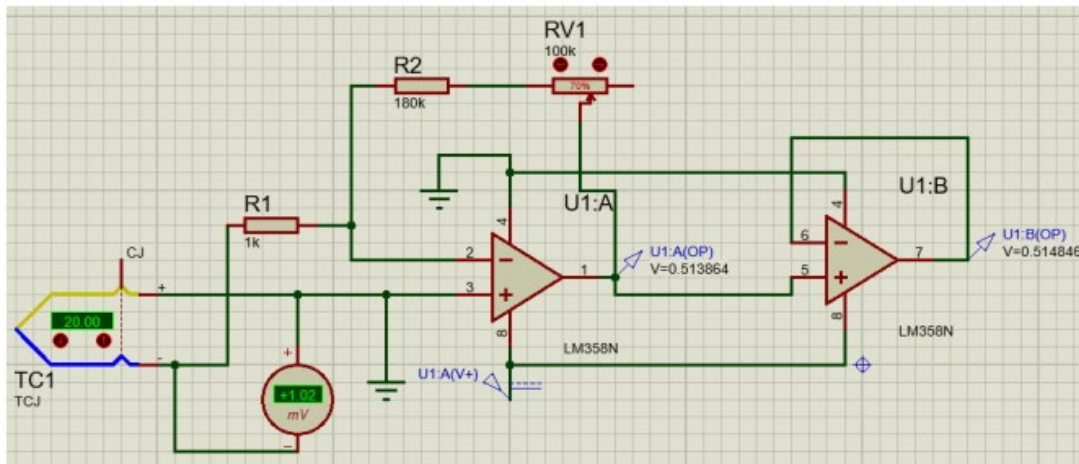
$$V_1 = V_{out}$$

$$V_{out} = \frac{V_{termo}(R_2 + R_3)}{R_1} [V] \quad (47)$$

Con los valores determinados se realizó una simulación en Proteus que permita comprobar el correcto funcionamiento del circuito, un ejemplo de funcionamiento se muestra en la **figura 28**:

Figura 28

Circuito amplificador de termocupla tipo J en proteus.



Nota. Simulación para temperatura 20 C.

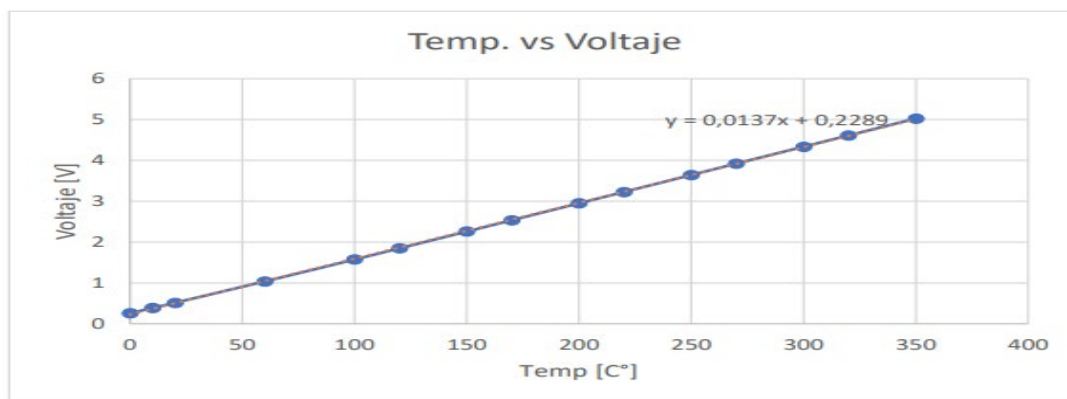
La característica estática que relaciona la temperatura de la termocupla tipo J y el voltaje amplificado, fue obtenida con los datos tomados de la simulación se aprecian en la

figura29

$$V = 0.0137 \cdot T(^{\circ}\text{C}) + 0.2289 \text{ [V]} \quad (48)$$

Figura 29

Característica estática termocupla tipo J



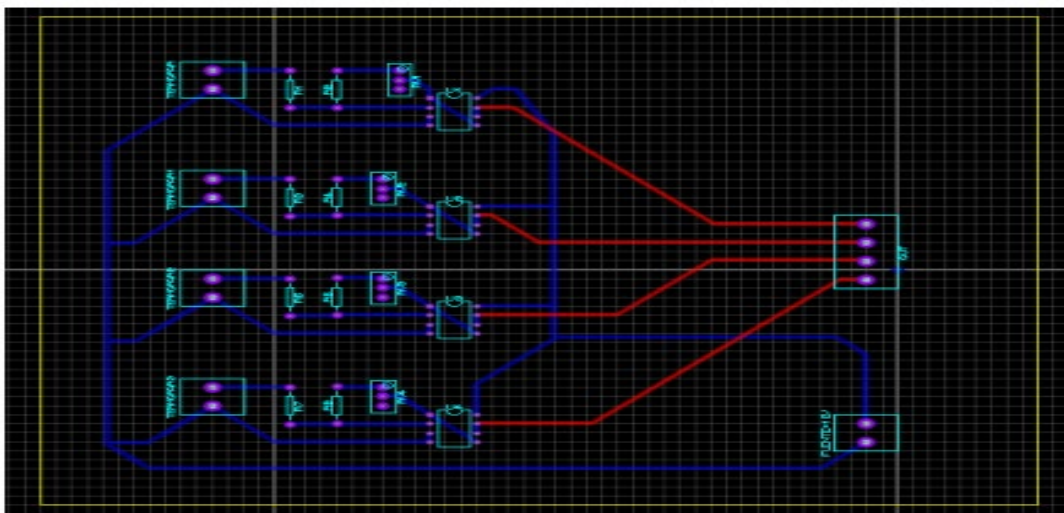
Nota. Datos obtenidos de la simulación en PROTEUS.

Diseño del módulo de adquisición de datos

El diseño de las placas PCB fue realizado mediante el software Proteus, a partir del cual se exportaron los esquemas de conexión que permitieron el armado de los circuitos. En este caso al requerir catorce termocuplas, se planteó el diseño de una placa que contenga cuatro circuitos y dos placas que contengan cinco circuitos respectivamente, obteniéndose así los catorce totales. El diseño de la placa para cuatro termocuplas tipo J se muestra en la **figura 30** y el diseño de la placa de 5 se muestra en la **figura 31**.

Figura 30

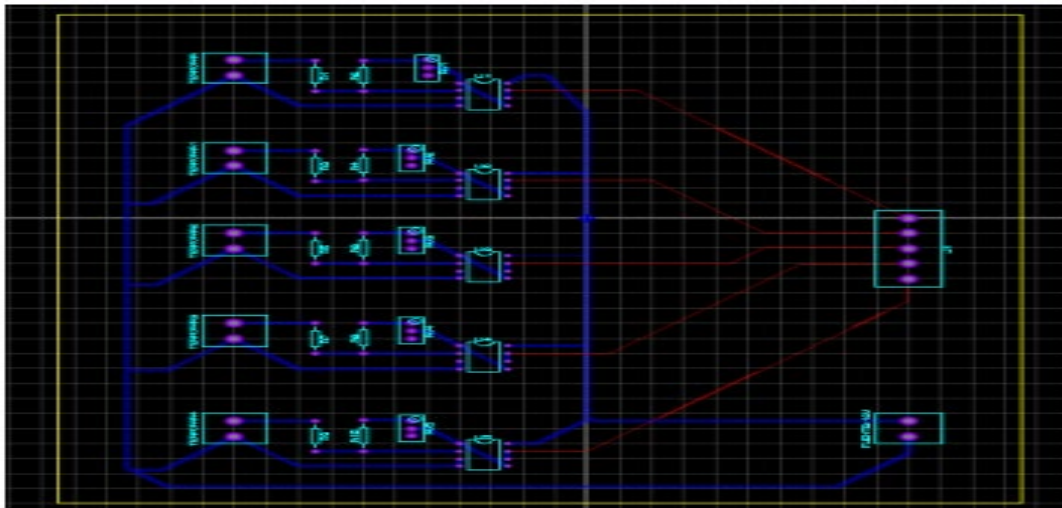
Esquema de conexión de 4 termopares tipo J en PCB



Nota. Esquema realizado en PROTEUS.

Figura 31

Esquema de conexión en PCB termocupla tipo J



Nota. Esquema realizado en PROTEUS.

Programación de tarjeta DAQ e Interfaz HMI.

La tarjeta proporcionada por el Departamento de Mecatrónica fue la myRIO 1900 de National Instruments, esta tarjeta para su uso necesita del software Labview myRIO Bundle5 el cual contiene los siguientes programas obligatorios: - Labview 2019 - Modulo myRIO Toolkit - Modulo Real – Time. Ver **Figura 32**.

Figura 32

Esquema de conexión de 4 termopares tipo J en PCB



Nota. Tarjeta DAQ proporcionada por la Universidad para el ensayo.

Para el desarrollo de la HMI se deben tomar algunas directrices como punto de partida, las más importantes son:

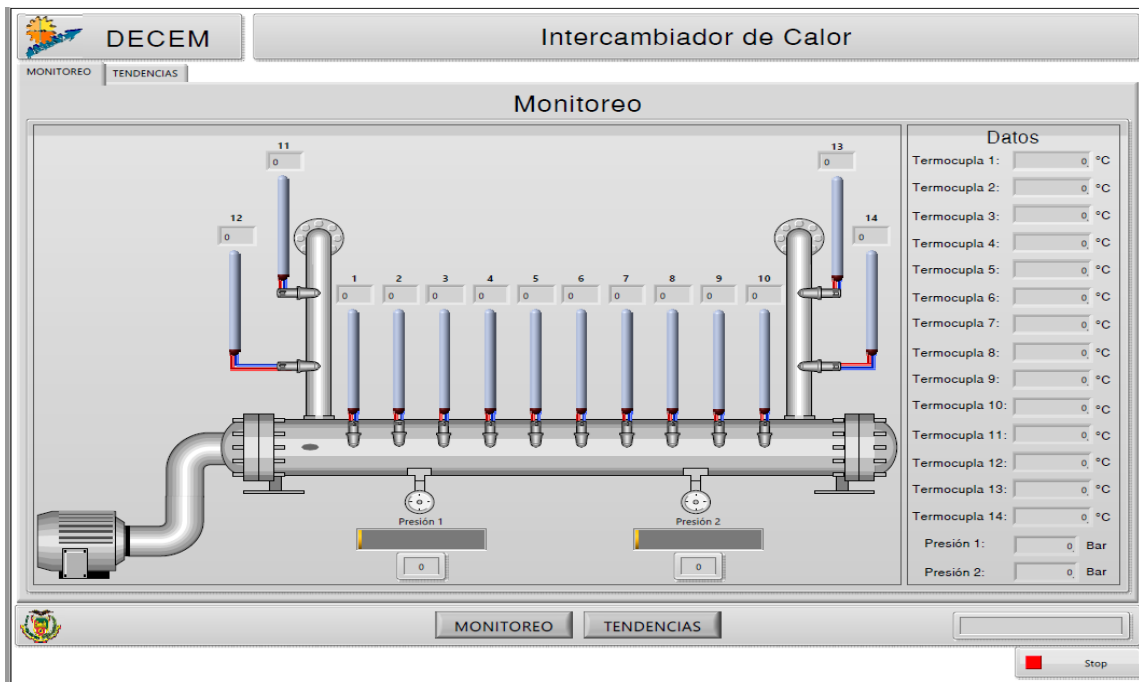
- El proyecto está relacionado con un intercambiador de calor y la variación de temperatura en este usando generadores de vórtices.
- Se necesita visualizar como la temperatura de cada termocupla varía en el tiempo.
- Se necesita visualizar el flujo másico de gas que entra al intercambiador de calor.
- Se necesita poder generar un reporte en Excel con todos los datos tomados en cada sesión de prueba.
- El software debe ser capaz de mostrar y obtener datos cada 1 segundo como máximo.

Basados en estos requerimientos los indicadores de diseño se definió la siguiente arquitectura dos pantallas las cuales son: Monitoreo y Tendencias, debido a que es primordial economizar recursos para no generar ningún delay durante las pruebas.

El desarrollo de la HMI en Labivew está basado en la Guía GEDIS6 la cual toma varias consideraciones para el diseño de Interfaces Humano – Máquina, esta guía posee 10 indicadores de diseño para cubrir todos los aspectos de la interfaz dando como resultado la HMI mostrada en la **figura 33** para el monitoreo de variables, y para las tendencias la HMI mostrada en la **figura 34**.

Figura 33

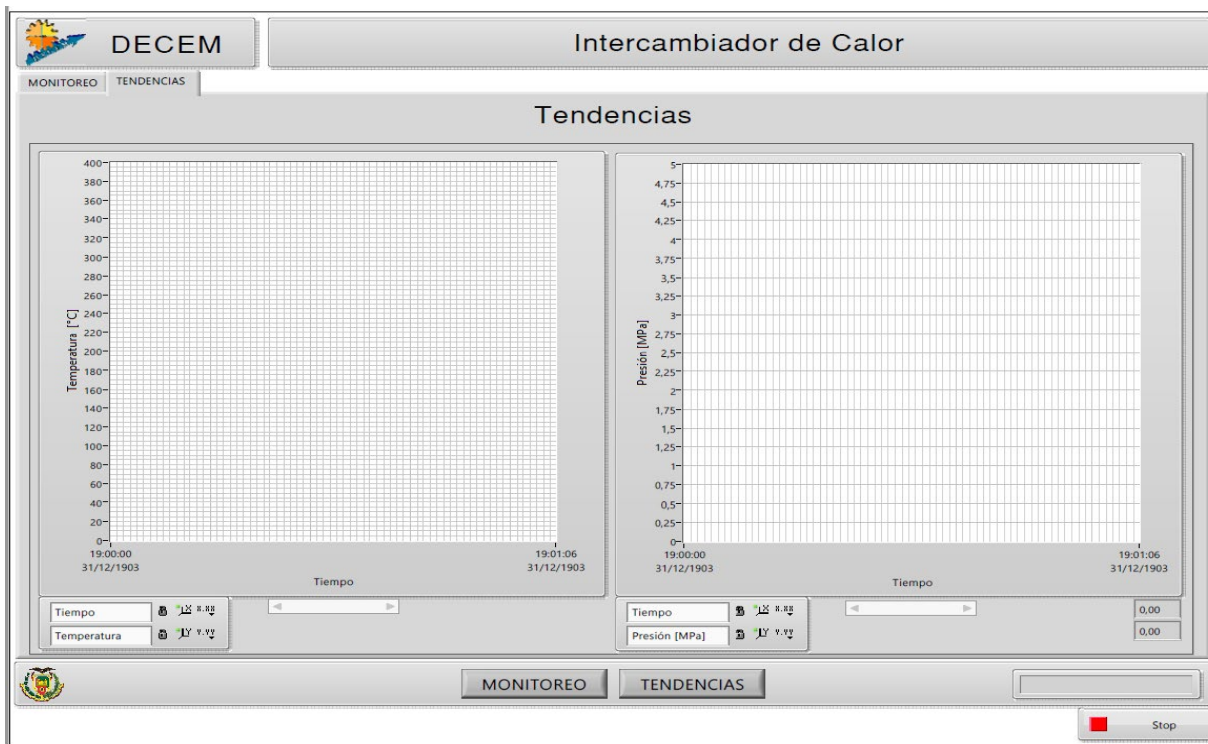
Interfaz HMI



Nota. Interfaz HMI del are de monitoreo de varia.

