

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO
FACULTAD DE CIENCIAS AGRARIAS
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA AGROINDUSTRIAL



TESIS

**“SIMULACION EN DINAMICA DE FLUIDO COMPUTACIONAL
(DFC) Y EVALUACION EXPERIMENTAL, EN LA ENTRADA DE
JUGO DE CAÑA DE AZUCAR EN UN INTERCAMBIADOR DE
CALOR DE TUBOS Y CARCASA 1-2”**

PRESENTADA POR:

FREDY CARLOS QUISPE GOMEZ

PARA OBTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO AGROINDUSTRIAL

PROMOCIÓN: 2010 II

PUNO – PERÚ

2017

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL ALTIPLANO
FACULTAD DE CIENCIAS AGRARIAS
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA AGROINDUSTRIAL
TESIS

**“SIMULACION EN DINAMICA DE FLUIDO COMPUTACIONAL
(CFD) Y EVALUACION EXPERIMENTAL, EN LA ENTRADA DE
JUGO DE CAÑA DE AZUCAR EN UN INTERCAMBIADOR DE
CALOR DE TUBOS Y CARCASA 1-2”**

PRESENTADA POR:

FREDY CARLOS QUISPE GOMEZ

PARA OBTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO AGROINDUSTRIAL

FECHA: 26 DE MAYO 2017



APROBADO POR EL JURADO REVISOR CONFORMADO POR:

PRESIDENTE :

.....
M. Sc. EDGAR GALLEGOS ROJAS

PRIMER MIEMBRO :

.....
Dr. RONALD ASTETE TEBES

SEGUNDO MIEMBRO :

.....
M. Sc. MARIENELA CALSIN CUTIMBO

DIRECTOR/ ASESOR :

.....
Dr. ALEJANDRO COLOMA PAXI

PUNO- PERU
2017

Área: Ingeniería y tecnología

Tema: Propiedades físicas y estructurales

DEDICATORIA

Con el apoyo de Dios, dedico este trabajo a memoria de mi señor padre Luis que me inculco en disciplina y en la justa verdad, a mi señora madre Juana por el constante apoyo que siempre me brinda y a mi hermano Jarold que supo ayudarme en mis proyectos de vida.

AGRADECIMIENTOS

A todas las personas que apoyaron en esta investigación:

Al Ing. Alejandro Coloma, por apoyo brindado sobre temas que innovan a la ingeniería, al Ing. Teófilo Donaires, por las bases fundamentales de ingeniería inculcadas en mí, al Ing. Lisandro Fernández por el apoyo brindado en el avance académico, y a todos los catedráticos de las diferentes escuelas profesionales de mi alma mater la Universidad Nacional de Altiplano, por darme el significado de desarrollo industrial que es el empuje para un mejor Perú.

“La conformidad es el carcelero de la libertad y el enemigo del crecimiento”

John F. Kennedy

"La verdadera ciencia enseña, por encima de todo, a dudar y a ser ignorante"

Miguel de Unamuno

“Los que piensan que es imposible, no deberían molestar a los que lo estamos intentando”

Thomas Alva Edison

“Hay un solo derecho en el mundo, y este derecho está en la propia fuerza de uno”

INDICE GENERAL

INDICE GENERAL	5
INDICE DE FIGURAS.....	7
INDICE DE CUADROS.....	8
INDICE DE TABLAS.....	8
ACRÓNIMOS	9
NOMENCLATURA	10
RESUMEN	11
ABSTRACT	12
I. INTRODUCCIÓN	13
II. REVISIÓN DE LITERATURA	15
2.1 DINAMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL	15
2.1.1 ECUACIONES QUE GOBIERNAN EL FLUJO DE FLUIDOS Y LA TRANSFERENCIA DE CALOR	15
2.1.1.1 CONSERVACIÓN DE LA MASA EN TRES DIMENSIONES.....	17
2.1.1.2 CARGAS DE FLUJOS A RAÍZ DE UNA PARTÍCULA FLUIDA Y PARA UN FLUJO ELEMENTO	19
2.1.1.3 ECUACIONES DE MOMENTUM EN TRES DIMENSIONES	22
2.1.1.4 ECUACIÓN DE ENERGÍA EN TRES DIMENSIONES	25
2.1.1.4.1 TRABAJO REALIZADO POR FUERZAS SUPERFICIALES	26
2.1.1.4.2 FLUJO DE ENERGÍA DEBIDO A LA CONDUCCIÓN DE CALOR.....	27
2.1.1.4.3 ECUACIÓN DE ENERGÍA	28
2.1.2 ECUACIÓN DE ESTADO.....	31
2.1.3 ECUACIONES DE NAVIER- STOKES PARA UN FLUIDO NEWTONIANO	32
2.1.4 FORMA CONSERVADORA DE LAS ECUACIONES GOBERNANTES DEL FLUJO DE FLUIDOS.....	35
2.1.5 FORMAS DIFERENCIALES E INTEGRALES DE LAS ECUACIONES GENERALES DE TRANSPORTE.....	36
2.1.6 CLASIFICACIÓN DE LOS COMPORTAMIENTOS FÍSICOS	38
2.1.6.1 PROBLEMAS DE EQUILIBRIO	38
2.1.6.2 PROBLEMAS DE MARCHA	39
2.1.7 LA TURBULENCIA Y SU MODELAMIENTO	41
2.1.7.1 ¿QUE ES TURBULENCIA?	41
2.1.7.2 TRANSICIÓN DE FLUJO LAMINAR A TURBULENTO.....	42
2.1.7.3 TRANSICIÓN A LA TURBULENCIA.....	42
2.1.7.4 TRANSICIÓN DE FLUJO EN TUBERÍA.....	43
2.1.7.5 MODELOS DE TURBULENCIA	43
2.1.7.6 MODELO DE TURBULENCIA K-EPSILON	44
2.1.7.7 EVALUACIÓN DEL RENDIMIENTO	46
2.1.7.8 EVALUACIÓN ESTÁNDAR DEL MODELO K-EPSILON.....	46
2.1.8 MÉTODOS DE DISCRETIZACIÓN DE ECUACIONES DIFERENCIALES	47
2.1.8.1 MÉTODO DE VOLÚMENES FINITOS (FVM).....	47
2.1.8.2 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (FEM)	47
2.1.8.3 MÉTODO DE DIFERENCIAS FINITAS (FDM)	48
2.1.9 MÉTODO DE VOLUMEN FINITO	48
2.1.9.1 MÉTODO DEL VOLUMEN FINITO PARA PROBLEMAS DE DIFUSIÓN TRIDIMENSIONAL.....	49
2.1.9.2 GENERACIÓN DE CUADRÍCULA	50
2.1.9.3 DISCRETIZACIÓN	51
2.1.9.4 SOLUCIÓN DE ECUACIONES	52

2.1.10 ALGORITMOS DE SOLUCION.....	53
2.1.10.1 SIMPLE	53
2.1.10.2 SIMPLER.....	53
2.1.10.3 SIMPLEC.....	54
2.1.10.4 PISO.....	54
2.1.11 MALLADO EN CFD.....	54
2.1.11.1 CONECTIVIDAD.....	55
2.1.11.2 FORMA DE ELEMENTOS	55
2.2 TRANSFERENCIA DE CALOR.....	57
2.2.1 FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	57
2.2.1.2 CONVECCION	58
2.2.1.3 RADIACION.....	58
2.2.2 DISEÑO Y COSTOS DE EQUIPO PARA TRANSFERENCIA DE CALOR	59
2.2.3 ESPECIFICACIONES PARA DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR ...	61
2.2.4 PROPIEDADES FISICOQUIMICAS DEL JUGO DE CAÑA DE AZUCAR	62
2.2.5 LA NECESIDAD DEL POR QUE CALENTAR EL JUGO DE CAÑA.....	64
III. MATERIALES Y MÉTODOS	65
3.1 LUGARES DE EJECUACION.....	65
3.2 EQUIPOS E INSTRUMENTOS.....	65
3.2.1 EQUIPOS	65
3.2.2 INSTRUMENTOS.....	66
3.2.3 MATERIALES.....	66
3.3 METODOS Y TECNICAS	66
3.3.1 MODELAMIENTO Y DISEÑO COMPUTACIONAL	68
3.3.2 EXPERIMENTACION CON EL INTERCAMBIADOR DE CALOR	77
3.4 VARIABLES INDEPENDIENTE Y DEPENDIENTE.....	79
3.5 HERRAMIENTAS DE INVESTIGACION.....	79
IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	80
4.1 EVALUACION DE LO SIMULADO Y LO EXPERIMENTADO	80
4.1.1 LADO SUPERIOR	80
4.1.2 LADO INFERIOR.....	83
4.1.3 LADO DERECHO	86
4.1.4 LADO IZQUIERDO	88
4.2 VALIDACION DE LA SIMULACION DE CAMPOS TERMICOS CON CFD	91
CONCLUSIONES	98
RECOMENDACIONES	99
REFERENCIAS	100
ANEXOS.....	103

INDICE DE FIGURAS

FIGURA 1: FLUJO ELEMENTO PARA LAS LEYES DE CONSERVACIÓN	16
FIGURA 2: FLUJO DE MASA DENTRO Y FUERA DEL FLUIDO ELEMENTO	18
FIGURA 3: COMPONENTES DE TENSIÓN SOBRE LAS TRES SECCIONES DEL ELEMENTO FLUIDO.	23
FIGURA 4: COMPONENTES DE TENSIÓN EN LA DIRECCIÓN X.	24
FIGURA 5: COMPONENTES DE VECTORES DE FLUJO DE CALOR.....	27
FIGURA 6: COMPARACION DE PREDICCIÓN DEL MODELO K-EPSILON CON FUENTES REALES.(FUENTE: BERT BLOCKEN 2016)	46
FIGURA 7: SISTEMA DE GRID O MALLADO EN PRIMERA DIMENSIÓN.....	49
FIGURA 8: UNA CELDA DE TRES DIMENSIONES Y SUS NODOS FRONTERAS.	50
FIGURA 9: MALLADO POR CONECTIVIDAD	55
FIGURA 10: MALLADO POR FORMA DE ELEMENTOS	55
FIGURA 11: ASIMETRÍA DE TAMAÑO.....	56
FIGURA 12: MODALIDADES DE RECONOCER LAS DISTINTAS FORMAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	59
FIGURA 13: INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TIPO DE CARCASA Y TUBOS, DE UN PASO DE CÁMARA Y DOS PASOS DE TUBOS, QUE MUESTRA LOS DETALLES CONSTRUCTIVOS (PAMPA 2001)	60
FIGURA 14: APERTURA DEL SOFTWARE DE CÁLCULO DE PROPIEDADES TÉRMICAS CREADO POR CHOI Y OKOS.....	62
FIGURA 15: PROCESO DE CLARIFICACIÓN DEL JUGO DE CAÑA. FUENTE: STÁNDAR FABRICATION PRACTICES FOR CANE SUGAR MILL – 1981	64
FIGURA 16 DIAGRAMA DEL FLUJO PARA EVALUAR EN CUANTO DIFIERE LA SIMULACIÓN A UN CASO REAL.	67
FIGURA 17: INTERCAMBIADOR DE TUBOS Y CARCASA 1-2(PAMPA 2001).	68
FIGURA 18: REMOCION DE ELEMENTOS PEQUEÑOS.	69
FIGURA 19: VOLUMENES DENTRO DEL INTECAMBIADOR.	69
FIGURA 20: INTRODUCCION DE DATOS DE ALIMENTO EN SOFTWARE DESARROLLADO POR NECRETE 2003.....	71
FIGURA 21: PROCESO DE REFINAMIENTO PARA OBTENCIÓN DE MALLADO.	72
FIGURA 22: APLICACIÓN DE HEAT TRANSFER, ELECCIÓN DE MODELO K-EPSILON Y GRAVEDAD.	73
FIGURA 23: RESULTADO DE ELEMENTOS OBTENIDOS POR EL SISTEMA.....	74
FIGURA 24: GENERACION DE MALLAS O GRIDS.....	74
FIGURA 25: DESARROLLO DE AVANCE TÉRMICO RESUMIDO, DESDE LA ETAPA 0 HASTA LA ETAPA 100.	76
FIGURA 26: VISTA EXTERNA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR. CON PERMISO DE LA F.I.Q. UNA- PUNO (PAMPA, 2001)...	77
FIGURA 27: METRADO DEL INTERCAMBIADOR Y ASIGNACIÓN DE PUNTOS EN LA ZONA EXTERNA.....	78
FIGURA 28: OBTENCION DE DATOS CON TERMOMETRO LASER.	78
FIGURA 29: COMPARACIÓN DE RESULTADOS OBTENIDOS EN LABORATORIO Y LOS DATOS OBTENIDOS POR SIMULACIÓN EN CFD EN LADO SUPERIOR DEL INTERCAMBIADOR. (FUENTE: PROPIA).....	81
FIGURA 30: ANÁLISIS DE RESULTADOS, DEL LADO SUPERIOR (FUENTE: PROPIA)	82
FIGURA 31: COMPARACIÓN DE RESULTADOS OBTENIDOS EN LABORATORIO Y LOS DATOS OBTENIDOS POR SIMULACIÓN EN CFD EN LADO INFERIOR. (FUENTE: PROPIA).....	83
FIGURA 32: ANÁLISIS DE RESULTADOS, DEL LADO INFERIOR (FUENTE: PROPIA).....	85
FIGURA 33: COMPARACIÓN DE RESULTADOS OBTENIDOS EN LABORATORIO Y LOS DATOS OBTENIDOS POR SIMULACIÓN EN CFD, DEL LADO DERECHO (FUENTE: PROPIA).	86
FIGURA 34: ANÁLISIS DE RESULTADOS, DEL LADO DERECHO (FUENTE: PROPIA).	87
FIGURA 35 COMPARACIÓN DE RESULTADOS OBTENIDOS EN LABORATORIO Y LOS DATOS OBTENIDOS POR SIMULACIÓN EN CFD EN LADO IZQUIERDO (FUENTE: PROPIA).	88
FIGURA 36: ANÁLISIS DE RESULTADOS, DEL LADO IZQUIERDO (FUENTE: PROPIA).	90
FIGURA 37: AVANCE TÉRMICO APROXIMADO DE LOS FLUIDOS DENTRO DEL INTERCAMBIADOR.....	92
FIGURA 38: CORTE TRANSVERSAL DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CARCASA. DONDE PODEMOS DIFERENCIAR LA PARTE DEL CABEZAL DESDE LA FIGURA (A) HASTA LA (J), Y DE LA (K) A LA (Z) EL RESTO DE LA CARCASA. P1: PRIMER PASO (24 TUBOS), P2: SEGUNDO PASO (24 TUBOS). LONGITUD DE EXTREMO A EXTREMO 101.6 CM (FUENTE: PROPIA).	94
FIGURA 39: RECORRIDO APROXIMADO DEL JUGO DE CAÑA.....	95
FIGURA 40: RELACIÓN DE DISTANCIA RECORRIDA DEL JUGO DENTRO DEL INTERCAMBIADOR Y LA TEMPERATURA.	95

