



Estudio experimental y computacional de la transferencia de calor de un intercambiador tipo tubos concéntricos de aire – agua implementando generadores de vórtice.

Altamirano Acosta, Kevin Francisco

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Mecánica

Trabajo de integración curricular, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico

Ing. Luis Miguel Carrión Matamoros. PhD

08 de febrero del 2023



CERTIFICADO DE ANÁLISIS
magister

TESIS ALTAMIRANO FRANCISCO

6%
Similitudes



0% Texto entre comillas
0% similitudes entre comillas
2% Idioma no reconocido

Nombre del documento: TESIS ALTAMIRANO FRANCISCO.pdf
ID del documento: 7b891ee522158b01bf9ceda75e02b9437fd8410
Tamaño del documento original: 2.99 Mo

Depositante: LENIN ROMULO ABATTA JACOME
Fecha de depósito: 24/2/2023
Tipo de carga: interfase
fecha de fin de análisis: 24/2/2023

Número de palabras: 16.624
Número de caracteres: 101.502

Ubicación de las similitudes en el documento:



Fuentes principales detectadas

N°	Descripciones	Similitudes	Ubicaciones	Datos adicionales
1	repositorio.espe.edu.ec Desarrollo y validación experimental de un modelo matem... http://repositorio.espe.edu.ec/8080/bitstream/21000/29197/5/T-ESPE-052196.pdf.txt 7 fuentes similares	2%		Palabras idénticas : < 2% (374 palabras)
2	repositorio.uta.edu.ec Estudio de embalaje de productos con película termocongl... http://repositorio.uta.edu.ec/jspui/bitstream/123456789/1603/1/Tesis L. M. 81 - Alvarez Cruz Dorian Ge... 1 fuente similar	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (110 palabras)
3	repositorio.usta.edu.co https://repositorio.usta.edu.co/bitstream/handle/11634/2863/Guillenedinson2015.pdf?sequence=1&isA... 9 fuentes similares	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (83 palabras)
4	coggle.it TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN - Coggle Diagram https://coggle.it/diagram/Y44KGfDy3PHKu0/t/transferencia-de-calor-por-conveccion#:~:text=Conve... 2 fuentes similares	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (68 palabras)
5	hdl.handle.net Estudio técnico para determinar la conveniencia de sustituir un int... http://hdl.handle.net/10810/20759 2 fuentes similares	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (70 palabras)

Fuentes con similitudes fortuitas

N°	Descripciones	Similitudes	Ubicaciones	Datos adicionales
1	hdl.handle.net Diseño y simulación de un intercambiador de calor de placas para L... http://hdl.handle.net/10902/14720	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (35 palabras)
2	repositorio.espe.edu.ec Automatización de la adquisición de datos y control del ba... http://repositorio.espe.edu.ec/8080/bitstream/21000/664/6/T-ESPE-027473.pdf.txt	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (34 palabras)
3	www.unet.edu.ve TRANSFERENCIA DE CALOR http://www.unet.edu.ve/~fenomenoF_DE_T-165.htm	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (35 palabras)
4	dspace.espocho.edu.ec Diseño y Construcción de un Intercambiador de Calor de Tu... http://dspace.espocho.edu.ec/bitstream/123456789/19813/96/T00160.pdf.txt	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (26 palabras)
5	rua.ua.es https://rua.ua.es/dspace/bitstream/10045/34475/1/Mecanismos de transmisión de calor (CONDUCCIO...	< 1%		Palabras idénticas : < 1% (17 palabras)



Este código QR corresponde a:
LUIS MIGUEL CARRION
MATAMOROS

Ing. Carrión Matamoros Luis Miguel PhD.
C.C: 1103574677



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Mecánica

Certificación

Certifico que el trabajo de Integración curricular: "Estudio experimental y computacional de la transferencia de calor de un intercambiador tipo tubos concéntricos de aire - agua implementando generadores de vórtice" fue realizado por el señor Altamirano Acosta Kevin Francisco, el mismo que cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, además fue revisado y analizado en su totalidad por la herramienta de prevención y/o verificación de similitud de contenidos; razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que se lo sustente públicamente.

Sangolquí, 24 de febrero de 2023



Ing. Carrión Matamoros Luis Miguel PhD.
C.C: 1103574677



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Mecánica

Responsabilidad de Autoría

Yo, **Altamirano Acosta Kevin Francisco**, con cédula de ciudadanía N° 1724150550 declaro que el contenido, ideas y criterios del trabajo de integración curricular: **“Estudio experimental y computacional de la transferencia de calor de un intercambiador tipo tubosconcéntricos de aire - agua implementando generadores de vórtice”** es de nuestra 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 referenciando las citas bibliográficas.

Sangolquí, 24 de febrero de 2023

.....
Altamirano Acosta Kevin Francisco

C.C.: 1724150550



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Mecánica

Autorización de Publicación

Yo, **Altamirano Acosta Kevin Francisco**, con cédula de ciudadanía N° 1724150550 autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de integración curricular: **“Estudio experimental y computacional de la transferencia de calor de un intercambiador tipo tubos concéntricos de aire - agua implementando generadores de vórtice”** en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Sangolquí, 24 de febrero de 2023

.....
Altamirano Acosta Kevin Francisco

C.C.: 1724150550

Dedicatoria

A mis padres, Francisca y Oswaldo, por su amor, su apoyo incondicional y por haberme brindado todas las herramientas necesarias para que pudiera alcanzar este logro. Sus consejos, su paciencia y su cariño han sido fundamentales en mi formación y en mi desarrollo académico.

A mi madrina, Myriam, quien desde el inicio de mi vida universitaria me brindó su valiosa orientación y conocimientos, sin los cuales no habría sido posible culminar esta etapa. Su guía fue fundamental para alcanzar los objetivos que me propuse. Siempre estaré agradecido por su paciencia y su dedicación.

A mi novia Carolina, mi compañera de vida y de sueños, quien ha sido mi apoyo constante y mi fuente de motivación en los momentos más difíciles. Gracias por estar a mi lado en este camino y por ayudarme a encontrar el equilibrio entre la vida académica y las demás facetas de mi vida.

A todas las personas que, de una u otra forma, han sido parte de esta experiencia, gracias por su aliento y por creer en mí.

Agradecimientos

En primer lugar, a mis padres, por su amor incondicional, su apoyo inquebrantable y por ser mi fuente de inspiración. Este logro es también de ustedes.

A mi tutor de tesis, Luis Carrion, por su orientación, paciencia y dedicación en la dirección de este trabajo. Gracias por compartir su conocimiento y experiencia, por su disposición constante y por ayudarme a mejorar en cada etapa del proceso.

A los docentes de los laboratorios, por su valiosa contribución al desarrollo de mis habilidades y conocimientos técnicos. Gracias por su tiempo y dedicación, por compartir su experiencia y conocimiento en cada práctica y por ayudarme a superar los desafíos que se presentaron.

A mis compañeros, por su amistad, su apoyo y su motivación. Gracias por compartir conmigo esta experiencia única, por hacer que cada día en la universidad sea especial y por ayudarme a mantener la perspectiva durante los momentos más difíciles.

Índice de contenido

Certificación anti plagio.....	2
Certificación Tutor Académico	3
Responsabilidad de autoría	4
Autorización de publicación	5
Resumen.....	16
Abstract	17
Capítulo I. Generalidades	18
Antecedentes	18
Objetivos.....	21
<i>Objetivo general</i>	21
<i>Objetivos específicos:</i>	21
Justificación e importancia	21
Alcance.....	22
Capítulo II. Marco Teórico.....	23
Generalidades	23
Transmisión de calor por Conducción.....	23
Transmisión de calor por Convección	25
Transmisión de calor por Radiación.....	26
Potencia Emisiva Superficial	26

Ley de Boltzmann.....	26
Emisividad	27
Irradiación	27
Absortividad.....	27
Balance de Energía.....	28
Energía Almacenada, E_{alm}	29
Energía Generada E_g	29
Balance de energía en una superficie	30
<i>Propiedades térmicas de la materia</i>	30
<i>Propiedad Termodinámica</i>	30
Difusividad Térmica.....	30
Conducción unidimensional en estado estable	30
<i>Balance de Energía</i>	30
<i>Ecuación de Distribución de temperatura</i>	31
<i>Ecuación de Fourier</i>	31
Coeficiente global de T.C : U	31
Números Adimensionales.....	32
Número de Nusselt	32
Número de Prandtl	33
Número de Reynolds.....	34

	10
Número de Nusselt turbulento	34
Intercambiadores de calor	35
Tipos de intercambiadores de calor.....	35
Tipos de flujos	37
<i>Flujo en contracorriente</i>	37
<i>Flujo en paralelo</i>	38
Ecuación de transferencia de calor.....	38
Vórtices y generadores de vórtices.....	39
Simulación Numérica	40
Ecuación de continuidad.....	40
Ecuación de momentum (Navier-Stokes)	41
Condiciones de contorno	42
Modelo de turbulencia K-épsilon.....	44
Modelo Computacional	45
Método Numérico.....	46
Capítulo III. Metodología.....	48
Descripción del problema	48
Descripción del Intercambiador de calor.....	49
Modelo matemático	49
Resolución Numérica	50

	11
Simulación.....	51
Desarrollo Experimental	59
<i>Construcción de los winglets</i>	59
Configuración utilizada	65
Procedimiento Experimental	65
Instrumentación del intercambiador de calor	67
Procedimiento para la experimentación	73
Código del Programa de adquisición de datos	74
Capítulo IV. Análisis de Resultados	75
Análisis de la Simulación	75
Análisis Experimental.....	81
<i>Intercambiador de calor sin winglets</i>	81
<i>Perfil de Temperatura experimental</i>	83
<i>Intercambiador de calor con winglets 3c</i>	85
<i>Intercambiador de calor con winglets 5tr</i>	88
Resultados Finales.....	90
Capítulo V. Análisis económico	92
Conclusiones	94
Recomendaciones.....	95
Bibliografía	97

Índice de Tablas

Tabla 1 <i>Variables para la simulación</i>	75
Tabla 2 <i>Variables a consideras en ronda de experimentación sin winglets</i>	83
Tabla 3 <i>Variables a consideras en ronda de experimentación con winglets 3c</i>	86
Tabla 4 <i>Variables a consideras en ronda de experimentación con winglets 5tr</i>	88
Tabla 5 <i>Costos Directos (Materiales y equipos)</i>	92
Tabla 6 <i>Costos Directos (Construcción)</i>	93
Tabla 7 <i>Costos Indirectos</i>	93
Tabla 8 <i>Costo por asesorías</i>	93
Tabla 9 <i>Costo total del proyecto</i>	94

Índice de figuras

Figura 1 <i>Flujograma de la metodología de trabajo</i>	48
Figura 2 <i>Dimensiones geométricas del intercambiador de calor</i>	49
Figura 3 <i>Geometría del intercambiador de calor</i>	51
Figura 4 <i>Condiciones de entrada y salida</i>	52
Figura 6 <i>Dominios del intercambiador</i>	52
Figura 7 <i>Mallado del intercambiador</i>	53
Figura 8 <i>Setup ANSYS</i>	54
Figura 9 <i>Modelo de turbulencia k-épsilon</i>	54
Figura 10 <i>AISI 1040 carcasa</i>	55
Figura 11 <i>ASTM A36 winglets</i>	55
Figura 12 <i>Velocidad y temperatura inicial del fluido caliente</i>	56
Figura 13 <i>Velocidad y temperatura inicial del fluido frío</i>	56
Figura 14 <i>Convergencia intercambiador de calor sin winglets</i>	57
Figura 15 <i>Contorno temperaturas intercambiador de calor sin winglets</i>	57
Figura 16 <i>Chart de fluido caliente y fluido frío</i>	58
Figura 17 <i>Cortadora laser bodor de planchas y tubos</i>	59
Figura 18 <i>Winglet de 3 aletas cuadrada. Winglet 3c</i>	59
Figura 19 <i>Dimensiones winglet 3c</i>	60
Figura 20 <i>Corte laser tubo</i>	60
Figura 21 <i>Retiro de rebaba winglet 3c</i>	61
Figura 22 <i>Winglet 3c sin rebaba</i>	61
Figura 23 <i>Winglet 3c finalizado</i>	62
Figura 23 <i>Winglet de 5 aletas tipo triangulo recto winglet 5tr</i>	62

Figura 24 Dimensiones Winglet 5tr.....	63
Figura 25 Retiro rebaba winglet 5tr.....	63
Figura 26 Winglet 5tr sin rebaba	64
Figura 27 Winglet 5tr finalizado	64
Figura 28 Configuración de winglets dentro del IC	65
Figura 29 Banco de Prueba PLINT TE-46	66
Figura 30 Especificaciones del microcontrolador ESP32	67
Figura 31 Termocupla tipo J	68
Figura 32 Termocupla tipo K y modulo MAX6675	69
Figura 33 Esquema de conexión termocupla tipo K y modulo MAX6675	¡Error! Marcador no definido.
Figura 34 Sensor DS18B30	70
Figura 35 Esquema de conexión sensor DS18B20.....	¡Error! Marcador no definido.
Figura 36 Sensor de flujo de agua 3/4" FS300A.....	71
Figura 37 Esquema de conexión sensor de flujo de agua	¡Error! Marcador no definido.
Figura 38 Tubo en U	72
Figura 39 Pitot.....	72
Figura 40 Tubo de Pitot para medir velocidad.....	73
Figura 41 Contornos de temperatura simulaciones	76
Figura 42 Líneas de corriente simulaciones	77
Figura 43 Streamlines winglets simulación.....	78
Figura 44 Contorno de temperatura winglets simulación	78
Figura 45 Perfil de temperaturas fluido caliente a lo largo del intercambiador simulaciones	79
Figura 46 Perfil de temperaturas fluido frío a lo largo del intercambiador simulaciones	80
Figura 47 Caudal 8 [l/min]	81

Figura 48 <i>Caudal 6 [l/min]</i>	82
Figura 49 <i>Contador de RPM</i>	82
Figura 50 <i>Contador de RPM</i>	83
Figura 51 <i>Perfil de temperaturas ronda de experimentación sin winglets</i>	84
Figura 52 <i>Temperaturas fluido frío ronda sin winglets</i>	84
Figura 53 <i>Temperaturas fluido caliente ronda sin winglets</i>	85
Figura 54 <i>Arreglo winglets 3c</i>	85
Figura 55 <i>Perfil de temperaturas ronda de experimentación con winglets 3c</i>	86
Figura 56 <i>Temperaturas fluido frío ronda con winglets 3c</i>	87
Figura 57 <i>Temperaturas fluido caliente ronda con winglets 3c</i>	87
Figura 58 <i>Arreglo winglets 5tr</i>	88
Figura 59 <i>Perfil de temperaturas ronda de experimentación con winglets 5tr</i>	89
Figura 60 <i>Temperaturas fluido frío ronda con winglets 5tr</i>	89
Figura 61 <i>Temperaturas fluido caliente ronda con winglets 5tr</i>	90
Figura 62 <i>Fluido frío vs Experimentaciones</i>	91

Resumen

Se realizó un estudio experimental y computacional de la transferencia de calor en un intercambiador de calor de tubos concéntricos con la implementación de generadores de vórtice. Se llevó a cabo un estudio bibliográfico detallado de los generadores de vórtice y sus geometrías utilizados en la industria, encontrando que estos dispositivos tienen un gran potencial para mejorar la eficiencia de los sistemas de transferencia de calor. El desarrollo del modelo computacional CFD mediante ANSYS permitió simular el flujo rotante y la transferencia de calor por convección en el intercambiador de calor con generadores de vórtice. Se logró validar el modelo computacional con los datos experimentales obtenidos, lo que permitió establecer la precisión y el alcance del modelo en la predicción de la transferencia de calor y su aplicabilidad en el diseño de intercambiadores de calor con generadores de vórtice. Se evidenció que incorporar generadores de vórtice en un cambiador de calor de tubos concéntricos para el intercambio de aire y agua, propició un aumento en la transferencia térmica en el cambiador, lo que se reflejó en una mejora del rendimiento del sistema de hasta un 47.6%, en comparación con los intercambiadores que no cuentan con estos dispositivos de generación de vorticidad. Asimismo, se logró modelar con éxito el proceso de convección forzada para un flujo rotacional en régimen turbulento, utilizando generadores de vórtice. El estudio contribuyó al desarrollo de un modelo computacional que puede ser utilizado en el diseño de intercambiadores de calor con generadores de vórtice, lo que podría tener un impacto significativo en la industria de transferencia de calor.

Palabras clave: Generadores de vórtice, Transferencia de calor, Intercambiador de calor.

ANSYS, Modelo computacional.

Abstract

An experimental and computational study of heat transfer in a concentric tube heat exchanger with the implementation of vortex generators was carried out. A detailed bibliographic study of vortex generators and their geometries used in the industry was carried out, finding that these devices have a great potential to improve the efficiency of heat transfer systems. The development of the CFD computational model using ANSYS allowed simulating the rotating flow and convective heat transfer in the heat exchanger with vortex generators. The computational model was validated with the experimental data obtained, which allowed establishing the accuracy and scope of the model in the prediction of heat transfer and its applicability in the design of heat exchangers with vortex generators. It was shown that incorporating vortex generators in a concentric tube heat exchanger for air and water exchange led to an increase in heat transfer in the exchanger, which was reflected in an improvement in system performance of up to 47.6%, compared to exchangers that do not have these vortex generation devices. Likewise, the forced convection process was successfully modeled for a rotational flow in turbulent regime, using vortex generators. The study contributed to the development of a computational model that can be used in the design of heat exchangers with vortex generators, which could have a significant impact on the heat transfer industry.

Keywords: Vortex generators, Heat transfer, Heat exchanger, ANSYS, Computational model.

Capítulo I. Generalidades

Antecedentes

Existen diferentes aplicaciones en la industria de la ingeniería que requieren la adición o eliminación de calor y se utiliza una amplia variedad de dispositivos de intercambio de calor para diferentes aplicaciones. El mejorar el rendimiento del coeficiente de transferencia de calor se vuelve esencial en todas las aplicaciones. La mayoría de los dispositivos térmicos, como turbinas de gas de alta temperatura, intercambiadores de calor, equipos electrónicos y la transferencia de calor por convección juega un papel importante en la mayoría de las aplicaciones de ingeniería.

Para lograr un mayor coeficiente de transferencia de calor, es necesario que la superficie del flujo de transferencia de calor sea turbulenta.

Los generadores de vórtice son dispositivos utilizados en la industria de la ingeniería para crear turbulencia en el flujo de fluido. Estos dispositivos son responsables de mejorar el rendimiento del coeficiente de transferencia de calor en intercambiadores de calor y otros dispositivos térmicos.

Los generadores de vórtice se utilizan principalmente en el lado del gas de los intercambiadores de calor, ya que en este lado existe una alta resistencia térmica y, por lo tanto, la necesidad de aumentar la transferencia de calor es mucho mayor que en el lado del líquido.

La investigación en el campo de los generadores de vórtice ha demostrado que el uso de estos dispositivos puede aumentar significativamente el coeficiente de transferencia de calor en los intercambiadores de calor. Además, los generadores de vórtice también se utilizan en aplicaciones de ingeniería como la recuperación de calor de procesos industriales y la generación de energía.