Figura 34

Interfaz HMI



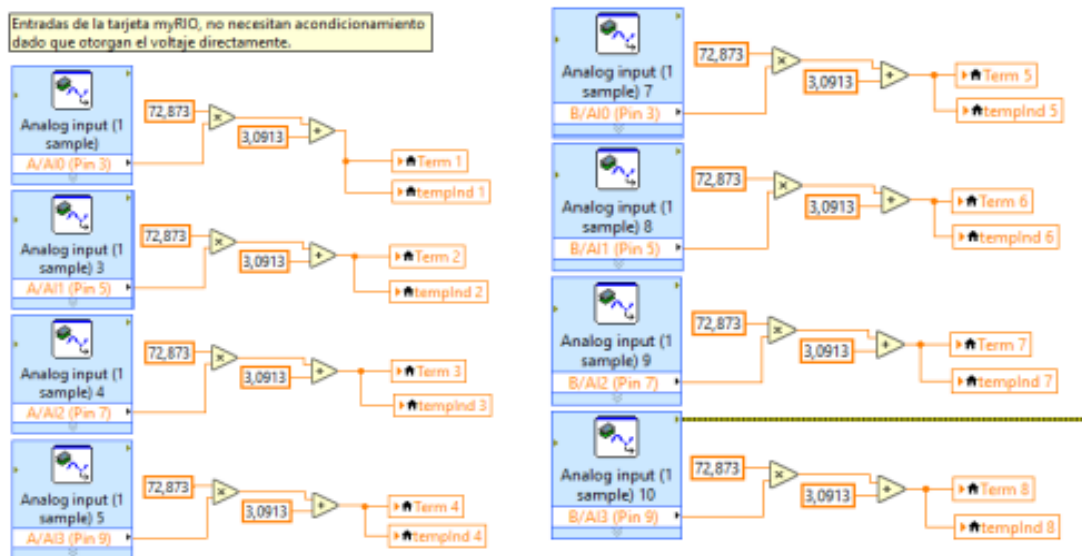
Nota. Interfaz HMI del are de tendencias de variables.

Para la programación de señales de voltaje de temperatura y para la comunicación myRIO - Arduino UNO, se divide en dos partes principales: la primera es la programación de las entradas directas de los conectores MXP A y B, y la segunda parte se concentra en la programación de las termocupas leídas con la tarjeta Arduino UNO. El primer paso fue determinar los valores para la conversión del voltaje a su respectiva temperatura, tomando como referencia la característica estática ya determinada se determinó el voltaje en función de la temperatura. Sin embargo, el dato de interés es la temperatura en función de voltaje.

La programación consiste en leer cada entrada analógica de la tarjeta y aplicarle la ecuación de la temperatura en función del voltaje como en la programación de bloque presentado en la **figura 35**.

Figura 35

Programación de la tarjeta DAQ



Nota. Programación en bloque de la DAQ para la adquisición de temperaturas.

Programación comunicación UART Tarjeta Arduino

En la adquisición de datos de las presiones y las temperaturas faltantes la hacemos con la programación y comunicación en serie de las tarjetas Arduino UNO con la DAQ para que entregue los datos de las termocuplas de forma ordenada, esta se observa en la **figura36**.

Figura 36

Código de comunicación entre Arduino UNO y DAQ

```
// Declaración de Variables Globales
int temp9;
int temp10;
int temp11;
int temp12;
int temp13;
int temp14;

void setup() {
  Serial.begin(9600);      // Inicializan la comunicación entre tarjetas a 9600 baudios
}

void loop() {
  temp9=analogRead(A0);    // Se asigna el Pin A0 a la variable temperatura 9
  temp10=analogRead(A1);  // Se asigna el Pin A1 a la variable temperatura 10
  temp11=analogRead(A2);  // Se asigna el Pin A2 a la variable temperatura 11
  temp12=analogRead(A3);  // Se asigna el Pin A3 a la variable temperatura 12
  temp13=analogRead(A4);  // Se asigna el Pin A4 a la variable temperatura 13
  temp14=analogRead(A5);  // Se asigna el Pin A5 a la variable temperatura 14

  Serial.print(temp9);    // Se envia el valor de temperatura por el puerto TX (Comunicación UARI)
  Serial.print("-");      // Se separa el valor de temperatura mediante un guión
  Serial.print(temp10);
  Serial.print("-");
  Serial.print(temp11);
  Serial.print("-");
  Serial.print(temp12);
  Serial.print("-");
  Serial.print(temp13);
  Serial.print("-");
  Serial.print(temp14);
  Serial.println();       // Se genera una nueva linea para otra escritura

  delay(100);             // Los datos se envian cada 100 milisegundos.
}
```

Nota. Programaciones cargadas en los Arduinos UNO.

Se separa los datos de cada termocupla mediante un guion y se los envía mediante el puerto serial, además, se considera un retraso de 100 ms para el envío de datos y de esta manera no saturar la lectura en la HMI. En Labview se separa cada dato que recibe por la comunicación UART y debido a que la tarjeta Arduino convierte la señal analógica a un número entre 0 – 1023 se de traducir esto a voltaje para esto se realiza una regla de 3.

$$V = \left(\frac{5}{1024} \right) * LecturaArduino [V]$$

Fabricación del intercambiador de calor

El intercambiador de calor de tubos concéntricos consta de 3 elementos constructivos, el tubo interno o de aluminio el cual es de largo de 1.2m, la coraza o tubo externo de acero AISI 1030, el cual es una tubería de acero sin costura usado para la perforación minera con una dimensión de 6 ft de largo, el tercer elemento constructivo son 2 bridas de aluminio con 8 pernos M3 de inox. Las bridas nos permiten montar la tubería de aluminio a la coraza de acero ya que los dos materiales son disimiles para la soldadura.

Se procede a adecuar la coraza o tubo externo se corta la rosca hembra y macho en ambos extremos de la tubería de perforación, y se fabrica 2 bridas de 8 puntos de acero que funcionan como anclaje de las otras bridas de aluminio. Los agujeros son machuelados a M3 paso fino. Se sueldan las dos bridas a la tubería de acero. Como se ve en la **figura 37**.

Figura 37

Bridas de acero montadas a la tubería.



Nota. Bidas de acero soldadas a la tubería cortada los extremos.

Siguiente paso se suelda dos nepllos de acero negro de $\frac{3}{4}$ x 2" de largo en la parte superior de la tubería para la entrada y salida de agua correspondiente como se muestra en la **figura 38.**

Figura 38

Adecuación de la coraza o tubo externo



Nota. Fabricación de intercambiador de calor, tubería externa o coraza.

Se fabrican las bridas de 8 puntos de aluminio en una fresadora numérica, las bridas nos permitirán montar el tubo de aluminio a la coraza sin soldadura mediante junta empernada a las bridas soldadas con anterioridad, como se ve en la **figura 39**.

Figura 39

Fabricación de bridas de montaje aluminio.



Nota. Fabricación de intercambiador de calor, bridas de aluminio para montar el tubo de aluminio.

Las tareas realizadas para la adecuación en el tubo de aluminio se comienzan, cortando a una longitud efectiva de 1.2 m de largo, se procede a roscar los extremos de la tubería en donde se enrosca un adaptador reductor, “bushing” de 2” a $\frac{3}{4}$ ” fabricado igualmente de aluminio como se ve en la **figura 40**, se decidió este sistema ya que los GVL’s deben ser desmontables en el interior del tubo, el reductor nos permite conectar el tren de instrumentación ya que este está montado sobre fitinería de $\frac{3}{4}$ de pulgada. Como se ve en la **figura 41**. Por último, se suelda con proceso TIG – argón las bridas de aluminio al tubo, primero solo la del lado izquierdo para cuadrar la tubería en el centro de la coraza. Como se ve en la **figura 42**.

Figura 40

Fabricación de los reductores de aluminio de 2” a $\frac{3}{4}$ ”



Nota. Torneado de los reductores del tubo de aluminio.

Figura 41

Roscado de tubo de aluminio.



Nota. Fabricación de intercambiador de calor, roscado de tubo de aluminio en los extremos.

Figura 42

Soldadura de TIG para las bridas de aluminio

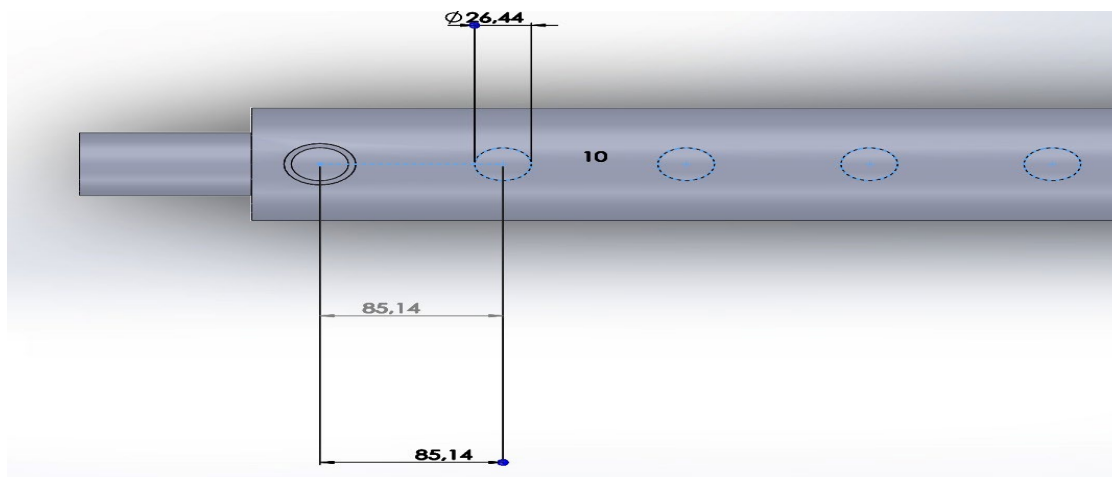


Nota. Fabricación de intercambiador de calor, soldadura de aluminio para asegurar las bridas al tubo de aluminio.

Los orificios de las termocuplas se perforan en la parte superior de la tubería siendo estos pasantes para llegar al tubo interno, para adaptar las termocuplas se suelda una rosca M10, la cual permite a la termocupla roscarse y llegar al interior de la tubería para censar la temperatura en la pared del tubo, los orificios se perforan según la distancia que se muestra en la **figura 43**.

Figura 43

Distribución de las termocuplas



Nota. Distribución de los orificios para las termocuplas cota en [mm].

Para terminar el equipo se procede a ensamblar las bridas con pernos M8 y fabricar los empaques de las bridas con Silka Flex 999, el cual es para altas presiones y temperaturas.

Figura 44

Intercambiador terminado y ensamblado



Nota. Equipo ensamblado, pintado y terminado.

Fabricación de los GVL's

Los generadores de vórtices lineales al tener una aleta tipo winglet, de geometría intrincada y radio de curvatura pequeño su maquinado en materiales convencionales como duralon o grylon no fueron posibles, sin embargo, se logró imprimir en 3D la geometría con una

gran resolución y definición, pudiendo así tener la geometría más exacta posible al diseño. El material es Poliadiamida 70 sus características ya fueron explicadas con anterioridad. El producto terminado se observa en la **figura 45**.

Figura 45

Impresión 3D de los GVL's



Nota. Geometría de GVL's .

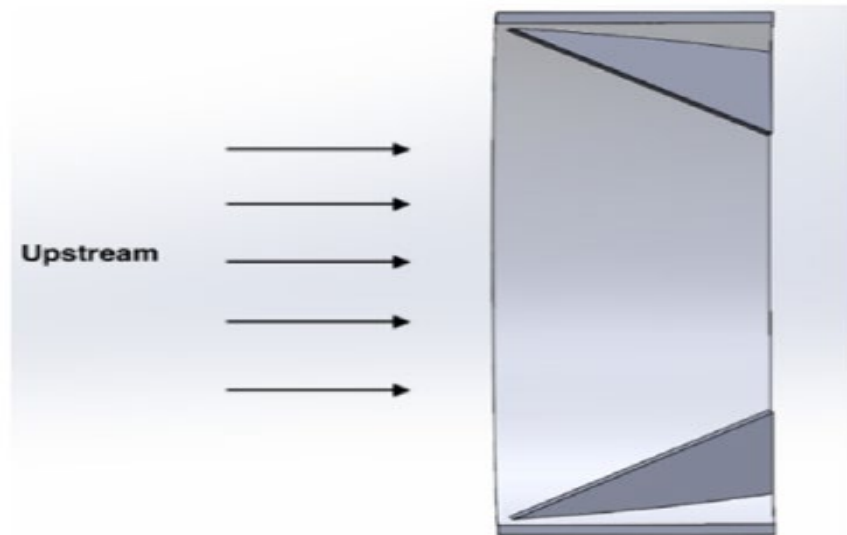
Montaje y configuración del experimento.

Se fabrica las placas de instrumentación en PCB, soldando el circuito amplificador de termopares de 4 y 5 sockets respectivamente como se ve en la **figura 47**, para al final montar la DAQ, los Arduinos y las termocuplas en el panel de instrumentación final. Como se ve en la **figura 47**.