INDICE DE CUADROS

CUADRO 1: RESULTADOS DE TEMPERATURAS, REALES Y SIMULADOS EN CFD, EN LADO SUPERIOR DEL INTERCAMBIADOR	82
CUADRO 2: RESULTADOS DE TEMPERATURAS, REALES Y SIMULADOS EN CFD, EN LADO INFERIOR DEL INTERCAMBIADOR	84
CUADRO 3: RESULTADOS DE TEMPERATURAS, REALES Y SIMULADOS EN CFD, EN LADO DERECHO DEL INTERCAMBIADOR.....	87
CUADRO 4: RESULTADOS DE TEMPERATURAS, REALES Y SIMULADOS EN CFD, EN LADO IZQUIERDO DEL INTERCAMBIADOR	89

INDICE DE TABLAS

<i>TABLA 1:</i> ECUACIONES GOBERNANTES DEL FLUJO DE FLUIDOS NEWTONIANO COMPRESIBLE	35
<i>TABLA 2:</i> CLASIFICACIÓN DE COMPORTAMIENTO FÍSICO Y SU TIPO DE ECUACIÓN.....	40
<i>TABLA 3:</i> RESUMEN DE FORMA DISCRETIZADA	52
<i>TABLA 4:</i> QUES EL VALOR DE LA ASIMETRÍA DE TAMAÑO DEL ELEMENTO	56
<i>TABLA 5:</i> CUADRO DE ANÁLISIS, PARA VALIDACIÓN DE SIMULACIÓN.....	79

ACRÓNIMOS

- 3D: Tercera dimensión.
- Algoritmo: Conjunto ordenado de operaciones sistemáticas que permite hacer un cálculo y hallar la solución.
- Autodesk: Compañía dedicada al software de diseño en 2D y 3D para las industrias de manufacturas, infraestructuras, construcción
- CFD: Dinámica de Fluidos Computacional (acrónimo del inglés Computational Fluid Dynamic).
- CFX: Código para trabajos de fluidos.
- CV: Volumen de Control o Flujo Elemento (Del inglés Control Volume)
- FDM: Método de Diferencias Finitas (Del inglés: Finite Difference Method)
- FEM: Método de Elementos Finitos (Del inglés: Finite Element Method)
- FVM: Método de Volumen Finito (acrónimo del inglés Finite Volume Method).
- Guarapo: Denominación del jugo de caña de azúcar en algunos países latinoamericanos.
- K- ϵ : modelo de turbulencia k-epsilon de Lauder & Spalding, K: energía cinética producida en el sistema, ϵ = Disipaciones de energía.
- PISO: Algoritmo de la ecuación SIMPLE extendido, (Del inglés Pressure Implicit with Splitting of Operator) Isaac (1986).
- QESS: Calidad del mallado (Del inglés Quality EquiSize Skew).
- RAM: La memoria de acceso aleatorio (Del Inglés Random Access Memory) se utiliza como memoria de trabajo de computadoras para el sistema operativo.
- SIMPLE: Algoritmo de la Ecuación Semi-Implícito vinculadas a la presión. (Del ingles Semi-Implicit Method for Pressure Liked Equation). Patankar y Spalding (1972)
- SIMPLEC: Algoritmo de la Ecuación SIMPLE, modificado por Van Doormal y Raithby(1984)
- SIMPLER: Algoritmo de la Ecuación SIMPLE Revisado. Patankar (1980)
- WBG: Birmingham Wire Gage, Norma estándar internacional aceptado por la ASTM (American Society for Testing and Materials).
- PDEs: Ecuaciones Diferenciales Parciales (Del inglés Partial differential equations)

NOMENCLATURA

- ∂ : Derivada Parcial.
- C_p : calor específico.
- $C_\mu, \sigma_k, \sigma_\epsilon, C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}$: constantes ajustables para el modelo K-épsilon.
- E : energía (J).
- $grad$: operador diferencial o también ∇
- i : fuente de energía interna.
- k : constante de conductividad térmica.(W/m)
- P : Presión.(Pa)
- q : fuente de calor (J). q_x : fuente de calor en dirección x , \mathbf{q} : notación vectorial de calor.
- S_{ij} : componente de deformación lineal, S_{xx} : componente de deformación en el eje x .
- S_{Mx}, S_{My}, S_{Mz} : Fuentes de fuerza atribuidas al cuerpo, S_{Mz} : $-gp$
- τ : componente de tensión, τ_x : componente de la reacción en el eje x
- T : temperatura ($^\circ C$)
- t : tiempo.(s)
- \mathbf{u} : velocidad vectorial con coordenadas cartesianas.
- x, y, z : Dirección de ejes cartesianos
- X_i : Fracción de componente del alimento.
- X_{vi} : Fracción de componente del alimento por volumen
- Γ : Coeficiente de difusión, cual puede ser la conductividad térmica, u otra propiedad.
- δ : Derivada de una razón longitudinal a una dirección, δx : diferencia de x
- λ : Viscosidad dinámica de gases, $\lambda=2/3 \mu$
- μ : Viscosidad dinámica.(Pa.s)
- ρ : Densidad (kg/m^3).
- Φ : Valor de una propiedad por unidad de volumen.
- D : Derivada total
- div : Divergencia de un campo vectorial.
- u, v, w : Velocidad en dirección x, y, z .

RESUMEN

En el presente trabajo de investigación, se desarrolló un análisis de simulación, usando Dinámica de Fluidos Computacional en estado estacionario, en la entrada de jugo de caña de azúcar dentro de un intercambiador de calor de tubos y carcasa 1-2. El objetivo es evaluar en cuanto difiere la simulación y la experimentación real. El método para realizar la simulación, fue de la aplicación de Dinámica de Fluidos Computacional, el cual está fundamentada por la ecuación de conservación de masa, momentun, energía y modelamiento de turbulencia K-épsilon. Las variables a evaluar son, Variable independiente: cuatro secciones longitudinales de la parte externa del intercambiador, Variable dependiente: temperaturas máximas que se presentan en la parte externa del intercambiador; teniendo en cuenta las siguientes condiciones: el flujo másico de ingreso al intercambiador del jugo de caña y del vapor de agua, 1300 kg/h y 160 kg/h respectivamente, las temperaturas iniciales de ingreso del jugo de caña y vapor de agua, 15°C y 108°C respectivamente, presión de ingreso del vapor 5 psi. El método para hallar la diferenciación, fue la utilización de la gráfica de dispersión con líneas; para evaluar esta grafica en que porcentaje difiere lo simulado y lo experimentado, se utilizó cuadros de control, ajustados para una tolerancia de error de un $\pm 5\%$. El resultado promedio a razón de temperaturas, en la cual la simulación se acerca a lo experimentado fue de un 97.98%. La contribución más importante del presente estudio consistió que el análisis de distintos cortes transversales de la simulación realizada, nos da a entender de como es el comportamiento térmico de los fluidos dentro del intercambiador.

Palabras clave: CFD, modelo K-épsilon, intercambiador, jugo de caña, simulación.

ABSTRACT

In the present research work, a simulation analysis was performed, using Computational Fluid Dynamics at steady state, at the entrance of sugarcane juice inside a tube and shell heat exchanger 1-2. The objective is to evaluate how much the simulation and the actual experimentation differ. The method to perform the simulation was the application of Computational Fluid Dynamics, which is based on the equation of mass conservation, momentum, energy and K-epsilon turbulence modeling. The variables to be evaluated are: Independent variable: four longitudinal sections of the external part of the exchanger, dependent variable: maximum temperatures that occur in the external part of the exchanger; Taking into account the following conditions: the mass flow of input to the cane juice and water vapor exchanger, 1300 kg / h and 160 kg / h respectively, the initial temperatures of admission of cane juice and steam, 15°C and 108 ° C respectively, vapor inlet pressure 5 psi. The method to find the differentiation was the use of the scatter plot with lines; To evaluate this graph in which percentage differs from simulated and experienced, we used control boxes, adjusted for an error tolerance of $\pm 5\%$. The average result in terms of temperatures, in which the simulation is close to what was experienced was 97.98%. The most important contribution of the present study was that the analysis of different cross sections of the simulation performed gives us to understand how the thermal behavior of the fluids inside the exchanger is.

Key words: CFD, K-epsilon model, exchanger, cane juice, simulation.

I. INTRODUCCIÓN

Existen dos métodos fundamentales para diseñar y analizar sistemas de ingeniería relacionados con el flujo de fluidos: experimentación y cálculo. El primero conlleva, por lo general, la construcción de modelos que son probados en túneles de viento u otras instalaciones, mientras que el segundo implica resolver ecuaciones diferenciales parciales, ya sea de manera analítica o computacional, el campo de estudio de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) dedicado a solucionar ecuaciones con diferenciales parciales de flujo de fluidos y transferencia de calor con computadora. Los ingenieros modernos aplican tanto análisis experimental como CFD, y los dos métodos se complementan entre sí (Cengel, 2006).

Existen varios equipos desarrollados a razón de cálculos de mecánica de fluidos y la transferencia de calor. Algunos de estos equipos cumplen funciones muy importantes en la industria, una de estas industrias es la industria del azúcar. En una industria azucarera, el intercambiador de calor cumple con una función de calentar fluidos como los jugos de caña de azúcar. El equipo para calentar el fluido de jugo de caña de azúcar, utiliza como fuente de calor al fluido vapor; estos dos fluidos ingresan dentro del intercambiador en sentido paralelo y dentro del intercambiador de calor ocurre la transferencia de calor y el movimiento de fluidos (Hugot, 1986).

Para comprender los sucesos dentro del intercambiador de calor, nos hemos basado en fundamentos de simulación con CFD, en cual procede de la siguiente manera: primero, modelamiento y diseño computacional, con ayuda de software AutoCAD e Inventor Fusión; asignación de propiedades térmicas del jugo de caña de azúcar con ayuda de software de Cálculo de Propiedades Térmicas de los alimentos desarrollado por Negrete (2003). Finalmente los trabajos realizados por estos dos software mencionados anteriormente serán introducidos en el software Autodesk Simulation CFD.

La experimentación, trata de recolectar datos de temperaturas externas a lo largo del cabezal, carcasa del intercambiador y compararlos con los obtenidos con mecánica de fluidos computacional. Fundamentándonos en una proposición

para llegar a una conclusión el cual es de la siguiente manera: si la simulación con CFD, de la entrada de jugo de caña de azúcar a un intercambiador de calor de tubos y carcasa 1-2, a razón de las temperaturas presentes en distintas zonas geométricas longitudinales externas, varía a lo mucho en un $\pm 5\%$, ha lo hallado por experimentación.

Por lo expuesto anteriormente, el objetivo primordial a conseguir en esta tesis, es en cuanto difiere una simulación con CFD a un caso real experimental, de la entrada de jugo de caña de azúcar a un intercambiador de calor de tubos y carcasa 1-2. Y seguidamente validar la simulación obtenida con CFD.

II. REVISIÓN DE LITERATURA

2.1 DINAMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

La dinámica de fluidos computacionales o CFD, es un análisis de sistemas que involucran al flujo de fluidos y asociado a los fenómenos de transferencia de calor. Esta técnica del CFD es muy utilizado en ramas de la industria, aplicadas en hidrodinámica, procesos de ingeniería química, meteorología, electrónica, etc. La base de solución en CFD es el uso de algoritmos desarrollados en fundamentos de ecuaciones que gobiernan a un flujo elemento (Versteeg y Malalasekera, 2007).

2.1.1 ECUACIONES QUE GOBIERNAN EL FLUJO DE FLUIDOS Y LA TRANSFERENCIA DE CALOR

Las ecuaciones gobernantes del flujo de fluidos representan las declaraciones matemáticas de las leyes de conservación de la física (Versteeg y Malalasekera, 2007):

- Se conserva la masa de un fluido.
- La velocidad de cambio de momento, es igual a la suma de las fuerzas sobre una partícula fluida (segunda ley de Newton)
- La tasa de cambio de energía, es igual a la suma de la tasa de adición de calor y la tasa de trabajo realizado sobre una partícula fluida (primera ley de la termodinámica)

El fluido será considerado como continuo. Para el análisis de flujos de fluidos a escalas macroscópicas de longitud (digamos $1 \mu\text{m}$ y mayores), la estructura molecular de la materia y los movimientos moleculares pueden ser ignorados. Describimos el comportamiento del fluido en términos de propiedades macroscópicas, tales como velocidad, presión, densidad y temperatura, y sus derivados de espacio y tiempo. Estos pueden ser pensados como promedios sobre cantidades adecuadamente grandes de moléculas. Una partícula o punto fluido en un fluido es entonces el elemento más pequeño posible del fluido cuyas propiedades macroscópicas no están influenciadas por moléculas individuales (Versteeg y Malalasekera, 2007).