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 debido a varios factores tales como: propiedades físicas como la conductividad térmica y la viscosidad dinámica, 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 operación. Traduciendo todo esto a desperdicio de energía y generación de costos adicionales.

Se utiliza un intercambiador de calor de generador de vórtice para la recuperación de calor de escape de diésel. Se utiliza veinte generadores de vórtice con un ángulo de ataque de 30° para aumentar la recuperación de calor para aumentar la recuperación de calor, así como la contrapresión baja en el escape. Los experimentos están preparados para cinco cargas de motor (0, 20, 40, 60 y 80% de plena carga), dos cantidades de gases de escape (50 y 100%) y cuatro caudales máscicos de agua (50, 40, 30 y 20 g/ s).

Se investigó numéricamente el flujo y la transferencia de calor en un canal con un tubo circular incorporado y un par de VG delta-winglet. Encontraron una mejora significativa en la transferencia de calor inmediatamente aguas abajo del tubo. Los resultados de su estudio sugieren que el uso de VG delta-winglet es una técnica efectiva para mejorar la transferencia de calor en sistemas de tubos y canales. Este estudio aporta una mayor comprensión del comportamiento del flujo y la transferencia de calor en sistemas de tubos y canales con VG delta-winglet y proporciona una base para el diseño de intercambiadores de calor más eficientes.

Se estudio CFD y la validación experimental del rendimiento del intercambiador de calor con canales generadores de vórtice. Llevaron a cabo un análisis de experimentación sobre la transferencia de calor promedio de las superficies superior e inferior con un par de generadores de vórtices longitudinales con aletas delta perforados directamente desde la placa en diferentes ángulos de ataque de 15, 30, 45, 60 respectivamente. Compararon los valores experimentales y obtenidos numéricamente en su artículo. Los resultados experimentales muestran que el número de Nusselt promedio en las superficies aumenta con el aumento de los ángulos de ataque. Los valores experimentales y numéricos revelan que el flujo transversal de la corriente de aire a través de los orificios perforados perturba el flujo de aire en el canal inferior y mejora la transferencia de calor en la superficie inferior de la aleta.

Se promueve la mejora de la transferencia de calor en un intercambiador de calor de tubo en tubo utilizando un generador de vórtice tipo ala rectangular. Se utilizó un generador de vórtices de tipo ala rectangular para interrumpir el crecimiento de la capa límite térmica y mejorar la tasa de transferencia de calor. Al variar el parámetro, se calculó el coeficiente de transferencia de calor y, al comparar todos los resultados, se logró el tamaño óptimo del ala rectangular.

Se investigó un novedoso generador de vórtice flexible (FVG) en conducto circular y realizó estudios numéricos sobre sus propiedades de mezcla y transferencia de calor. En su estudio, se investigaron dos casos de VG: uno que utilizaba un generador de vórtice flexible (FVG) y el otro que utilizaba un generador de vórtice convencional rígido e indeformable (RVG). De la comparación del número de Nusselt, se notó que el 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. Estos resultados indican que el uso de un generador de vórtice flexible puede ser una técnica efectiva para mejorar la transferencia de calor en conductos circulares.

Objetivos

Objetivo general

Desarrollar un estudio experimental y computacional de la transferencia de calor por convección en un intercambiador de calor implementando generadores de vórtice.

Objetivos específicos:

- Realizar un estudio bibliográfico de generadores de vórtice y sus geometrías utilizadas en la industria.
- Modelar el proceso de convección forzada para un flujo rotacional en régimen turbulento implementando generadores de vórtice.
- Desarrollar el modelo computacional CFD mediante ANSYS, de un flujo rotante aplicado a la transferencia de calor por convección en un intercambiador de calor mediante las ecuaciones de Navier-Stokes, de continuidad y de la energía.

Justificación e importancia

La importancia de este proyecto de titulación se basa en estudiar el uso de las variables térmicas de transferencia de calor, de un intercambiador tipo tubos concéntricos de aire - agua implementando generadores de vórtice, tomando en cuenta 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.

Como solución para reducir la resistencia térmica se utilizan dos tipos de anillos de winglets los cuales consta de ala delta y el segundo de ala rectangular.

Los generadores de vórtices son pequeños anillos con placas en distintos ángulos y formas (rectangular, delta) los cuales están instalados dentro del tubo del intercambiador de calor cuyo objetivo es mejorar la transferencia de calor. Los vórtices se generan como resultado de un fuerte flujo

secundario del remolino causado por la separación del flujo y la fricción. Estos causan remolinos de flujo y desestabilización, modificando la capa límite.

Las simulaciones numéricas por su parte permiten analizar la región de influencia de un generador de vórtices, tanto hacia los costados como por detrás del mismo. El análisis integral realizado permite estimar que el incremento en la tasa de transferencia de calor en el área delimitada por esas cotas es casi tres veces aquella de la misma área, pero sin la presencia del generador.

Alcance

El alcance de este proyecto será la validación del modelo matemático y computacional con la experimentación usando diferentes geometrías de generadores de vórtice. Para ello se obtendrá curvas de comportamiento del aumento de la transferencia de calor y de la eficiencia del intercambiador de calor.

Debido a que la transferencia de calor entre aire caliente o gases de combustión y líquido carece de eficiencia ya que se necesita de grandes superficies para su aplicación, se estudia el uso de ayudas tecnológicas como generadores de vórtice para su incremento de eficiencia.

Por esta razón, se decidió estudiar el intercambio de calor entre los gases de combustión otorgados por un el motor de gasolina MARCA: Villiers F.15, DIÁMETRO: 65 mm, CARRERA: 44 mm, relación de compresión: 8.5:1 y agua a temperatura ambiente en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE sede Sangolquí, en el laboratorio de termodinámica de la facultad de mecánica y energía.

Capítulo II. Marco Teórico

Generalidades

El calor se la puede definir como la energía cinética total de cualquiera de los átomos o moléculas de una sustancia. En cambio, la temperatura se define como la cantidad de energía cinética promedio que poseen los átomos y moléculas individuales en una sustancia.

Cuando se añade calor a una sustancia, sus átomos o moléculas se mueven más rápido y su temperatura se eleva, o viceversa. Lo que se busca idealmente es encontrar la velocidad de la transferencia de calor, por lo que la termodinámica estudia los estados de equilibrio y los cambios de un estado a otro.

Cuando dos cuerpos a diferentes temperaturas se ponen en contacto entre sí, se inicia la transferencia de calor desde el cuerpo de más alta temperatura al de menor temperatura. La transferencia de energía térmica puede ocurrir de tres maneras distintas: conducción, convección y radiación.

Transmisión de calor por Conducción

El calor se trasmite de la región de mayor temperatura a la de menor temperatura, la transferencia de calor se detiene cuando los dos medios alcanzan la misma temperatura. La transferencia de calor por conducción es posible en los estados sólido, líquido y gaseoso. En el caso de los líquidos y gases, este proceso se debe a las colisiones y movimientos aleatorios de las moléculas. En los sólidos, en cambio, la conducción se produce gracias a la combinación de las vibraciones de las moléculas, que se encuentran ubicadas en posiciones fijas dentro de una red cristalina, y al transporte de energía a través de los electrones libres.

La ley fundamental de la conducción del calor, desarrollada por Joseph Fourier, afirma que la cantidad de calor transferido por conducción en una dirección determinada es proporcional al área perpendicular a la dirección del flujo de calor y al gradiente de temperatura presente en dicha dirección

El signo – es consecuencia de que el calor que se transfiere en dirección de la temperatura decreciente.

k: conductividad térmica $\left[\frac{W}{m \cdot K}\right]$, característica del material.

$q''_x \left[\frac{W}{m^2}\right]$: La cantidad de calor transferido por unidad de área en una dirección perpendicular a la dirección de transferencia se puede definir como la velocidad de transferencia de calor. Esta velocidad está directamente relacionada con el gradiente de temperatura presente en la dirección de transferencia.

Para condiciones de estado estable el gradiente se transforma:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (1)$$

Por lo que el flujo de calor es:

$$q''_x = k \frac{T_1 - T_2}{L} \quad (2)$$

$$q''_x = k \frac{\Delta T}{L} \quad (3)$$

La cantidad de calor que se transfiere a través de una pared plana de área A por unidad de tiempo se puede representar como $q_x(W)$ donde W representa los vatios de energía transferidos:

$$q_x = q''_x * A \quad (4)$$

Transmisión de calor por Convección

Si hay una diferencia de temperatura en un líquido o gas, se puede generar un movimiento en el fluido. Dicho movimiento transfiere calor de una parte del fluido a otra por un proceso que se denomina convección. Existen dos tipos de convección:

a) Convección libre o natural: ocurre cuando la fuerza motriz procede de la variación de densidad en el fluido como consecuencia del contacto con una superficie a diferente temperatura, lo que da lugar a fuerzas ascensionales, el fluido próximo a la superficie adquiere una velocidad debida únicamente a esta diferencia de densidades, sin ninguna fuerza motriz exterior.

b) Convección forzada: ocurre cuando un fluido es movido por una fuerza externa con una velocidad (v) sobre una superficie con una temperatura T_s distinta a la del fluido T_f . Debido a que la velocidad del fluido en la convección forzada es mayor que en la convección natural, se puede transferir una mayor cantidad de calor para una misma diferencia de temperatura.

Ya sea que la convección sea natural o forzada, la cantidad de calor transferido, Q_c , puede ser expresada utilizando la Ley de Enfriamiento de Newton.

$$Q_c = h A (T_s - T_f) \quad (5)$$

Donde:

h = Representa el coeficiente de transferencia de calor por convección en la interfaz sólido-líquido, expresado en unidades de $(w/m^2 \cdot k)$.

A = Área superficial en contacto con el fluido (m^2).

La ecuación anterior sirve como definición de (h), su valor numérico se tiene que determinar analítica o experimentalmente.

Transmisión de calor por Radiación

La radiación es la emisión de energía en forma de fotones u ondas electromagnéticas por parte de la materia que se encuentra a una temperatura finita, y que es resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas que la componen. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación no necesita un medio de transferencia como una superficie sólida o un fluido en movimiento. La emisión de radiación térmica ocurre en todos los cuerpos cuya temperatura es superior al cero absoluto.

Potencia Emisiva Superficial

La radiación emitida por una superficie proviene de la energía térmica de la materia contenida en la superficie, y su tasa de liberación de energía por unidad de área (expresada en W/m^2) depende de la velocidad a la que se produce la emisión de radiación.

Ley de Boltzmann

Establece que la energía radiante emitida por un cuerpo a una determinada longitud de onda es proporcional a la cantidad de energía disponible en esa longitud de onda y a la temperatura del cuerpo. Matemáticamente, esta ley se expresa como la integración de la distribución espectral de radiación de Planck sobre todas las longitudes de onda posibles para una temperatura dada.

$E_b = \sigma T_s^4$: La superficie se denomina cuerpo negro o radiador ideal de la superficie.

σ : Constante de Boltzmann

$$\sigma = 5.67 * 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$$

T_s : Temperatura absoluta (°K)

Si el flujo de calor emitido por una superficie real es menor que la de un cuerpo negro:

$$E = \varepsilon * \sigma * T_s^4 \quad (6)$$

Emisividad

Es una propiedad que proporciona la eficiencia con la que una superficie emite energía en relación con un cuerpo negro.

La capacidad de un material para emitir radiación térmica, es decir, su emisividad, puede verse influenciada por diversos factores, tales como la composición del material, las propiedades de su superficie y el acabado que presente.

$$\varepsilon: \text{emisividad} \quad 0 \leq \varepsilon \leq 1$$

Irradiación

Sin tomar en cuenta la fuente se designa la velocidad a la que tarda la radiación e incide sobre un área unitaria de la superficie como la irradiación G.

$$G = \sigma * T_s^4 \quad (7)$$

Absortividad

Es una propiedad radiactiva de la superficie que describe la velocidad a la que la energía radiante es absorbida por unidad de área superficial. Esta propiedad depende del material y de la longitud de onda de la radiación incidente, así como de la geometría de la superficie y de las condiciones ambientales. En general, los materiales oscuros y rugosos tienen una absortividad alta, lo que significa que absorben la radiación incidente con mayor eficacia. Por otro lado, las superficies reflectantes y brillantes tienen una absortividad baja, ya que reflejan gran parte de la radiación incidente. La absortividad se utiliza en el cálculo del flujo de calor por radiación en superficies que intercambian calor con su entorno mediante radiación térmica.

$$G_{abs} = \alpha G \quad (8)$$

Donde:

α : absorptividad

G: irradiación

$$\mathbf{G} = \sigma * T_s^4 ; \quad [0 \leq \alpha \leq 1] \quad (9)$$

Suponiendo que la superficie es gris, la velocidad neta de transferencia de calor por radiación desde la superficie expresada por unidad de área de la superficie es:

$$\ddot{q}_{rad} = \frac{q}{A} = \varepsilon * E_b * T_s - \alpha * G = \varepsilon * \sigma * (T_s^4 - T_{atr}^4) \quad (10)$$

Diferencia de energía térmica liberada debido a la emisión por radiación y la que se gana debido a la absorción por radiación. Existen muchas aplicaciones en las que conviene expresar el intercambio neto de calor por radiación en la forma.

$$q_{rad} = h_r * A * (T_s - T_{atr}) \quad (11)$$

$$h_r = \varepsilon * \sigma * (T_s + T_{atr})(T_s^2 + T_{atr}^2) \quad (12)$$

La transferencia de calor desde las superficies puede ocurrir simultáneamente por convección a un gas cercano, y la velocidad total de transferencia de calor desde la superficie se determina por:

$$q = q_{conv} + q_{rad} = h * A * (T_s - T_\infty) + \varepsilon * A * \sigma * (T_s^4 + T_{atr}^4) \quad (13)$$

Balance de Energía

En el análisis de balance de energía se establece un volumen de control. La primera ley se aplica una vez determinado e identificado el volumen de control, una región del espacio limitado por una superficie de control a través de la cual pueden pasar la energía y la materia.

Se aplica la conservación de Energía al Volumen de control:

$$E_{ent} + E_g - E_{sale} = \frac{dE_{alm}}{dt} = E_{alm} \quad (14)$$

Energía Almacenada, E_{alm}

Este tipo de energía se almacena dentro del sistema cuando la temperatura en su interior se incrementa o decrecienta con el tiempo.

$$E_{alm} = \rho * V * C_p * \frac{dT}{d\theta} \quad (15)$$

Donde:

E_{alm} : Energía Almacenada [BTU/h].

ρ : Densidad del material [lb/m³].

V : Volumen [m³].

C_p : Capacidad calorífica [BTU/lb°K].

$\frac{dT}{d\theta}$: Diferencial de temperatura en función del tiempo.

θ : Tiempo.

Energía Generada E_g

Este tipo de energía es el resultado cuando otras formas de energía en el interior del sistema se convierten en energía térmica.

$$E_g = g * V \quad (16)$$

Donde:

g : Tasa de generación por unidad de volumen [w/m³].

V : Volumen [m³].

Ejemplo: fricción, electricidad (resistencia) Reacción combustible.

En el balance solo hay energías térmicas, no hay energías mecánicas ni trabajo.

Balance de energía en una superficie

La E_g y E_{alm} no son relevantes y es necesario tratar el fenómeno superficial.

$$E_{ent} - E_{sale} = 0 \quad (17)$$

$$q''_{cond} - q''_{conv} - q''_{rad} = 0 \quad (18)$$

Propiedades térmicas de la materia

$$k \equiv - \frac{q''_x}{\frac{\partial T}{\partial x}} \quad (19)$$

A medida que aumenta la conductividad térmica, se incrementa el flujo de calor por conducción.

Propiedad Termodinámica

Se relacionan con el estado de equilibrio.

La densidad (ρ) y el calor específico (C_p) .

Difusividad Térmica

Es una importante propiedad que relaciona la conductividad térmica a la capacidad térmica.

$$\alpha = \frac{k}{\rho * C_p} \quad (20)$$

Mide la capacidad de un material para conducir energía térmica en relación con la capacidad de almacenar.

Conducción unidimensional en estado estable

Balance de Energía

$$E_e + E_g - E_s = E_{alm} \quad (21)$$

$$E_e = E_s \quad (22)$$

Si existe energía generada en el interior de la pared:

$$E_g = \rho * V \quad (23)$$

Donde:

ρ : Densidad.

V: volumen .

$$V = A * \Delta x \quad (24)$$

$$E_g = \rho * A * \Delta x \quad (25)$$

Si k=cte.

$$\frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{\rho}{k} = 0 \rightarrow \text{Modelo matemático de la temperatura con generación.}$$

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = 0 \rightarrow \text{Modelo matemático de la temperatura sin generación.}$$

Ecuación de Distribución de temperatura

$$T = -\frac{(T_1 - T_2)}{L}x + T_1 \quad (26)$$

Ecuación de Fourier

$$Q = -kA\left[-\frac{T_2 - T_1}{L}\right] \quad (27)$$

$$Q = -\frac{kA}{L}(T_1 - T_2) \rightarrow \text{Calor constante no depende de } x \quad (28)$$

Coeficiente global de T.C : U

$$q = U * A * \Delta T \quad (29)$$

$$A = 2\pi r_1 L \quad (30)$$

$$U = \frac{1}{\sum R_T} \quad (31)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{r_1}{K_A} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_1}{K_B} \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) + \frac{r_1}{K_C} \ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right) + \frac{r_1}{r_4 h_4}} \quad (32)$$

Números Adimensionales

Los números adimensionales son medidas que se utilizan para comparar cantidades de diferentes magnitudes. En el caso de los intercambiadores de calor, se utilizan números adimensionales para evaluar la eficiencia del intercambiador y para determinar la cantidad de calor que se puede transferir a través de la pared del intercambiador. Algunos de los números adimensionales más comunes utilizados en el análisis de intercambiadores de calor son el número de Nusselt, el número de Prandtl, el número de Grashof y el número de Reynolds.

Número de Nusselt

El número de Nusselt es una medida de la transferencia de calor en un sistema de intercambio de calor. Se utiliza a menudo para evaluar la eficiencia de un intercambiador de calor y se puede calcular a partir de la relación entre el flujo de calor y la resistencia térmica de la pared del intercambiador de calor.

El número de Nusselt se define como el flujo de calor a través de la pared del intercambiador de calor dividido por el flujo de calor que se produce por conducción a través de la pared. Se expresa matemáticamente como:

$$Nu = \frac{\text{Transferencia de calor por conveccion}}{\text{Transferencia de calor por conduccion}}$$

$$Nu = \frac{h \cdot L}{k} = f(Pr, Gr) \quad (33)$$

El número de Nusselt se utiliza a menudo para evaluar la eficiencia de un intercambiador de calor y para determinar la cantidad de calor que se puede transferir a través de la pared del

intercambiador de calor. También se utiliza para diseñar intercambiadores de calor y para optimizar su funcionamiento.

Para realizar un ensayo del número de Nusselt, se necesitan medidas precisas del flujo de calor a través de la pared del intercambiador de calor y de la temperatura en ambos lados de la pared. Estas medidas se pueden obtener utilizando una variedad de instrumentos, como termómetros, termistores y termopares. Una vez que se han recogido estas medidas, se puede utilizar la fórmula del número de Nusselt para calcular el valor del número de Nusselt y evaluar la eficiencia del intercambiador de calor.