La dirección de flujo no es un parámetro determinante en el objeto de este estudio, sin embargo, se considera según experimentos anteriores, un flujo aguas arriba en dirección a la cara principal de los GVL's como se muestra en la **figura 47**, garantizado así la máxima transferencia de calor por turbulencia en esa configuración de estudio, cabe recalcar que es de la misma manera para los ensayos de 4, 6 y 8 winglets.

Figura 46

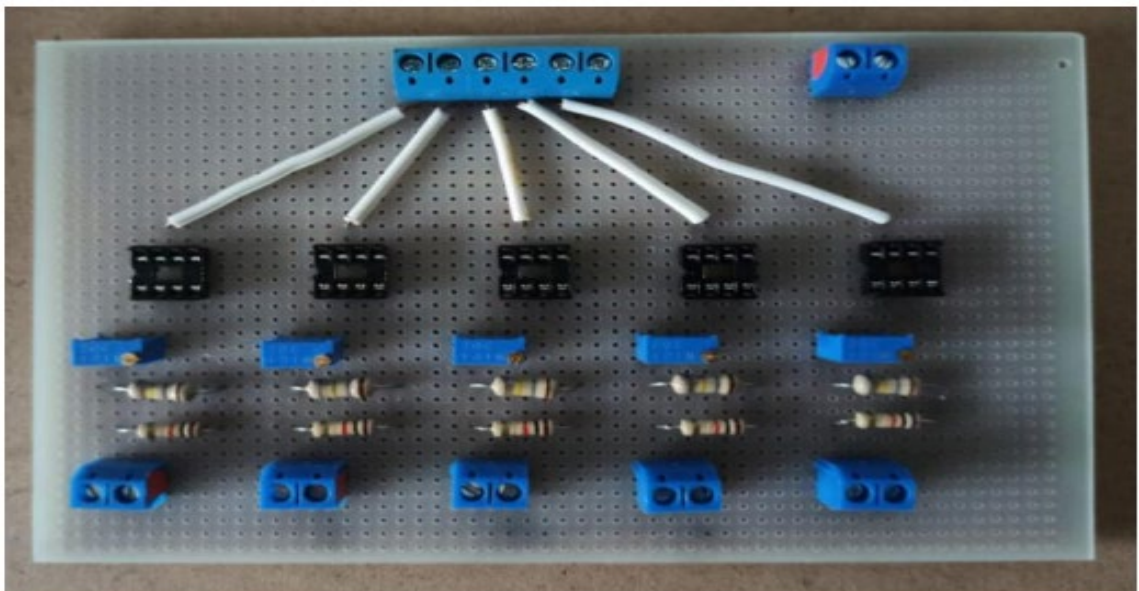
Dirección del flujo caliente en relación a los GVL's



Nota. Esquema representativo de la dirección de flujo extraído de. (Zhai, 2019)

Figura 47

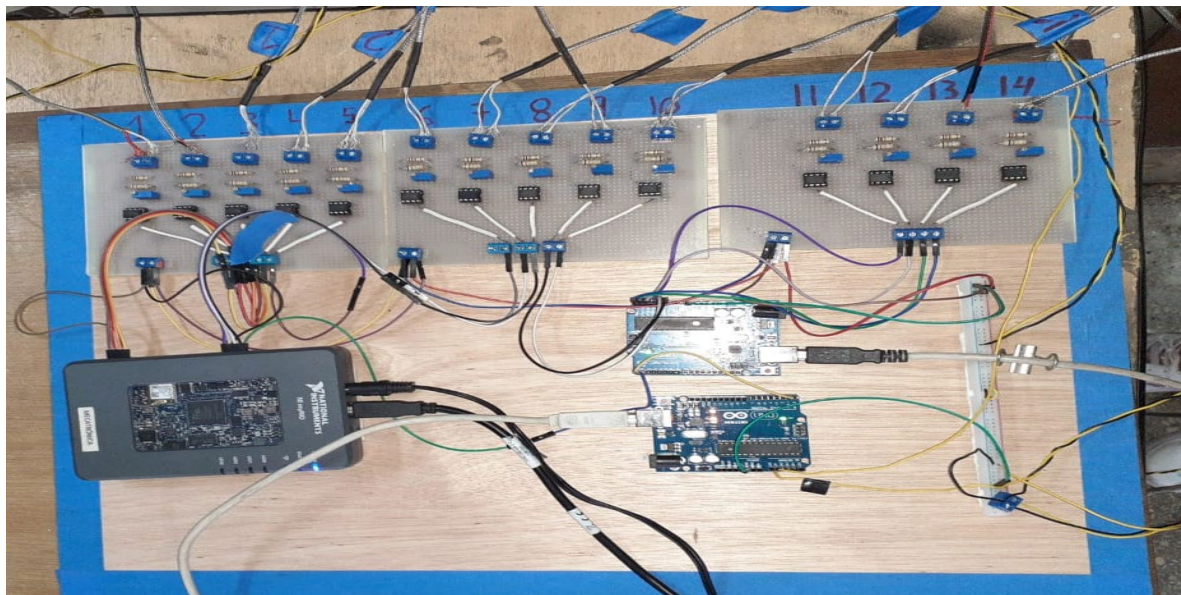
Fabricación del circuito amplificador de voltaje.



Nota. Construcción de paneles de instrumentación.

Figura 48

Panel de instrumentación montado, DAQ, Arduinos UNO, placas PCB



Nota. Panel de instrumentación alimentado con una fuente 120v – 12v.

Para lograr una pared adiabática en la pared externa de la coraza, se procede a instalar una cañuela de aislante térmico fabricado de lana de vidrio de 1 pulgada de espesor como se ve en la **figura 49**, adicional se procede a conectar las mangueras de entrada y salida de agua del intercambiador de calor.

Figura 49

Intercambiador de calor aislado térmicamente



Nota. Lado izquierdo entrada de agua fría, lado derecho salida de agua.

Para el flujo de gases de escape, se prepara el motor de combustión poniendo $\frac{1}{4}$ de aceite 10W30, el depósito de combustible es llenado con combustible Extra (88 octanos), antes de cada corrida de ensayo. Para lograr sacar los gases de escape de la cámara de explosión se fabricó una brida tipo rombo con una salida $\frac{3}{4}$ que se adaptó al múltiple de escape, donde posteriormente se conecta una manguera de 40 cm de largo de acero inoxidable. Como se ve en la **figura 50**.

Figura 50

Adaptación del motor al múltiple de escape

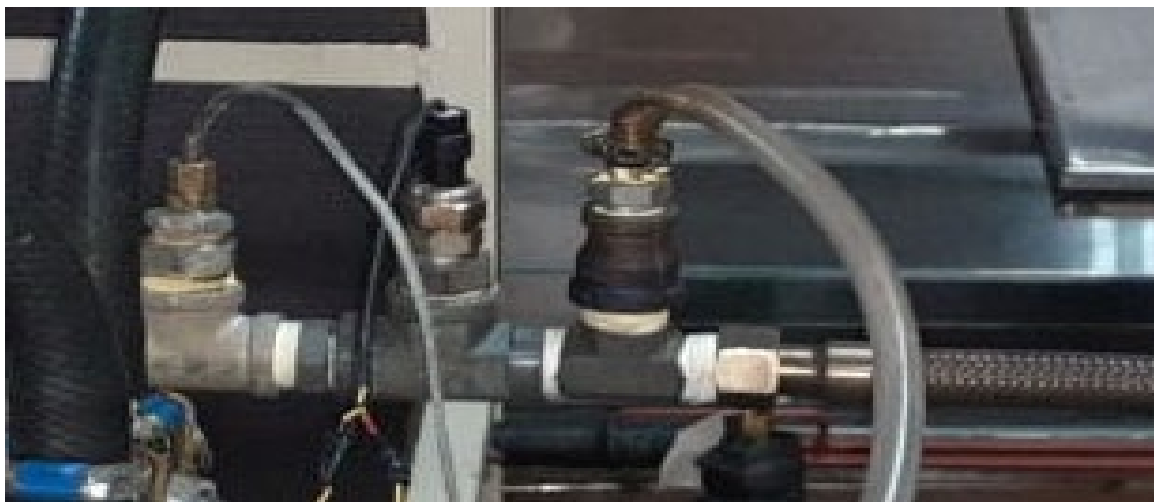


Nota. Conexión brida rombo, manguera inoxidable a la entrada del intercambiador.

EL tren de instrumentación a la entrada y a la salida del fluido caliente está compuesto por la unión de 3 Tees macho hembra, hembra macho, en donde se conecta las termocuplas de entrada y salida, la presión estática, y el transductor de presión. Como se observa en la **figura 51**, el orden de instalado es con respecto a la dirección de flujo primero esta; 1. Presión estática, 2. Transductor de presión, 3. Termocupla en el caso del tren de entrada, para el caso de tren de salida se repite la misma configuración.

Figura 51

Adaptación del motor al múltiple de escape

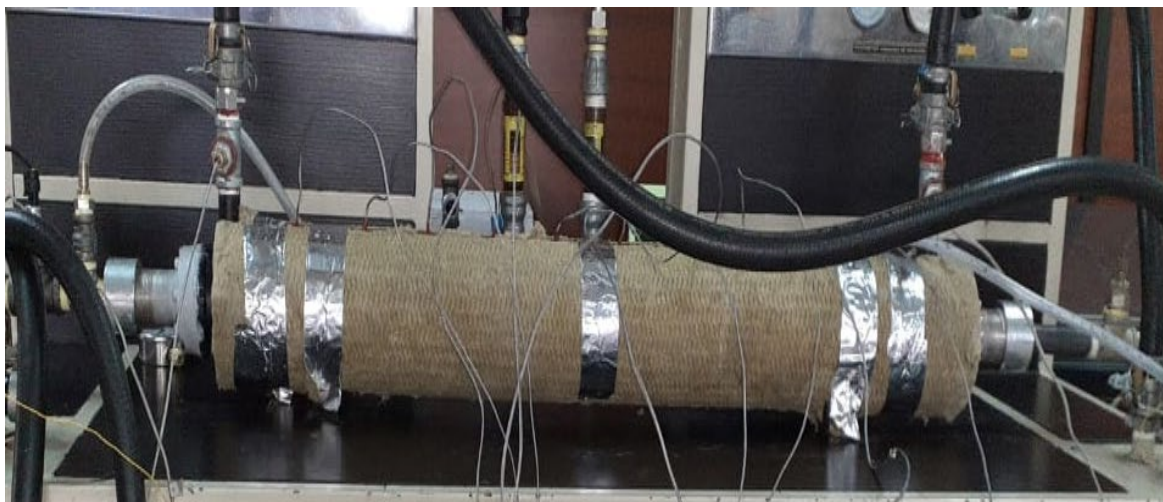


Nota. Conexión de tren de instrumentación de entrada.

Las 10 termocuplas que nos permiten obtener el perfil de temperatura del tubo interno se instalan en la configuración como muestra la **figura 52**.

Figura 52

Instalación de termocuplas en el equipo



Nota. Conexión de termocuplas en orden de 1 a 10 de izquierda a derecha.

Los ensayos se corren con las siguientes configuraciones de: aceleración de motor, número y posición de GVL's, caudal de agua fría, resumidas en la tabla 12.

Tabla 12*Configuraciones de ensayo.*

Numero de ensayo	Aceleración de motor	Numero de GVL	Posición de GVL	Caudal de agua fría	Tiempo de ensayo
1	100%	0	0	13 Lt/s	45 min
2	100%	4	Cada 250 mm	13 Lt/s	45 min
3	100%	6	Cada 250 mm	13 Lt/s	45 min
4	100%	8	Cada 250 mm	13 Lt/s	45 min

Nota. Ensayos realizados en la experimentación.**Figura 53***Modelo experimental instalado.**Nota.* Equipo armado para ensayos.

Capítulo IV – Análisis de Resultados

En esta sección se analizan los resultados experimentales y de simulación cotejando ambos resultados en un mismo contexto de comparación. En primer lugar, la precisión experimental se compara con datos empíricos publicados en correlaciones para el factor de fricción (f) y Nusselt (Nu) para flujo completamente desarrollado en un tubo liso. Luego, se discuten los efectos de los GVL's en el número de Nusselt a lo largo de la región de flujo, el factor de fricción y el perfil de temperatura a lo largo del intercambiador de todos los ensayos respectivamente. Por último, se obtiene el gradiente de visualización del flujo representadas en imágenes de la estructura de flujo detrás de la entrada de cada GVL's, variables como:

- Magnitud de vorticidad [s^{-1}].
- Numero de Nusselt.
- Perfil de Temperatura en los GVL's y en la región de flujo.
- Líneas de flujo.

Reducción de datos experimental

Se introduce los parámetros empleados en la actual experimentación para investigar la mejora del rendimiento de la transferencia de calor debido al número de winglets en los GVL's. El calor total cedido por el flujo de gases es el calor convectivo transmitido a través del tubo, que es,

$$Q_{conv} = Q_{gas} \quad (50)$$

$$Q_{conv} = hA(\bar{T}_s - T_b) \quad (51)$$

$$Q_{air} = \dot{m}C_{p,gas}(T_o - T_i) \quad (52)$$

La temperatura promedio de la superficie del tubo T_s y la temperatura a volumétrico T_b son calculados por,

$$T_b = \frac{T_o + T_i}{2} \quad (53)$$

$$\bar{T}_s = \sum \frac{T_s}{10} \quad (54)$$

La temperatura promedio del tubo se obtiene promediando los datos medidos por los 10 termopares. Al reorganizar las ecuaciones anteriores, tenemos la constante de convección interna.

$$h_{exp} = \frac{\dot{m}C_{p,gas}(T_o - T_i)}{\bar{T}_s - T_b} \quad (55)$$

El número de Nusselt representa la relación de flujo convectivo con la transferencia de calor conductiva definida como,

$$Nu_{exp} = \frac{h_{exp}D}{k} \quad (56)$$

El número de Reynolds basado en el diámetro hidráulico del experimento dentro del tubo está dado por,

$$Re = \frac{UD}{\nu} \quad (57)$$

La velocidad del flujo U se obtiene midiendo la velocidad de aire con un anemómetro el cual devuelve el valor promedio del flujo de gases de escape del motor.