Consideramos un elemento tan pequeño de fluido con lados δx , δy y δz ver Fig. 1

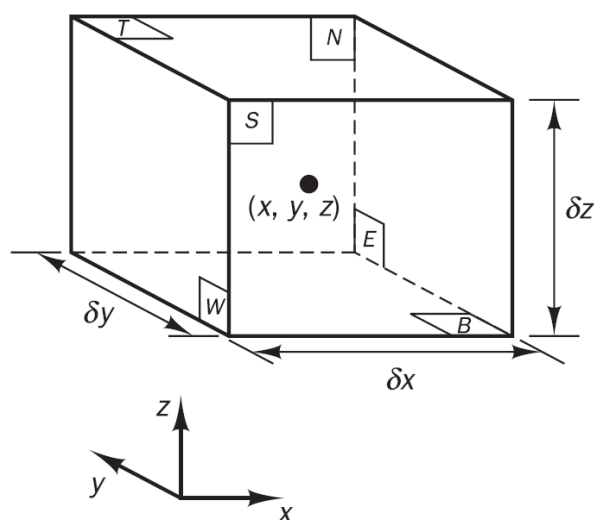


Figura 1: Flujo elemento para las leyes de conservación

Las seis caras se denominan N, S, E, W, T y B, que significa Norte, Sur, Este, Oeste, Superior e inferior respectivamente. También se dan las direcciones positivas a lo largo de los ejes de coordenadas. El centro del elemento está situado en la posición (x, y, z) . Una explicación sistemática de los cambios en la masa, el momento y la energía del elemento fluido debido al flujo de fluido a través de sus límites y, cuando sea apropiado, debido a la acción de las fuentes dentro del elemento, conduce a las ecuaciones de flujo de fluido (Versteeg y Malalasekera, 2007).

Todas las propiedades del fluido son funciones del espacio y del tiempo, por lo que estrictamente necesitamos escribir $\rho(x, y, z, t)$, $p(x, y, z, t)$, $T(x, y, z, t)$ y $u(x, y, z, t)$ para la densidad, presión, temperatura y el vector de velocidad respectivamente. Para evitar una notación excesivamente engorrosa no diremos explícitamente la dependencia de las coordenadas espaciales y del tiempo. Por ejemplo, la densidad en el centro (x, y, z) de un elemento fluido en el tiempo t está denotada por ρ y la derivada de x , por ejemplo, presión p en (x, y, z) y tiempo t por $\partial P / \partial x$. Esta práctica también será seguida para todas las demás propiedades de fluidos. (Jiyuan y Guan-Heng, 2013).

El elemento considerado es tan pequeño que las propiedades de fluido en las caras pueden ser expresadas con suficiente precisión por medio de los dos primeros términos de una expansión en serie de Taylor (Versteeg y Malalasekera, 2007). Así, por ejemplo, la presión en las caras W y E, que están a una distancia de $1/2 \delta x$ desde el centro del elemento, puede expresarse como:

$$p - \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \quad \text{y} \quad p + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x$$

2.1.1.1 CONSERVACIÓN DE LA MASA EN TRES DIMENSIONES

El primer paso en la derivación de la ecuación de conservación de masas es escribir un balance de masa para el elemento fluido:

$$\left[\begin{array}{l} \text{Velocida de aumento} \\ \text{de la masa en el} \\ \text{elemento fluido} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Velocidad neta de flujo} \\ \text{de la masa en el} \\ \text{elemento fluido} \end{array} \right]$$

El flujo neto masico de salida del volumen de control (VC) debe ser igual al incremento temporal de la masa interior (Versteeg y Malalasekera, 2007). La velocidad de aumento de masa en el elemento fluido es:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \delta x \delta y \delta z) = \frac{\partial}{\partial t} (\rho \delta x \delta y \delta z) \quad (2.1)$$

A continuación tenemos que tener en cuenta el caudal másico a través de una cara del elemento, que viene dada por el producto de densidad, área y la componente de velocidad normal a la cara. De la Figura 2 se puede ver que la tasa neta de flujo de masa en el elemento a través de sus límites está dada por la ecuación 2.2 (Gustofson, 1980).

$$\begin{aligned} & \left(\rho u - \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z - \left(\rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z \\ & \left(\rho v - \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z - \left(\rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z \quad (2.2) \\ & \left(\rho w - \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y - \left(\rho w + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y \end{aligned}$$

Los flujos que se dirigen al elemento producen un aumento de masa en el elemento y obtienen un signo positivo y los flujos que están saliendo del elemento se dan un signo negativo (Versteeg y Malalasekera, 2007).

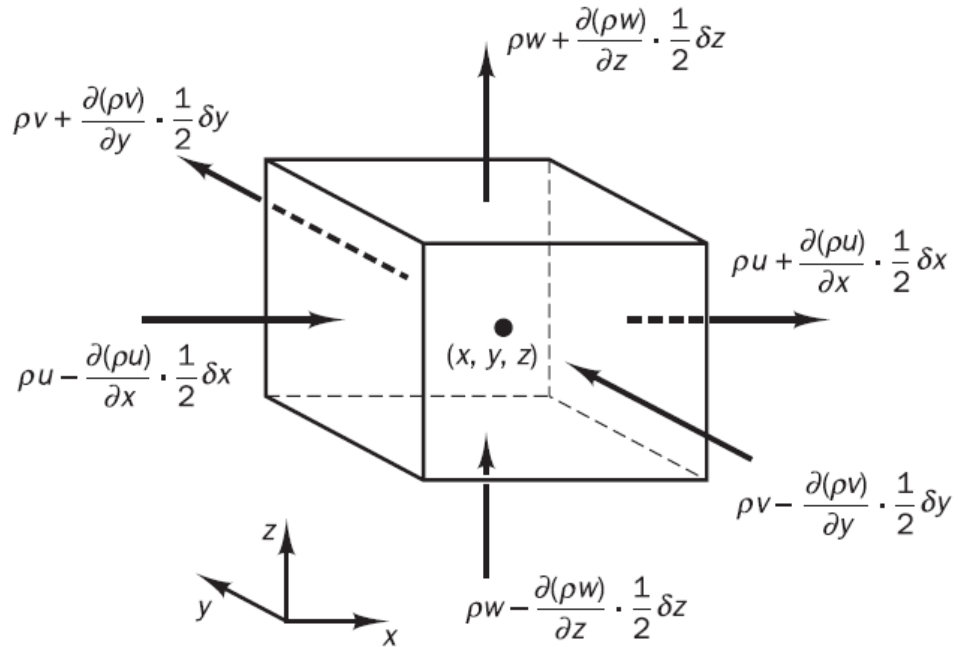


Figura 2: Flujo de masa dentro y fuera del fluido elemento

La tasa de aumento de masa dentro del elemento (2.1) se compara ahora con la tasa neta de flujo de masa en el elemento a través de sus caras (2.2). Todos los términos del balance de masa resultante están dispuestos en el lado izquierdo del signo igual y la expresión se divide por el volumen del elemento $\delta x \delta y \delta z$ (Chung, 2002). Esto produce:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (2.3)$$

Oh en notación vectorial:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (2.4)$$

La ecuación (2.4) es la ecuación de conservación de masa o continuidad inestable, tridimensional en un punto en un fluido compresible. El primer término en el lado izquierdo es la tasa de cambio en el tiempo de la

densidad (masa por unidad de volumen). El segundo término describe el flujo neto de masa fuera del elemento a través de sus límites y se llama el término convectivo (Jiyuan, Guan-Hen y Chao, 2013).

Para un fluido incompresible (es decir, un líquido) la densidad ρ es constante y la ecuación (2.4) se convierte en:

$$\text{div } \mathbf{u} = 0 \quad (2.5)$$

O en notación larga

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.6)$$

2.1.1.2 CARGAS DE FLUJOS A RAÍZ DE UNA PARTÍCULA FLUIDA Y PARA UN FLUJO ELEMENTO

El momentum y las leyes de conservación de energía hacen aclaración con respecto a los cambios de las propiedades de una partícula fluida. Esto se denomina enfoque Lagrangiano. Cada propiedad de tal partícula es una función de la posición (x,y,z) de la partícula y del tiempo. Sea ϕ valor de una propiedad por unidad de masa. La derivada sustancial o total de ϕ con respecto al tiempo, que sigue a una partícula fluida esto escrito como $D\phi/Dt$, está dado como sigue:

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\partial\phi}{\partial t} + \frac{\partial\phi}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial\phi}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial\phi}{\partial z} \frac{dz}{dt}$$

Dónde: $\frac{\partial\phi}{\partial t}$ es el termino local y $\frac{\partial\phi}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial\phi}{\partial y} \frac{dy}{dt} + \frac{\partial\phi}{\partial z} \frac{dz}{dt}$ es el termino convectivo. Como el término convectivo no es lineal, el cual es culpable de la dificultad matemática de análisis diferencial de los flujos (Versteeg y Malalasekera, 2007)

Una partícula fluida sigue el flujo, así que los términos de velocidad

$$\text{derivan de: } \frac{dx}{dt} = u, \frac{dy}{dt} = v, \frac{dz}{dt} = w$$

Por lo tanto, la derivada sustancial de ϕ está dada por:

$$\frac{D\phi}{Dt} = \frac{\partial\phi}{\partial t} + u \frac{\partial\phi}{\partial x} + v \frac{\partial\phi}{\partial y} + w \frac{\partial\phi}{\partial z} = \frac{\partial\phi}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \text{grad } \phi \quad (2.7)$$

$\frac{D\phi}{Dt}$ Define la tasa de cambio de la propiedad ϕ por unidad de masa. Es posible desarrollar métodos numéricos para cálculos de flujo de fluido basados en el enfoque Lagrangiano, es decir, mediante el seguimiento del movimiento y el cálculo de las tasas de cambio de las propiedades conservadas ϕ para acumulaciones de partículas fluidas. Sin embargo, es mucho más común desarrollar ecuaciones para colecciones de elementos fluidos que constituyen una región fijada en el espacio, por ejemplo una región definida por un conducto, una bomba, un horno o una pieza similar de equipo de ingeniería. Esto se denomina el enfoque Euleriano. (Versteeg y Malalasekera, 2007).

Como en el caso de la ecuación de conservación de masas, nos interesa desarrollar ecuaciones para tasas de cambio por unidad de volumen. La tasa de cambio de la propiedad ϕ por unidad de volumen para una partícula fluida viene dada por el producto de $\frac{D\phi}{Dt}$ y la densidad ρ , por lo tanto:

$$\rho \frac{D\phi}{Dt} = \rho \left(\frac{\partial\phi}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \text{grad } \phi \right) \quad (2.8)$$

Las formas más útiles de las leyes de conservación para el cálculo del flujo de fluido se refieren a los cambios de una propiedad de flujo para un elemento fluido que es estacionario en el espacio. Ahora se desarrolla la relación entre la derivada sustancial de ϕ , que sigue a una partícula fluida, y la velocidad de cambio de ϕ para un elemento fluido. (Versteeg y Malalasekera, 2007)

La ecuación de conservación de masa contiene la masa por unidad de volumen (es decir, la densidad ρ) como la cantidad conservada. La suma de la tasa de cambio de la densidad en el tiempo y del término convectivo

en la ecuación de conservación de masas, para un elemento fluido estará dado así (Jiyuan, Guan-Heng y Chao, 2013):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u})$$

La generalización de estos términos para una propiedad conservada arbitraria es:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) = 0 \quad (2.9)$$

La fórmula (2.9) expresa la velocidad de cambio en el tiempo de ϕ por unidad de volumen más el flujo neto de ϕ fuera del elemento fluido por unidad de volumen. Ahora se reescribe para ilustrar su relación con la derivada sustantiva de ϕ :

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) = \rho \left[\frac{\partial\phi}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \text{grad}\phi \right] + \phi \left[\frac{\partial\rho}{\partial t} + \text{div}(\rho\mathbf{u}) \right] = \rho \frac{D\phi}{Dt} \quad (2.10)$$

El término $\phi \left[\frac{\partial(\rho)}{\partial t} + \text{div}(\rho\mathbf{u}) \right]$ es igual a cero en virtud de la conservación de masa. En palabras, la relación (2.10) está así:

$$\left[\begin{array}{l} \text{Flujo neto de } \phi \text{ que entra} \\ \text{en el volumen de control por} \\ \text{las superficies} \end{array} \right] + [\text{Generacion neta de } \phi] = \left[\begin{array}{l} \text{Incremento de } \phi \\ \text{respecto al tiempo} \end{array} \right]$$

Para construir los tres componentes de la ecuación del momento y la ecuación de la energía, las entradas relevantes para y sus tasas de cambio por unidad de volumen como se definen en (2.8) y (2.10) se dan a continuación (Jiyuan, Guan-Heng y Chao, 2013):

x-momentum	u	$\rho \frac{Du}{Dt}$	$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u \mathbf{u})$
y-momentum	v	$\rho \frac{Dv}{Dt}$	$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v \mathbf{u})$
z-momentum	w	$\rho \frac{Dw}{Dt}$	$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w \mathbf{u})$
Energy	E	$\rho \frac{DE}{Dt}$	$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \text{div}(\rho E \mathbf{u})$

Tanto la forma conservadora (o divergencia) como la forma no conservadora de la tasa de cambio pueden usarse como alternativas para expresar la conservación de una cantidad física. Las formas no conservadoras se utilizan en las derivaciones de las ecuaciones de momento y energía para un flujo de fluido en las secciones 2.1.4 y 2.1.5 para la brevedad de la notación y para enfatizar que las leyes de conservación son concebidas fundamentalmente como declaraciones que se aplican a una partícula de fluido (Chung, 2002).

2.1.1.3 ECUACIONES DE MOMENTUM EN TRES DIMENSIONES

La segunda ley de Newton establece que el Flujo de Momentum de un fluido es igual a la suma de las fuerzas sobre la partícula de fluido (Jiyuan, Guan-Heng y Chao, 2013):

$$\left[\begin{array}{l} \text{Flujo de momentum} \\ \text{de una partícula fluida} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Suma de todas} \\ \text{las fuerzas sobre} \\ \text{una partícula fluida} \end{array} \right]$$

El flujo de acumulación de momentum en un punto (x,y,z) por unidad de volumen, de una partícula fluida está dado por:

$$\rho \frac{Du}{Dt} \quad \rho \frac{Dv}{Dt} \quad \rho \frac{Dw}{Dt} \quad (2.11)$$

En esta parte, distinguiremos dos tipos de fuerza sobre una partícula fluida son (Versteeg y Malalasekera, 2007):

Fuerzas superficiales:

- Fuerzas de presión.
- Fuerzas de viscosidad.
- Fuerza de gravedad.

Fuerzas del cuerpo:

- Fuerzas centrífugas.
- Fuerzas de coriolis.
- Fuerzas electromagnéticas.

Es una práctica común resaltar las contribuciones debidas a las fuerzas superficiales como términos separados en la ecuación del momento y para incluir los efectos de las fuerzas del cuerpo como términos fuente (Versteeg y Malalasekera, 2007).