Número de Prandtl

El número de Prandtl se utiliza a menudo para evaluar la capacidad de un fluido para transferir calor y para determinar la cantidad de calor que se puede transferir a través de un fluido en un intercambiador de calor. También se utiliza para diseñar intercambiadores de calor y para optimizar su funcionamiento. El número de Prandtl se define matemáticamente como:

$$Pr = \frac{\textit{Velocidad de difusion del momento}}{\textit{velocidad de difusion del calor}}$$

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu \cdot C_p}{k} \quad (34)$$

Para realizar un ensayo del número de Prandtl, se necesitan medidas precisas de la viscosidad cinemática y la conductividad térmica del fluido. Estas medidas se pueden obtener utilizando una variedad de instrumentos, como viscosímetros y termómetros. Una vez que se han recogido estas medidas, se puede utilizar la fórmula del número de Prandtl para calcular el valor del número de Prandtl y evaluar la capacidad del fluido para transferir calor.

Número de Reynolds

El número de Reynolds se utiliza a menudo para evaluar el régimen de flujo de un fluido y para determinar si el flujo es laminar o turbulento. También se utiliza para diseñar sistemas de tuberías y para optimizar el funcionamiento de estos.

$$Re = \frac{\text{Fuerza de inercia}}{\text{Fuerza viscosas}}$$

$$Re = \frac{V \cdot Lc}{\nu} \quad (35)$$

Donde:

V: Velocidad media del fluido.

Lc: Longitud Característica.

ν : viscosidad cinemática.

Para realizar un ensayo del número de Reynolds, se necesitan medidas precisas de la velocidad del fluido, la densidad del fluido, la viscosidad del fluido y el diámetro del tubo o canal por el que fluye el fluido. Estas medidas se pueden obtener utilizando una variedad de instrumentos, como viscosímetros, termómetros y medidores de velocidad. Una vez que se han recogido estas medidas, se puede utilizar la fórmula del número de Reynolds para calcular el valor del número de Reynolds y evaluar el régimen de flujo del fluido.

Número de Nusselt turbulento

La mayoría de las relaciones entre los coeficientes de fricción y transferencia de calor en el flujo turbulento son resultado de investigaciones experimentales debido a la complejidad de abordar este tipo de flujo en términos teóricos. En el caso del flujo turbulento completamente desarrollado en tuberías lisas, se puede encontrar una relación simple para el número de Nusselt.

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n \quad (36)$$

Donde:

$n = 0.4$ para calentar y 0.3 para enfriar.

Intercambiadores de calor

Estos dispositivos son muy importantes en una amplia variedad de aplicaciones industriales, ya que permiten controlar la temperatura de los procesos químicos, reducir el consumo de energía y disipar el calor de los equipos de proceso. Los intercambiadores de calor se utilizan en una variedad de aplicaciones útiles, como:

- Calentar un fluido frío usando un fluido a mayor temperatura.
- Enfriar un fluido a una temperatura menor mediante el uso de un fluido a menor temperatura.
- Llevar un fluido al punto de ebullición utilizando un fluido a mayor temperatura.

La selección de un intercambiador de calor depende de muchos factores, incluidos los costos operativos y de capital, las incrustaciones, la tendencia a la corrosión, la caída de presión, los rangos de temperatura y los problemas de seguridad (tolerancia a las fugas).

Tipos de intercambiadores de calor

Intercambiadoras de calor de tubos y coraza: Estos dispositivos consisten en un conjunto de tubos en los que circula un fluido caliente y una coraza exterior que rodea a los tubos. El fluido frío se introduce en la coraza y se calienta al contacto con los tubos calientes. Este tipo de intercambiador de calor es muy eficiente y se utiliza comúnmente en aplicaciones de procesamiento de petróleo y gas.

Intercambiadores de calor de placas: Estos dispositivos constan de dos o más placas soldadas entre sí, formando canales por los que circulan los fluidos. Estos intercambiadores de calor son muy compactos y se utilizan comúnmente en aplicaciones de procesamiento de alimentos y bebidas.

Intercambiadores de calor de hueso de perro: Estos dispositivos constan de dos serpentines de tubo soldados entre sí en forma de "hueso de perro". El fluido caliente circula por un serpentín y el fluido frío por el otro. Este tipo de intercambiador de calor es muy eficiente y se utiliza comúnmente en aplicaciones de generación de energía.

Intercambiadores de calor de chapa y aleta: Estos dispositivos constan de una serie de placas de chapa soldadas entre sí, con aletas de metal soldadas en un lado para mejorar la transferencia de calor. Estos intercambiadores de calor son muy compactos y se utilizan comúnmente en aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado.

Para el presente trabajo se hablará más a fondo de los intercambiadores de calor tubo dentro de tubo o también llamados de tubo concéntrico dado que este tipo de intercambiador es el que se utilizara para los ensayos.

Los intercambiadores de calor de tubo dentro de tubo consisten en un conjunto de dos o más tubos que se encuentran dentro de otro tubo mayor. Uno de los fluidos circula por el interior de los tubos más pequeños mientras que el otro fluido circula por el espacio entre los tubos más pequeños y el tubo mayor. La transferencia de calor se produce por medio de la pared del tubo.

Este tipo de intercambiador de calor es muy eficiente y se utiliza comúnmente en aplicaciones de procesamiento de petróleo y gas, así como en aplicaciones de generación de energía. Los intercambiadores de calor de tubo dentro de tubo también son muy versátiles y pueden adaptarse a una amplia variedad de requisitos de flujo y presión.

Uno de los principales beneficios de los intercambiadores de calor de tubo dentro de tubo es su alta eficiencia de transferencia de calor. Esto se debe a que los tubos más pequeños tienen un área de superficie mucho mayor en comparación con su volumen, lo que permite una mayor transferencia de calor por unidad de tiempo. Además, el tubo mayor actúa como una barrera térmica que ayuda a mantener el calor dentro del intercambiador de calor.

Otro beneficio de los intercambiadores de calor de tubo dentro de tubo es su alta resistencia a la corrosión. Los tubos más pequeños están protegidos por el tubo mayor, lo que reduce la exposición del fluido al ambiente. Además, el tubo mayor también protege a los tubos más pequeños de la abrasión, lo que aumenta la vida útil del intercambiador de calor.

Los intercambiadores de calor de tubo dentro de tubo también son muy fáciles de mantener y limpiar. Los tubos más pequeños pueden ser extraídos del tubo mayor para su limpieza o reparación, lo que facilita el mantenimiento del intercambiador de calor.

Tipos de flujos

Existen tres tipos principales de flujo en los intercambiadores de calor tubos concéntricos: flujo en contracorriente, flujo en paralelo y flujo cruzado. Cada uno de estos tipos de flujo tiene sus propias características y aplicaciones específicas.

Flujo en contracorriente

En este tipo de flujo, el fluido caliente y el fluido frío circulan en direcciones opuestas a través del intercambiador de calor. El flujo en contracorriente es el más eficiente en términos de transferencia de calor, ya que permite que el fluido caliente y el fluido frío estén en contacto durante el mayor tiempo posible. Sin embargo, el flujo en contracorriente requiere que los fluidos tengan diferentes temperaturas de entrada y salida, lo que puede ser un problema en algunas aplicaciones.

Flujo en paralelo

En este tipo de flujo, el fluido caliente y el fluido frío circulan en la misma dirección a través del intercambiador de calor. El flujo en paralelo es menos eficiente que el flujo en contracorriente en términos de transferencia de calor, ya que los fluidos no están en contacto durante tanto tiempo. Sin embargo, el flujo en paralelo es más fácil de implementar y no requiere diferencias de temperatura entre los fluidos.

Ecuación de transferencia de calor

La ecuación de transferencia de calor para intercambiadores de calor de tubo en tubo se utiliza para calcular la cantidad de calor transferido a través de la pared del tubo. Esta ecuación se basa en el principio de conservación de energía y tiene en cuenta factores como la conductividad térmica de la pared del tubo, el flujo de los fluidos y la diferencia de temperatura entre los fluidos.

$$q = UA\Delta T_{LM} \quad (37)$$

Donde:

U: coeficiente global de transferencia de calor.

A: área de intercambio de calor.

ΔT_{LM} : diferencia de temperatura logarítmica media.

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (38)$$

ΔT_1 y ΔT_2 son las diferencias de temperatura en cada extremo del intercambiador.

flujo en paralelo:

$$\Delta T_{LM} = \frac{|T_1 - t_2| - |T_2 - t_1|}{\ln \frac{|T_1 - t_2|}{|T_2 - t_1|}} \quad (39)$$

Flujo en contracorriente:

$$\Delta T_{LM} = \frac{|T_1 - t_2| - |T_2 - t_1|}{\ln \frac{|T_1 - t_2|}{|T_2 - t_1|}} \quad (40)$$

Vórtices y generadores de vórtices

Los generadores de vórtice son dispositivos que se utilizan para generar vórtices en fluidos en movimiento. Estos vórtices tienen una serie de aplicaciones industriales y científicas, como la mejora de la transferencia de calor, la reducción de la resistencia al flujo y la eliminación de gases o partículas contaminantes.

Existen diferentes tipos de generadores de vórtice, como los de tipo mecánico, los de tipo hidráulico y los de tipo electromagnético. Los generadores mecánicos son aquellos que utilizan una fuerza externa para generar el vórtice, como una paleta o una hélice. Los generadores hidráulicos utilizan la energía del fluido para generar el vórtice, mientras que los generadores electromagnéticos utilizan un campo magnético para generar el vórtice.

Los generadores de vórtice se utilizan en una amplia variedad de aplicaciones, como la mejora de la eficiencia en la transferencia de calor en intercambiadores de calor, la reducción de la resistencia al flujo en tuberías y la eliminación de gases o partículas contaminantes en sistemas de ventilación.

En conclusión, los generadores de vórtice son dispositivos muy útiles en diferentes aplicaciones industriales y científicas, como la mejora de la transferencia de calor, la reducción de la resistencia al flujo y la eliminación de gases o partículas contaminantes. Su uso puede tener un impacto significativo en la eficiencia y rendimiento de diferentes sistemas y procesos industriales.

Simulación Numérica

Para las simulaciones numéricas en 3D del flujo y la transferencia de calor en intercambiador de calor con generadores de vórtices, se considera el fluido frío (agua) incompresible con propiedades físicas constantes mientras que el flujo de aire (gases de escape) en el dominio de cálculo se supone tridimensional, constante y sin disipación viscosa. Aplicando la notación de Einstein, las ecuaciones de gobierno utilizadas para describir el flujo del fluido y la transferencia de calor, incluyendo la continuidad, el momento (ecuaciones RANS (Reynolds-averaged Naviere Stokes)) y la ecuación de energía para el dominio del fluido pueden expresarse como:

Ecuación de continuidad

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{\mu}) = 0 \quad (41)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho \mu}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (42)$$

Considerando $\rho = \text{constante}$,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (43)$$

Simplificando la ecuación de un fluido incompresible:

$$\rho \nabla \cdot (\vec{\mu}) = 0 \quad (44)$$

Donde:

ρ : densidad [kg/m³].

μ, v, w : velocidades [m/s] en los ejes x, y, z.

t : tiempo [s].

Ecuación de momentum (Navier-Stokes)

Se deja a un lado el efecto de la gravedad la ecuación de Navier-Stokes y esta describe los flujos viscos e incompresibles de fluidos Newtonianos.

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mu \quad (45)$$

Eje x

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + \mu \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 \mu \quad (46)$$

Eje y

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + \mu \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 \mu \quad (47)$$

Eje z

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + \mu \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 \mu \quad (48)$$

Donde:

p : presión [Pa] del fluido.

μ : viscosidad dinámica [Pa*s] del fluido.

Ecuación de la vorticidad aplicada a Navier-Stokes.

Tomando el rotacional en ambos lados de la ecuación (97) para la vorticidad ω resulta.

$$\vec{\omega} \times \rho (\vec{V} \cdot \nabla \vec{V}) = \vec{\omega} \times (-\nabla p + \mu \nabla^2 \mu) \quad (49)$$

Vector de vorticidad:

$$\vec{\omega} = \nabla \times \mathbf{u} \quad (50)$$

Ecuación de la energía:

$$C_p \rho \left(\frac{\partial u T}{\partial x} + \frac{\partial v T}{\partial y} + \frac{\partial w T}{\partial z} \right) = k_{air} \nabla^2 T + \dot{q}_{gen} \quad (51)$$

Donde:

C_p : Calor específico del fluido [J/kg K].

T : Temperatura del fluido [K].

k_{air} : Conductividad térmica del aire [W/m*K].

Condiciones de contorno

Las condiciones se describen para las tres regiones de la siguiente manera:

En la región extendida aguas arriba (entrada de dominio).

En el límite de entrada:

$$u = u_{in} = \text{constante} \quad (52)$$

$$v = w = 0 \quad (53)$$

$$T = T_{in} = \text{constante} \quad (54)$$

En los límites superior e inferior:

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial y} = 0 \quad (55)$$

$$v = 0 \quad (56)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (57)$$

En el límite lateral:

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = 0 \quad (58)$$

$$w = 0 \quad (59)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (60)$$

En la región extendida aguas abajo (salida del dominio):

En los límites superior e inferior:

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial y} = 0 \quad (61)$$

$$v = 0 \quad (62)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (63)$$

En el límite lateral:

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = 0 \quad (64)$$

$$w = 0 \quad (65)$$

$$\frac{\partial T}{\partial z} = 0 \quad (66)$$

En el límite de salida:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad (67)$$

En la zona de las aletas:

En los límites superior e inferior:

Condición de velocidad:

$$\mathbf{u} = \mathbf{v} = \mathbf{w} = \mathbf{0} \quad (68)$$

Condición de temperatura: condiciones periódicas

En los límites laterales:

Región del fluido:

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial \mathbf{z}} = \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial \mathbf{z}} = \mathbf{0} \quad (69)$$

$$\mathbf{w} = \mathbf{0} \quad (70)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \mathbf{z}} = \mathbf{0} \quad (71)$$

Región de la superficie de la aleta:

$$\mathbf{u} = \mathbf{v} = \mathbf{w} = \mathbf{0} \quad (72)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \mathbf{z}} = \mathbf{0} \quad (73)$$

Región del tubo:

$$\mathbf{u} = \mathbf{v} = \mathbf{w} = \mathbf{0} \quad (74)$$

$$T = T_w = \text{constante} \quad (75)$$

Modelo de turbulencia K-épsilon

Es un modelo de dos ecuaciones que se utiliza para simular el flujo turbulento en la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD). Este modelo es uno de los modelos más utilizados en la industria debido a su simplicidad y eficiencia en la simulación de flujos turbulentos.

La ecuación K: Esta ecuación describe la evolución de la energía cinética turbulenta (K) en el flujo. La ecuación se define como:

$$\frac{d}{dt}(\rho K) + \nabla \cdot (\rho K \mathbf{u}) = P - \rho \varepsilon \quad (76)$$

donde ρ es la densidad del fluido, \mathbf{u} es la velocidad del fluido, P es la producción de energía cinética turbulenta y ε es la disipación de energía cinética turbulenta.

La ecuación épsilon: Esta ecuación describe la evolución de la disipación de energía cinética turbulenta (épsilon) en el flujo. La ecuación se define como:

$$\frac{d}{dt}(\rho \varepsilon) + \nabla \cdot (\rho \varepsilon \mathbf{u}) = C_{\varepsilon_1} P - \frac{C_{\varepsilon_2} \rho \varepsilon}{K} / K + C_{\varepsilon_3} \mu (\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T)^2 \quad (77)$$

donde C_{ε_1} , C_{ε_2} y C_{ε_3} son coeficientes de modelo, μ es la viscosidad dinámica del fluido y $(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T)^2$ es la tasa de deformación del tensor de velocidad.

Los valores de los coeficientes C_{ε_1} , C_{ε_2} y C_{ε_3} en el modelo de turbulencia K-épsilon dependen del enfoque específico utilizado para su formulación y se han obtenido a través de diferentes estudios y experimentos. La ecuación K describe cómo la energía cinética turbulenta es transportada por el flujo, mientras que la ecuación épsilon describe cómo esta energía se disipa debido a la viscosidad y otros procesos físicos. Es importante tener en cuenta que estas ecuaciones son un modelo simplificado del flujo turbulento y no capturan todos los detalles de este. Sin embargo, son eficientes y se han utilizado con éxito en una amplia variedad de aplicaciones en la industria y la academia.

Modelo Computacional

Para desarrollar el modelo computacional de flujo rotante en un intercambiador de calor utilizando ANSYS, se siguió los siguientes pasos:

- Diseñar el intercambiador de calor y establecer las condiciones iniciales y de frontera. Esto incluye la geometría del intercambiador, el tipo de fluido que se utiliza y las condiciones de entrada y salida del fluido.
- Utilizar ANSYS para crear una malla del modelo. La malla debe ser lo suficientemente fina para garantizar la precisión del modelo, pero no tan fina como para aumentar significativamente el tiempo de cálculo.
- Establecer las ecuaciones de Navier-Stokes, de continuidad y de la energía como las ecuaciones gobernantes del modelo. Estas ecuaciones describen el comportamiento del fluido y cómo se transfiere la energía.
- Especificar las condiciones de frontera del modelo. Esto incluye la velocidad y la temperatura del fluido en las entradas y salidas del intercambiador de calor, así como cualquier otra condición de frontera que pueda afectar el flujo del fluido.
- Utilizar ANSYS para resolver las ecuaciones gobernantes y calcular la distribución de velocidad y temperatura en el intercambiador de calor.
- Analizar los resultados del modelo para evaluar el rendimiento del intercambiador de calor y determinar cómo se transfiere la energía entre los dos fluidos.
- Es importante tener en cuenta que el modelado de flujo rotante puede ser muy complejo y requerir una malla muy fina y un tiempo de cálculo significativo. Por lo tanto, es importante asegurarse de tener suficiente potencia de cálculo y tiempo disponible para completar el análisis de manera apropiada.

Método Numérico

El método numérico de la transferencia de calor de un intercambiador de calor tipo tubos concéntricos consiste en utilizar la ecuación de la ley de conservación de energía para calcular la cantidad de calor transferida entre el fluido que circula por el tubo interno (agua) y el fluido que circula

por el tubo externo (aire). La ley de conservación de energía establece que la energía que entra a un sistema debe ser igual a la energía que sale del sistema.

Para implementar generadores de vórtice en este tipo de intercambiador de calor, se deben utilizar modelos de flujo turbulento que permitan calcular la velocidad y la temperatura en cada punto del fluido en movimiento. Esto se puede hacer mediante el uso de ecuaciones de Navier-Stokes y la ecuación de energía.

Una vez que se han obtenido los valores de velocidad y temperatura en cada punto del fluido, se puede calcular la cantidad de calor transferida entre el agua y el aire utilizando la ecuación de transferencia de calor por convección. Esta ecuación establece que la cantidad de calor transferida es proporcional a la diferencia de temperatura entre el fluido y el intercambiador de calor y a la superficie de contacto entre ambos.