El factor de fricción se refiere a la caída de presión adimensional para flujos interno y se puede escribir como,

$$f = \frac{2\Delta P}{\left(\frac{L}{D}\right)\rho U^2} \quad (58)$$

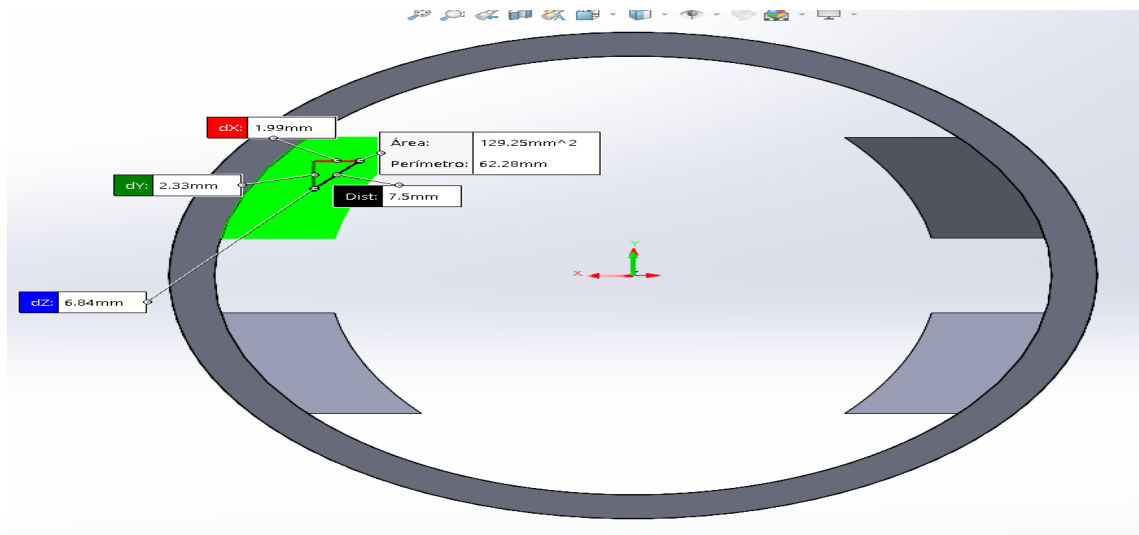
El factor de mejora térmica (TEF) por sus siglas en inglés, es la relación entre el coeficiente de transferencia de calor con generador de vórtice sobre el coeficiente de transferencia de calor de tubo liso bajo la misma potencia de bombeo.

$$TEF = \frac{h_{exp,\#GVL}}{h_0} \quad (59)$$

Todos los cálculos mencionados se lo hacen con el diámetro hidráulico del tubo interno con los GVL's, para ello se usa una herramienta de CAD, Solidworks, que nos permite obtener dicho parámetro geométrico con cierto grado de confiabilidad. Ver **figura 54**.

Figura 54

Representación Diámetro Hidráulico



Nota. Ejemplo de cálculo de las dimensiones de los componentes para el diámetro hidráulico.

Análisis Experimental y Numérico

Para verificar la precisión experimental con la numérica en cada número de winglets , usamos la variable del número de Nusselt y el factor de fricción para un tubo liso las cuales se comparan con las correlaciones empíricas de Gnielinski, Dittus-Boelter , (Bergman, 2011). La comparación del número de Nusselt y el factor de fricción obtenido de correlaciones empíricas de las **ecuaciones 60,61 y 62**, respectivamente a Gnielinski, Ditus Boelter y factor de fricción de Colebrook, se representa en la **figura 55**. Comparando las correlaciones de Gnielinski, Dittus-Boelter y la experimental obtenida además del resultado numérico también.

$$Nu_{Gn} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re_{Dh} - 1000) Pr}{1 + 1.12 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (60)$$

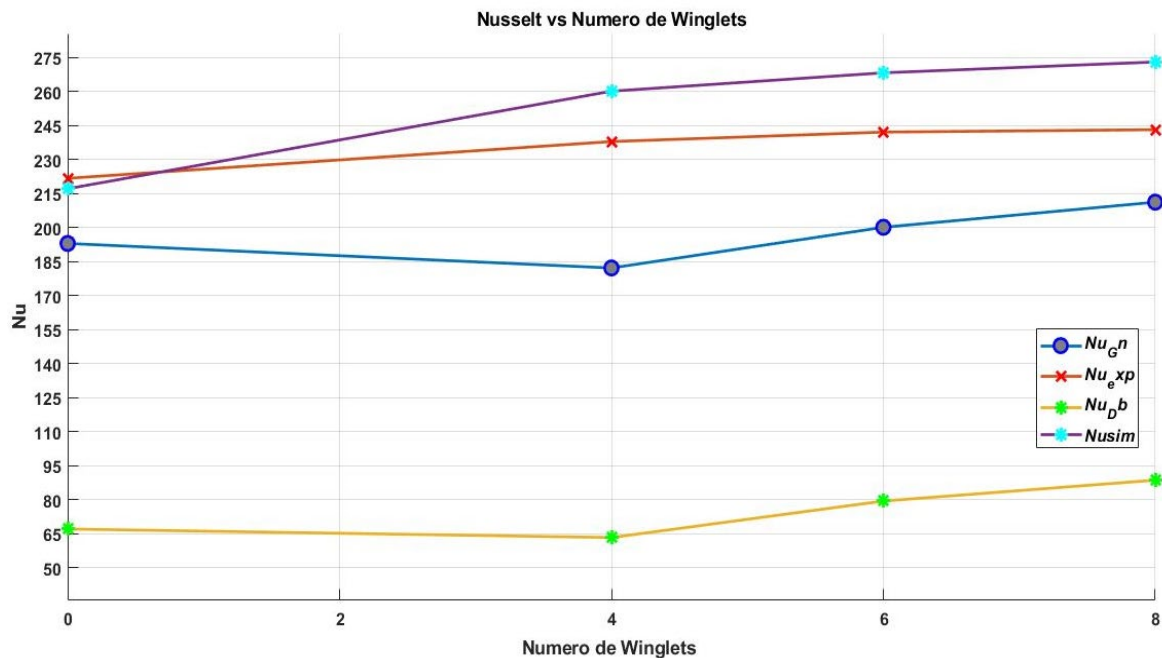
$$Nu_{Db} = 0.023 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} \quad (61)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3.71} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (62)$$

Estas correlaciones son válidas para flujo turbulento completamente desarrollado sobre paredes lisas.

Figura 55

Efecto del número de winglets en el número de Nusselt



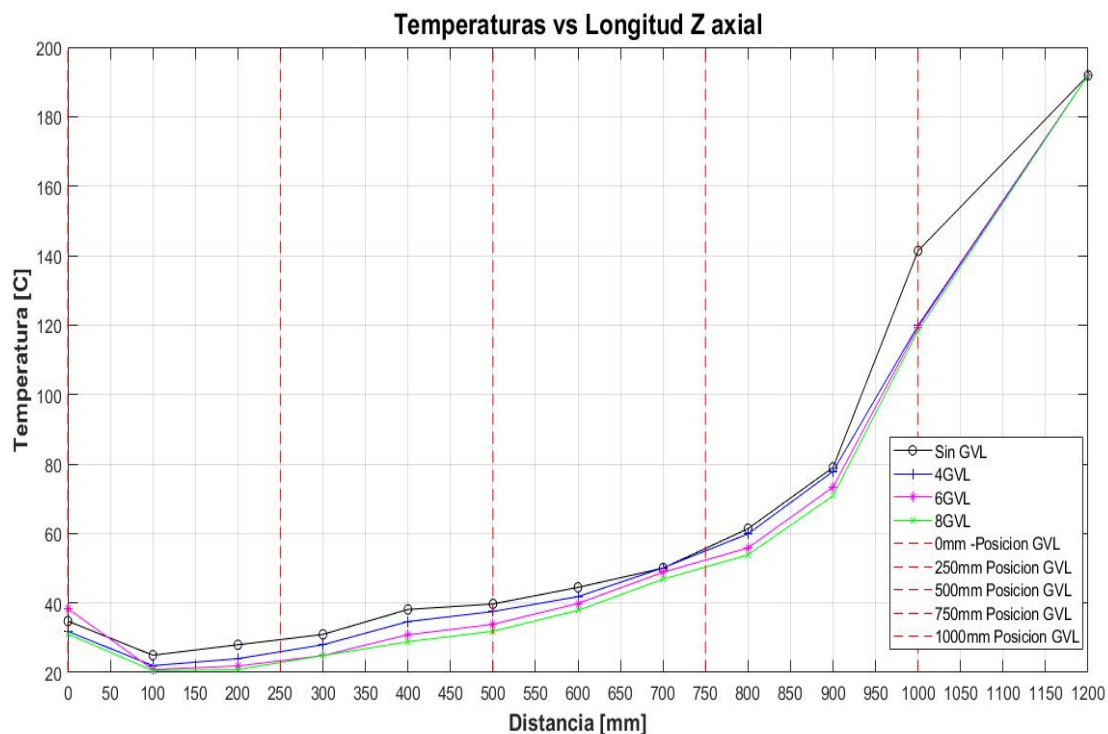
Nota. Se observa un incremento de nusselt al aumentar los winglets. Grafica realizada en Matlab.

Perfil de Temperatura experimental.

El perfil de temperatura experimental se encuentra graficando los datos obtenidos de la termocupla en estado estable, es decir aproximadamente a 25 minutos de iniciado el ensayo, para ello se hizo un análisis de convergencia de temperatura y de ahí se obtuvo los datos mostrados en la **figura56**. Se grafica los perfiles de los 4 ensayos para contrastar como existe una variación de temperatura de aproximadamente 4.35 % promedio entre todos los ensayos.

Figura 56

Perfil de temperaturas experimentales



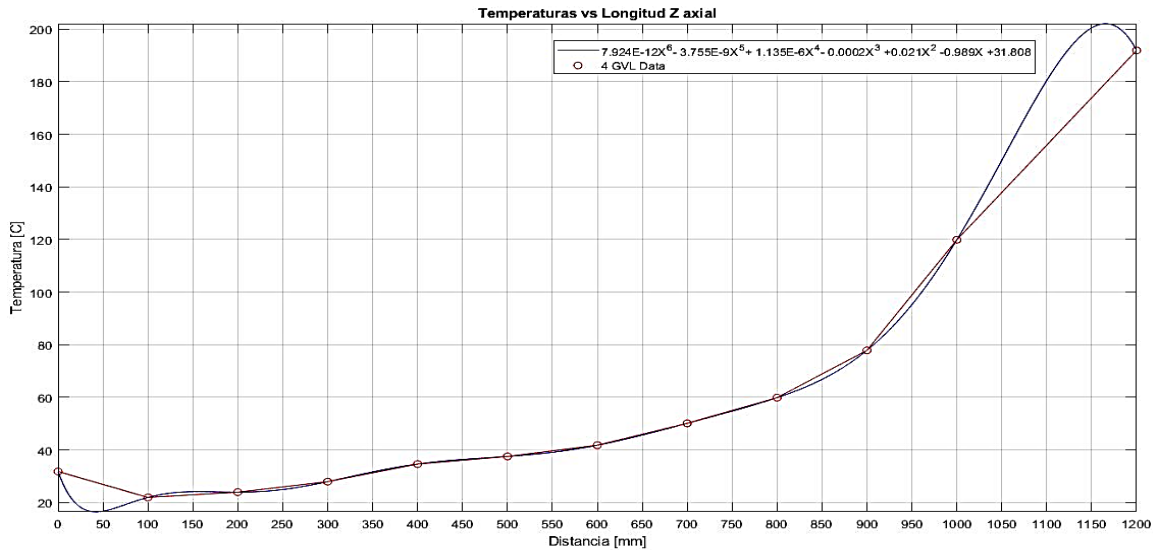
Nota. Se observa un decremento de la temperatura en el sentido del flujo de gases calientes.

Grafica realizada en Matlab.

Los datos obtenidos de los termopares fueron analizados en un script de Matlab ver **figura 60**, que permitió obtener el polinomio interpolador de Lagrange para obtener una ecuación de regresión lineal que nos permitirá aproximar los datos experimentales a la realidad de la solución exacta de la ecuación del calor. Los perfiles y su ecuación interpoladora de Lagrange se observan en la **figura 57, figura 58, y figura59**, respectivamente para ensayos con 4, 6 y 8 winglets.

Figura 57

Perfil de temperatura experimental de 4 Winglets

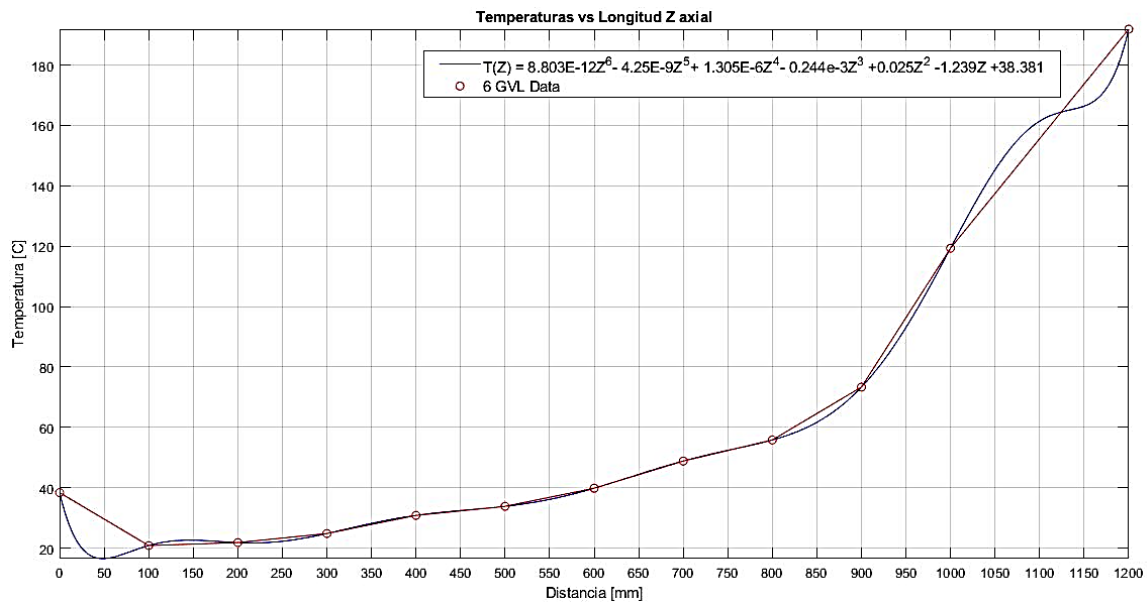


Nota. Se observa un decremento de la temperatura en el sentido del flujo de gases calientes.