El estado de tensión de un elemento fluido se define en función de la presión y de los nueve componentes de tensión viscosa mostrados en la Figura 3. La presión, una tensión normal, se denota por p . Las tensiones viscosas se indican con τ . La notación de sufijo usual τ_{ij} se aplica para indicar la dirección de las tensiones viscosas. Los sufijos i y j indican que la componente de tensiones actúa en la dirección j sobre una superficie normal a la dirección i (Jiyuan, Guan-Heng y Chao, 2013).

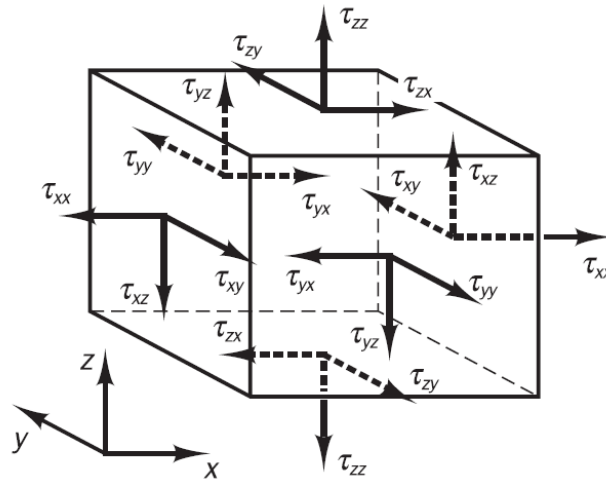


Figura 3: Componentes de tensión sobre las tres secciones del elemento fluido.

Primero consideramos las componentes x de las fuerzas debidas a la presión p y las componentes de tensión τ_{xx} , τ_{yx} y τ_{zx} mostradas en la Figura 4. La magnitud de la fuerza resultante de una tensión superficial es el producto de la tensión y el área. Las fuerzas alineadas con la dirección de un eje de coordenadas obtienen un signo positivo y aquellas en la dirección opuesta un signo negativo. La fuerza neta en la dirección x es la suma de los componentes de fuerza que actúan en esa dirección sobre el elemento fluido.

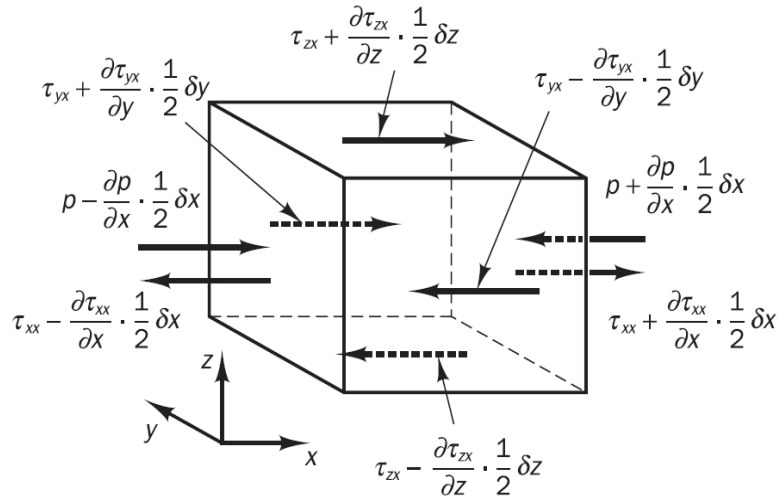


Figura 4: Componentes de tensión en la dirección x.

Tomando los lados de las partes W-E:

$$\begin{aligned} & \left(p - \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z - \left(\tau_{xx} - \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z + \\ & - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z + \left(\tau_{xx} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z \quad \text{(2.12 a)} \\ & = \left(-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \right) \delta x \delta y \delta z \end{aligned}$$

Sumando los componentes de las fuerzas netas para los lados N y S:

$$-\left(\tau_{yx} - \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \cdot \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z + \left(\tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \cdot \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} \delta y \delta x \delta z \quad \text{(2.12 b)}$$

De la misma manera para los lados T y B (Ugarte, 2006):

$$-\left(\tau_{zx} - \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \cdot \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y + \left(\tau_{zx} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \cdot \frac{1}{2} \delta z \right) \delta y \delta z = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \delta y \delta x \delta z \quad \text{(2.12 c)}$$

Finalmente sumamos todas las ecuaciones y las dividimos por el volumen $\delta y \delta x \delta z$, obtenemos la ecuación 2.13 (Batchelor, 1967).

$$\left(-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \right) + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} \quad \text{(2.13)}$$

La componente x de la ecuación de momento se encuentra estableciendo la velocidad de cambio del momento x de la partícula de fluido (2.11) igual a la fuerza total en la dirección x sobre el elemento

debido a tensiones superficiales (2.13) más la velocidad de aumento del momentum x debido a fuentes:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x}(-p + \tau_{xx}) + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + S_{Mx} \quad (2.14 a)$$

Los componentes de fuerza a razón de y, la ecuación de momentum-y, quedara así:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial y}(-p + \tau_{yy}) + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} \quad (2.14 b)$$

Los componentes de fuerza a razón de z, la ecuación de momentum-z, quedaran así:

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial p}{\partial z}(-p + \tau_{zz}) + S_{Mz} \quad (2.14 c)$$

El signo asociado a la presión es opuesto al asociado con la tensión viscosa normal, porque la convención de signos usual toma una tensión de tracción como la tensión normal positiva de modo que la presión, que es por definición una tensión normal compresiva, tiene un signo menos. Los efectos de las tensiones superficiales se explican explícitamente; Los términos fuente SMx, SMy y SMz en (2.14a-c) incluyen contribuciones debidas únicamente a las fuerzas del cuerpo. Por ejemplo, la fuerza del cuerpo debida a la gravedad sería modelada por SMx = 0, SMy = 0 y SMz = -pg (Panton, 1984).

2.1.1.4 ECUACIÓN DE ENERGÍA EN TRES DIMENSIONES

La primera ley de la termodinámica relaciona al trabajo y el calor transferido intercambiado en un sistema a través de una variable termodinámica, energía interna. La ecuación de energía es derivable desde la razón de la primera ley de la termodinámica, explicado de esta manera (Versteeg y Malalasekera, 2007):

$$\left[\begin{array}{l} \text{Flujo de acumulacion} \\ \text{de energia de una} \\ \text{particula fluida} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Flujo neto de} \\ \text{calor adherido a una} \\ \text{particula fluida} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{Flujo neto de} \\ \text{trabajo hecho sobre} \\ \text{una particula} \\ \text{fluida} \end{array} \right]$$

Como antes, derivaremos una ecuación para la tasa de aumento de energía de una partícula fluida por unidad de volumen, la cual viene dada por:

$$\rho \frac{DE}{Dt} \quad (2.15)$$

2.1.1.4.1 TRABAJO REALIZADO POR FUERZAS SUPERFICIALES

La velocidad de trabajo realizada sobre la partícula de fluido en el elemento por una fuerza superficial es igual al producto de la componente de fuerza y velocidad en la dirección de la fuerza. Por ejemplo, las fuerzas dadas por (2.12a-c) actúan todas en la dirección x (Versteeg y Malalasekera, 2007). El trabajo realizado por estas fuerzas está dado por:

$$\begin{aligned} & \left(pu - \frac{\partial pu}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z - \left(\tau_{xx} u - \frac{\partial \tau_{xx} u}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z \\ & - \left(pu + \frac{\partial pu}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z + \left(\tau_{xx} u + \frac{\partial \tau_{xx} u}{\partial x} \cdot \frac{1}{2} \delta x \right) \delta y \delta z \\ & + \left(-\tau_{yx} u - \frac{\partial \tau_{yx} u}{\partial y} \cdot \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z + \left(\tau_{yx} u + \frac{\partial \tau_{yx} u}{\partial y} \cdot \frac{1}{2} \delta y \right) \delta x \delta z \\ & + \left(-\tau_{zx} u - \frac{\partial \tau_{zx} u}{\partial z} \cdot \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y + \left(\tau_{zx} u + \frac{\partial \tau_{zx} u}{\partial z} \cdot \frac{1}{2} \delta z \right) \delta x \delta y \end{aligned}$$

La tasa neta de trabajo realizada por estas fuerzas superficiales que actúan en la dirección x es dada por:

$$\left[\frac{\partial}{\partial x} u (-p + \tau_{xx}) + \frac{\partial u \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial u \tau_{xz}}{\partial z} \right] \delta x \delta y \delta z \quad (2.16 a)$$

Los componentes de tensión superficial en la dirección y y z también trabajan sobre la partícula de fluido. Una repetición del proceso anterior da las velocidades adicionales de trabajo realizadas sobre la partícula de fluido debido al trabajo realizado por estas fuerzas superficiales (Lighthill, 1963):

$$\left[\frac{\partial v \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial y} v(-p + \tau_{yy}) + \frac{\partial v \tau_{zy}}{\partial z} \right] \delta x \delta y \delta z \quad (2.16 b)$$

$$\left[\frac{\partial w \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial w \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z}(-p + \tau_{zz}) \right] \delta x \delta y \delta z \quad (2.16 c)$$

La tasa total de trabajo realizado por unidad de volumen sobre la partícula de fluido por todas las fuerzas superficiales viene dada por la suma de (2.16a-c) dividida por el volumen $\delta x \delta y \delta z$. Los términos que contienen presión pueden ser recogidos juntos y escritos más compactamente en forma vectorial (Fletscher, 1991):

$$\frac{\partial (up)}{\partial x} - \frac{\partial (vp)}{\partial x} - \frac{\partial (wp)}{\partial x} = -div(p\mathbf{u})$$

Esto produce la siguiente tasa total de trabajo realizado sobre la partícula de fluido por tensiones superficiales:

$$\begin{aligned} & -div(p\mathbf{u}) + \frac{\partial (u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial (u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial (u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial (v\tau_{xy})}{\partial x} \\ & + \frac{\partial (v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial (v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial (w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial (w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial (u\tau_{zz})}{\partial z} \end{aligned} \quad (2.17)$$

2.1.1.4.2 FLUJO DE ENERGÍA DEBIDO A LA CONDUCCIÓN DE CALOR

El vector de flujo de calor q tiene tres componentes: q_x , q_y y q_z . Ver Figura 5

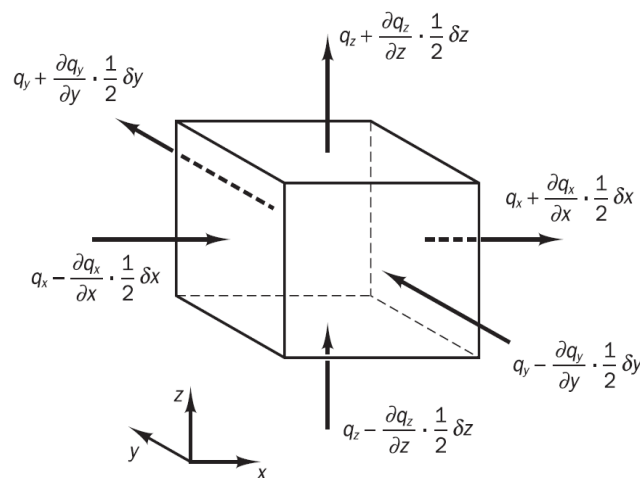


Figura 5: Componentes de vectores de flujo de calor

La velocidad neta de transferencia de calor a la partícula de fluido debido al flujo de calor en la dirección x es dada por la diferencia entre la velocidad de entrada de calor a través de la cara W y la tasa de pérdida de calor a través de la cara E (Fletsher, 1991):

$$\left[\left(q_x - \frac{\partial q_x}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) - \left(q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} \frac{1}{2} \delta x \right) \right] \delta y \delta z = - \frac{\partial q_x}{\partial x} \delta x \delta y \delta z \quad (2.18 a)$$

De forma similar, las velocidades netas de transferencia de calor al fluido debido a los flujos de calor en la dirección y y z son (Jiyuan, Guan-Heng y Chao, 2013):

$$- \frac{\partial q_y}{\partial y} \delta x \delta y \delta z \quad y \quad - \frac{\partial q_z}{\partial z} \delta x \delta y \delta z \quad (2.18 b-c)$$

La tasa total de calor añadido a la partícula de fluido por unidad de volumen debido al flujo de calor a través de sus límites es la suma de (2.18a-c) dividida por el volumen $\delta x \delta y \delta z$ (Jiyuan, Guan-Heng y Chao, 2013):

$$- \frac{\partial q_x}{\partial x} - \frac{\partial q_y}{\partial y} - \frac{\partial q_z}{\partial z} = -div \mathbf{q} \quad (2.19)$$

La ley de Fourier de la conducción del calor relaciona el flujo de calor con el gradiente de temperatura local (Panton, 1984). Así que:

$$q_x = -k \frac{\partial q_x}{\partial x}, q_y = -k \frac{\partial q_y}{\partial y}, q_z = -k \frac{\partial q_z}{\partial z}$$

Esto se puede escribir en forma de vector como sigue:

$$div \mathbf{q} = -grad T \quad (2.20)$$

La combinación (2.19) y (2.20) produce la forma final de la velocidad de adición de calor a la partícula de fluido debido a la conducción de calor a través de los límites del elemento:

$$- div \mathbf{q} = div(k grad T) \quad (2.21)$$

2.1.1.4.3 ECUACIÓN DE ENERGÍA

Hasta ahora no hemos definido la energía específica E de un fluido. A menudo, la energía de un fluido se define como la suma de la energía interna (térmica) i, la energía cinética $1/2 (u^2 + v^2 + w^2)$ y la energía potencial gravitatoria. Esta definición considera que el elemento fluido

almacena energía potencial gravitacional. También es posible considerar la fuerza gravitacional como una fuerza del cuerpo, que actúa sobre el elemento fluido a medida que se mueve a través del campo de gravedad. También es posible considerar la fuerza gravitacional como una fuerza del cuerpo, que actúa sobre el elemento fluido a medida que se mueve a través del campo de gravedad (Patankar, 1980).