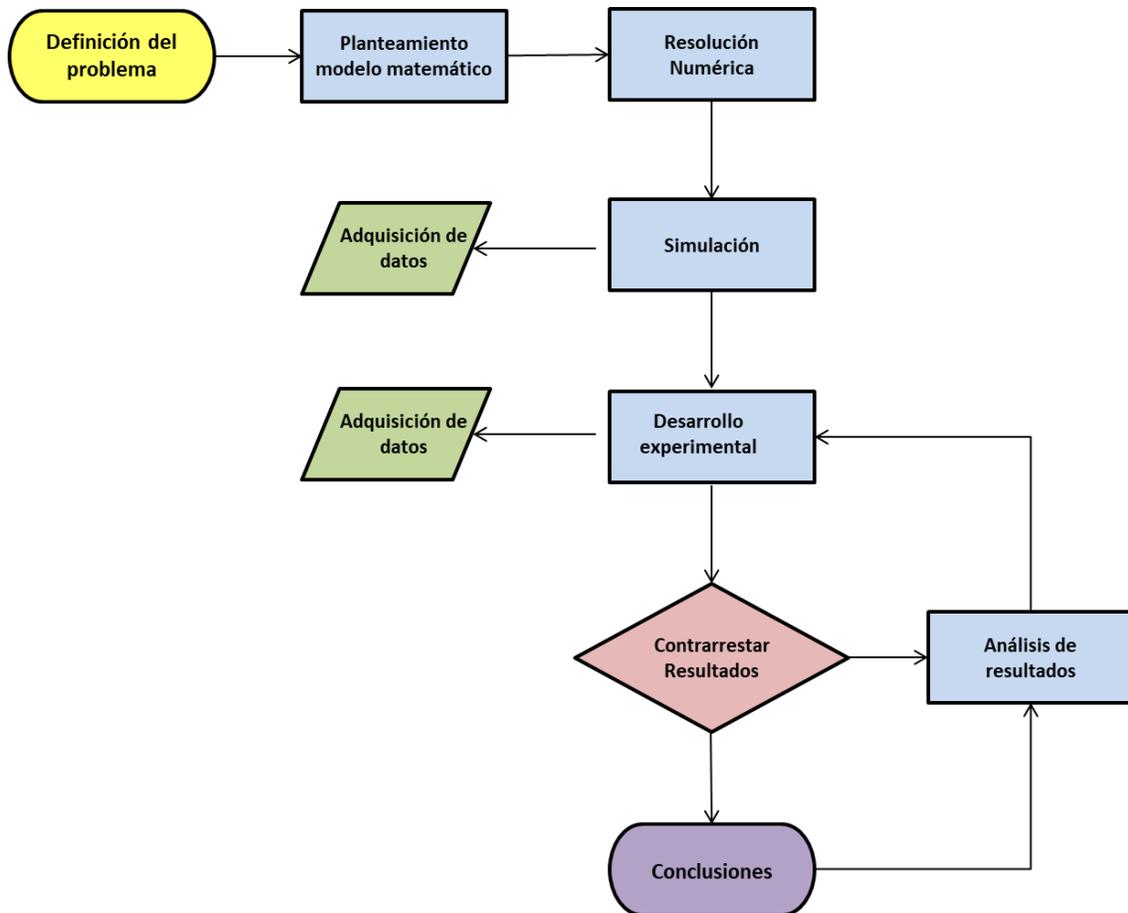
Con toda esta información, se puede calcular la eficiencia del intercambiador de calor y optimizar su diseño para maximizar la cantidad de calor transferida.

Capítulo III. Metodología

En la siguiente figura se muestra el diagrama de bloque que resume el método de trabajo.

Figura 1

Flujograma de la metodología de trabajo



Descripción del problema

Existen diferentes aplicaciones en la industria de la ingeniería que requieren la adición o eliminación de calor y se utiliza una amplia variedad de dispositivos de intercambio de calor para diferentes aplicaciones. El mejorar el rendimiento del coeficiente de transferencia de calor se vuelve esencial en todas las aplicaciones. Es por ello por lo que se ha vuelto un caso de estudio la

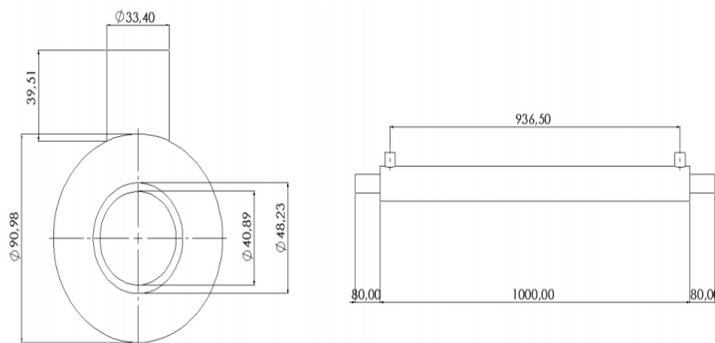
implementación de generadores de vórtices (winglets) los cuales han demostrado un incremento en la transferencia de calor.

Descripción del Intercambiador de calor

Se utiliza un intercambiador de calor de tubos concéntricos al cual ingresa por el interior del tubo central un fluido caliente (gases de escape) y salen al otro extremo perdiendo calor, por otro lado, en la entrada superior de la coraza ingresa un fluido frío (agua) el cual al salir por el otro extremo de la coraza aumenta su calor.

Figura 2

Dimensiones geométricas del intercambiador de calor



Nota: En la figura se observa las dimensiones en milímetros del intercambiador de calor.

Modelo matemático

El modelo matemático del intercambiador de calor de tubo y coraza se basa en la transferencia de calor por convección entre dos fluidos, uno que fluye a través de los tubos (el fluido caliente) y otro que fluye alrededor de los tubos en la carcasa (el fluido frío).

Para la simulación se utiliza un método de enfoque particionado para abordar la interacción numérica del fluido en la definición del problema. Lo que conlleva una solución para el movimiento del fluido y otra para el procedimiento de remallado.

Se consigue esto gracias a la a que se realiza un mallado independiente, lo que permite una convergencia en los perfiles de velocidad y temperaturas. Se itera en ANSYS mediante el CFD Fluent para conseguir el resultado deseado.

Resolución Numérica

La resolución numérica del intercambiador de calor de tubo y coraza que consta de fluir agua por la coraza y aire por el tubo puede realizarse a través de un modelo matemático que incluya las ecuaciones fundamentales de flujo y transferencia de calor para cada fluido, y sus correspondientes condiciones de contorno. En general, este modelo puede ser resuelto mediante el uso de software de simulación de dinámica de fluidos computacional (CFD) que permita la discretización del dominio y la resolución de las ecuaciones mediante métodos numéricos iterativos. A continuación, se detallan los pasos generales que se siguen para la resolución numérica del modelo matemático:

- Se define la geometría del intercambiador de calor y se discretiza en una malla de celdas para la simulación.
- Se definen las ecuaciones fundamentales de flujo y transferencia de calor para cada fluido, que incluyen las ecuaciones de conservación de masa, momentum y energía.
- Se establecen las condiciones de contorno para cada fluido, incluyendo las condiciones de entrada y salida, las temperaturas y los coeficientes de transferencia de calor en los extremos.
- Se resuelven las ecuaciones mediante métodos numéricos iterativos, como el método de volúmenes finitos, que consiste en discretizar las ecuaciones en cada celda y resolver el sistema algebraico de ecuaciones para obtener los valores de las variables de interés.
- Se analizan los resultados obtenidos, como la distribución de temperaturas y los coeficientes de transferencia de calor en el interior del intercambiador de calor. Los

resultados permiten evaluar el rendimiento del intercambiador de calor y optimizar su diseño para mejorar su eficiencia.

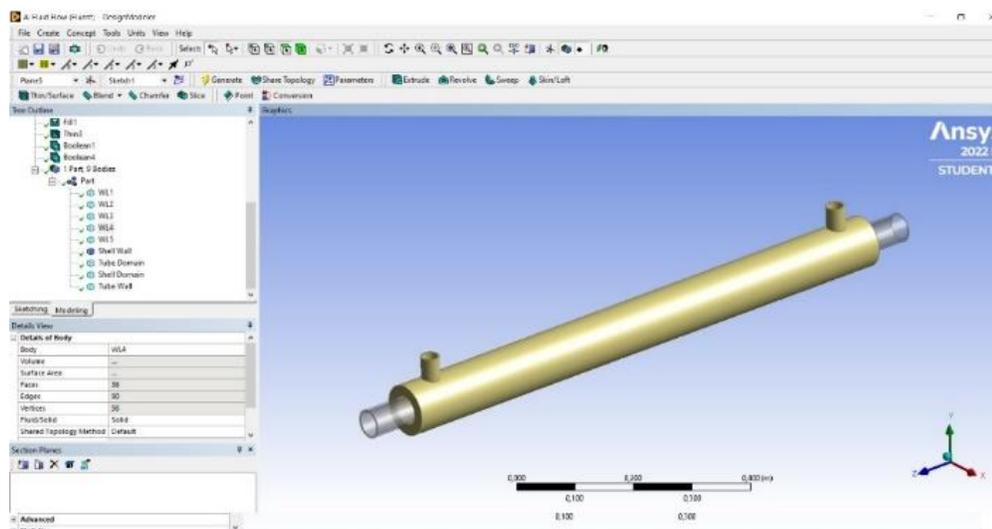
Es importante mencionar que la resolución numérica de este problema puede ser compleja debido a la naturaleza no lineal de las ecuaciones de fluidos y transferencia de calor, y puede requerir el uso de recursos computacionales adecuados. Además, es fundamental verificar los resultados obtenidos mediante validación experimental y ajuste de parámetros para asegurar la precisión del modelo.

Simulación

- **Diseño del modelo:** Se diseña la geometría del intercambiador de calor y se establece las condiciones iniciales y de frontera. Esto incluye el tipo de fluido, las condiciones de entrada y salida del fluido, y las características de la geometría.

Figura 3

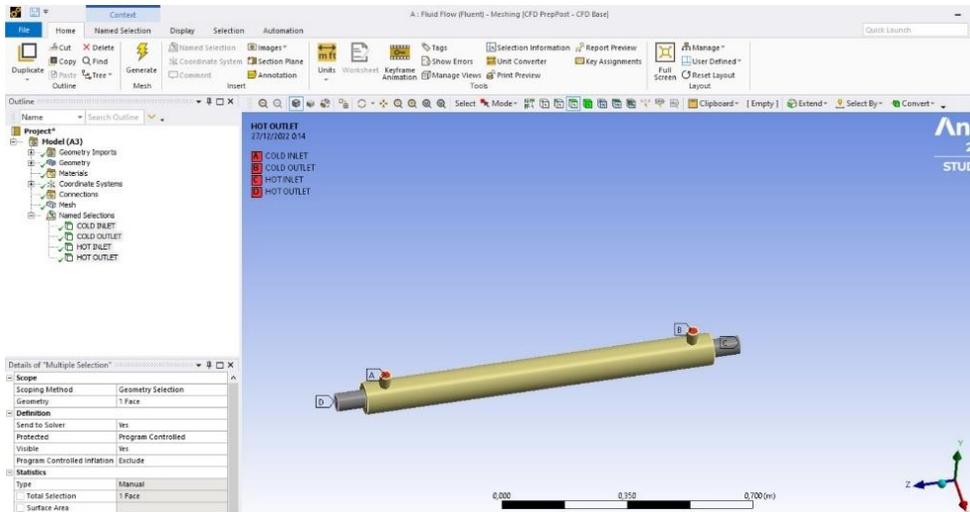
Geometría del intercambiador de calor



Nota: En la figura se observa al intercambiador de calor y su geometría diseñada en ANSYS.

Figura 4

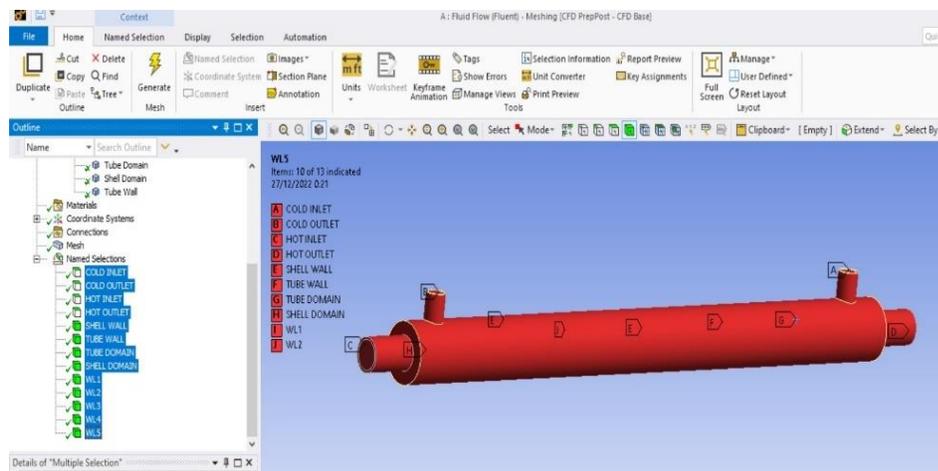
Condiciones de entrada y salida



Nota: En la figura se observa cuáles son las entradas y salidas de los fluidos tanto frío como caliente, es necesario hacer notar que el intercambiador está dispuesto en contracorriente.

Figura 5

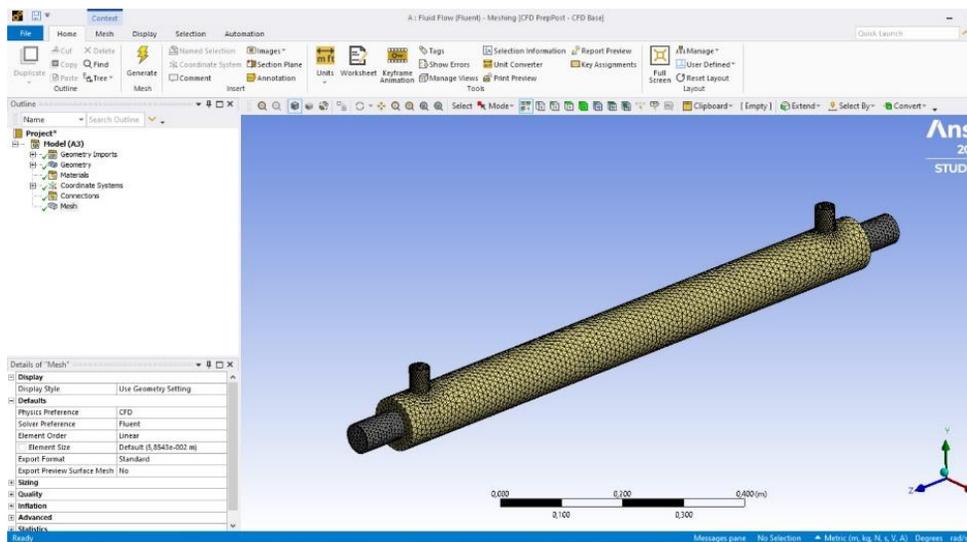
Dominios del intercambiador



- **Generación de la malla:** Al utilizar ANSYS para crear una malla de elementos finitos del modelo. La malla es lo suficientemente fina para garantizar la precisión del modelo, pero no tan fina como para aumentar significativamente el tiempo de cálculo.

Figura 6

Mallado del intercambiador



Nota: En la figura se observa el mallado utilizado para la simulación, es necesario hacer notar que por cambios manuales se ha llegado a una independencia de malla lo más fina posible teniendo en cuenta las limitaciones de ANSYS Student de máximo de 32,000 nodos y 512,000 elementos.

- **Definición del modelo:** Se establece las ecuaciones de Navier-Stokes, de continuidad y de la energía como las ecuaciones gobernantes del modelo. En este caso, se utilizará el modelo de turbulencia K-epsilon. Además, es importante definir las propiedades del fluido, como la densidad y la viscosidad, y las condiciones de frontera, como la velocidad y la temperatura del fluido en las entradas y salidas del intercambiador de calor.

Figura 7

Setup ANSYS

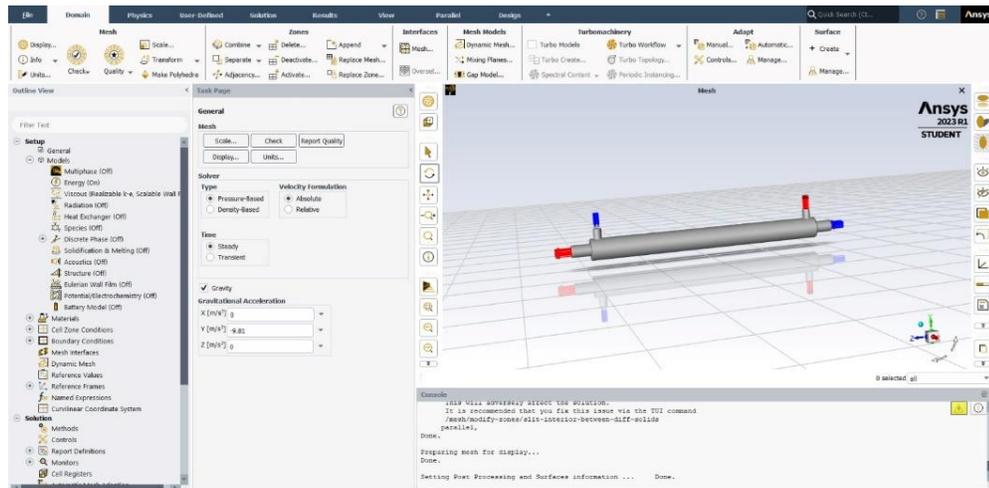
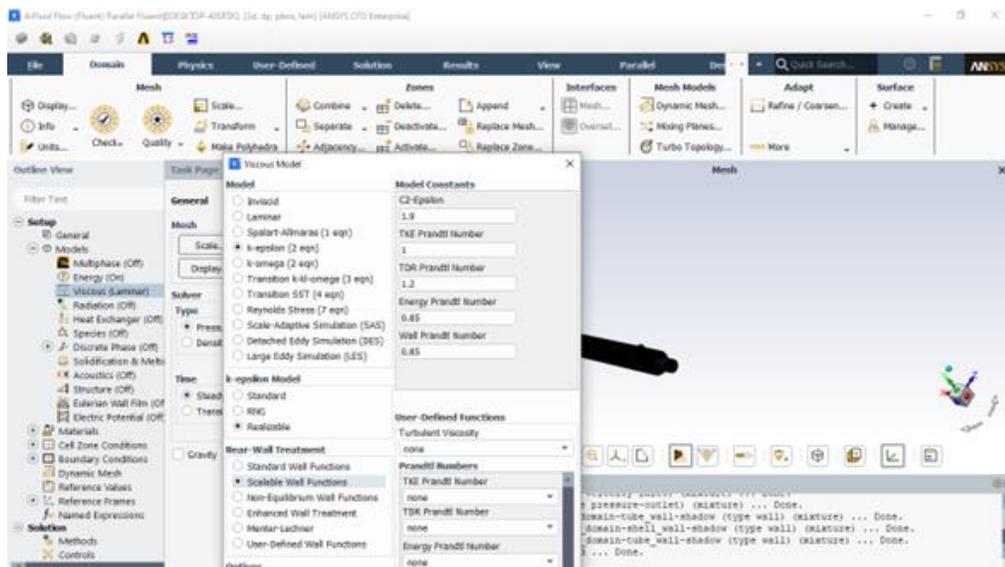


Figura 8

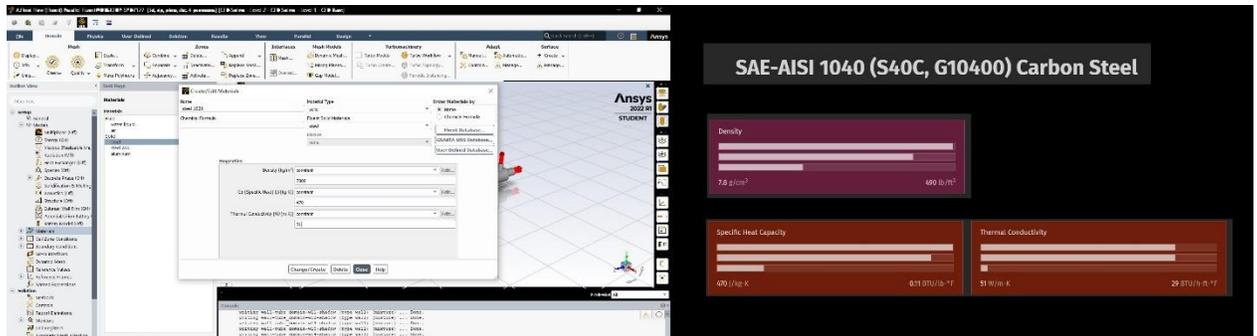
Modelo de turbulencia k-epsilon



Nota: En la figura se observa los parámetros ingresados para k-epsilon.