Grafica realizada en Matlab.

Figura 58

Perfil de temperatura experimental de 6 Winglets

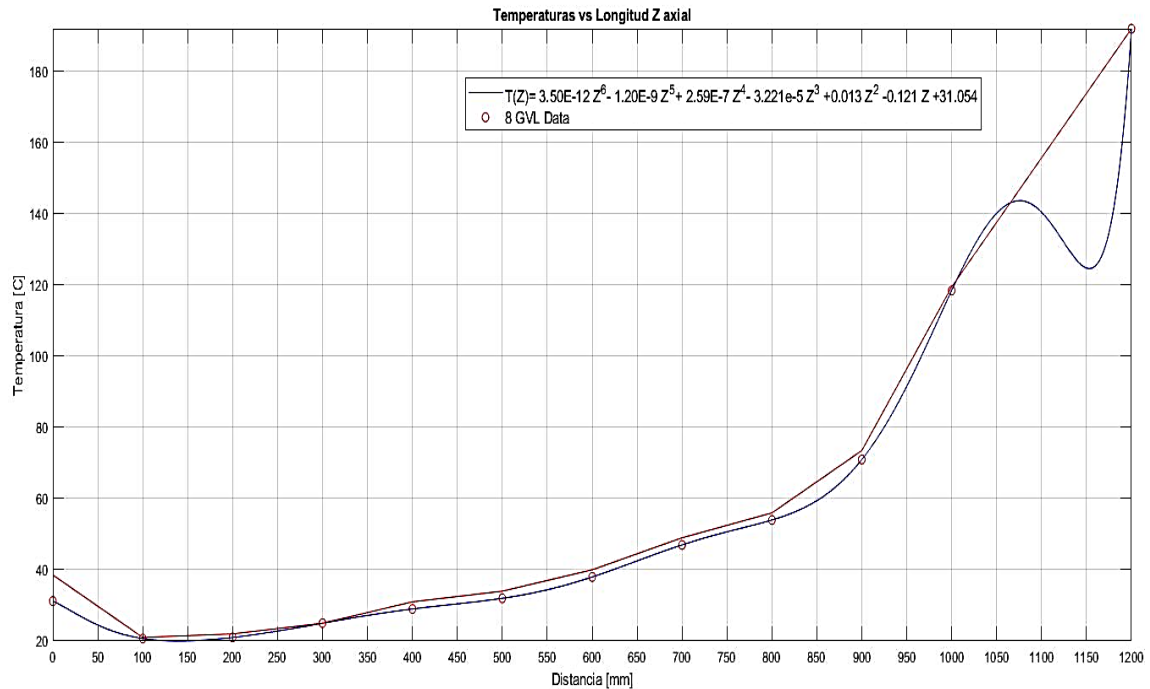


Nota. Se observa un decremento de la temperatura en el sentido del flujo de gases calientes.

Grafica realizada en Matlab.

Figura 59

Perfil de temperatura experimental de 8 Winglets



Nota. Se observa un decremento de la temperatura en el sentido del flujo de gases calientes.

Gráfica realizada en Matlab.

Figura 60

Script Lagrange en Matlab

```

1 function P=Lagrange(x,y)
2 data=xlswread('Temperaturas 4GVL');
3 data0=xlswread('Temperaturas 5in GVL');
4 data2=xlswread('Temperaturas 6GVL');
5 data3=xlswread('Temperaturas 8GVL');
6 n=length(x);
7 L=zeros(n,n);
8 format long
9 for k=1:n
10 V=1;
11 for j=1:n
12 if k~=j
13 V=conv(V,poly(x(j)))/(x(k)-x(j));
14 end
15 end
16 L(k,:)=V;
17 end
18 P=y*L;
19 %GRAFICO
20 xl=min(x):0.1:max(x);
21 yl=polyval(P,xl);
22 plot(xl,yl,'b',x,y,'or');
23 hold on;
24 xticks(0:50:1200);
25 yticks(0:20:200);
26 title('Temperaturas vs Longitud Z axial');
27 xlabel('Distancia [mm]');
28 ylabel('Temperatura [C]');
29 axis tight;
30 xor=data2(3113,3:14);
31 yor=data2(3112,3:14);
32 plot(xor,yor,'r');
33 legend('T(Z)= 3.50E-12Z^6- 1.20E-9Z^5+ 2.59E-7Z^4- 3.221e-5Z^3 +0.013Z^2 -0.121Z +31.054','8 GVL Data');
34 hold on;
  
```

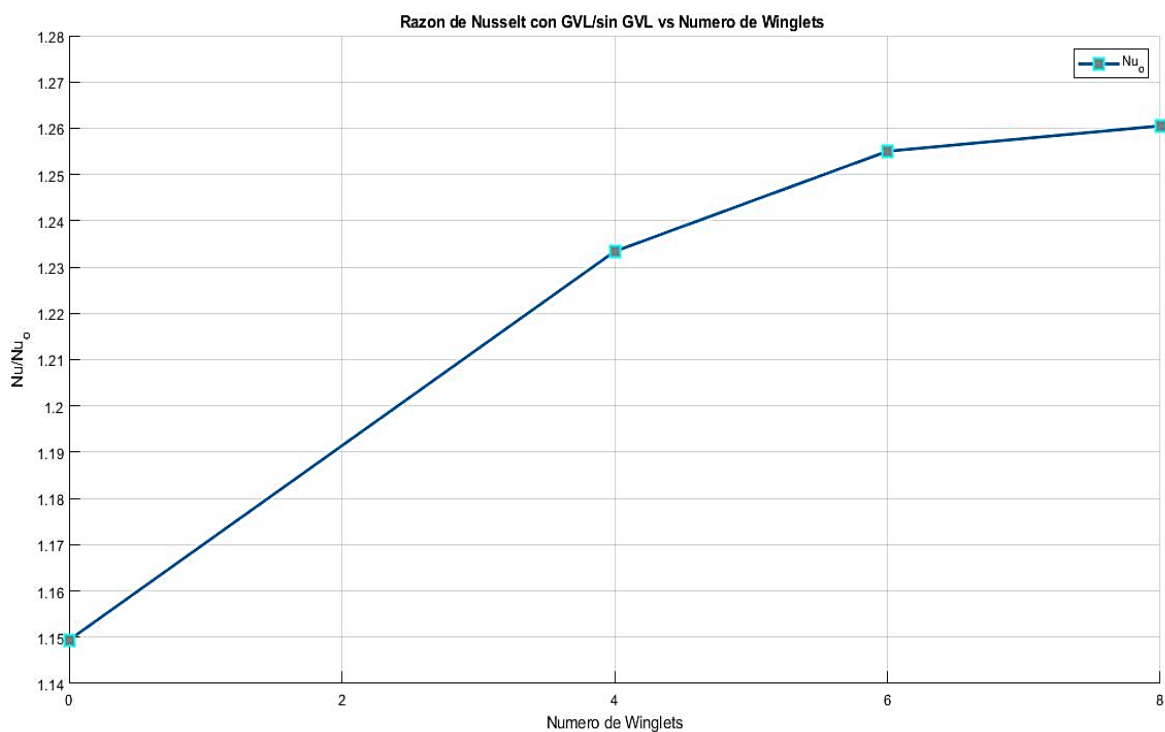
Nota. Autoría propia.

Efecto del Numero de Winglets experimental

Para analizar el efecto de numero de winglets en la transferencia de calor, la variable adimensional de Nusselt nos permite obtener una idea de la cantidad de calor cedido del fluido caliente por convección, los resultados experimentales obtenidos en el número de winglets se contrastan con el resultado obtenido sin winglets y se crea un parámetro de cuantificación denominado TEF que representa cuanto más se incrementa el Nusselt sin winglets (Nu_0) con respecto al mismo pero incrementando el número de winglets, dicho parámetro la podemos ver la **figura 61**.

Figura 61

Relación entre Nusselt y numero de winglets



Nota. Se incrementa el efecto de transferencia de calor debido al número de winglets hasta 1.27 mejor que sin ellos.

Resultados de la simulación

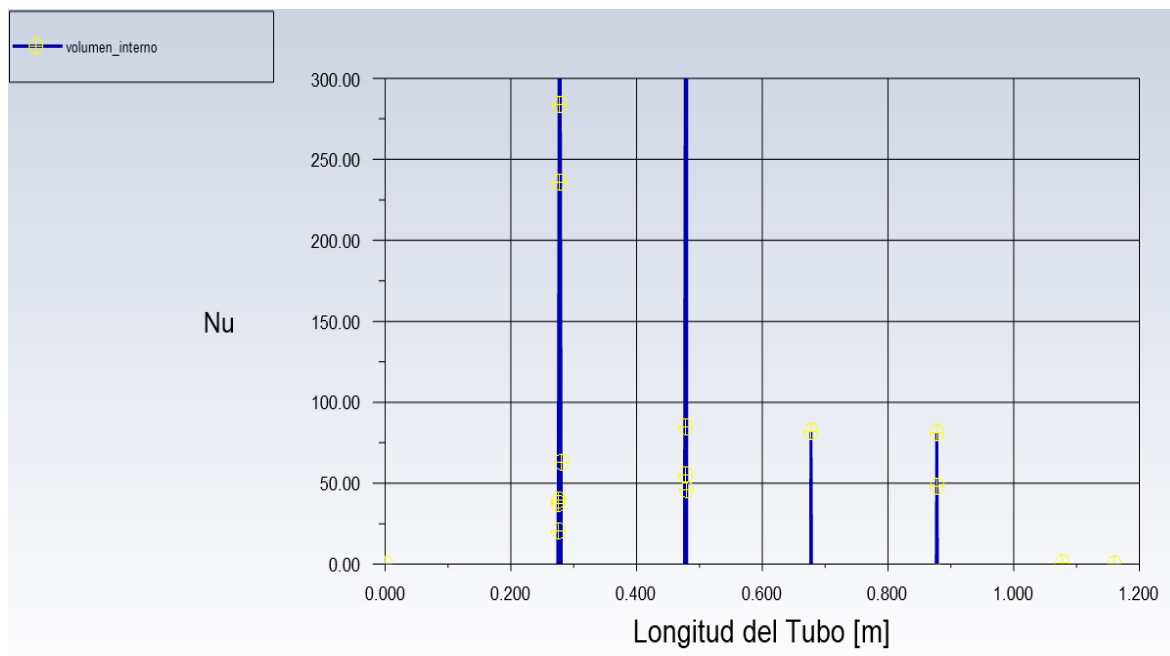
Todos los resultados obtenidos en esta simulación fueron contrastados en graficas X vs Y donde la variable el eje x es la posición de los GVL's y el largo efectivo del intercambiador a lo largo del eje axial Z de simulación donde se desarrolla el fluido

Graficas características del ensayo con 4 GVL

En la **figura 62**, se observa el resultado numérico del número de Nusselt proveniente de la resolución del modelo en donde se denota que existe un incremento considerable en la posición de los GVL's llegando incrementar hasta 300 en el primer generador de vórtices, estos datos son resultado del dominio de fluido interno, es decir la resolución de la **ecuación 42**.

Figura 62

Resultado numérico de Nusselt con 4 GVL

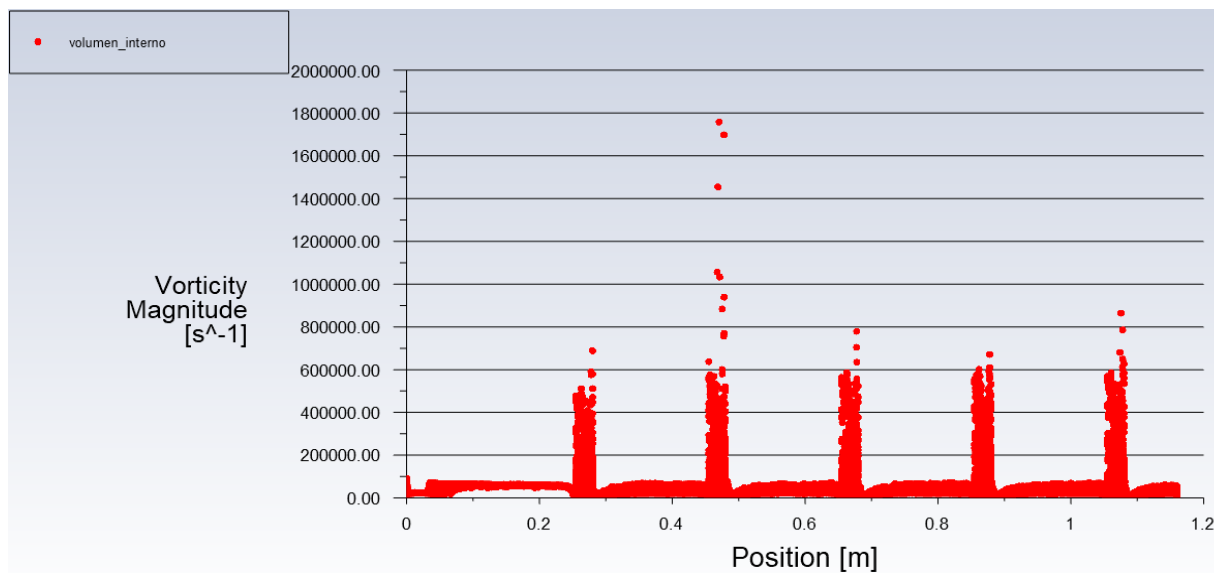


Nota. En este caso el incremento del Nusselt resulta drástico al inicio donde sede la mayor cantidad de energía cinética al mezclarse con los winglets al avanzar disminuye.

En la **figura 63**, se observa la magnitud de la vorticidad, es decir cuanta turbulencia se ha generado por la vorticidad del fluido interno., algunos puntos están fuera de orden de magnitud eso hace referencia errores descartables del modelo.