Aquí tomaremos el último punto de vista e incluiremos los efectos de los cambios potenciales de energía como un término fuente. Como antes, definimos una fuente de energía S_E por unidad de volumen por unidad de tiempo. La conservación de la energía de la partícula fluida se asegura igualando la tasa de cambio de energía de la partícula fluida (2.15) a la suma de la tasa neta de trabajo realizada sobre la partícula fluida (2.17), la tasa neta de adición de calor a la partícula de fluido (2.21) y la tasa de aumento de la energía debida a las fuentes. (Jiyuan, Guan-Heng y Chao, 2013) La ecuación de energía es:

$$\rho \frac{DE}{Dt} = -div(p\mathbf{u}) + \left[\frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zz})}{\partial z} \right] + div(k grad T) + S_E \quad (2.22)$$

En la ecuación (2.22) tenemos $E = i+1/2 (u^2 + v^2 + w^2)$.

Aunque (2.22) es una ecuación de energía perfectamente adecuada, es una práctica común extraer los cambios de la energía cinética (mecánica) para obtener una ecuación para la energía interna i o temperatura T . La parte de la ecuación de energía atribuible a la energía cinética puede ser obtenido multiplicando la ecuación de momento x (2.14a) por la componente de velocidad u , la ecuación de momento y (2.14b) por v y la ecuación de momento z (2.14c) por w y sumando los resultados juntos (Jiyuan, Guan-Heng y Chao, 2013). Se puede demostrar que esto produce la siguiente ecuación de conservación para la energía cinética:

$$\rho \frac{D[\frac{1}{2}(u^2 + v^2 + w^2)]}{Dt} = -\mathbf{u} \cdot \text{grad } p + u \left(\frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) + v \left(\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \right) + w \left(\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right) + \mathbf{u} \cdot \mathbf{S}_M \quad (2.23)$$

Restando (2.23) de (2.22) y definiendo un nuevo término fuente como $S_i = s_e - \mathbf{u} \cdot \mathbf{S}_M$ produce la ecuación de energía interna

$$\rho \frac{Di}{Dt} = -p \text{ div } \mathbf{u} + \text{div}(k \text{ grad } T) + \tau_{xx} \frac{\partial u}{\partial x} + \tau_{xy} \frac{\partial u}{\partial y} + \tau_{xz} \frac{\partial u}{\partial z} + \tau_{yx} \frac{\partial v}{\partial x} + \tau_{yy} \frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{yz} \frac{\partial v}{\partial z} + \tau_{xz} \frac{\partial w}{\partial x} + \tau_{yz} \frac{\partial w}{\partial y} + \tau_{zz} \frac{\partial w}{\partial z} + S_i \quad (2.24)$$

Para el caso especial de un fluido incompresible tenemos $i = Ct$, donde c es el calor específico y $\text{div } \mathbf{u} = 0$. Esto nos permite refundir (2.24) en una ecuación de temperatura.

$$\rho c \frac{DT}{Dt} = \text{div}(k \text{ grad } T) + \left[\tau_{xx} \frac{\partial u}{\partial x} + \tau_{yx} \frac{\partial u}{\partial y} + \tau_{zx} \frac{\partial u}{\partial z} + \tau_{xy} \frac{\partial v}{\partial x} + \tau_{yy} \frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{zy} \frac{\partial v}{\partial z} + \tau_{xz} \frac{\partial w}{\partial x} + \tau_{yz} \frac{\partial w}{\partial y} + \tau_{zz} \frac{\partial w}{\partial z} \right] + S_i \quad (2.25)$$

Para los flujos compresibles la ecuación (2.22) se reordena a menudo para dar una ecuación para la entalpía. La entalpía específica h y la entalpía total específica h_0 de un fluido se definen como:

$$h = i + \frac{p}{\rho} \quad \text{y} \quad h_0 = h + 1/2(u^2 + v^2 + w^2)$$

Combinando estas dos definiciones con la de energía específica E que obtenemos:

$$h_0 = i + p/\rho + 1/2(u^2 + v^2 + w^2) = E + p/\rho \quad (2.26)$$

La sustitución de (2.26) en (2.22) y un cierto reordenamiento producen la ecuación de entalpía (total):

$$\frac{\partial(\rho h_0)}{\partial t} + \text{div}(p h_0 \mathbf{u}) = \text{div}(k \text{ grad } T) + \frac{\partial p}{\partial t} + \left[\frac{\partial u \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial u \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial u \tau_{zx}}{\partial z} + \frac{\partial v \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial v \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial v \tau_{zy}}{\partial z} + \frac{\partial w \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial w \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial w \tau_{zz}}{\partial z} \right] + S_h \quad (2.27)$$

Debe hacerse hincapié en que las ecuaciones (2.24), (2.25) y (2.27) no son leyes de conservación (adicionales) nuevas sino simplemente formas

alternativas de la ecuación de energía (2.22) (Jiyuan, Guan-Heng y Chao, 2013).

2.1.2 ECUACIÓN DE ESTADO

El movimiento de un fluido en tres dimensiones se describe mediante un sistema de cinco ecuaciones diferenciales parciales: ecuaciones de conservación de masa (2.4), ecuaciones de momento x , y , z (2.14a-c) y ecuación de energía (2.22). Entre las incógnitas se encuentran cuatro variables termodinámicas: ρ , p , i y T . En esta breve discusión destacamos el vínculo entre estas cuatro variables. Las relaciones entre las variables termodinámicas pueden obtenerse asumiendo el equilibrio termodinámico.. Así, el fluido permanece siempre en equilibrio termodinámico. Las únicas excepciones son ciertos flujos con fuertes ondas de choque, pero incluso algunos de ellos son a menudo suficientemente bien aproximados por supuestos de equilibrio. Podemos describir el estado de una sustancia en el equilibrio termodinámico por medio de sólo dos variables de estado, si usamos p y T como variables de estado tenemos ecuaciones de estado para presión p y energía interna específica i (Versteeg y Malalasekera, 2007):

$$p = p(\rho, T) \quad y \quad i = i(\rho, T) \quad (2.28)$$

Para un gas perfecto, las siguientes, bien conocidas, ecuaciones de estado son útiles:

$$p = \rho RT \quad y \quad i = CvT \quad (2.29)$$

Los líquidos y gases que fluyen a bajas velocidades se comportan como fluidos incompresibles. Sin variaciones de densidad no hay ningún vínculo entre la ecuación de energía y la conservación de masas y ecuaciones de momento. El campo de flujo a menudo puede ser resuelto considerando sólo las ecuaciones de conservación de masa y de momento. La ecuación de la energía sólo necesita ser resuelta junto con los otros si el problema implica la transferencia de calor (Jiyuan, Guan-Heng y Chao, 2013).

2.1.3 ECUACIONES DE NAVIER- STOKES PARA UN FLUIDO NEWTONIANO

Las ecuaciones gobernantes contienen como inconvenientes adicionales las componentes de tensión viscosa τ_{ij} . Las formas más útiles de las ecuaciones de conservación para flujos de fluidos se obtienen introduciendo un modelo adecuado para las tensiones viscosas τ_{ij} . En muchos flujos de fluidos, las tensiones viscosas pueden expresarse como funciones de la tasa de deformación local o velocidad de deformación. En los flujos tridimensionales la tasa de deformación local está compuesta por la tasa de deformación lineal y la tasa de deformación volumétrica (Cengel y Cimbala, 2006).

Todos los gases y muchos líquidos son isotrópicos. Los líquidos que contienen cantidades significativas de moléculas de polímero pueden presentar propiedades de tensión viscosa anisotrópica o direccional como resultado de la alineación de las moléculas de polímero de tipo cadena con el flujo. Tales fluidos están más allá del alcance de este curso introductorio y continuaremos el desarrollo asumiendo que los fluidos son isotrópicos (Cengel y Cimbala, 2006).

La velocidad de deformación lineal de un elemento fluido tiene nueve componentes en tres dimensiones, seis de las cuales son independientes en fluidos isotrópicos. Se indican con el símbolo S_{ij} . Hay tres componentes lineales de deformación de alargamiento (Versteeg y Malalasekera, 2007):

$$S_{xx} = \frac{\partial u}{\partial x} \quad S_{yy} = \frac{\partial v}{\partial y} \quad S_{zz} = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (2.30 \text{ a})$$

También hay seis componentes de deformación lineal de corte:

$$S_{xy} = S_{yx} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right), \quad S_{xz} = S_{zx} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right), \quad S_{yz} = S_{zy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \quad (2.30 \text{ b})$$

La deformación volumétrica está dada por \mathbf{u}

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = \text{div } \mathbf{u} \quad (2.30 \text{ c})$$

En un fluido newtoniano las tensiones viscosas son proporcionales a las tasas de deformación. La forma tridimensional de la ley de viscosidad de Newton para flujos compresibles implica dos constantes de proporcionalidad: la primera viscosidad (dinámica), μ , para relacionar

tensiones con deformaciones lineales, y la segunda viscosidad, λ , para relacionar tensiones con la deformación volumétrica (Fletscher, 1967). Los nueve componentes de tensión viscosa, de los cuales seis son independientes:

$$\begin{aligned} \tau_{xx} &= 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \operatorname{div} \mathbf{u} & \tau_{yy} &= 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \operatorname{div} \mathbf{u} & \tau_{zz} &= 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \operatorname{div} \mathbf{u} \\ \tau_{xy} &= \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) & \tau_{xz} &= \tau_{zx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) & & \\ \tau_{yz} &= \tau_{zy} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) & & & & \end{aligned} \quad (2.31)$$

No se sabe mucho sobre la segunda viscosidad λ , porque su efecto es pequeño en la práctica. Para los gases, se puede obtener una buena aproximación de trabajo tomando el valor $\lambda = -2/3\mu$ (Schlichting, 1979). Los líquidos son incompresibles por lo que la ecuación de conservación de masa es $\operatorname{div} \mathbf{u} = 0$ y las tensiones viscosas son sólo dos veces la tasa local de deformación lineal veces la viscosidad dinámica. La sustitución de las tensiones de corte (2.31) en (2.14a-c) proporciona las ecuaciones de Navier-Stokes, llamadas así por los dos científicos del siglo XIX que las derivaron de forma independiente (Cengel y Cimbala, 2006):

$$\begin{aligned} \rho \frac{Du}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \operatorname{div} \mathbf{u} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + S_{Mx} \end{aligned} \quad (2.32 \text{ a})$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dv}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[2\mu \frac{\partial v}{\partial y} + \lambda \operatorname{div} \mathbf{u} \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + S_{My} \end{aligned} \quad (2.32 \text{ b})$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{Dw}{Dt} &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial z} \left[2\mu \frac{\partial w}{\partial z} + \lambda \operatorname{div} \mathbf{u} \right] + S_{Mz} \end{aligned} \quad (2.32 \text{ c})$$

A menudo es útil reordenar los términos de estrés viscoso de la siguiente manera (Fletscher, 1991).

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \lambda \operatorname{div} \mathbf{u} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) \\ & \quad + \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial x} (\lambda \operatorname{div} \mathbf{u}) \right] \\ &= \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} u) + [S_{Mx}] \end{aligned}$$

Las tensiones viscosas en las ecuaciones de los componentes y, z pueden ser refundidas de una manera similar. Claramente pretendemos simplificar las ecuaciones de momento al "ocultar" las contribuciones más pequeñas entre corchetes a los términos de estrés viscoso en la fuente de impulso. Definición de una nueva fuente por:

$$S_M = S_M + [S_M] \quad \text{(2.33)}$$

Las ecuaciones de Navier-Stokes se pueden escribir en la forma más útil para el desarrollo del método del volumen finito:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} u) + S_{Mx} \quad (2.34a)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} v) + S_{My} \quad (2.34b)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \operatorname{div}(\mu \operatorname{grad} w) + S_{Mz} \quad (2.34c)$$

Las ecuaciones de Navier-Stokes se pueden escribir en la forma más útil para el desarrollo del método del volumen finito:

$$\rho \frac{Di}{Dt} = -p \operatorname{div} \mathbf{u} + \operatorname{div}(k \operatorname{grad} T) + \Phi + S_i \quad \text{(2.35)}$$

Todos los efectos debidos a tensiones viscosas en esta ecuación de energía interna se describen por la función de disipación Φ , que después de álgebra considerable se puede demostrar que es igual a:

$$\Phi = \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\} + \lambda (\operatorname{div})^2 \quad \text{(2.36)}$$

La función de disipación es no negativa ya que sólo contiene términos cuadrados y representa una fuente de energía interna debido al trabajo de deformación sobre la partícula fluida. Este trabajo se extrae de la agencia

mecánica que causa el movimiento y se convierte en energía interna o calor (Versteeg y Malalasekera, 2007).

2.1.4 FORMA CONSERVADORA DE LAS ECUACIONES GOBERNANTES DEL FLUJO DE FLUIDOS

Para resumir los hallazgos hasta ahora, citamos en la Tabla 1 la forma conservadora o de divergencia del sistema de ecuaciones que rige el flujo tridimensional dependiente del tiempo y la transferencia de calor de un fluido newtoniano compresible. (Versteeg y Malalasekera, 2007).

Tabla 1: Ecuaciones gobernantes del flujo de fluidos newtoniano compresible

<i>Continuidad</i>	$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0$	(2.4)
<i>x - momentum</i>	$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{ grad } u) + S_{Mx}$	(2.37a)
<i>y - momentum</i>	$\frac{\partial \rho v}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{ grad } v) + S_{My}$	(2.37b)
<i>z - momentum</i>	$\frac{\partial \rho w}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{ grad } w) + S_{Mz}$	(2.38c)
<i>Energy</i>	$\frac{\partial \rho i}{\partial t} + \text{div}(\rho i \mathbf{u}) = -p \text{ div } \mathbf{u} + \text{div}(k \text{ grad } T) + \Phi + S_i$	(2.38)
<i>Ecuacion de estado</i>	$p(\rho, T) \text{ and } i = i(\rho, T)$	(2.28)
<i>por ejemplo para una gas perfecto</i>	$p = \rho RT \text{ and } i = C_v T$	(2.29)

La fuente de impulso S_M y la función de disipación Φ se definen por (2.33) y (2.36) respectivamente. Es interesante observar que la suposición del equilibrio termodinámico de la sección 2.1.2 ha suplementado las cinco ecuaciones de flujo (PDEs) con dos ecuaciones algebraicas adicionales. La posterior introducción del modelo newtoniano, que expresa las tensiones viscosas en términos de gradientes de componentes de velocidad, ha dado como resultado un sistema de siete ecuaciones con siete incógnitas. Con un número igual de ecuaciones y funciones desconocidas, este sistema está cerrado matemáticamente, es decir, puede resolverse siempre que se suministren condiciones auxiliares adecuadas, a saber condiciones iniciales y de contorno (Versteeg y Malalasekera, 2007).