Figura 9

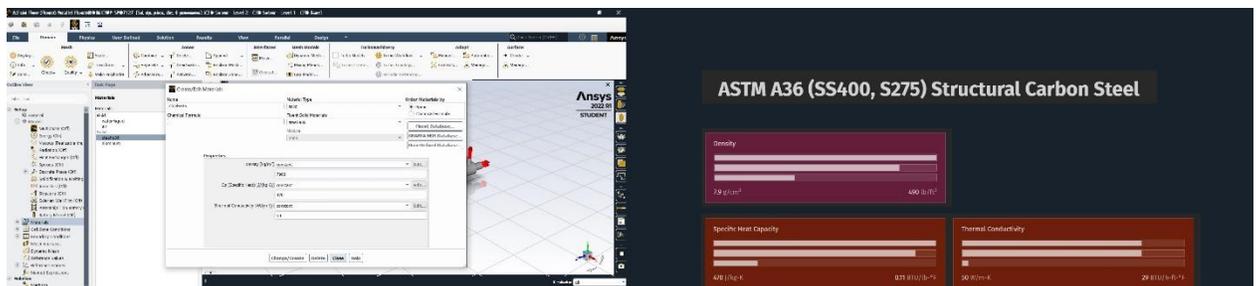
AISI 1040 carcasa



Nota: En la figura se observa el ingreso manual del acero AISI 1040 el cual se utiliza para la carcasa del intercambiador de calor.

Figura 10

ASTM A36 winglets



Nota: En la figura se observa el ingreso manual del acero ASTM A36 el cual se utiliza para los winglet del intercambiador de calor.

Figura 11

Velocidad y temperatura inicial del fluido caliente

Velocity Inlet

Zone Name: hot_inlet

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential Structure UDS

Velocity Specification Method: Magnitude, Normal to Boundary

Reference Frame: Absolute

Velocity Magnitude [m/s]: 6.52

Supersonic/Initial Gauge Pressure [Pa]: 0

Turbulence

Specification Method: Intensity and Viscosity Ratio

Turbulent Intensity [%]: 5

Turbulent Viscosity Ratio: 10

Apply Close Help

Velocity Inlet

Zone Name: hot_inlet

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential Structure UDS

Temperature [C]: 200

Figura 12

Velocidad y temperatura inicial del fluido frío

Velocity Inlet

Zone Name: cold_inlet

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential Structure UDS

Velocity Specification Method: Magnitude, Normal to Boundary

Reference Frame: Absolute

Velocity Magnitude [m/s]: 0.15

Supersonic/Initial Gauge Pressure [Pa]: 0

Turbulence

Specification Method: Intensity and Viscosity Ratio

Turbulent Intensity [%]: 5

Turbulent Viscosity Ratio: 10

Apply Close Help

Velocity Inlet

Zone Name: cold_inlet

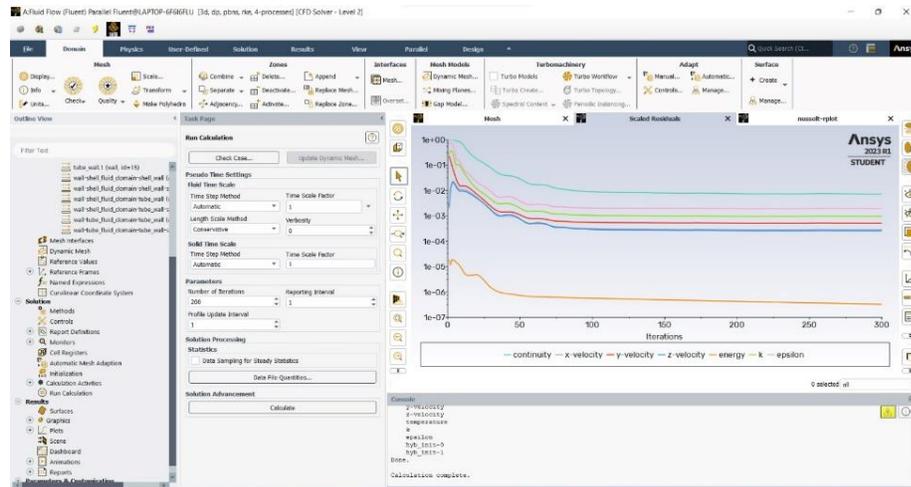
Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase Potential Structure UDS

Temperature [C]: 20

- Configuración del modelo:** Especificar las opciones de solución y la configuración de parámetros del modelo, como el número de iteraciones y el tamaño de paso de tiempo. Es importante realizar pruebas y ajustes para obtener el mejor equilibrio entre precisión y eficiencia.

Figura 13

Convergencia intercambiador de calor sin winglets



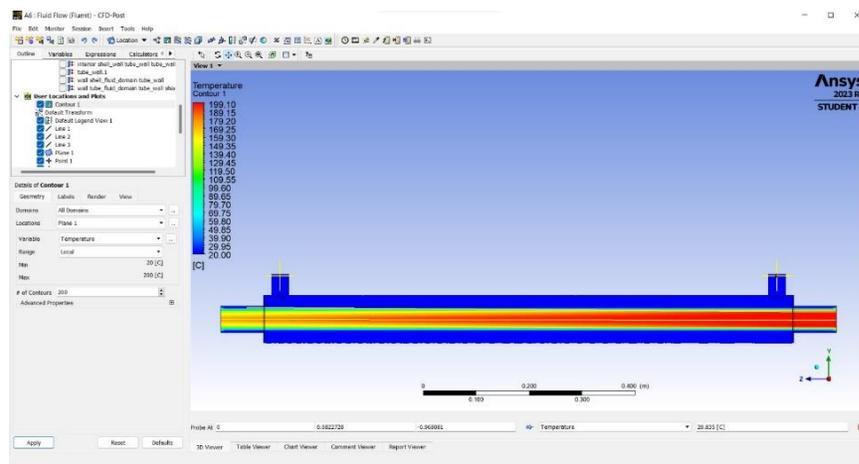
- **Análisis de los resultados:** Se analiza los resultados del modelo para evaluar el

rendimiento del intercambiador de calor y determinar cómo se transfiere la energía entre los dos fluidos.

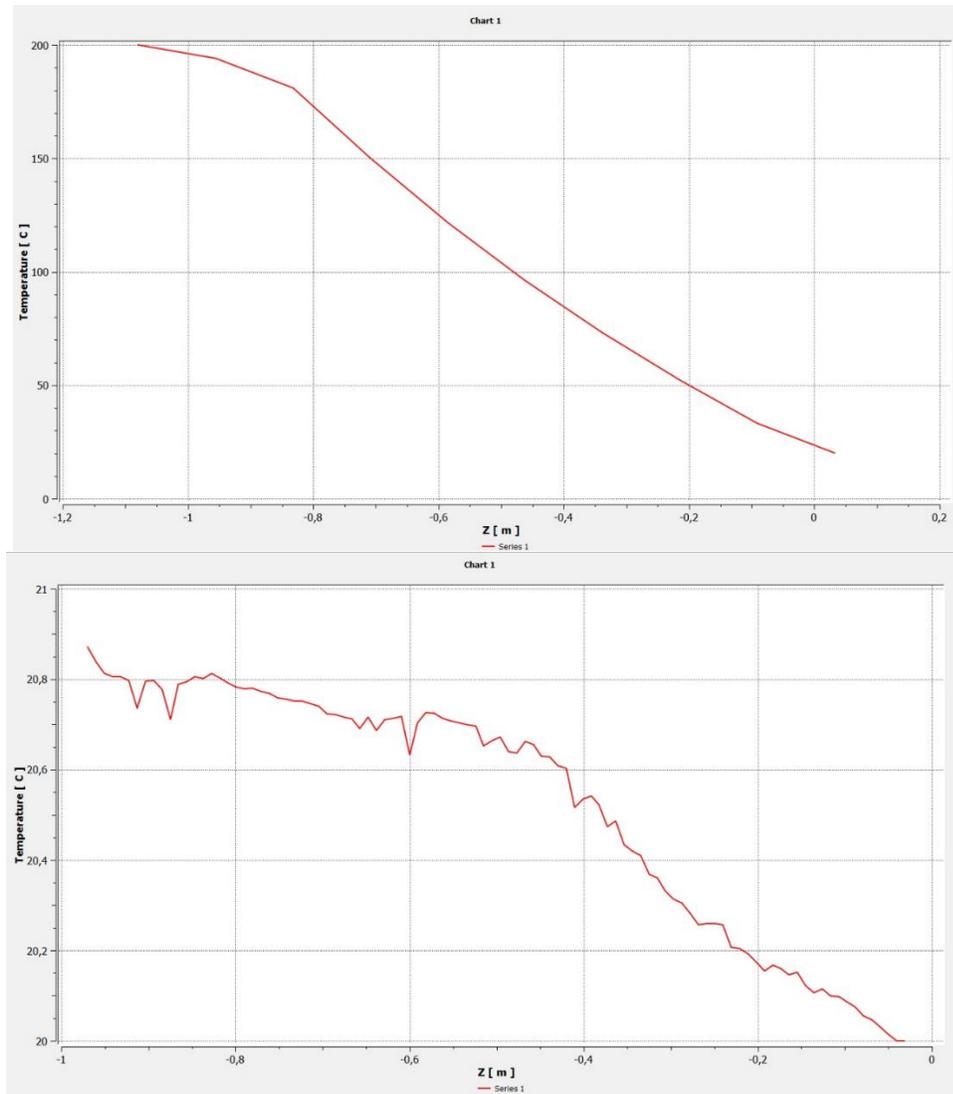
Esto incluye la comparación de los resultados con datos experimentales.

Figura 14

Contorno temperaturas intercambiador de calor sin winglets



Nota: En la figura se observa el contorno de temperaturas dentro del intercambiador de calor sin winglets.

Figura 15*Chart de fluido caliente y fluido frío*

Nota: En la figura existen dos graficas las cuales están dispuestas en un eje cartesiano, en el eje vertical se representa la temperatura y en el eje horizontal la distancia, en la parte superior de la figura se observa la curva de temperaturas del fluido caliente y como este mientras se desplaza por el intercambiador de calor pierde temperatura, mientras que en la parte inferior de la figura se observa el comportamiento del fluido frío, a partir de los datos podemos ver que la temperatura aumenta en promedio 1 grado Celsius por cada 1 metro de distancia.

Desarrollo Experimental

Construcción de los winglets

Los winglets son construidos con tubería de acero A36 con un diámetro exterior de 1 1/2 in, para su fabricación se utiliza una cortadora laser de tubo bodor, posterior a esto se utiliza un proceso manual para eliminar la rebaba y realizar los dobleces indicados a cada uno de los turbuladores.

Figura 16

Cortadora laser bodor de planchas y tubos.



Nota: En la imagen se observa la cortadora laser.

Figura 17

Winglet de 3 aletas cuadrada. Winglet 3c

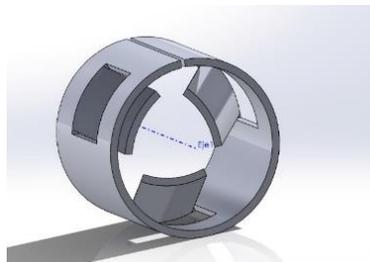
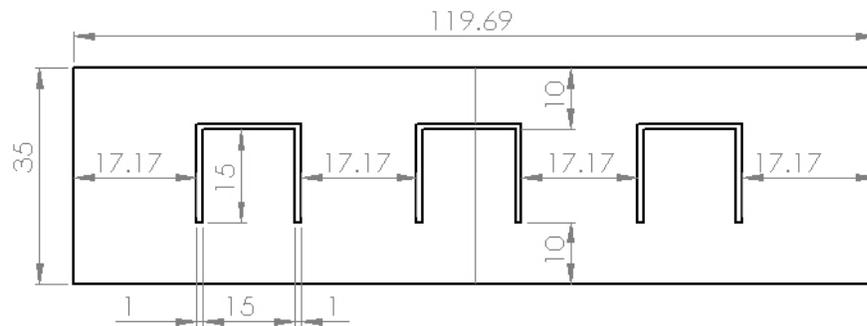


Figura 18

Dimensiones winglet 3c



Nota: En la imagen se observa las dimensiones en milímetros del winglet 3c.

Figura 19

Corte laser tubo



Nota: En la figura se observa cómo se realiza el corte mediante el láser en el tubo.

Después de realizar el corte laser en la tubería se procesa a retirar la rebaba.

Figura 20

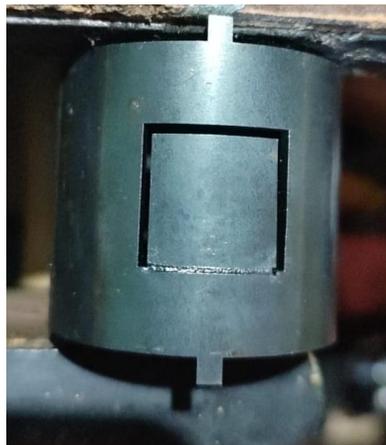
Retiro de rebaba winglet 3c



Nota: En la figura se observa el winglet 3c con rebaba.

Figura 21

Winglet 3c sin rebaba



Nota: En la figura se observa el winglet 3c después de retirar la rebaba y lista para doblar.

Una vez que se ha eliminado la rebaba se procede a realizar los dobleces de manera manual hasta dar la geometría indicada.

Figura 22

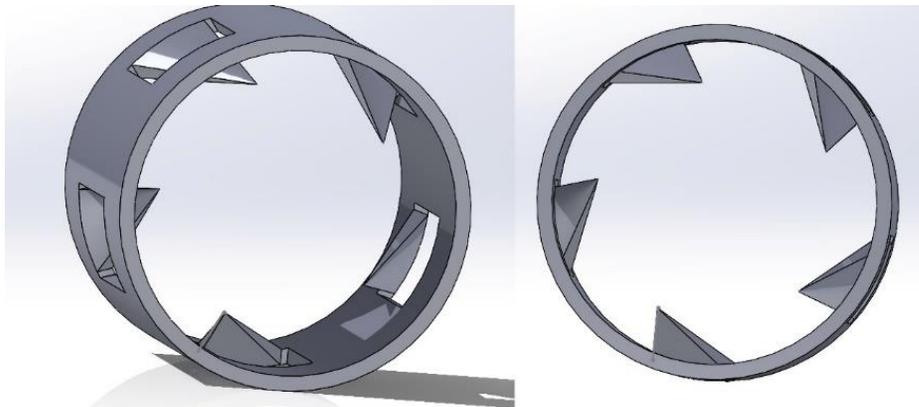
Winglet 3c finalizado



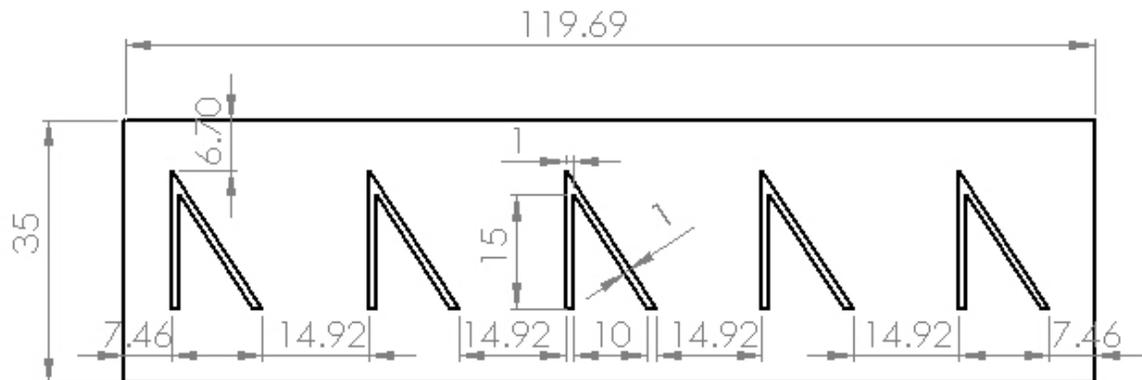
Nota: En la imagen se aprecia el winglet 3c con los dobleces hechos a 45 grados.

Figura 23

Winglet de 5 aletas tipo triangulo recto winglet 5tr



Nota: En la figura se muestra la simulación de turbuladores en solidworks que consta de 5 aletas tipo triangulo recto que a partir de este momento se lo denominada como “winglet 5tr”.

Figura 24*Dimensiones Winglet 5tr*

Nota: En la imagen se observa las dimensiones en milímetros del winglet 5tr.

Se realiza el corte laser del tubo para construir los winglets 5tr de igual manera que con el winglet 3c. Después de realizar el corte laser en la tubería se procesa a retirar la rebaba que no en todos los casos se genera.

Figura 25*Retiro rebaba winglet 5tr*

Nota: En la figura se observa el winglet 5tr con rebaba.

Figura 26

Winglet 5tr sin rebaba



Nota: En la figura se observa el winglet 5tr después de retirar la rebaba y lista para dobla.

Una vez que se ha eliminado la rebaba se procede a realizar los dobleces de manera manual hasta dar la geometría indicada.