Figura 63

Intensidad de vorticidad

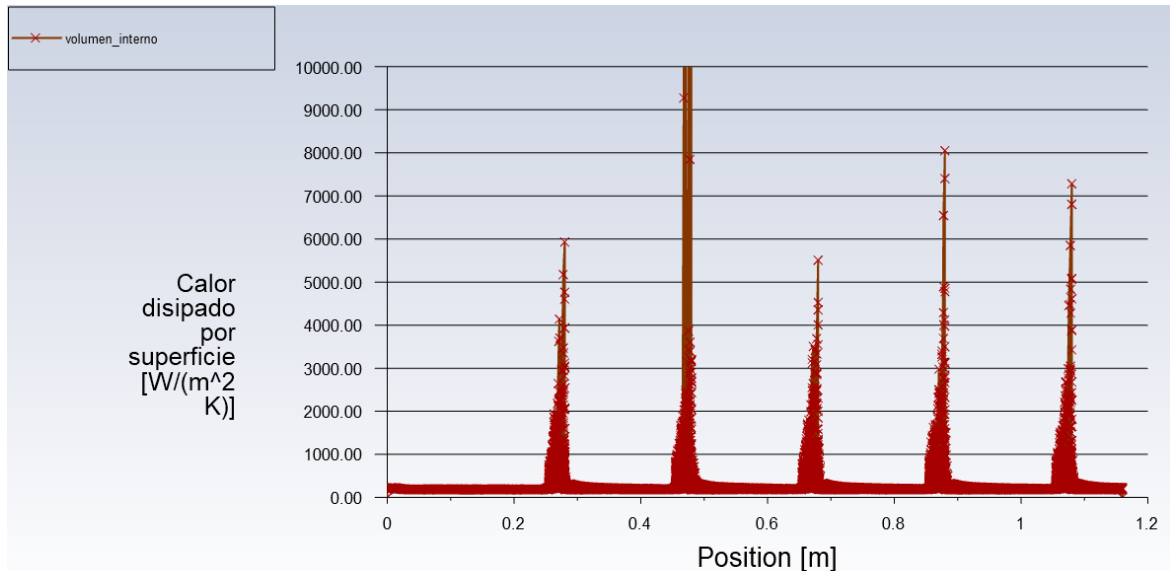


Nota. En este caso el incremento de la vorticidad resulta uniforme en todo el largo del tubo con picos de incremento en la posición de los GVL's.

En la **figura 64** se observa el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor del fluido interno mejorado por la acción de los generadores de vórtices y su número de dientes, en este caso el efecto de los 4 winglets, donde existe un incremento considerable en cada posición del generador.

Figura 64

Coefficiente de transferencia de calor con 4GVL's

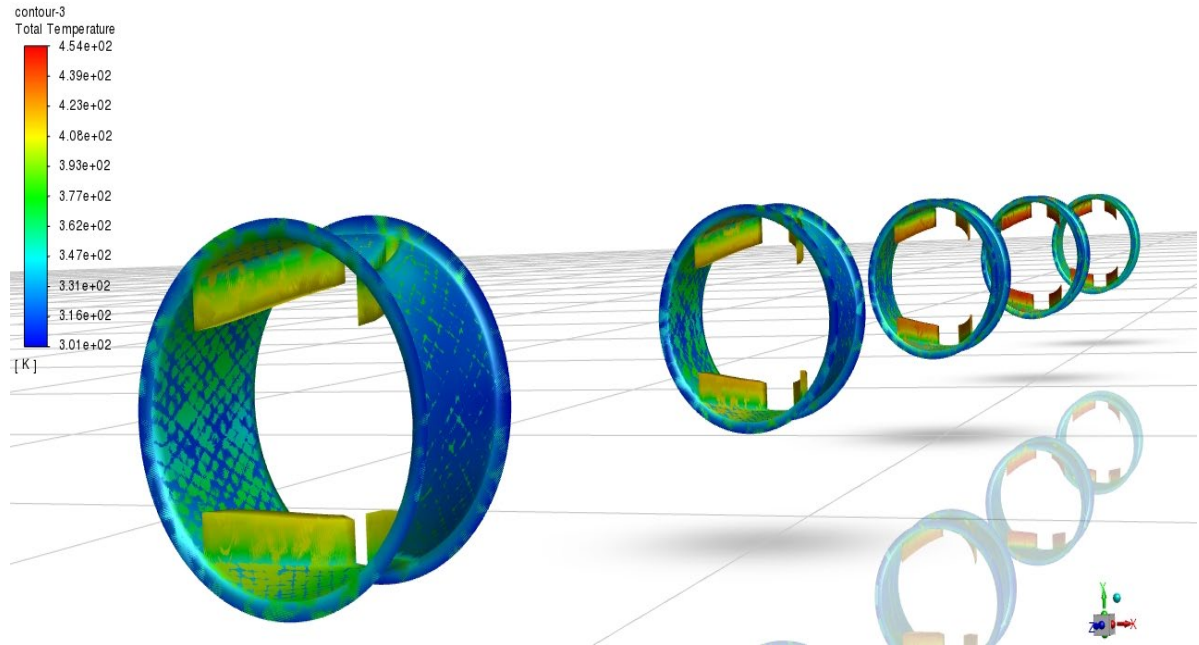


Nota. En este caso el incremento de la vorticidad resulta uniforme en todo el largo del tubo con picos de incremento en la posición de los GVL's.

En la **figura 65** se observa en escala de colores la resolución del mallado a lo que se refiere la variable de temperatura en los generadores de vórtices, y es evidente que se incrementa más la temperatura en la superficie de contacto del fluido con los winglets que con otra región del anillo generador, debido a que en las regiones de los winglets se produce un cambio de presiones, permitiendo al fluido aumentar su turbulencia ergo su capacidad de transmitir el calor por convección.

Figura 65

Perfil de Temperaturas en los GVLS de 4 winglets

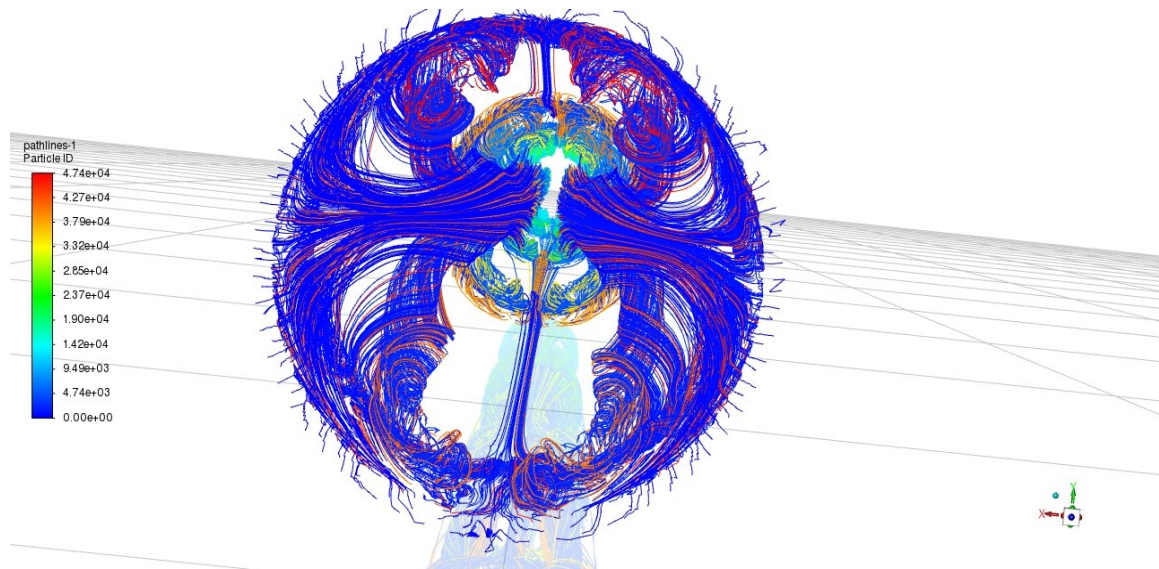


Nota. El incremento de la temperatura en las crestas de los winglets se debe al aumento de turbulencia.

En la **figura 66**, podemos observar la formación de vórtices longitudinales y su intensidad y velocidad, formando remolinos alrededor del eje Z de desenvolvimiento de fluido interno, y destaca que existe mayor intensidad cuando entran y salen de los winglets, debido a que el cambio de presiones producido por la geometría del diente, permite al fluido cambiar su dirección de fluido y mezclarse formando remolinos de alta energía mejorando la transferencia de calor en estas regiones del fluido.

Figura 66

Vórtices longitudinales formados con 4 winglets



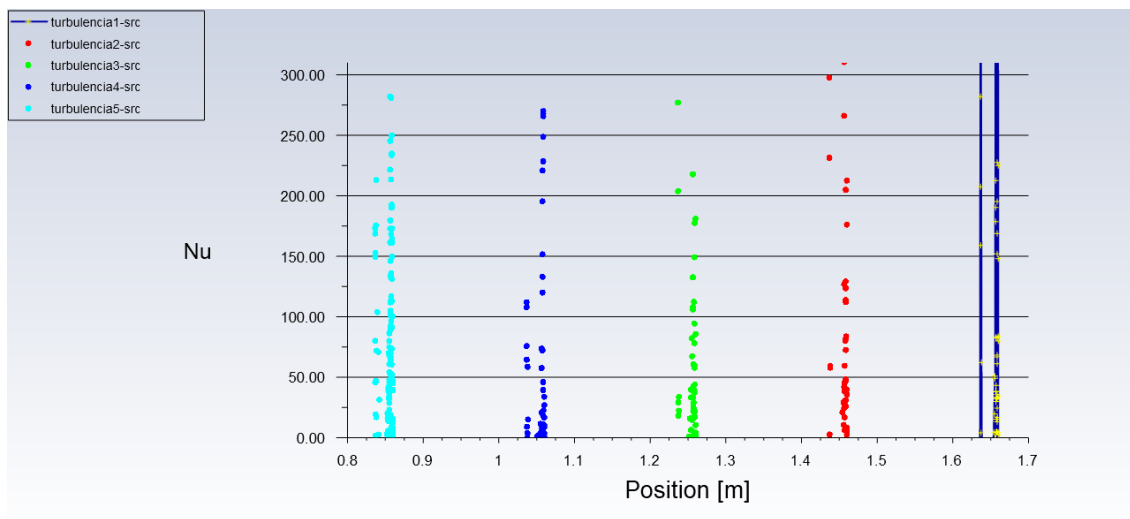
Nota. Formación de generadores de vórtices longitudinales.

Graficas características del ensayo con 6 GVL

En la **figura 67**, se observa el resultado numérico del número de Nusselt proveniente de la resolución del modelo en donde se denota que existe un incremento considerable en la posición de los GVL's llegando incrementar hasta más de 300, 10% más que el caso de 4 GVL en el primer generador de vórtices, estos datos son resultado del dominio de fluido interno, es decir la resolución de la **ecuación 42**.

Figura 67

Resultado numérico de Nusselt con 6 GVL

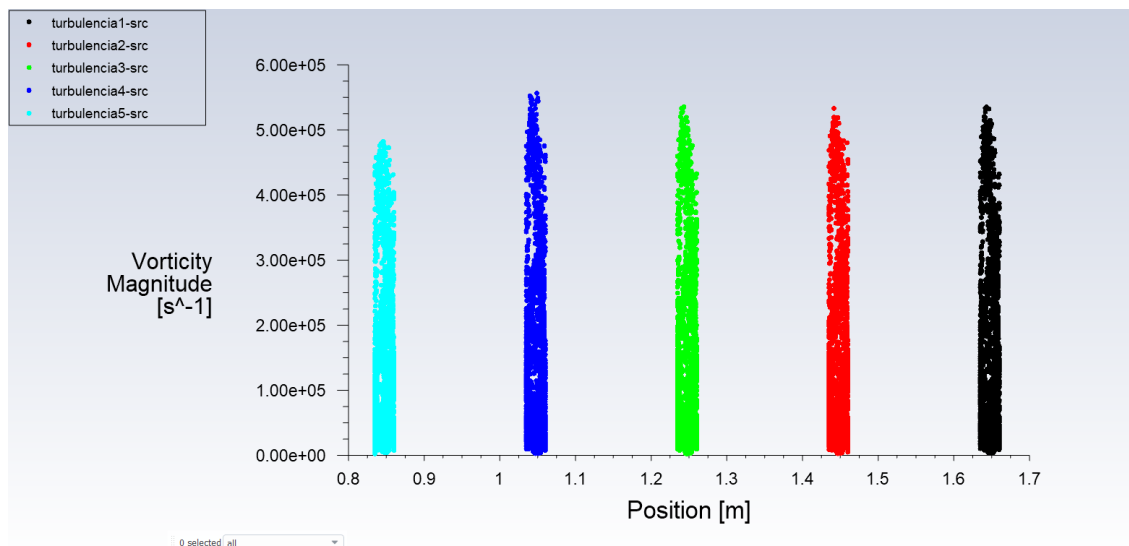


Nota. En este caso el incremento del Nusselt resulta drástico al inicio donde sede la mayor cantidad de energía cinética al mezclarse con los winglets reducir en el medio y aumentar en la salida.

En la **figura 68**, se observa la magnitud de la vorticidad, es decir cuanta turbulencia se ha generado por la vorticidad del fluido interno., algunos puntos están fuera de orden de magnitud eso hace referencia errores descartables del modelo.