2.1.5 FORMAS DIFERENCIALES E INTEGRALES DE LAS ECUACIONES GENERALES DE TRANSPORTE

De la Tabla 1 se desprende claramente que hay importantes puntos en común entre las diversas ecuaciones. Si introducimos una variable general ϕ la forma conservativa de todas las ecuaciones de flujo de fluido, incluyendo ecuaciones para cantidades escalares tales como temperatura y concentración de contaminantes, etc., puede escribirse útilmente de la siguiente forma (Patankar, 1980):

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi \mathbf{u}) = \text{div}(\Gamma \text{grad } \phi) + S_\phi \quad (2.39)$$

La ecuación (2.39) es la denominada ecuación de transporte para la propiedad ϕ . Destaca claramente los distintos procesos de transporte: el índice de cambio y el término convectivo a la izquierda y el término difusivo ($\Gamma =$ coeficiente de difusión) y el término fuente respectivamente en el lado derecho. Obsérvese que la ecuación (2.39) se puede hacer que funcione para la ecuación de energía interna cambiando i en T o viceversa por medio de una ecuación de estado (Patankar, 1980).

La ecuación (2.39) se utiliza como punto de partida para los procedimientos computacionales en el método del volumen finito. Al establecer ϕ igual a 1, u , v , w e i (o T o h_0) y seleccionando los valores apropiados para el coeficiente de difusión Γ y los términos fuente, obtenemos formas especiales de la Tabla 1 para cada una de las **cinco PDEs de masa, momentum y conservación de energía**. El paso clave del método del volumen finito, es la integración de (2.39) con un volumen de control tridimensional (CV) (Versteeg y Malalasekera, 2007):

$$\int_{CV} \frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} dV + \int_{CV} \text{div}(\rho\phi \mathbf{u}) dV = \int_{CV} \text{div}(\Gamma \text{grad } \phi) dV + \int_{CV} S_\phi dV \quad (2.40)$$

Las integrales de volumen en el segundo término en el lado izquierdo, el término convectivo y en el primer término en el lado derecho, el término difusivo, se reescriben como integrales sobre toda la superficie de delimitación del volumen de control usando el teorema de divergencia de Gauss. Para un vector a , este teorema indica (Cengel y Cimbala, 2006)

$$\int_{CV} \text{div}(a) dV = \int_A \mathbf{n} \cdot a dA \quad (2.41)$$

La interpretación física de $\mathbf{n} \cdot \mathbf{a}$ es la componente del vector \mathbf{a} en la dirección del vector \mathbf{n} normal al elemento de superficie dA . Así, la integral de la divergencia de un vector \mathbf{a} sobre un volumen es igual a la componente de \mathbf{a} en la dirección normal a la superficie que limita el volumen sumado (integrado) sobre toda la superficie de limitación A . Aplicando el teorema de divergencia de Gauss, (2.40) Se puede escribir de la siguiente manera (Versteeg y Malalasekera, 2007):

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{CV} \rho \phi dV \right) + \int_A \mathbf{n} \cdot (\rho \phi \mathbf{u}) dA = \int_A \mathbf{n} \cdot (\Gamma \text{grad} \phi) dA + \int_{CV} S_\phi dV \quad (2.42)$$

El orden de integración y diferenciación ha sido cambiado en el primer término a la izquierda de (2.42) para ilustrar su significado físico. Este término significa la tasa de cambio de la cantidad total de la propiedad del fluido ϕ en el volumen de control. El producto $\mathbf{n} \cdot \rho \phi \mathbf{u}$ expresa el componente de flujo de la propiedad ϕ debido al flujo de fluido a lo largo del vector \mathbf{n} normal hacia fuera, por lo que el segundo término en el lado izquierdo de (2.42), el término convectivo, por lo tanto, es la tasa neta de disminución del fluido Propiedad ϕ del elemento fluido debido a la convección (Versteeg y Malalasekera, 2007).

El primer término en el lado derecho de (2.42), es el término difusivo, se asocia así a un flujo en el elemento y representa la tasa neta de aumento de la propiedad del fluido del elemento fluido debido a la difusión. El término final en el lado derecho de esta ecuación da la tasa de aumento de la propiedad ϕ como resultado de fuentes dentro del elemento fluido.

En palabras, la relación (2.42) puede expresarse de la siguiente manera

$$\left[\begin{array}{l} \text{Tasa de aumento} \\ \text{de } \phi \text{ en el} \\ \text{volumen de control} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{Tasa neta de} \\ \text{disminución de } \phi \\ \text{por convección} \\ \text{a través de los} \\ \text{límites del} \\ \text{volumen de control} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Tasa neta de} \\ \text{incremento de } \phi \\ \text{debido a la difusión} \\ \text{a través de los} \\ \text{contornos del conto} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{Tasa neta de} \\ \text{creación de } \phi \\ \text{dentro del} \\ \text{volumen de control} \end{array} \right] \quad (2.42)$$

Esta discusión aclara que la integración de la PDE genera una declaración de la conservación de una propiedad fluida para un volumen de control de tamaño finito (macroscópico) (Cebeci, 2005).

En problemas de estado estacionario, la tasa de cambio de término de (2.42) es igual a cero. Esto conduce a la forma integrada de la ecuación de transporte constante:

$$\int_A \mathbf{n} \cdot (\rho \phi \mathbf{u}) dA = \int_A \mathbf{n} \cdot (\Gamma \text{grad } \phi) dA + \int_{CV} S_\phi dV \quad (2.43)$$

En problemas dependientes del tiempo también es necesario integrar con respecto al tiempo t en un intervalo pequeño Δt de, por ejemplo, t hasta $t + \Delta t$. Esto produce la forma integrada más general de la ecuación de transporte (Cebeci 2005):

$$\int_{\Delta t} \frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{CV} \rho \phi dV \right) dt + \iint_{\Delta t A} \mathbf{n} \cdot (\rho \phi \mathbf{u}) dA dt = \iint_{\Delta t A} \mathbf{n} \cdot (\Gamma \text{grad } \phi) dA dt + \int_{\Delta t CV} S_\phi dV dt \quad (2.44)$$

2.1.6 CLASIFICACIÓN DE LOS COMPORTAMIENTOS FÍSICOS

Ahora que hemos derivado las ecuaciones de conservación de flujos fluidos ha llegado el momento de dirigir nuestra atención a la cuestión de las condiciones iniciales y fronterizas que se necesitan en conjunción con las ecuaciones para construir un modelo matemático bien planteado de un flujo de fluido. Primero distinguimos dos categorías principales de comportamiento físico (Jiyuan, Guan-Heng y Chao, 2013):

- Problemas de equilibrio
- Problemas de marcha

2.1.6.1 PROBLEMAS DE EQUILIBRIO

Los problemas en la primera categoría son situaciones de estado estacionario, por ejemplo. La distribución en estado estacionario de la temperatura en una varilla de material sólido o la distribución de tensión de equilibrio de un objeto sólido bajo una carga aplicada dada, así como muchos flujos de fluidos estables. Estos y muchos otros problemas de estado estacionario son gobernados por ecuaciones elípticas. El prototipo de la ecuación elíptica es la ecuación de Laplace, que describe el flujo irrotacional de un fluido incompresible y la transferencia de calor en estado estacionario conductivo. En dos dimensiones tenemos (Cebeci, Shao y Laurendeau, 2005)

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} = 0 \quad (2.45)$$

Un ejemplo muy simple de un problema de equilibrio es la conducción de calor en estado estacionario (donde $\phi = T$ en la ecuación (2.45)) en una varilla aislada de meta, en la dirección x estara gobernado por la ecuación $kd^2T / d^2x = 0$. Bajo las condiciones de contorno dadas, la distribución de la temperatura, por supuesto, una línea recta (Patankar, 1980).

Una característica importante de los problemas elípticos es que una perturbación en el interior de la solución, por ejemplo. Un cambio de temperatura debido a la aparición repentina de una pequeña fuente de calor local, cambia la solución por todas partes (Versteeg y Malalasekera, 2007).

2.1.6.2 PROBLEMAS DE MARCHA

La transferencia de calor transitorio, todos los flujos inestables y los fenómenos de ondas son ejemplos de problemas en la segunda categoría, los problemas de marcha o propagación.

Estos problemas se rigen por ecuaciones parabólicas o hiperbólicas. Sin embargo, no todos los problemas de marcha son inestables. En estos casos, la dirección del flujo actúa como una coordenada temporal a lo largo de la cual la marcha es posible (Jiyuan, Guan-Heng y Chao, 2013).

Las ecuaciones parabólicas describen problemas dependientes del tiempo, que implican cantidades significativas de difusión. Ejemplos son flujos viscosos inestables y conducción térmica inestable. El prototipo de la ecuación parabólica es la ecuación de difusión (Chung, 2002)

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} \quad (2.46)$$

La distribución transitoria de la temperatura (si también $\phi = T$) en una varilla aislada de metal cuyos extremos en $x = 0$ y $x = L$ se mantienen a una temperatura constante T_0 es gobernada por la ecuación de difusión. Este problema surge cuando la varilla se enfría después de que una fuente inicialmente uniforme se apaga en el instante, el estado estacionario consiste en una distribución uniforme de la temperatura $T = T_0$ en toda la barra. La solución de la ecuación de difusión (2.46) produce el decaimiento exponencial de la distribución de temperatura cuadrática

inicial. Se requieren condiciones iniciales en toda la varilla y se requieren condiciones en todos sus límites para todos los tiempos $t > 0$. Este tipo de problema se denomina **problema de valor límite inicial** (Chung, 2002).

Las ecuaciones hiperbólicas tienen un comportamiento especial, que está asociado con la velocidad finita, es decir, la velocidad de la ola, a la cual la información viaja a través del problema. Esto distingue las ecuaciones hiperbólicas de los otros dos tipos. Para desarrollar las ideas sobre el papel de las líneas características en problemas hiperbólicos, consideramos de nuevo un problema hiperbólico simple descrito por la ecuación de onda (Chung, 2002).

La forma en que los cambios en un punto afectan a los eventos en otros puntos depende de si un problema físico representa un estado estacionario o un fenómeno transitorio y si la velocidad de propagación de las perturbaciones es finita o infinita. Esto ha dado lugar a una clasificación de los comportamientos físicos, y por lo tanto las PDE asistentes, en problemas elípticos, parabólicos e hiperbólicos. Las características distintivas de cada una de las categorías fueron ilustradas considerando tres ecuaciones de segundo orden de prototipo simples. Un resumen de las principales características que se han identificado hasta el momento se da en la Tabla 2 (Versteeg y Malalasekera, 2007).

Tabla 2: Clasificación de comportamiento físico y su tipo de ecuación

<i>Tipo de Problema</i>	<i>Tipo de Ecuación</i>	<i>Prototipo de Ecuación</i>	<i>Condición</i>	<i>Dominio de Solución</i>	<i>Solución de Refinado</i>
Problemas de Equilibrio	Elíptica	$\text{Div Grad } \phi = 0$	Condición de Limite	Dominio Cerrado	Siempre Fino
Problemas en Marcha Con Disipación	Parabólica	$\frac{\partial \phi}{\partial t} = \alpha \text{ div grad } \phi$	Inicial Condición de Limite	Dominio Abierto	Siempre Fino
Problemas en Marcha sin Disipación	Hiperbólica	$\frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} = c^2 \text{ div grad } \phi$	Inicial Condición de Limite	Dominio Abierto	Puede Ser Discontinuo

2.1.7 LA TURBULENCIA Y SU MODELAMIENTO

En la práctica de ingeniería, simples, como los chorros bidimensionales, las ondas, los flujos de tubería y las capas límite de placas planas, y los tridimensionales más complicados, se vuelven inestables por encima muchos, si no la mayoría, flujos de significación de ingeniería son turbulentos, los ingenieros necesitan tener acceso a herramientas viables capaces de representar los efectos de la turbulencia. En esta parte ofreceremos una breve introducción a la física de la turbulencia ya su modelado en CFD (Jiyuan, Guan-Heng y Chao, 2013).

2.1.7.1 ¿QUE ES TURBULENCIA?

La velocidad y todas las demás propiedades de flujo varían de manera aleatoria y caótica, este régimen se llama flujo turbulento. La naturaleza aleatoria de un flujo turbulento impide una descripción del movimiento de todas las partículas fluidas (Cengel y Cimbala, 2006).

En un ámbito se puede definir como la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas presentes en un fluido, o de nominado Numero de Reynolds, un flujo turbulento está en los valores mayores o iguales de 4000, entre los valores menores a este son denominados laminar, crítico y transitorio (Cengel y Cimbala, 2006).

Una mejor explicación del proceso de la turbulencia es que las partículas de fluido que están inicialmente separadas por una distancia larga pueden aproximarse entre si por los movimientos de remolino en corrientes turbulentas. Como consecuencia, el calor, la masa y el momento se intercambian muy eficazmente. Esto sugiere que estos grandes remolinos están dominados por efectos de inercia y los efectos viscosos son insignificantes. Todas las propiedades fluctuantes de un flujo turbulento contienen energía a través de un amplio rango de frecuencias o números de onda. La energía espectral $E(\kappa)$ (unidades m^3 / s^2) es la energía cinética por unidad de masa y por unidad de número de ondas de fluctuaciones alrededor del número de onda κ , donde $\kappa = 1/\ell$, donde ℓ es la escala de longitud. La disipación de la energía cinética de la turbulencia ε (la energía asociada con remolinos turbulentos en un flujo de fluido) es la tasa a la que la energía de la turbulencia es absorbida al romper los

remolinos hacia abajo en los remolinos más pequeños y más pequeños hasta que se convierte finalmente en calor por las fuerzas viscosas. Se expresa como la energía cinética por unidad de masa por segundo, con unidades de velocidad al cuadrado por segundo (m^3/s^2) (Cebeci, 2005).