Figura 27

Winglet 5tr finalizado



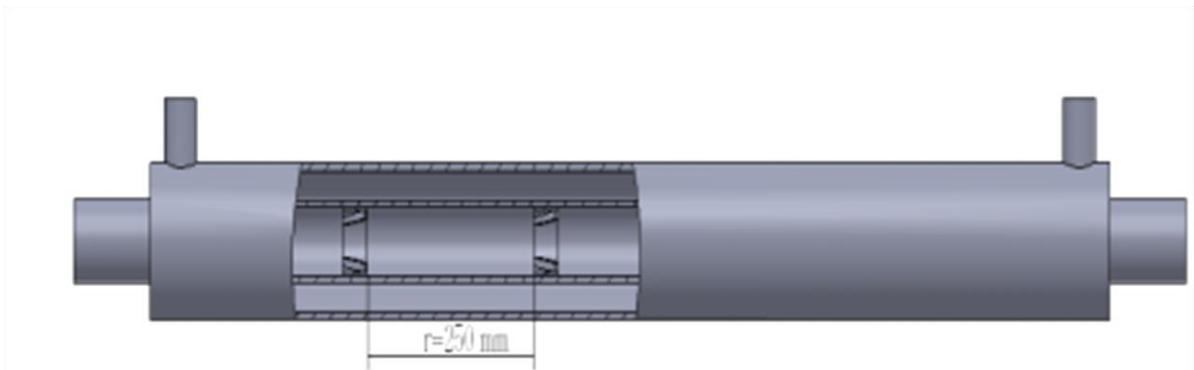
Nota: En la imagen se aprecia el winglet 5tr con los dobleces hechos.

Configuración utilizada

Se utilizó 5 winglets de cada configuración los cuales están a una misma separación de 250 mm, además de esto se ha utilizado 2 configuraciones de cargas al motor la cual nos da 2500 rpm y de 3500 rpm.

Figura 28

Configuración de winglets dentro del IC



Nota: En la imagen se observa una vista del intercambiador de calor en sección, en la cual se aprecia los winglets y la separación de estos que es de 250 milímetros.

Procedimiento Experimental

La experimentación se realizó en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE sede Sangolquí, en el laboratorio de termodinámica de la facultad de mecánica y energía. Mediante el banco de pruebas PLINT TE-46 se realiza la calibración manual que consiste en dar cargas al motor para que este baje sus revoluciones y de esta manera llegar a las revoluciones requeridas.

Figura 29

Banco de Prueba PLINT TE-46



Nota: En la figura se observa el banco de pruebas PLINT TE-46 el cual se utiliza como freno para establecer las revoluciones requeridas al motor.

Para la toma de datos se realizó un reacondicionamiento de los sensores ya existentes al intercambiador de calor, y se aumentó sensores de temperatura, presión y caudal. Por otra parte, para la adquisición de datos se cambió el uso del Arduino por un microcontrolador ESP32 de 32 bits con doble núcleo con comunicación inalámbrica Wifi y Bluetooth. Esto se debe a que el ESP32 es un microcontrolador de bajo costo y alto rendimiento que ha ganado popularidad en los últimos años debido a sus numerosas características y beneficios. Algunos de los principales beneficios de usar el ESP32 en lugar del Arduino Uno son:

- Mayor capacidad de procesamiento: el ESP32 tiene dos núcleos de procesamiento de 32 bits y una frecuencia de reloj de 240 MHz, lo que le permite realizar tareas de manera más rápida y eficiente que el Arduino Uno, que tiene un núcleo de procesamiento de 8 bits y una frecuencia de reloj de 16 MHz.
- Mayor capacidad de memoria: el ESP32 tiene más memoria RAM y ROM que el Arduino Uno, lo que le permite almacenar y ejecutar programas más grandes.

- Mayor capacidad de conectividad: el ESP32 tiene una amplia variedad de opciones de conectividad, incluyendo Bluetooth y Wi-Fi, lo que lo hace muy adecuado para aplicaciones que requieren conectividad inalámbrica.
- Mayor autonomía: el ESP32 tiene un bajo consumo de energía y es capaz de funcionar con baterías durante largos períodos de tiempo, lo que lo hace adecuado para aplicaciones de monitoreo a largo plazo.

Figura 30

Especificaciones del microcontrolador ESP32



Nota: En la imagen se observa al microcontrolador ESP 32 y sus 38 pines diferentes.

Instrumentación del intercambiador de calor

Para una correcta adquisición de datos del intercambiador de calor es necesario recolectar los datos del perfil de temperaturas dentro del tubo interior del intercambiador de calor, datos de la temperatura tanto de entrada como de salida del fluido frío (agua) y fluido caliente (gases de combustión). Aparte de esto también es necesario tomar los datos de flujo de caudal y de la variación de presión dinámica y estática de entrada y salida.

Para ello es necesario el uso de termocuplas tipo J echas de una aleación de hierro y níquel, que tienen un rango de medición de temperatura desde -40 grados Celsius hasta 750 grados Celsius, las cuales nos dan el perfil de temperaturas del tubo interior.

Figura 31

Termocupla tipo J



Nota: En la figura se observa la termocupla tipo J con perno de ajuste de $\frac{1}{4}$ ".

Además de ellos se utilizaron también termocuplas tipo K las cuales miden la temperatura en la entrada y salida del intercambiador, las cuales son capaces de medir un rango de temperatura amplio, desde -270 grados Celsius hasta 1300 grados Celsius. Además, se adoptó el módulo MAX6675 el cual es un circuito integrado que se utiliza para convertir la señal de una termocupla tipo K en una señal eléctrica medible. El módulo incluye un amplificador de señal, un convertidor analógico-digital y un controlador de termocupla.

Figura 32

Termocupla tipo K y modulo MAX6675



Nota: En la figura se observa la termocupla tipo K con rosca de ¼" y el módulo MAX6675.

Para la adquisición de datos de entrada y salida del fluido frío se utilizó el sensor DS18B20 que es un sensor de temperatura digital de alta precisión que utiliza el protocolo de comunicación 1-Wire. Esto significa que puede ser utilizado con un solo cable para la comunicación y alimentación, lo que lo hace muy conveniente para aplicaciones de monitoreo de temperatura a distancia. Uno de los principales beneficios del DS18B20 es su alta precisión y resolución, con un rango de medición de -55 a +125 grados Celsius y una resolución de 0.5 grados. Además, el sensor tiene una alta tolerancia a la interferencia electromagnética, lo que lo hace adecuado para su uso en entornos industriales.

Otro beneficio del DS18B20 es su facilidad de uso. El sensor viene con una memoria integrada que permite almacenar la configuración y los datos de calibración, lo que lo hace muy conveniente para aplicaciones de monitoreo a largo plazo. Además, el sensor es compatible con una amplia gama de microcontroladores y sistemas de control, lo que lo hace muy versátil.

Figura 33*Sensor DS18B30*

Nota: En la figura se observa el sensor DS18B30 de temperatura para líquidos.

Para la adquisición de datos del caudal del fluido frío se utilizó el sensor de flujo de agua 3/4" FS300A , este es un sensor de caudal de agua que utiliza un imán y un sensor Hall para medir el caudal de líquidos. Este sensor es ideal para aplicaciones de monitoreo de consumo de agua, ya que es preciso y fácil de instalar.

Uno de los principales beneficios del FS300A es su alta precisión y resolución, con un rango de medición de 1 a 60 l/min. Además, el sensor es capaz de tolerar altas temperaturas y presiones, lo que lo hace adecuado para su uso en sistemas de riego y otras aplicaciones industriales.

Otro beneficio del FS300A es su facilidad de uso. El sensor viene con una conexión de rosca de 3/4 de pulgada y una salida de pulso digital, lo que lo hace muy conveniente para su integración en sistemas de control y monitoreo. Además, el sensor es muy compacto y tiene un diseño resistente a la corrosión, lo que lo hace adecuado para su uso en entornos exteriores.

Figura 34

Sensor de flujo de agua 3/4" FS300A



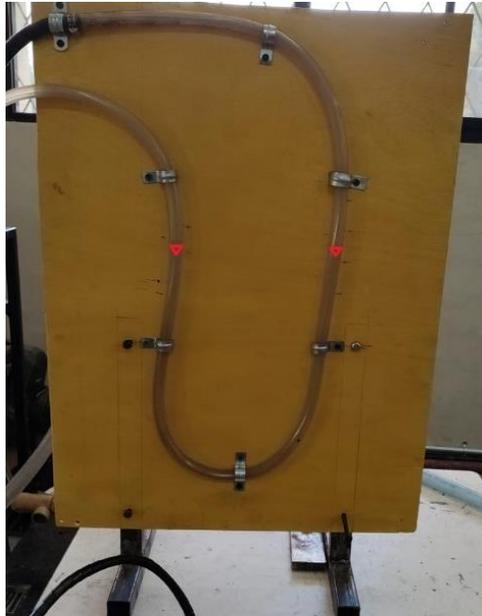
Por otro lado, se utilizó un medidor de presión diferencial de entrada y salida de columna de agua (mmH₂O) o más conocido como tubo en U, esta herramienta es comúnmente utilizada para medir la presión de los gases y determinar la velocidad del fluido en un sistema de tuberías. Se utiliza principalmente en aplicaciones industriales y de ingeniería, y se basa en el principio de Bernoulli.

El tubo en U consta de una tubería en forma de U, con una abertura en cada uno de los extremos. Cuando el gas fluye a través del tubo, la presión cambia en función de la velocidad del gas. Esto se debe a que, según el principio de Bernoulli, a medida que la velocidad del gas aumenta, la presión disminuye.

Para utilizar el tubo en U, se mide la presión del gas cuando el gas está en reposo y luego se mide nuevamente cuando el gas está fluyendo a través del tubo. La diferencia entre las dos lecturas de presión se utiliza para calcular la velocidad del gas.

Figura 35

Tubo en U



Nota: En la figura se observa el tubo en U en donde existe dos triángulos rojos que son las referencias de altura.

Figura 36

Pitot



Nota: En la figura se observa el tubo de Pitot construido para medir las velocidades del fluido caliente.

Figura 37

Tubo de Pitot para medir velocidad



Nota: En la figura se observa cómo es la conexión del tubo de Pitot para medir la velocidad a la entrada del intercambiador de calor del fluido caliente.

Procedimiento para la experimentación

Una vez establecido el motor y el intercambiador de pruebas que se utilizara, se verifica la preparación global de todo el conjunto:

- Se enciende la computadora se abre los programas Arduino y Excel.
- Se chequea todos los instrumentos y sensores de medición.
- Se procede a verificar la correcta ventilación de las instalaciones.
- Se verifica el uso correcto del EPP de los operarios.
- Se procede a encender y “calentar” el motor.
- Se procede hacer correr el fluido frío (agua) dentro del intercambiador de calor.

- Se acelere el motor hasta el valor preestablecido y mediante el freno se ubique la velocidad inicial de prueba. (2500 rpm)
- Previa a una estabilidad del régimen de operación respectivo se proceda a registrar todos los datos en Excel.
- Se cambia la velocidad al siguiente valor requerido (3500 rpm) y repita el procedimiento anterior.
- Durante las pruebas se debe tener especial cuidado en no llegar a valores límites de velocidad, temperatura, presión, etc.

Código del Programa de adquisición de datos

El código utilizado es un programa en C++ para un microcontrolador ESP32 que realiza varias tareas diferentes. Primero, incluye las bibliotecas "OneWire.h" y "DallasTemperature.h". Luego, establece una constante "pinDatosDQ" que se refiere al número del pin donde se conectará el bus 1-Wire, que se utiliza para comunicarse con un sensor de temperatura DS18B20. Después, crea objetos de las clases "OneWire" y "DallasTemperature" utilizando la constante "pinDatosDQ" y guarda estos objetos en las variables "oneWireObjeto" y "sensorDS18B20".

Luego, se crean varias variables de tiempo y una constante "tiempo" que se utilizarán en un bucle más adelante. También se crean varias variables y constantes para almacenar y utilizar los valores de lectura de 12 sensores de temperatura, y se crea una matriz "aux" para almacenar temporalmente estos valores. También se crea una variable "flujo" para almacenar el valor de lectura de un sensor de flujo, y una constante "sensor_flujo" que almacena el número del pin del sensor de flujo. Además, se crea una variable "sensor_presion" para almacenar el valor de lectura de un sensor de presión.

El programa también define una función "ISR" que se utiliza como una función de interrupción. Esta función aumenta un contador en 1 cada vez que se llama. También se define una función "fmap" que mapea un valor de un rango de entrada a otro rango de salida.

El programa también define varias funciones para realizar tareas específicas, como "LECTURA_DS18B20" para leer la temperatura desde el sensor DS18B20 y "LECTURA_ADC" para leer los valores de los 12 sensores de temperatura.

Finalmente, en la función "setup" se configuran los pines de entrada y salida, se inicializa el sensor DS18B20 y se establece la función "ISR" como una función de interrupción. En la función "loop", el programa realiza un bucle infinito que lee los valores de los sensores, procesa y almacena estos valores y, finalmente, envía los resultados a través de la conexión serial.

Capítulo IV. Análisis de Resultados

Análisis de la Simulación

Las simulaciones se proceden a realizar en el programa ANSYS Student 2023 CFD. Las condiciones para esta simulación fueron:

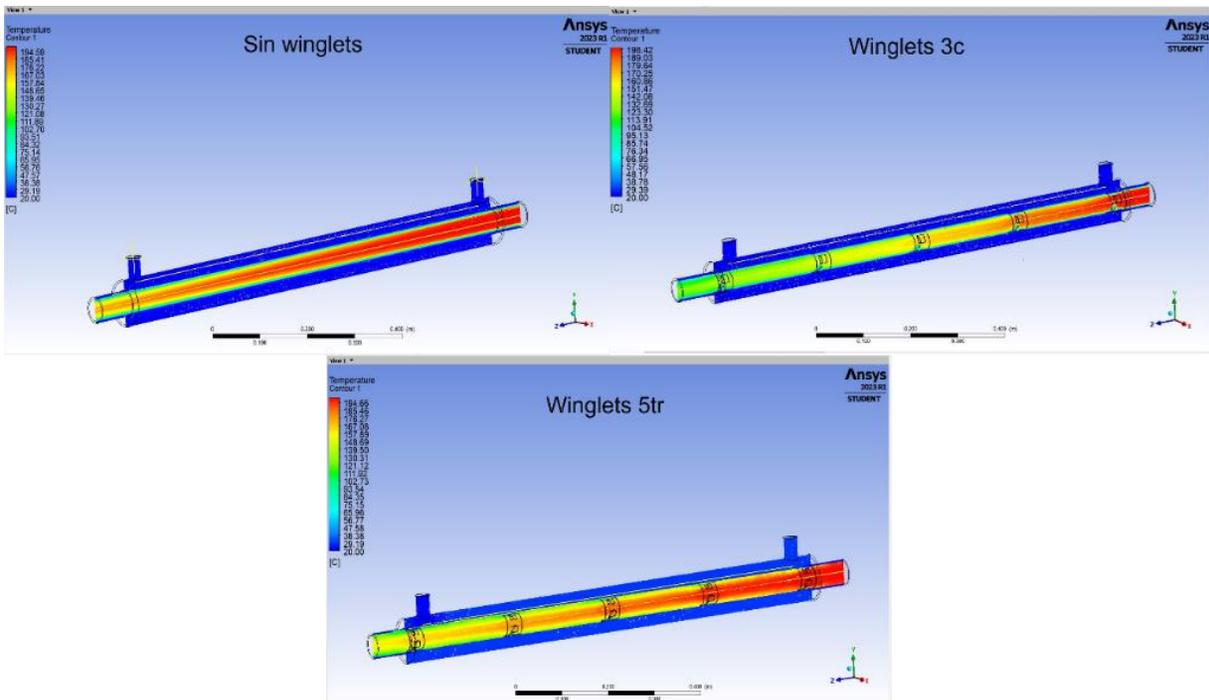
Tabla 1

Variables para la simulación

Variables	Simulación 1	Simulación 2	Simulación 3
Velocidad	6.52 [m/s]	6.52 [m/s]	6.52 [m/s]
Caudal	8 [l/min]	8 [l/min]	8 [l/min]
Turbulador	-	winglet 3c	winglet 5tr
Hot Inlet	200 [°C]	200 [°C]	200 [°C]
Cold Inlet	20 [°C]	20 [°C]	20 [°C]

Figura 38

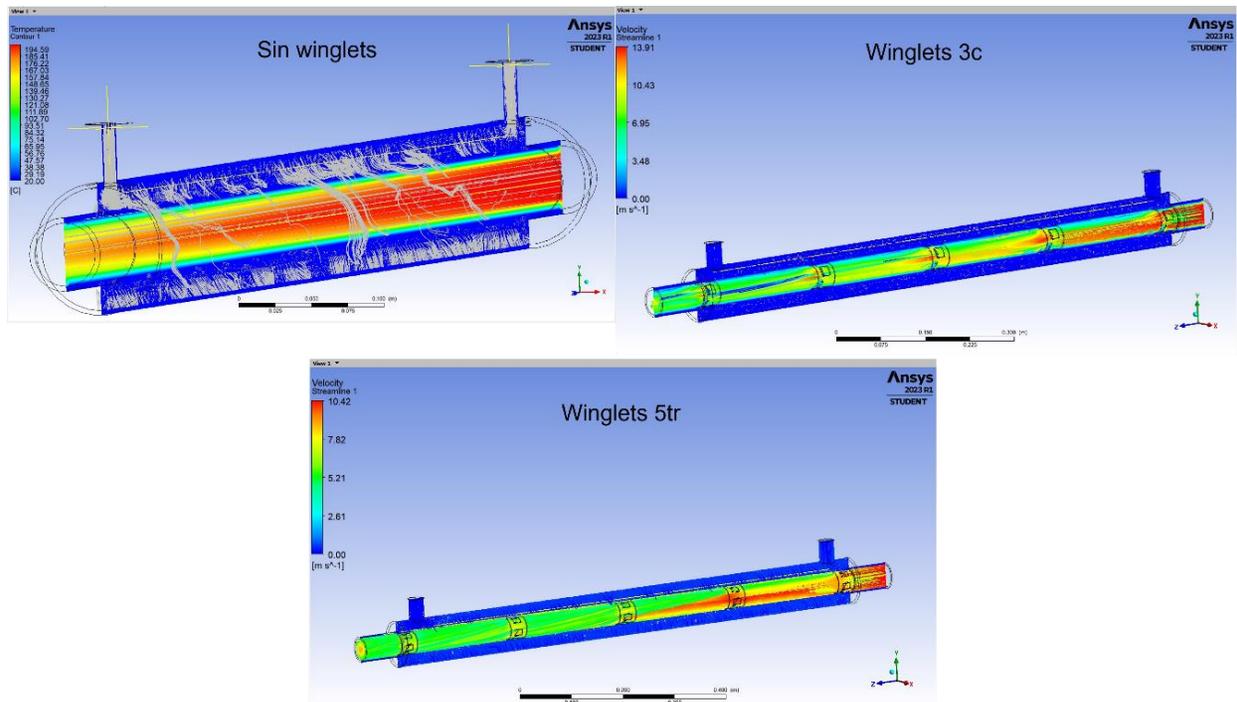
Contornos de temperatura simulaciones



Nota: En la figura se observa las 3 simulaciones, es necesario hacer notar que la simulación con winglets 5tr existe mayor transferencia de calor entre la entrada y salida de fluido caliente se puede esperar una mayor tasa de transferencia de calor. Esto se debe a que la transferencia de calor por convección se produce debido a la diferencia de temperatura entre la superficie caliente y el fluido que lo rodea. Cuanto mayor sea la diferencia de temperatura, mayor será la fuerza impulsora para la transferencia de calor por convección y, por lo tanto, mayor será la tasa de transferencia de calor.