Figura 68

Intensidad de vorticidad

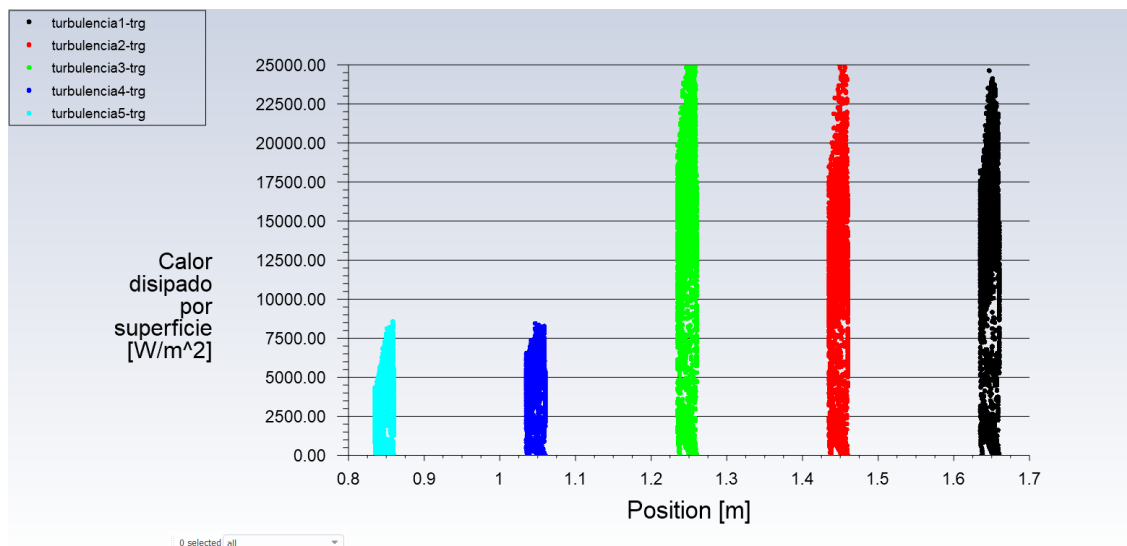


Nota. En este caso el incremento de la vorticidad resulta uniforme en todo el largo del tubo con picos de incremento en la posición de los GVL's.

En la **figura 69** se observa el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor del fluido interno mejorado por la acción de los generadores de vórtices y su número de dientes, en este caso el efecto de los 6 winglets, donde existe un incremento considerable en cada posición del generador.

Figura 69

Coefficiente de transferencia de calor con 6 GVL's

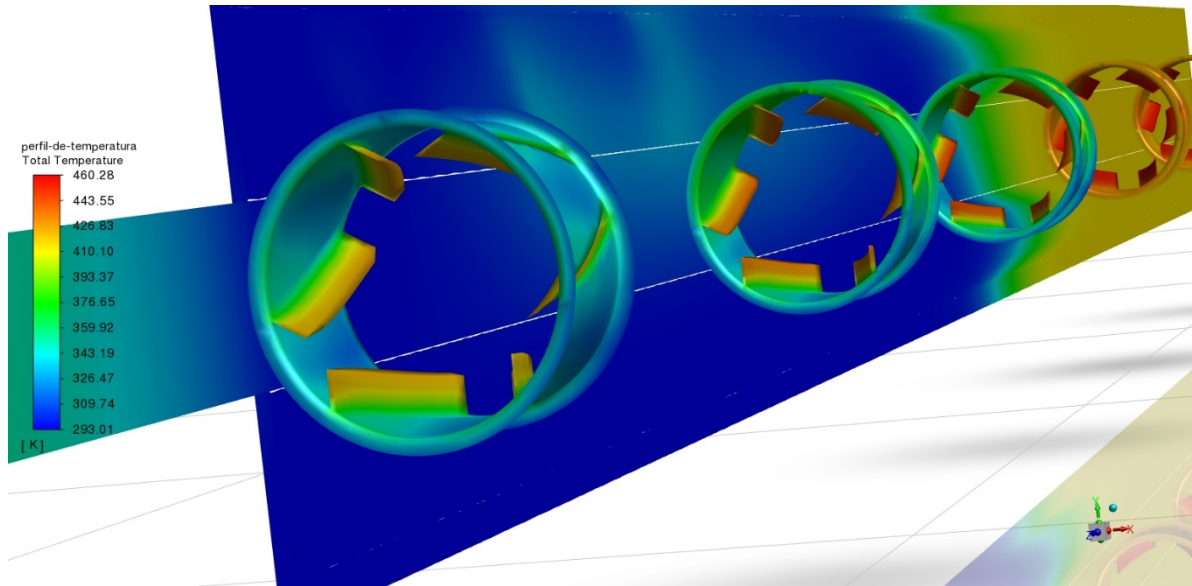


Nota. En este caso el incremento de la vorticidad resulta uniforme en todo el largo del tubo con picos de incremento en la posición de los GVL's.

En la **figura 70** se observa en escala de colores la resolución del mallado a lo que se refiere la variable de temperatura en los generadores de vórtices, y es evidente que se incrementa más la temperatura en la superficie de contacto del fluido con los winglets que con otra región del anillo generador, debido a que en las regiones de los winglets se produce un cambio de presiones, permitiendo al fluido aumentar su turbulencia ergo su capacidad de transmitir el calor por convección.

Figura 70

Perfil de Temperaturas en los GVLS de 6 winglets

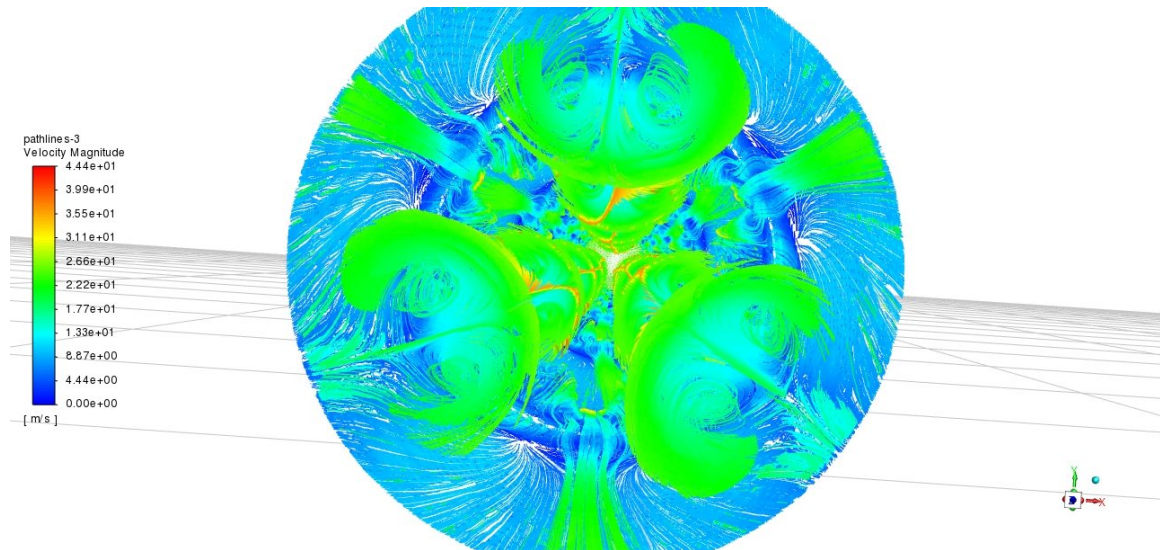


Nota. El incremento de la temperatura en las crestas de los winglets se debe al aumento de turbulencia.

En la **figura 71**, podemos observar la formación de vórtices longitudinales y su intensidad y velocidad, formando remolinos alrededor del eje Z de desenvolvimiento de fluido interno, y destaca que existe mayor intensidad cuando entran y salen de los winglets, debido a que el cambio de presiones producido por la geometría del diente, permite al fluido cambiar su dirección de fluido y mezclarse formando remolinos de alta energía mejorando la transferencia de calor en estas regiones del fluido.

Figura 71

Vórtices longitudinales formados con 6 winglets



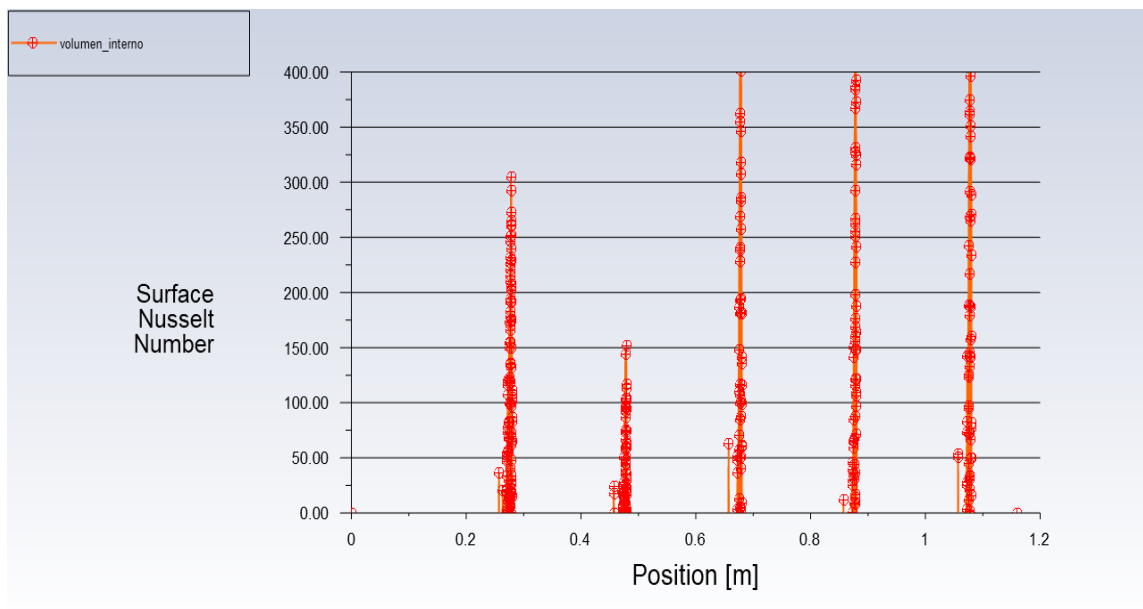
Nota. Formación de generadores de vórtices longitudinales.

Graficas características del ensayo con 8 GVL

En la **figura 72**, se observa el resultado numérico del número de Nusselt proveniente de la resolución del modelo en donde se denota que existe un incremento considerable en la posición de los GVL's llegando incrementar hasta más de 310, 20% más que el caso de 4 GVL y 10% con respecto al caso de 8 GVL en el primer generador de vórtices, estos datos son resultado del dominio de fluido interno, es decir la resolución de la **ecuación 42**.

Figura 72

Resultado numérico de Nusselt con 8 GVL

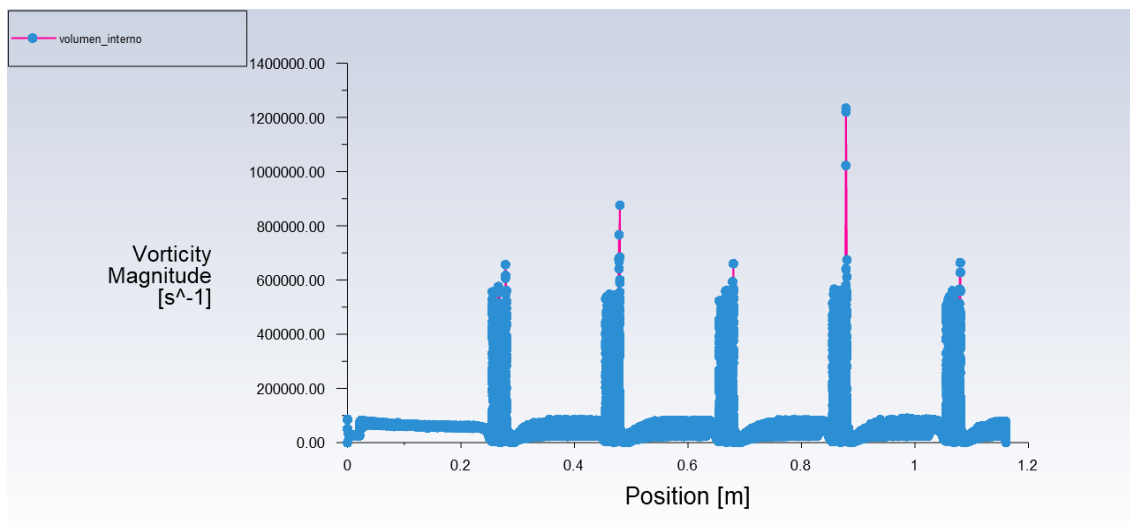


Nota. En este caso el incremento del Nusselt resulta drástico al inicio donde sede la mayor cantidad de energía cinética al mezclarse con los winglets reducir en el medio y aumentar en la salida.

En la **figura 73** se observa la magnitud de la vorticidad, es decir cuanta turbulencia se ha generado por la vorticidad del fluido interno., algunos puntos están fuera de orden de magnitud eso hace referencia errores descartables del modelo.

Figura 73

Intensidad de vorticidad

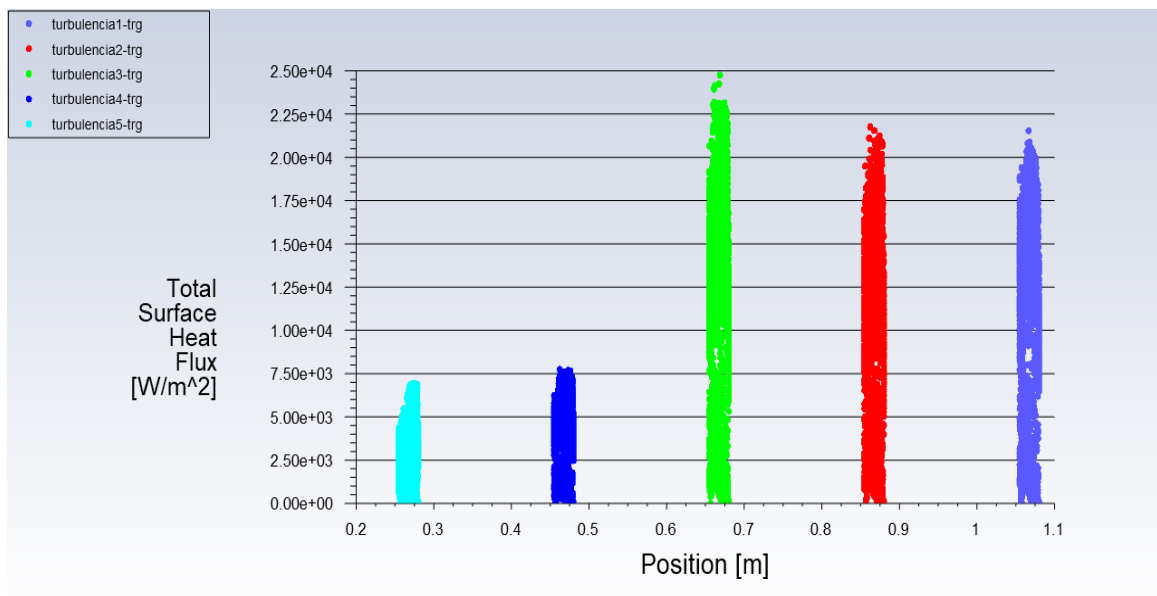


Nota. En este caso el incremento de la vorticidad resulta uniforme en todo el largo del tubo con picos de incremento en la posición de los GVL's.