2.1.7.2 TRANSICIÓN DE FLUJO LAMINAR A TURBULENTO

La teoría lineal de la estabilidad hidrodinámica busca identificar las condiciones que dan lugar a la amplificación de las perturbaciones. De particular interés en un contexto de ingeniería es la predicción de los valores de los números de Reynolds, Rey. Crit. (Reynolds crítico) en el que se amplifican las perturbaciones y Rey. Tr. (Reynolds Transitorio) en la que tiene lugar la transición a un flujo totalmente turbulento. El tema es bastante complejo, pero su confirmación ha llevado a una serie de experimentos que revelan los procesos físicos que causan la transición de flujo laminar a turbulento. La mayor parte de nuestro conocimiento proviene del trabajo en flujos incompresibles bidimensionales (Cengel y Cimbala, 2006).

- Numero de Reynolds Zona Critica 2000 – 4000
- Numero de Reynolds Zona Transitorio 4000 – 10000

2.1.7.3 TRANSICIÓN A LA TURBULENCIA

El punto donde la inestabilidad ocurre primero es siempre corriente arriba del punto de la transición al flujo totalmente turbulento. La distancia entre el punto de inestabilidad donde el número de Reynolds es igual a Reynolds Critico y el punto de transición Reynolds de Transición depende del grado de amplificación de las perturbaciones inestables. El punto de inestabilidad y el inicio del proceso de transición pueden predecirse con la teoría lineal de la inestabilidad hidrodinámica. Sin embargo, no hay una teoría comprensiva sobre el camino que conduce de la inestabilidad inicial a los flujos totalmente turbulentos. Las principales características observadas experimentalmente de tres flujos simples: se pueden presentar como: chorros, capas límite de placa plana y caudales de tubería (Cebeci, 2005).

2.1.7.4 TRANSICIÓN DE FLUJO EN TUBERÍA

La transición en un flujo de tubería representa un ejemplo de una categoría especial de flujos sin un punto de inflexión. La teoría viscosa de la estabilidad hidrodinámica predice que estos flujos son incondicionalmente estables a perturbaciones infinitesimales en todos los números de Reynolds. En la práctica, la transición a la turbulencia tiene lugar entre Re (2000 y 10^5). Varios detalles aún no están claros, lo que ilustra las limitaciones de las teorías actuales de la estabilidad. Los experimentos muestran que en los flujos de tubería, como en las capas límite de placas planas, aparecen manchas turbulentas en la región de pared cercana. Éstos crecen, se combinan y posteriormente llenan la sección transversal del tubo para formar barras turbulentas. En los caudales de tuberías industriales, se produce formación intermitente de trozos turbulentos en los números de Reynolds alrededor de 2000 dando lugar a regiones turbulentas y laminares alternas a lo largo de la longitud de la tubería. En los números de Reynolds por encima de 2300, las barras turbulentas se unen y toda la tubería se llena de flujo turbulento. Características comunes en los procesos de transición: la amplificación de perturbaciones inicialmente pequeñas, el desarrollo de áreas con la formación de movimientos intensos a pequeña escala y finalmente el crecimiento y la fusión de estas áreas de movimientos a pequeña escala en flujos totalmente turbulentos (Versteeg y Malalasekera, 2007).

2.1.7.5 MODELOS DE TURBULENCIA

Para resolver adecuadamente un problema de ingeniería, se debe aplicar un modelo matemático que sea equivalente al problema real y que tome en cuenta todos los aspectos físicos relevantes. Para lograr esto, corresponde tener una comprensión adecuada del fenómeno que se está tratando. En este caso, el fenómeno es la turbulencia, y casi siempre está presente en el flujo de fluidos a nivel práctico ya que la turbulencia nos permite tener mayor velocidad en los procesos o transferencia de calor más rápida (Cebeci, 2005).

En la actualidad no existe un modelo de turbulencia globalmente aceptado, y cada modelo tiene sus ventajas y desventajas.

La turbulencia es un evento dinámico caótico y se mantiene como uno de los problemas no resueltos de la física ya que es no lineal y estocástico. Un modelo de turbulencia a partir de principios básicos no ha podido ser desarrollado para aplicaciones de ingeniería, por ello los modelos que existen son de tipo semi-empírico y/o estadístico.

Un flujo turbulento tiene propiedades de flujo que varían en pequeña magnitud y a una alta frecuencia respecto al valor promedio. Simular todos estos detalles sería muy complicado desde el punto de vista computacional, es por ello que se utiliza ecuaciones promediadas en el tiempo o manipuladas de tal forma que se eliminen estas diminutas fluctuaciones y solamente analizamos el promedio (Cebeci, 2005).

Entre los tipos de modelos de turbulencia que existen, están los siguientes:

- $k-\varepsilon$ estándar (Launder & Spalding, 1974)
- $k-\varepsilon$ RNG (Yakhot & Orszag, 1986)
- $k-\omega$ estándar (Wilcox, 1988)
- SST $k-\omega$ (Menter, 1994)

Como se puede observar en la lista anterior, existen varios modelos de turbulencia, pero ninguno es universalmente aceptado como el mejor en todas las aplicaciones, sino que cada modelo es superior o inferior en cuanto a precisión o costo computacional (Cebeci, Shao y Laurendeau, 2005).

Nos concentraremos en describir el modelos $k-\varepsilon$, ya que estos modelos están disponibles en el software a utilizar.

2.1.7.6 MODELO DE TURBULENCIA K-EPSILON

Es posible desarrollar ecuaciones de transporte similares para todas las demás cantidades de turbulencia, incluyendo la velocidad de disipación viscosa. La ecuación exacta ε , sin embargo, contiene muchos términos desconocidos e inconmensurables. El modelo estándar $k-\varepsilon$ (Launder y Spalding, 1974) tiene dos ecuaciones modelo, una para k y otra para ε , basada en nuestra mejor comprensión de los procesos relevantes que causan cambios en estas variables es un modelo de turbulencia semi-empírico de dos ecuaciones que se basa en la ecuación de energía

cinética k y en la ecuación de la razón de disipación ε (Versteeg y Malalasekera, 2007).

Utilizamos k y ε para definir la escala de velocidad \mathcal{V} y la escala de longitud l . Representativas de la turbulencia a gran escala de la siguiente manera:

$$\mathcal{V} = k^{1/2} \quad l = \frac{k^{3/2}}{\varepsilon} \quad (2.50)$$

Aplicando el análisis dimensional podemos especificar la viscosidad de remolino como sigue:

$$\mu_t = C_\mu \rho \nu l = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.51)$$

Donde C_μ es una constante adimensional.

El modelo k - ε estándar utiliza las siguientes ecuaciones de transporte para k y ε :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \text{div}(\rho k U) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_k} \text{grad} k \right] + 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - \rho \varepsilon \quad (2.52)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \text{div}(\rho \varepsilon U) = \text{div} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \text{grad} \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} 2\mu_t S_{ij} \cdot S_{ij} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.53)$$

En palabras, las ecuaciones son así:

$$\left[\begin{array}{c} \text{Tasa} \\ \text{de cambio} \\ \text{de } k \text{ o } \varepsilon \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{Transporte} \\ \text{de } k \text{ o } \varepsilon \\ \text{por conveccion} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Transporte} \\ \text{de } k \text{ o } \varepsilon \\ \text{por difucion} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{Tasa} \\ \text{de produccion} \\ \text{de } k \text{ o } \varepsilon \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{Tasa} \\ \text{de destruccion} \\ \text{de } k \text{ o } \varepsilon \end{array} \right]$$

Las ecuaciones contienen cinco constantes ajustables: C_μ , σ_k , σ_ε , $C_{1\varepsilon}$ y $C_{2\varepsilon}$. El modelo k - ε estándar emplea valores para las constantes que se obtienen con datos completos que se ajustan a una amplia gama de flujos turbulentos (Versteeg y Malalasekera, 2007):

$$C_\mu = 0.09 \quad \sigma_k = 1.00 \quad \sigma_\varepsilon = 1.30 \quad C_{1\varepsilon} = 1.44 \quad C_{2\varepsilon} = 1.92 \quad (2.54)$$

La producción y la destrucción de la energía cinética turbulenta están siempre estrechamente vinculadas. El factor ε / k en los términos de producción y destrucción hace que estos términos sean dimensionalmente correctos en la ecuación ε . Las constantes $C_{1\varepsilon}$ y $C_{2\varepsilon}$ permiten la proporcionalidad correcta entre los términos de las ecuaciones k y ε .

2.1.7.7 EVALUACIÓN DEL RENDIMIENTO

Bradshaw (1981) afirmó que la práctica de incorporar el término de transporte de presión de la ecuación k-epsilon, es exacta en la expresión de difusión en gradiente de la ecuación modelo se considera aceptable por el hecho de que el término de presión es a veces tan pequeño. Sin embargo, señalaron que muchas de estas mediciones contienen errores sustanciales, y ciertamente no es generalmente cierto que los efectos de difusión de presión sean insignificantes.



Figura 6: Comparación de predicción del modelo k-epsilon con fuentes reales. (Fuente: Bert Blocken 2016)

2.1.7.8 EVALUACIÓN ESTÁNDAR DEL MODELO K-EPSILON

Se tiene la siguiente evaluación según Bradshaw (1981):

Ventajas:

- El modelo de turbulencia más simple para el cual sólo se deben suministrar condiciones iniciales y / o fronteras
- Excelente rendimiento para muchos flujos de relevancia industrial bien establecido, el modelo de turbulencia más ampliamente validado

Desventajas:

- Más costoso de implementar que el modelo de longitud de mezcla (dos PDE adicionales)
- Mal desempeño en una variedad de casos importantes como:
 1. Algunos flujos no confinados
 2. Flujos con grandes cepas adicionales (por ejemplo, capas límite curvadas, flujos de remolino)
 3. Flujos rotatorios

2.1.8 MÉTODOS DE DISCRETIZACIÓN DE ECUACIONES DIFERENCIALES

Son métodos para representar y evaluar un conjunto de ecuaciones diferenciales como ecuaciones algebraicas. Entre ellos tenemos el método de volúmenes finitos (FVM), método de elementos finitos (FEM), método de diferencias finitas (FDM) (Bohórquez, 2011).

2.1.8.1 MÉTODO DE VOLÚMENES FINITOS (FVM)

El campo de flujo es dividido en una serie de volúmenes de control y la solución se obtiene para el centro de cada volumen. La discretización de las ecuaciones diferenciales se hace poniendo las ecuaciones diferenciales en su forma integral y aproximándolas mediante funciones de interpolación en ecuaciones algebraicas.

La ventaja del método FVM es que tiene alta eficiencia computacional cuando es usado en problemas de flujo y transferencia de calor; adicionalmente, los términos en la formulación para la discretización tienen interpretación física directa.

La desventaja es que no se puede utilizar en mecánica de sólidos a diferencia del FEM y que la solución no converge tan bien como FEM en problemas no lineales (Bohórquez, 2011).

2.1.8.2 MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (FEM)

El dominio es dividido en una serie de elementos y los resultados son obtenidos para las esquinas del elemento, pudiendo utilizarse una función de interpolación para hallar valores de las propiedades dentro del elemento. El procedimiento que se sigue en el método FEM consiste en utilizar el método de Galerkin o de Residuos Ponderados y polinomios de interpolación para obtener ecuaciones para cada elemento. Luego estas ecuaciones son ensambladas para todo el sistema obteniendo un sistema de ecuaciones algebraicas que se debe resolver. La ventaja de este método es que para ecuaciones diferenciales parciales lineales, la solución es exacta en los nodos; además es apropiado para geometrías complejas y muy usado en mecánica de sólidos. La desventaja es que es menos eficiente que FVM en flujo de fluidos y transferencia de calor; y que la representación matemática es difícil de interpretar físicamente. (Bohórquez, 2011).

2.1.8.3 MÉTODO DE DIFERENCIAS FINITAS (FDM)

El dominio se divide en una serie de puntos y los resultados se obtienen para cada punto. Las ecuaciones diferenciales se aproximan mediante series de Taylor truncadas utilizando las llamadas diferencias finitas. Se aplica la ecuación algebraica aproximada a cada punto y se obtiene un sistema de ecuaciones que resuelto de los resultados para cada punto del dominio. La ventaja es que la discretización es relativamente fácil de programar. La desventaja es que no maneja adecuadamente geometrías complejas y es menos preciso que FVM o FEM (Bohórquez, 2011).

2.1.9 MÉTODO DE VOLUMEN FINITO

En la presente tesis, solo abarcaremos el estudio de flujo, es entonces de vital importancia saber de qué trata el método de volumen finito.

La naturaleza de las ecuaciones de transporte que rigen el flujo de fluidos y la transferencia de calor y la integración de volumen de control formal.

El método de volumen finito analiza dos partes de la ecuación, convectiva y la parte difusiva como se encuentre en la ecuación (2.39) (MATLAB, 1992)

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi \mathbf{u}) = \text{div}(\Gamma \text{grad } \phi) + S_\phi$$

La parte de la derecha de la ecuación, denominado parte difusiva y la parte de la izquierda convectiva. La parte convectiva puede ser analizado por algoritmos más complejos. Aquí se desarrolla el método numérico basado en esta integración, el método de volumen finito (o volumen de control), considerando el transporte más simple proceso de todos: difusión pura en estado estacionario. La ecuación gobernante de la difusión constante puede derivarse fácilmente de la ecuación general de transporte (2.39) para la propiedad ϕ eliminando los términos transitorio y convectivo. Esto está dado (MATLAB, 1992):

$$\text{div}(\Gamma \text{grad } \phi) + S_\phi = 0 \quad (2.56)$$

La integración de volumen de control, que forma el paso clave del método de volumen finito que lo distingue de todas las demás técnicas en CFD, produce la siguiente forma (MATLAB, 1992):

$$\int_{CV} \text{div}(\Gamma \text{ grad } \phi) dV + \int_{CV} S_{\phi} dV = \int_A n.(\Gamma \text{ grad } \phi) dV + \int_{CV} S_{\phi} dV = 0 \quad (2.56)$$

Al trabajar con la ecuación de difusión unidimensional en estado estacionario, se introducen las técnicas de aproximación que se necesitan para obtener las denominadas ecuaciones discretizadas. Posteriormente, el método se extiende a problemas de difusión bidimensional y tridimensional (MATLAB, 1992).