Figura 39

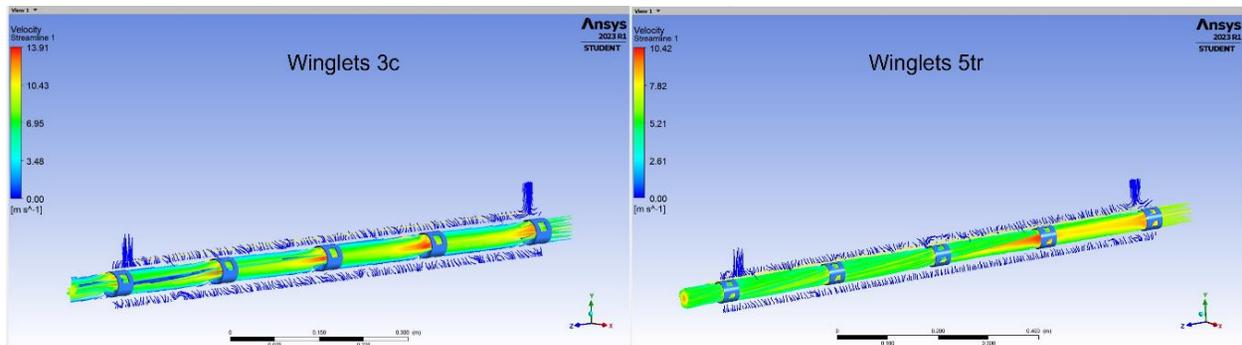
Líneas de corriente simulaciones



Nota: En la figura se observa líneas curvas que representan la dirección y el sentido del flujo de un fluido en un campo de velocidades. Los patrones de las streamlines indican la existencia de vórtices, separaciones de flujo, áreas de alta y baja velocidad. Es necesario hacer notar que la simulación de winglets 5tr presenta mayor turbulencia en las streamlines lo que sugiere que se puede esperar una mayor transferencia de calor. Esto se debe a que la turbulencia aumenta la mezcla y la agitación de las capas de fluido adyacentes, lo que a su vez aumenta la tasa de transferencia de calor por convección.

Figura 40

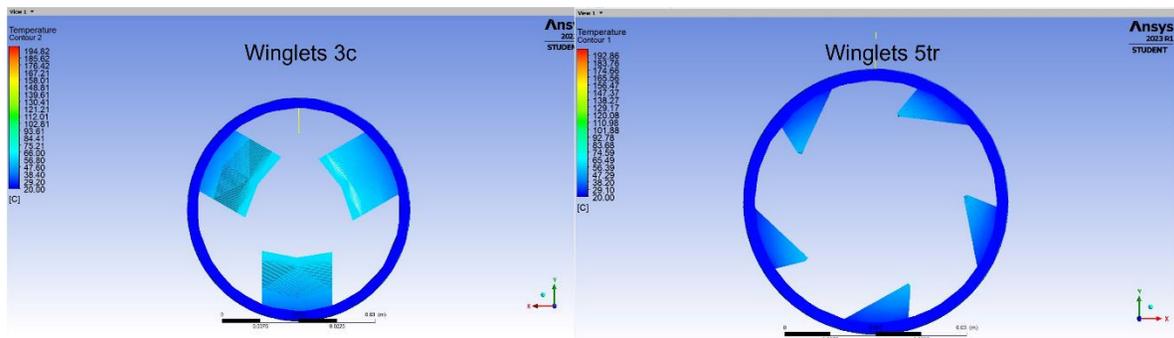
Streamlines winglets simulación



Nota: En la figura se observa como la simulación con los winglets 5tr crean mayor cantidad de vórtices y remolinos en el flujo que mejoran la transferencia de calor por convección al reducir la capa límite térmica y al aumentar la mezcla y la agitación de las capas de fluido adyacentes.

Figura 41

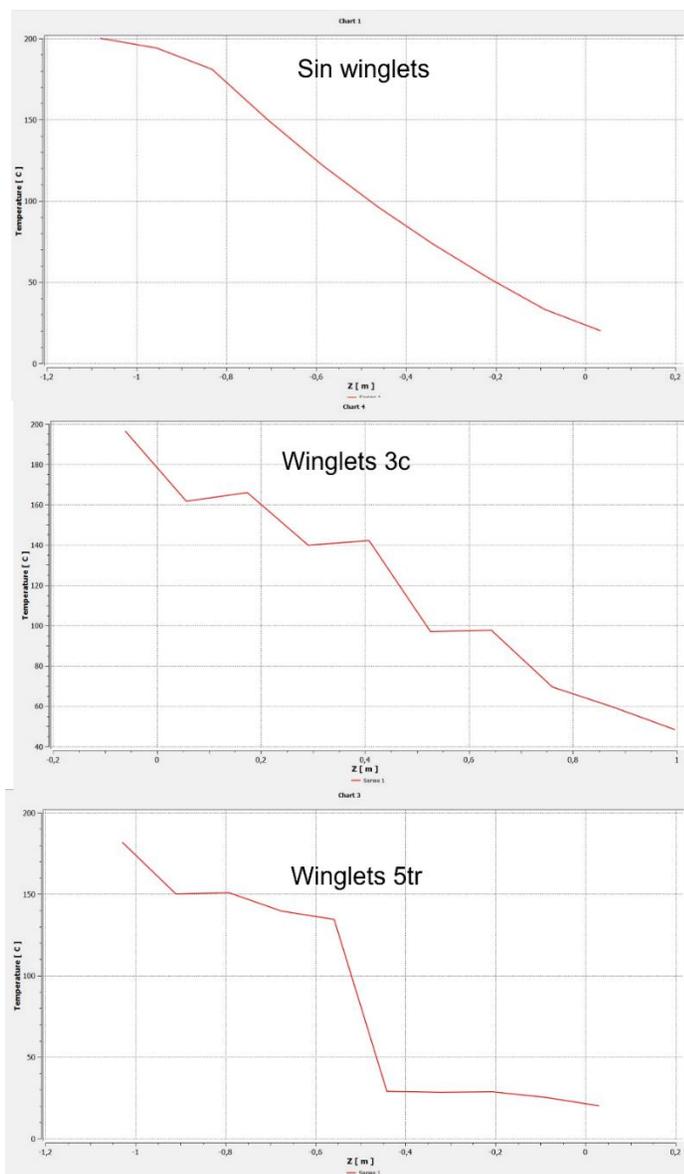
Contorno de temperatura winglets simulación



Nota: En la figura se observa los winglets cuyo objetivo es aumentar la transferencia de calor por convección al aumentar la mezcla y la agitación de las capas de fluido adyacentes, lo que a su vez aumenta la tasa de transferencia de calor.

Figura 42

Perfil de temperaturas fluido caliente a lo largo del intercambiador simulaciones

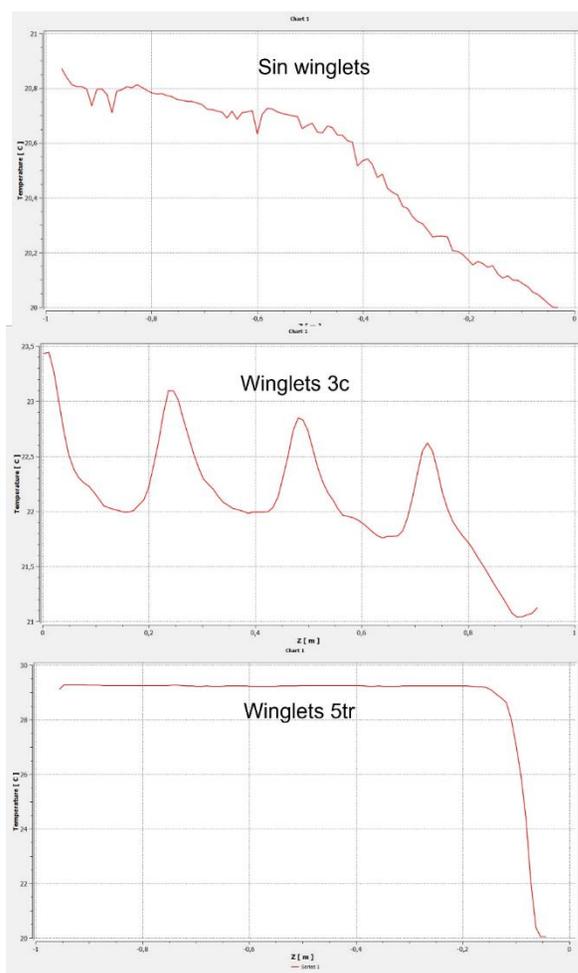


Nota: En la figura existen tres graficas las cuales están dispuestas en un eje cartesiano, en el eje vertical se representa la temperatura y en el eje horizontal la distancia. En la figura se observa el perfil de temperaturas de las tres simulaciones del fluido caliente a lo largo del intercambiador la cual muestra una clara tendencia ascendente de la temperatura a medida que aumenta la distancia, se nota que con la presencia de los winglets existe un comportamiento marcadamente diferente a sin la presencia de los

winglets, la simulación con winglets 5tr nos indica una mayor diferencia de temperatura entre el punto A y el punto B, ya que esto aumenta la cantidad de energía térmica que se transfiere desde la superficie caliente al fluido circundante.

Figura 43

Perfil de temperaturas fluido frío a lo largo del intercambiador simulaciones



Nota: En la figura existen tres graficas las cuales están dispuestas en un eje cartesiano, en el eje vertical se representa la temperatura y en el eje horizontal la distancia. En la figura se observa el perfil de temperaturas del fluido frío a lo largo del intercambiador dándonos como resultado que la gráfica de la simulación con winglets 5tr provocaría que el fluido frío se caliente desde los 20 °C hasta los casi 29.5 °C.

A partir de los datos, podemos ver que la temperatura aumenta en promedio 10 grado Celsius por cada metro. Por lo tanto, se concluye que si se desea construir un winglet para aumenta la transferencia de calor el recomendado es el winglet 5tr.

Análisis Experimental

Intercambiador de calor sin winglets

La primera ronda de experimentos no se utiliza winglets para obtener los datos de referencia y de esta manera comparar con las próximas rondas de experimentos que si utilizan winglets. Para el caudal se utiliza agua de la red y se regula la llave hasta llegar al caudal requerido, para esta primera ronda de experimentación se va a necesitar dos caudales de 8 [l/min] y de 6 [l/min]. Las dos medidas de RPM del motor que se va a utilizar son de 2504 RPM y de 3519 RPM.

Figura 44

Caudal 8 [l/min]



Nota: En la imagen se observa un medidor de flujo que nos da el caudal en litro/minutos de la marca

GEC – Marconi

Figura 45

Caudal 6 [l/min]



Nota: En la imagen se observa un medidor de flujo que nos da el caudal en litro/minutos de la marca GEC

– Marconi

Figura 46

Contador de RPM



Nota: En la figura se ve el contador de RPM el cual indica 2504 RPM

Figura 47

Contador de RPM



Nota: En la figura se ve el contador de RPM el cual indica 3519 RPM

Tabla 2

VARIABLES A CONSIDERAR EN RONDA DE EXPERIMENTACIÓN SIN WINGLETS

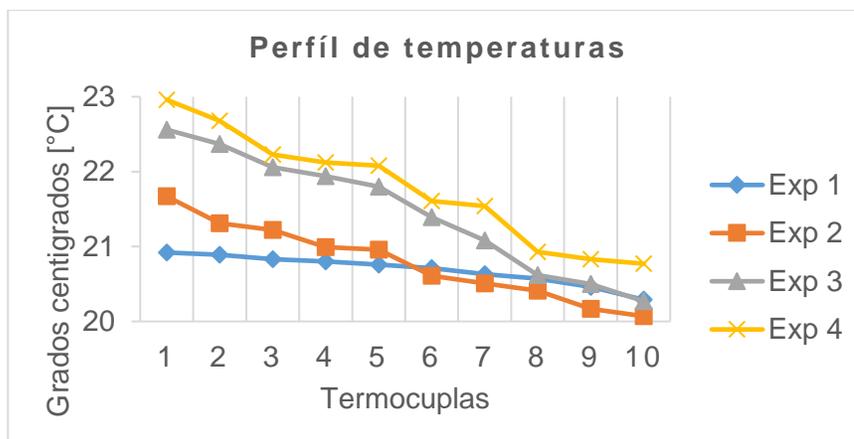
Datos	Experimento 1	Experimento 2	Experimento 3	Experimento 4
RPM	2504	2504	3519	3519
Caudal Agua	8 [l/min]	6 [l/min]	8 [l/min]	6 [l/min]
Turbulador	-	-	-	-
Velocidad	6.52 [m/s]	6.52 [m/s]	6.92 [m/s]	6.92 [m/s]

Perfil de Temperatura experimental

Tras realizar la adquisición de datos del perfil de temperaturas se ha determinado que el equipo toma aproximadamente 2 horas en estabilizarse después de esto se puede determinar una curva de los datos en estado estable.

Figura 48

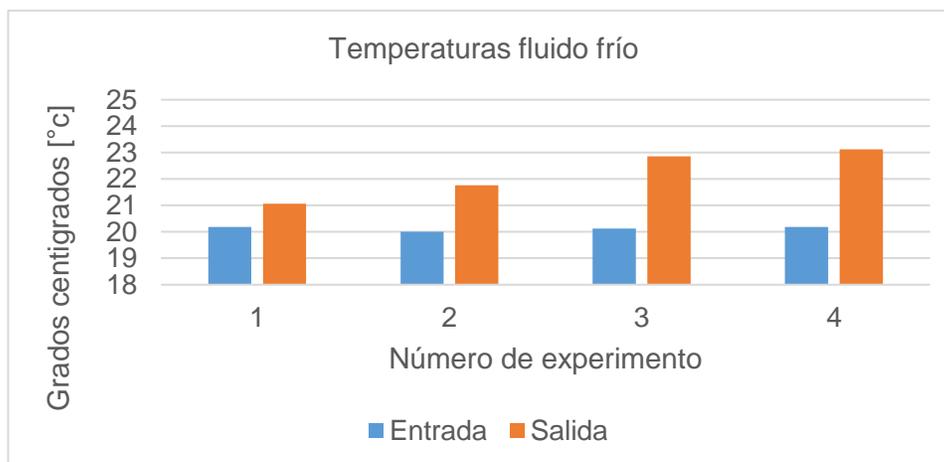
Perfil de temperaturas ronda de experimentación sin winglets



Nota: En la figura se observan 4 graficas que pertenecen al perfil de temperaturas, cabe hacer notar que el experimento 2 es la curva con mayores temperaturas presenta en el perfil de temperaturas.

Figura 49

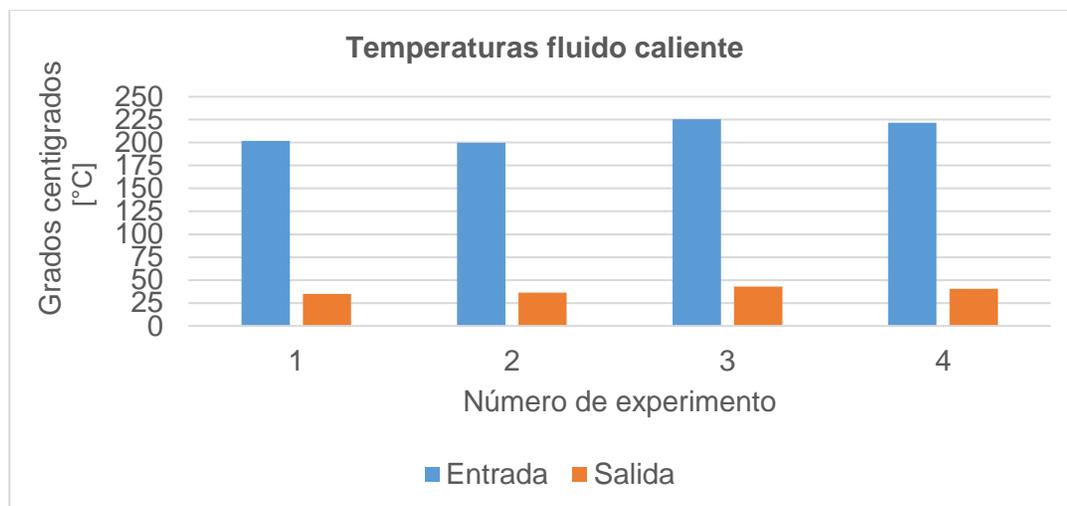
Temperaturas fluido frío ronda sin winglets



Nota: En la figura se observa los datos de entrada y salida de los 4 experimentos de la ronda sin winglets , es necesario hacer notar que el experimento 4 obtiene la mayor ganancia de temperatura a la salida del agua llegando 23 [°C].

Figura 50

Temperaturas fluido caliente ronda sin winglets



Nota: En la figura se observa los datos de entrada y salida de los 4 experimentos de la ronda sin winglets, es necesario hacer notar que entre mayor es el número de revoluciones esto provoca que la temperatura de entrada al intercambiador sea mayor .

Intercambiador de calor con winglets 3c

Para la segunda ronda de experimentos se utiliza 5 winglets 3c, los cuales se instalan dentro del intercambiador de calor a una distancia de 250 milímetros teniendo en cuenta que los mismos conservan una misma distancia gracias al uso de los separadores metálicos.