En la **figura 74** se observa el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor del fluido interno mejorado por la acción de los generadores de vórtices y su número de dientes, en este caso el efecto de los 8 winglets, donde existe un incremento considerable en cada posición del generador.

Figura 74

Coeficiente de transferencia de calor con 8 GVL's



Nota. En este caso el incremento de la vorticidad resulta uniforme en todo el largo del tubo con picos de incremento en la posición de los GVL's.

En la **figura 75** se observa en escala de colores la resolución del mallado a lo que se refiere la variable de temperatura en los generadores de vórtices, y es evidente que se incrementa más la temperatura en la superficie de contacto del fluido con los winglets que con otra región del anillo generador, debido a que en las regiones de los winglets se produce un cambio de presiones, permitiendo al fluido aumentar su turbulencia ergo su capacidad de transmitir el calor por convección.

Figura 75

Perfil de Temperaturas en los GVLS de 8 winglets

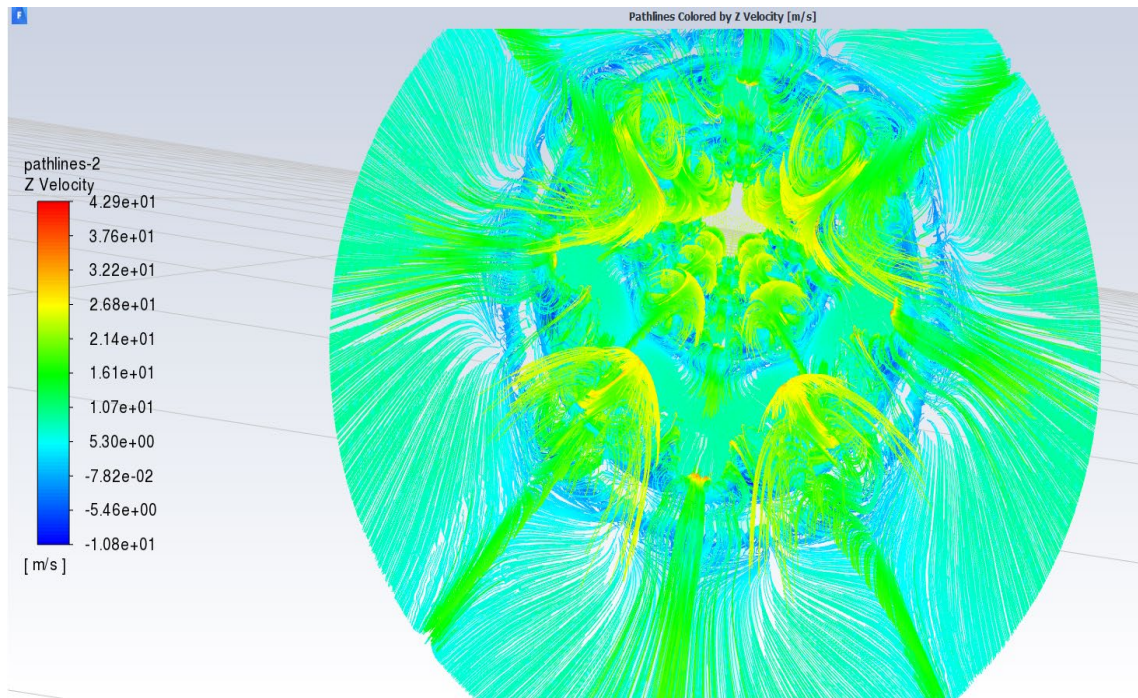


Nota. El incremento de la temperatura en las crestas de los winglets se debe al aumento de turbulencia.

En la **figura 76**, podemos observar la formación de vórtices longitudinales y su intensidad y velocidad, formando remolinos alrededor del eje Z de desenvolvimiento de fluido interno, y destaca que existe mayor intensidad cuando entran y salen de los winglets, debido a que el cambio de presiones producido por la geometría del diente, permite al fluido cambiar su dirección de fluido y mezclarse formando remolinos de alta energía mejorando la transferencia de calor en estas regiones del fluido.

Figura 76

Vórtices longitudinales formados con 8 winglets



Nota. Formación de generadores de vórtices longitudinales.

Capítulo V – Análisis Económico

Para determinar los beneficios y pérdidas de la inversión realizada por el estudiante, ese elaboro un análisis financiero en el que se detallan los costos directos e indirectos del proyecto.

Costos directos

Abarcan los costos de honorarios a profesionales, remuneración a no profesionales y estudiantes, costos de instrumentación, costos de materiales y equipos y pruebas de funcionamiento.

Honorarios a profesionales

Estos costos son asumidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas “ESPE” y se detallan en la Tabla 13.

Tabla 13

Honorarios para profesionales de la Universidad

Nombre	Cargo	Tiempo (horas)	Valor hora (USD)	Costo total (USD)
Ing. Luis Carrión Matamoros.	Director	48	8	384
Ing. Roberto Buenaño.	Laboratorista	48	8	384
			Total (USD)	768

Remuneración de no profesionales

A partir de este punto todos los costos directos serán asumidos voluntariamente por el estudiante.

Tabla 14

Remuneración a No Profesionales

Nro.	Función	Tiempo (horas)	Valor hora (USD)	Costo total (USD)
1	Operador Torno	8	10	80
2	Soldador TIG	8	25	200
3	Operador Fresa	8	10	80

Total (USD)	360
--------------------	------------

Remuneración Estudiante

Se reconoce el trabajo realizado por el estudiante y se detalla en la **Tabla 15**.

Tabla 15

Remuneración a estudiante

Nombre	Cargo	Tiempo (horas)	Valor hora (USD)	Costo total (USD)
Sr. Roberto Auz.	Estudiante	400	4	1600
			Total (USD)	1600

Costo de Instrumentación

Los costos pertenecientes a la instrumentación utilizada en el proyecto se detallan en la

Tabla 16.

Tabla 16

Costo de la instrumentación utilizada

Nro.	Descripción	Cantidad	Precio unitario (USD)	Total (USD)
1	Resistencia R1- 1 Ohmios	14	0.25	3.50
2	Resistencia R2- 180 Ohmios	14	0.25	3.50
3	RV1 Potenciómetro de precisión 100 K Ohmios	14	0.75	10.5
4	Arduino Uno	2	15	30.00
5	LM358N	14	0.60	8.40
6	Socket para LM358N	14	0.50	7.00
7	Terminal (bornera)	14	0.50	7.00
8	Placa electrónica perforada	3	4.25	12.75
9	Cable de timbre (Metros)	20	0.25	5
10	Cautín para soldadura y estaño	1	7.50	7.50
11	Fuente de poder 110V	1	25.50	25.50

12	Termocuplas tipo J	14	15	210
13	Termistores 1Mpa	2	30.48	60.96
			Total (USD)	391.61

Costo de Materiales y Equipos

El detalle de costos de los materiales y equipos utilizados en el proyecto se detallan a continuación en la **Tabla 17**.

Tabla 17

Costo de Materiales y Equipos

Nro.	Descripción	Cantidad	Precio unitario (USD)	Total (USD)
1	Tubería de acero HTW Husky	1	35	35
2	Tubo de aluminio	1	50	50
3	Acero para bridas	1 placa	15	15
4	Aluminio para bridas	1 placa	25	25
5	Pernos M3x35 inox	16	0.35	5.60
6	Permatex	1	3.50	3.50
7	Silka 999	1	9	9
8	Teflón industrial	2	2.50	5.00
9	Poliamida 77	1 cartucho	30.23	30.23
10	Motor 7.5 HP	1	130	130
11	Bancada de motor	1	50	50
12	Conexiones ¾ tee inox	6	2.57	15.42
13	Neplos ¾ x 2"	2	2.50	5.00
14	Aluminio para Reductores	1	30	30
15	Manguera inox de escape	1	45	45
16	Bushings NPT ¾ a ¼	6	1.23	7.38
17	Manguera de exosto	1	33	33
18	Aceite 10w30 1/4	1	7.50	7.50
19	Gasolina Extra (Galones)	4	2.35	9.40
			Total (USD)	422

Costos Indirectos

Los costos referentes a servicios básico, transporte, etc., se detallan en la **Tabla 18**.

Tabla 18

Costo Indirectos de Fabricación

Nro.	Descripción	Cantidad	Precio unitario (USD)	Total (USD)
1	Combustible	1	150	150
2	Transporte	1	50	50
3	Servicios Básicos	1	30	30
4	Parqueadero	1	25	25
5	Alimentación	1	25	25
6	Varios	1	60	60
Total (USD)				340

Costo Total del Proyecto

Tabla 19

Total Costos Directos

Nro.	Descripción	Costo total (USD)
1	Honorarios a profesionales	768
2	Remuneración de no profesionales	360
3	Remuneración Estudiantes	1600
4	Costo de Instrumentación	391.61
5	Costo de Materiales y Equipos	422
Total		3541.61

Tabla 20

Total Costos Indirectos

Nro.	Descripción	Costo total (USD)
1	Costos indirectos de fabricación	340
Total		340

Tabla 21*Costo total*

Nro.	Descripción	Costo total (USD)
1	Costos Directos	3541.61
2	Costos Indirectos	340
Total		3881.61

En la **Tabla 21** se detalla el total y refleja la suma de los costos directos e indirectos del proyecto, dando un total de 3881.61 dólares americanos, de los cuales 2708 dólares americanos es un valor representativo, ya que se considera honorarios de los docentes, que son cubiertos por la Universidad de las Fuerzas Armadas- ESPE y honorarios del estudiante, la inversión para la elaboración de este proyecto de titulación considerando remuneración de no profesionales, instrumentación, materiales y equipo, además de los costos indirectos de fabricación es de 1173.61 dólares americanos.

Capítulo VI-Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

- El efecto de numero de Winglets en los GVL's sobre Nu y TEF es el más significativo. La presencia de pares de aletas mejora Nu. Un numero de winglets mayor da como resultado un mayor Nu, independientemente de Re.
- Al considerar el aumento de f como una penalización, el TEF se vuelve máximo con 8 winglets. El TEF con 8 winglets alcanza el valor de 1.26 en $Re=11000$, que es muy impresionante para las propiedades de los gases de escape. Los resultados sugieren que la TEF es más alto a una Re más pequeño y más número de Winglets ya que las aletas son más efectivas para generar turbulencia en dichos regímenes.
- Los resultados experimentales muestran que la transferencia de calor se puede mejorar significativamente con un numero de Winglets mayor. El Nu aumenta con Re independientemente de la configuración de la separación entre GVL. Número máximo logrado en la parte experimental de esta tesis fue 245 con 8 winglets.
- Existe un incremento en la temperatura de la superficie de los GVL provocado por un cambio de presiones, permitiendo al fluido aumentar su turbulencia ergo su capacidad de transmitir el calor por convección. Máximo simulado de hasta $153\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el primer anillo del ensayo de 4GVL, debido que es el primero que recibe el flujo máximo. Se noto en la simulación que a mayor número de Winglets menor temperatura en la pared de los GVL. Probablemente por el reparto uniforme de la vorticidad en más dientes.

- La experimentación y la simulación sugiere que existe un límite para el número de winglets antes de que comience a ser eficiente, como podemos observar en la figura 55 tienden a converger a un valor promedio de 300 pasado los 6 winglets por anillo.

Recomendaciones

- Para lograr una mayor fiabilidad de los resultados experimentales se recomienda usar una tarjeta DAQ con más entradas analógicas evitando el uso de Arduinos y delay al transmitir datos.
- Se recomienda fabricar los GVL's de materiales no ferrosos como cobre o aluminio, maquinados por corte de hilo, ya que los gases de escape es una sustancia muy corrosiva.
- Para la toma de lecturas de presiones se recomienda invertir en sensores con mayor rango de resolución y sensibilidad sugerida de 0.01 Pa ya que los gases al ser comprimibles producen presiones dinámicas muy bajas para ser leídas por los sensores convencionales.
- Para la realización de las prácticas de laboratorio se recomienda desplazar el equipo con precaución, para evitar cualquier golpe o daño.
- Se recomienda calibrar los sensores con los potenciómetros antes de cada corrida o ensayo con el equipo.

Referencias

- ANSYS, r. A. (2015). *User's Guide, Ansys, Inc.*
- Bergman, T. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass transfer*. John Wiley & Sons.
- Biocab. (n.d.). Retrieved from http://biocab.org/Transferencia_calor.html#anchor_21
- Biswas, G. (1996). Numerical and experimental determination of flow structure and heat transfer effects of longitudinal vortices in a channel flow. *Int. Heat Mass Transfer*, 3441-3451.
- Celik, I. B. (2008). Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD application. *J. Fluids Eng.*, 1-4.
- Edwin Alzate, J. M. (2007). MEDICIÓN DE TEMPERATURA: SENSORES TERMOELÉCTRICOS. *Scientia et Technica Año XII*, 2-3.
- Fiebig, M. (1998). *Vortices, generators and heat transfer*. Trans IchemE.
- Gupta, M. (2010). . *Numerical Study of Heat Transfer Enhancement in a Plate-Fin Heat Exchanger using Rectangular Winglet Type Vortex Generator*. India: Department of Mechanical Engineering. National Institute of Technology.
- Holman, J. (1999). *Transferencia de calor*. Ciudad de Mexico: Continental.
- Incropera, F. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. Ciudad de Mexico: Prentice Hall.
- Kattea, W. (2012). *An experimental study on the effect of shape and location of vortex generators ahead of a heat exchanger*. Al-Khwarizmi Engineering Journal.
- Kern, D. (1999). *Procesos de transferencia de calor*. Ciudad de Mexico: Continental.
- Lotfi, B., Min, Z., & Sundén, B. &. (2014). *3D numerical investigation of flow and heat transfer characteristics in smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers using new type vortex generators*. *Energy*.
- S.Ali. (2015). Heat transfer and mixing enhancement. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 250-264.
- Welty, J. (1978). *Transferencia de calor aplicada a la ingenieria*. Ciudad de Mexico: Limusa.
- Zhai, C. (2019). Parametric study of major factors affecting heat transfer enhancement in a circular tube with vortex generator pairs. *Applied Thermal Engineering*, 330-340.

Anexos