Figura 51

Arreglo winglets 3c



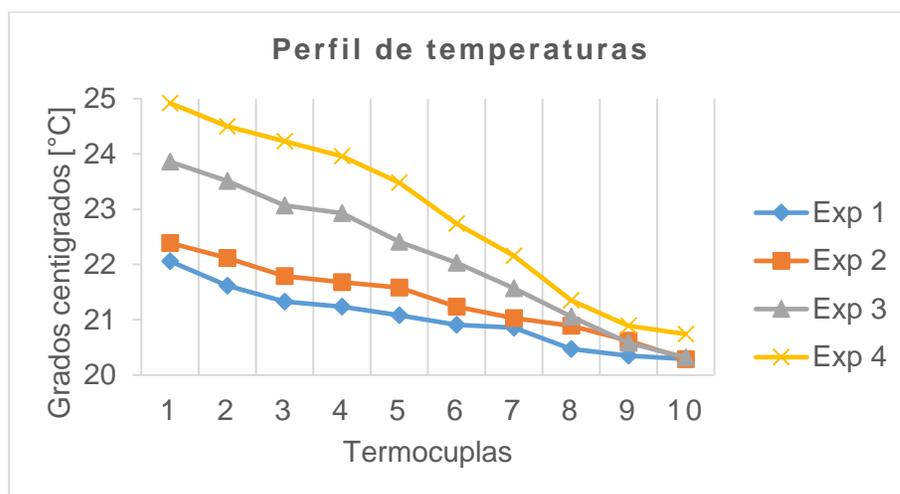
Tabla 3

Variables a considerar en ronda de experimentación con winglets 3c

Datos	Experimento 1	Experimento 2	Experimento 3	Experimento 4
RPM	2504	2504	3519	3519
Caudal	8 [l/min]	6 [l/min]	8 [l/min]	6 [l/min]
Turbulador	winglet 3c	winglet 3c	winglet 3c	winglet 3c
Velocidad	6.50 [m/s]	6.50 [m/s]	6.95 [m/s]	6.95 [m/s]

Figura 52

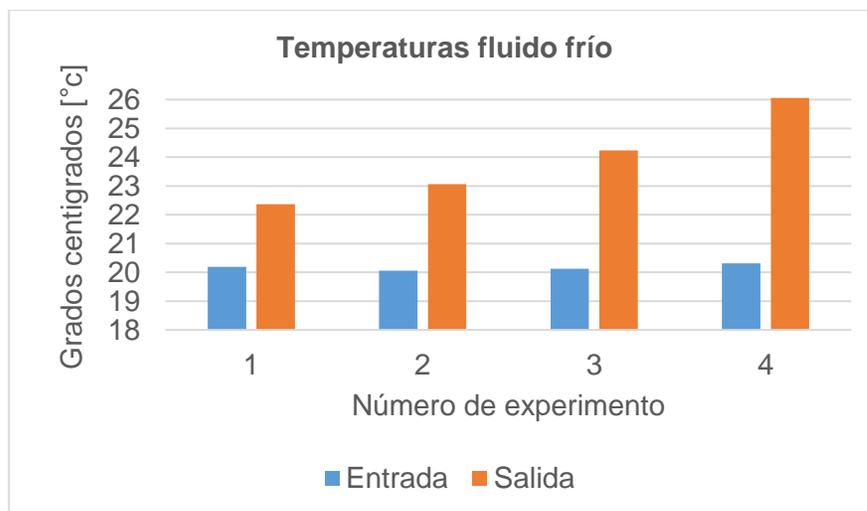
Perfil de temperaturas ronda de experimentación con winglets 3c



Nota: En la figura se observa 4 curvas cada una de ellas representada por una experimentación, es necesario notar que el experimento 4 presenta la curva con mayores temperaturas

Figura 53

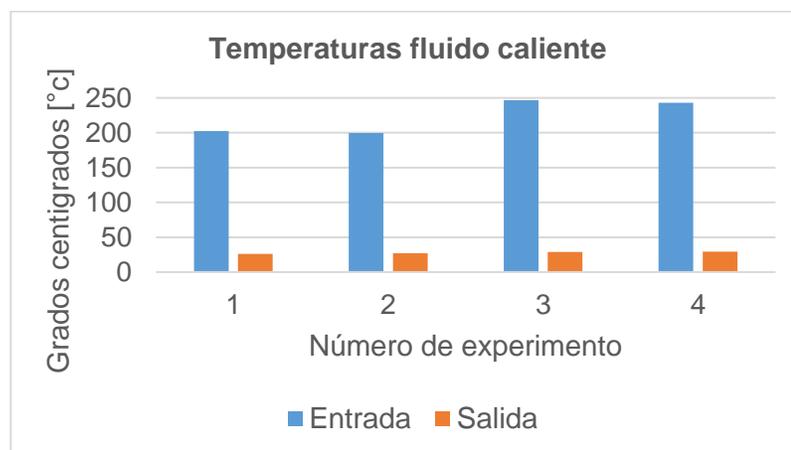
Temperaturas fluido frío ronda con winglets 3c



Nota: En la figura se observa los datos de entrada y salida de los 4 experimentos de la ronda con winglets 3c, es necesario hacer notar que el experimento 4 obtiene la mayor ganancia de temperatura a la salida del agua llegando a 26 [°C].

Figura 54

Temperaturas fluido caliente ronda con winglets 3c



Nota: En la figura se observa los datos de entrada y salida de los 4 experimentos de la ronda con winglets 3c, es necesario hacer notar que entre mayor es el número de revoluciones esto provoca que la temperatura de entrada al intercambiador sea mayor.

Intercambiador de calor con winglets 5tr

Para la segunda ronda de experimentos se utiliza 5 winglets 5tr, los cuales se instalan dentro del intercambiador de calor a una distancia de 250 milímetros teniendo en cuenta que los mismos conservan una misma distancia gracias al uso de los separadores metálicos que se indican en la siguiente figura.

Figura 55

Arreglo winglets 5tr



Nota: En la figura se observa el arreglo de los 5 winglets 5tr , los cuales están separados uno del otro a 250 milímetros.

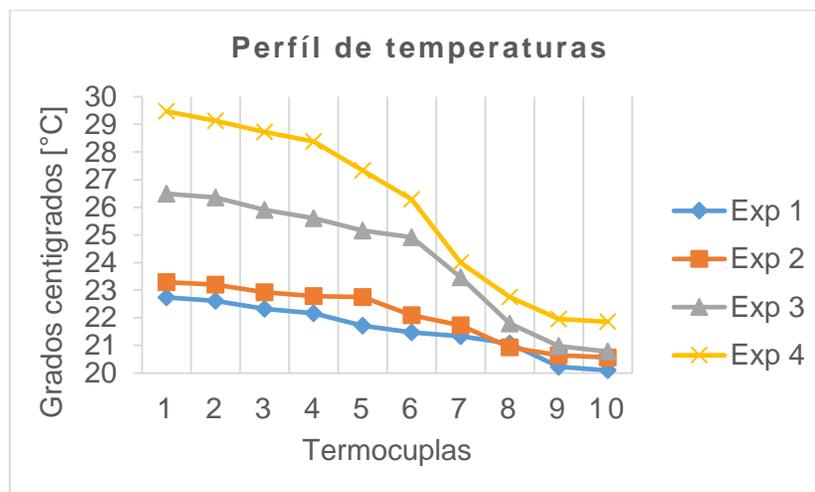
Tabla 4

Variables a considerar en ronda de experimentación con winglets 5tr

Datos	Experimento 1	Experimento 2	Experimento 3	Experimento 4
RPM	2504	2504	3519	3519
Caudal	8 [l/min]	6 [l/min]	8 [l/min]	6 [l/min]
Turbulador	winglet 5tr	winglet 5tr	winglet 5tr	winglet 5tr
Velocidad	6.55 [m/s]	6.55 [m/s]	6.92 [m/s]	6.92 [m/s]

Figura 56

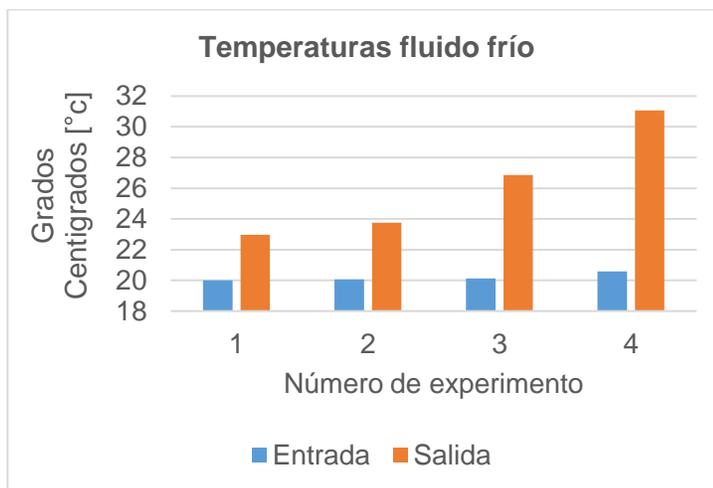
Perfil de temperaturas ronda de experimentación con winglets 5tr



Nota: En la figura se observa 4 curvas cada una de ellas representada por una experimentación, es necesario notar que el experimento 4 presenta la curva con mayores temperaturas.

Figura 57

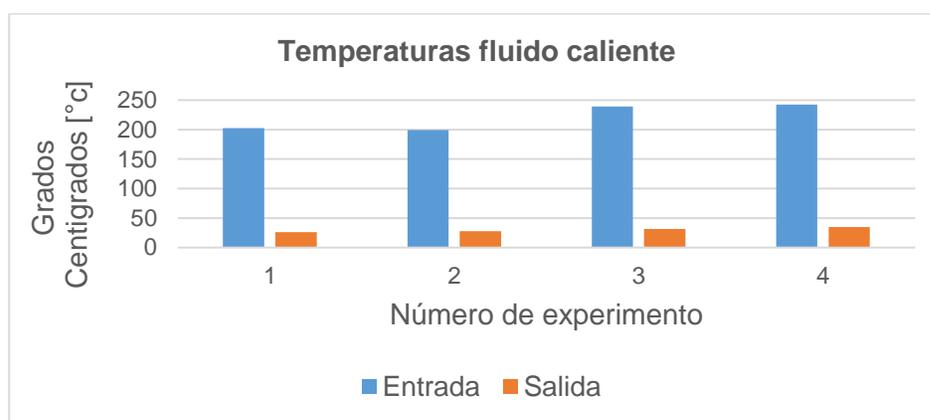
Temperaturas fluido frío ronda con winglets 5tr



Nota: En la figura se observa los datos de entrada y salida de los 4 experimentos de la ronda con winglets 3c , es necesario hacer notar que el experimento 4 obtiene la mayor ganancia de temperatura a la salida del agua llegando 31 [°C].

Figura 58

Temperaturas fluido caliente ronda con winglets 5tr



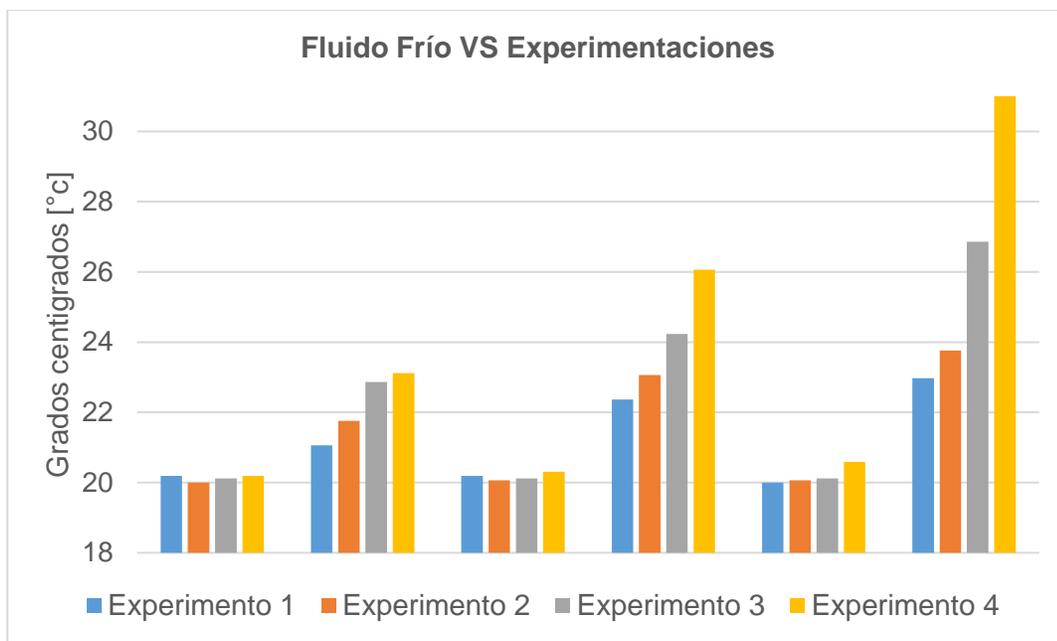
Nota: En la figura se observa los datos de entrada y salida de los 4 experimentos de la ronda con winglets 5tr, es necesario hacer notar que entre mayor es el número de revoluciones esto provoca que la temperatura de entrada al intercambiador sea mayor.

Resultados Finales

Una vez concluido el experimento se procede a verificar los resultados finales en este caso los datos que se pretende analizar a detalle son los del fluido frío entrada y salida ya que de esta manera se verifica que experimento y que forma de winglet genera mayor ganancia de temperatura.

Figura 59

Fluido frío vs Experimentaciones



Nota: La figura representa las 4 experimentaciones divididas cada una 6 secciones de columnas, en la figura se observa que las columnas 1,3,5 son los datos de entrada del fluido frío, estos datos son similares y se mantienen dentro del rango de 20 grados centígrados, por otro lado, las columnas 2,4,6 son los datos de salida del fluido frío en este caso si se puede notar que existe una diferencia en cada experimentación, pero la diferencia más importante es que efectivamente en el experimento 4 de las columnas 6 la ganancia de temperatura del fluido frío es de 31 °C, lo que se refleja en una mejora del rendimiento del sistema de hasta un 47.6%, en comparación con los intercambiadores que no cuentan con winglets.

Capítulo V. Análisis económico

El proyecto fue autofinanciado por el estudiante.

Tabla 5

Costos Directos (Materiales y equipos)

N	Descripción	Cant	Precio Unit.	Precio Tot
1	Microcontrolador ESP32	1	\$20.00	\$20.00
2	Cable USB tipo B	1	\$5.00	\$5.00
3	LM358N	10	\$0.60	\$6.00
4	Socket para LM358N	10	\$0.50	\$5.00
5	Silicona para Calor	2	\$15.00	\$30.00
6	Cautín	1	\$12.00	\$12.00
7	Estaño para soldar	1	\$5.00	\$5.00
8	Termocuplas tipo K+ max6675	2	\$12.00	\$24.00
9	Sensor DS18B30	2	\$8.00	\$16.00
10	Termocuplas tipo J	15	\$15.00	\$225.00
11	Sensor de flujo de agua 3/4" FS300A	1	\$15.00	\$15.00
12	Manguera de temperatura 10 mm	5	\$15.00	\$75.00
13	Manguera 3/4 "	10	\$8.50	\$85.00
14	Teflón	2	\$3.50	\$7.00
15	Correas plásticas	20	\$0.35	\$7.00
16	lana de vidrio 2.10x0.9 m ²	1	\$9.00	\$9.00
17	abrazaderas	20	\$0.75	\$15.00
18	Juntas universales 1 1/2" de hierro	2	\$7.00	\$14.00
19	Neplo de 1/2" de hierro	2	\$5.00	\$10.00
20	Acoples fitting	5	\$9.00	\$45.00
TOTAL				\$630.00

Tabla 6*Costos Directos (Construcción)*

N	Descripción	Cant	Precio Unit.	Precio Tot
1	Construcción generadores de vórtice	30	\$6.00	\$180.00
2	Soldador para cañerías y Pitot	1	\$50.00	\$50.00
TOTAL				\$230.00

Tabla 7*Costos Indirectos*

N	Descripción	Cant	Precio Unit.	Precio Tot
1	Internet	1	\$30.00	\$30.00
1	Energía eléctrica	1	\$20.00	\$20.00
3	Alimentación	1	\$100.00	\$100.00
4	Impresiones	1	\$20.00	\$20.00
5	Transporte	1	\$60.00	\$60.00
TOTAL				\$230.00

Tabla 8*Costo por asesorías*

N	Descripción	Tiempo (horas)	Valor hora (USD)	Costo total (USD)
1	Tec. Roberty Velasco	50	\$8.00	\$400.00
2	Ing. Luis Carrión Matamoros	150	\$20.00	\$3,000.00
TOTAL				\$3,400.00

Tabla 9*Costo total del proyecto*

N	Descripción	Costo total
1	Costos Directos Presupuestos materiales	\$630.00
2	Costos Directos construcción	\$230.00
3	Costos Indirectos	\$230.00
4	Asesoramiento	\$3,400.00
COSTO TOTAL DEL PROYECTO		\$4,490.00

Conclusiones

Se realizó un estudio bibliográfico detallado de los generadores de vórtice y sus geometrías utilizados en la industria. Se encontró que estos dispositivos tienen un gran potencial en la mejora de la eficiencia de los sistemas de transferencia de calor.

Se logró desarrollar un estudio experimental y computacional de la transferencia de calor por convección en un intercambiador de calor de tubos concéntricos implementando generadores de vórtice y se pudo demostrar que la implementación de generadores de vórtice en un intercambiador de calor de tubos concéntricos de aire-agua permitió incrementar la transferencia de calor en el intercambiador, lo que se tradujo en una mejora en la eficiencia del sistema.

Se logró obtener datos experimentales de la transferencia de calor por convección en diferentes condiciones de flujo y geometrías de los generadores de vórtice, lo que permitió validar el modelo computacional.

Se logró modelar con éxito el proceso de convección forzada para un flujo rotacional en régimen turbulento implementando generadores de vórtice. Se encontró que la implementación de estos dispositivos mejora significativamente la transferencia de calor en este tipo de flujo.

Se desarrolló un modelo computacional mediante ANSYS que permitió simular el flujo rotante y la transferencia de calor por convección en el intercambiador de calor con generadores de vórtice.

Se validó el modelo computacional con los datos experimentales obtenidos, lo que permitió establecer la precisión y el alcance del modelo en la predicción de la transferencia de calor y su aplicabilidad en el diseño de intercambiadores de calor con generadores de vórtice.

Recomendaciones

Se sugiere que se reemplacen las termocupas tipo J utilizadas en la investigación por otras de mayor calidad y precisión, y que sean digitales para mejorar la facilidad de adquisición de datos. Las termocupas digitales modernas suelen tener una mayor precisión y estabilidad en la medición de temperatura, lo que ayudaría a reducir la incertidumbre en las mediciones experimentales. Además, al utilizar termocupas digitales, se facilita la adquisición y el almacenamiento de datos, lo que puede ahorrar tiempo y evitar posibles errores de registro de datos.

Realizar más pruebas experimentales con diferentes geometrías de generadores de vórtice: Aunque se utilizaron dos tipos de generadores de vórtice en el estudio, sería beneficioso explorar más opciones de geometrías de generadores de vórtice para obtener una mejor comprensión de cómo afectan la transferencia de calor y la eficiencia del intercambiador de calor. Esto podría incluir la prueba de diferentes formas, tamaños y ángulos de las aletas del generador de vórtice, así como variaciones en la posición y la cantidad de generadores de vórtice utilizados en el intercambiador de calor.

Atraer a más estudiantes interesados en el tema, para fomentar una mayor colaboración y un mayor intercambio de ideas. Además, que contar con un equipo de investigación más grande permitiría

realizar estudios más completos y exhaustivos, lo que podría llevar a descubrimientos significativos en el campo de la transferencia de calor y la eficiencia de los intercambiadores de calor.

Bibliografía

Ali, A. (2017). Numerical study of flexible vortex generator in circular duct. *International Journal of Heat and Mass Transfe*, 906-914.

Auz, R. (2022). 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.

Biswas, A. (2019). Numerical investigation of flow and heat transfer in a channel with an embedded circular tube and a pair of delta-winglet vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1097-1106.

Connor Nick. (2020, August 1). *¿Qué es la conductividad térmica? Definición.*
<https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-la-conductividad-termica-definicion/>

Chormale, V., & Palande, D. (2016). Enhancement of heat transfer in a tubular heat exchanger using a rectangular winglet vortex generator. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1209-1217.

EcuRed. (n.d.). *LabVIEW*. Retrieved December 18, 2022, from
<https://www.ecured.cu/LabVIEW>

Ing. Ángelo Villavicencio. (2020). *Apuntes de Transferencia de Calor* (pp. 11–11).

Ing. Luís Echeverría. (2018). *Apuntes de Instrumentación Mecánica* (pp. 67).

Yunus A. Cengel, & Afshin J. Ghajar. (2011). *Transferencia de calor y masa Fundamentos y aplicaciones* (Ana L. Delgado Rodríguez, Ed.; 4ta Edición).

Zhou, Y., & Li, Y. (2016). Vortex generators for heat transfer enhancement in heat exchangers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 3435-3449.