2.1.9.1 MÉTODO DEL VOLUMEN FINITO PARA PROBLEMAS DE DIFUSIÓN TRIDIMENSIONAL

La difusión en estado estacionario en una situación tridimensional se rige por:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) + S_{\phi} = 0 \quad (2.57)$$

Donde Γ es el coeficiente de difusión y S es el término fuente. Se indican los valores límite de ϕ en los puntos A y B, ver Figura 7. Un ejemplo de este tipo de proceso, la conducción de calor (MATLAB 1992).

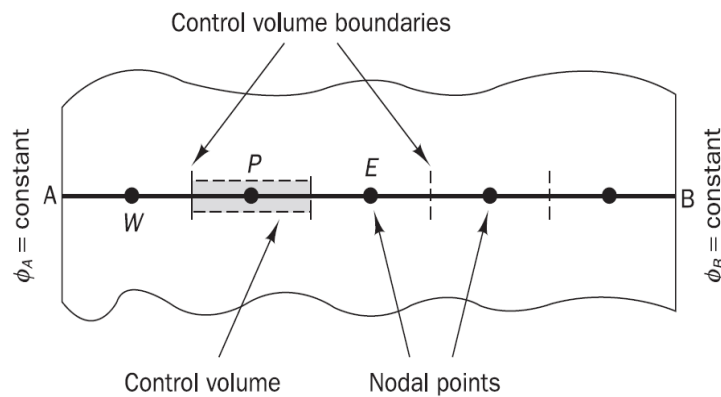


Figura 7: Sistema de Grid o Mallado en primera dimensión.

2.1.9.2 GENERACIÓN DE CUADRÍCULA

El primer paso en el método de volumen finito es dividir el dominio en volúmenes de control discretos. Coloquemos una serie de puntos nodales en el espacio entre los lados de las caras de los volúmenes de control, colocando a medio camino entre los nodos adyacentes. Así, cada nodo está rodeado por un volumen o célula de control. Es una práctica común establecer volúmenes de control cerca del borde del dominio de tal manera que los límites físicos coincidan con los límites de volumen de control (MATLAB, 1992).

En este punto es apropiado establecer un sistema de anotación que pueda ser usado en desarrollos futuros. La convención habitual de los métodos CFD, ahora se utiliza una cuadrícula tridimensional para subdividir el dominio. Un volumen de control típico se muestra en la Figura 8, una celda de tres dimensiones y sus nodos fronteras (MATLAB, 1992).

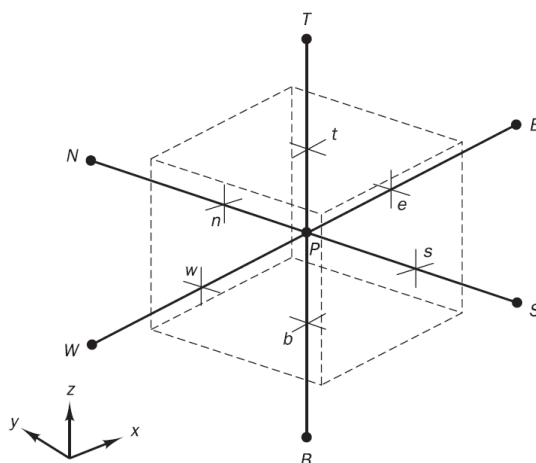


Figura 8: Una celda de tres dimensiones y sus nodos fronteras.

Una celda que contiene el nodo P ahora tiene seis nodos vecinos identificados como oeste, este, sur, norte, abajo y arriba (W, E, S, N, B, T). También las notaciones w, e, s, n y t se usa para referirse a las caras de las celdas oeste, este, sur, norte, inferior y superior, respectivamente (MATLAB, 1992).

2.1.9.3 DISCRETIZACIÓN

El paso clave del método de volumen finito es la integración de la ecuación (o ecuaciones) gobernante sobre un volumen de control para producir una ecuación discretizada en su punto nodal P. Para el volumen de control definida en la Figura 8 (MATLAB, 1992).

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z}\right) + S_\phi = 0 \quad (2.58)$$

La integración de la ecuación (2.58) sobre el volumen de control se muestra a continuación:

$$\int_{\Delta V} \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x}\right) + \int_{\Delta V} \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y}\right) + \int_{\Delta V} \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial z}\right) + \int_{\Delta V} S_\phi dV = 0$$

$$\left[\Gamma_e A_e \left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_e - \Gamma_w A_w \left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_w \right] + \left[\Gamma_n A_n \left(\frac{\partial \phi}{\partial y}\right)_n - \Gamma_s A_s \left(\frac{\partial \phi}{\partial y}\right)_s \right] + \left[\Gamma_t A_t \left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_t - \Gamma_b A_b \left(\frac{\partial \phi}{\partial x}\right)_b \right] + \bar{S} \Delta V = 0 \quad (2.59)$$

En una cuadrícula uniforme, los valores interpolados linealmente para Γ_w y Γ_e están dados por (MATLAB 1992).

$$\Gamma_w = \frac{\Gamma_W + \Gamma_P}{2}$$

$$\Gamma_e = \frac{\Gamma_P + \Gamma_E}{2}$$

Siguiendo el procedimiento desarrollado para casos unidimensionales y bidimensionales se obtiene la forma discretizada de la ecuación (2.58), que es también la solución de la ecuación (2.59)

$$\left[\Gamma_e A_e \frac{(\phi_E - \phi_P)}{\delta x_{PE}} - \Gamma_w A_w \frac{(\phi_P - \phi_W)}{\delta x_{WP}} \right] + \left[\Gamma_n A_n \frac{(\phi_N - \phi_P)}{\delta x_{PN}} - \Gamma_s A_s \frac{(\phi_P - \phi_S)}{\delta x_{SP}} \right] + \left[\Gamma_t A_t \frac{(\phi_T - \phi_P)}{\delta x_{PT}} - \Gamma_b A_b \frac{(\phi_P - \phi_B)}{\delta x_{BP}} \right] + (S_u + S_P \phi_P) = 0 \quad (2.60)$$

Como antes, esto puede ser reordenado para dar la ecuación discretizada para los nodos interiores:

$$a_P \phi_P = a_W \phi_W + a_E \phi_E + a_S \phi_S + a_N \phi_N + a_B \phi_B + a_T \phi_T + S_u \quad (2.61)$$

Donde se muestra la celda y su tabla de resumen de las formas discretizadas (MATLAB, 1992)

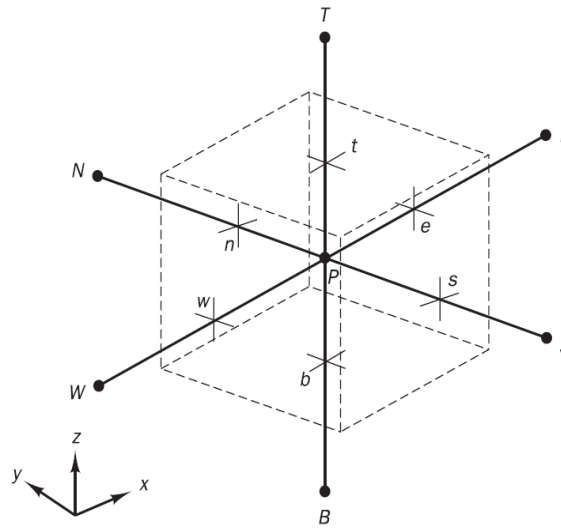


Tabla 3: Resumen de forma discretizada

a_W	a_E	a_S	a_N	a_B	a_T	a_P
$\frac{\Gamma_w A_w}{\delta x_{WP}}$	$\frac{\Gamma_e A_e}{\delta x_{PE}}$	$\frac{\Gamma_s A_s}{\delta y_{SP}}$	$\frac{\Gamma_n A_n}{\delta y_{PN}}$	$\frac{\Gamma_b A_b}{\delta z_{BP}}$	$\frac{\Gamma_t A_t}{\delta z_{PT}}$	$a_W + a_E + a_S$ $+ a_N + a_B + a_T - S_P$

2.1.9.4 SOLUCIÓN DE ECUACIONES

En cada uno de los puntos nodales deben establecerse ecuaciones discretas como se muestra en la ecuación (2.61) para resolver un problema. Para los volúmenes de control que son adyacentes a los límites del dominio, la ecuación discretizada general (2.61) se modifica para incorporar condiciones de contorno. El sistema resultante de ecuaciones algebraicas lineales se resuelve para obtener la distribución de la propiedad ϕ en los puntos nodales. Cualquier técnica de solución de matriz adecuada puede ser alistada para esta tarea. Hasta ahora solo hemos analizado la parte difusiva, pero, la mayoría de las ecuaciones que gobiernan el flujo de fluidos, implica en resolver la parte convectiva y difusiva de la ecuación, para el cual es una tarea muy difícil, es en ello que es la necesidad de incorporar algoritmos de solución, que solucionen ambas partes de la ecuación.

2.1.10 ALGORITMOS DE SOLUCION

Los modelos de turbulencia se expresan mediante ecuaciones diferenciales y constituyen la descripción matemática del fenómeno físico. Ahora, mediante algoritmos de solución, se pretende resolver las variables de flujo (velocidad, temperatura, presión, densidad). Los algoritmos deben poseer ciertas características deseables como: eficiencia, confiabilidad, rápida convergencia y tendencia a no oscilar.

Los algoritmos de solución están estrechamente ligados al método de discretización usado. En CFD el método más comúnmente usado es, probablemente, el de Método de Volúmenes Finitos (FVM) (Anderson, 1984).

A continuación se describirá los métodos numéricos empleados para resolver sistemas de ecuaciones lineales que surgen luego de la desratización, aspecto a considerar es el algoritmo de interpolación que se utiliza para hallar los valores de las caras en función a partir de los valores en el centroide del elemento. Para esto se utilizan los siguientes métodos:

2.1.10.1 SIMPLE

El acrónimo SIMPLE Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations es sinónimo de método semi-implícito para las ecuaciones vinculadas a la presión. El algoritmo fue presentado originalmente por Patankar y Spalding (1972), consiste en obtener una aproximación del campo de velocidades resolviendo la ecuación de momento. Luego se obtiene los gradientes de presión con los valores de presión de la iteración anterior. Seguidamente se obtiene la nueva distribución de presión. Finalmente se corrige las velocidades con la ecuación de continuidad.

2.1.10.2 SIMPLER

El algoritmo SIMPLER (SIMPLE Revised) de Patankar (1980), es una versión mejorada de SIMPLE. En este algoritmo, la ecuación de continuidad discretizada se utiliza para derivar una ecuación discretizada para presión, en lugar de una ecuación de corrección de presión como en SIMPLE. Así, el campo de presión intermedia se obtiene directamente

sin el uso de una corrección. Sin embargo, las velocidades todavía se obtienen a través de las correcciones de velocidad de SIMPLE.

2.1.10.3 SIMPLEC

El algoritmo SIMPLEC (Simples Consistente) de Van Doormal y Raithby (1984), sigue los mismos pasos que el algoritmo SIMPLE, con la diferencia de que las ecuaciones de momento son manipuladas de manera que las ecuaciones de corrección de velocidad SIMPLEC omitan términos que son menos significativos que los de SIMPLE.

2.1.10.4 PISO

El algoritmo PISO de Issa (1986), es un procedimiento de cálculo de la presión-velocidad desarrollado originalmente para el cálculo no-iterativo de flujos compresibles inestables. Se ha adaptado con éxito para la solución iterativa de problemas de estado estacionario.

PISO implica un paso predictor y dos pasos corrector y puede ser visto como una extensión de SIMPLE, con un paso corrector adicional para mejorarlo.

2.1.11 MALLADO EN CFD

Las ecuaciones diferenciales parciales que gobiernan el flujo de fluidos pueden resolverse si el dominio se divide en regiones finitas de formas definidas como triángulos o cuadriláteros en 2D o tetraedros o hexaedros en 3D. De esto se trata el mallado. La creación de los elementos se logra mediante software de generación de mallas. Un aspecto importante del mallado es que debe ser hecho de tal forma que el tamaño, forma y asimetría sean compatibles con los métodos numéricos a utilizar. Primero se describirá la clasificación por su forma de los mallados, para luego pasar a dar detalles sobre el tamaño y asimetría de los mismos. Una malla se puede clasificar de acuerdo a la conectividad o de acuerdo a la forma de los elementos (Espinoza, 2008).

2.1.11.1 CONECTIVIDAD

La conectividad de las estructuras de mallado en CFD, pueden ser de estructuradas, no estructuradas e híbridas. Las Estructuradas (a) se caracterizan por tener una conectividad regular en sus elementos, lo que limita la forma de los elementos a cuadriláteros en 2D o hexaedros en 3D.

Las no estructuradas (b) tienen conectividad irregular. Esto permite una variada forma de elementos tanto en 2D como en 3D, pero aumenta las necesidades de memoria para el almacenamiento de todas las posiciones de los nodos. Las Híbridas son una combinación de mallas estructuradas y no estructuradas. Ver Fig. 9 (Espinoza, 2008).

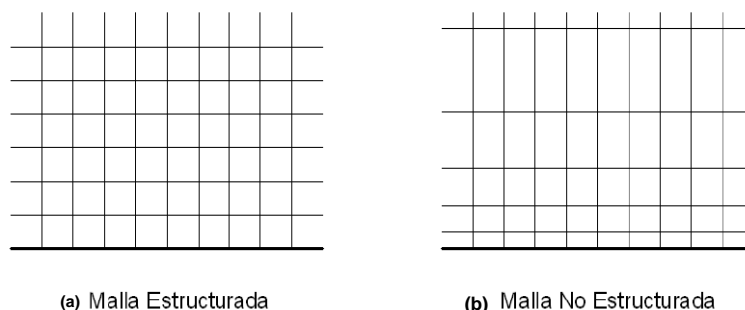


Figura 9: Mallado por conectividad

2.1.11.2 FORMA DE ELEMENTOS

Existe una forma variada de elementos con la cuales se puede trabajar, 2D-Quads o cuadriláteros (a), 2D-Tri o triángulos (b) , 3D-Tet o tetraedros (c), 3D-Hex o hexaedros (d) , 3D-Pyramid o pirámides de base cuadrada (e) y 3D-Wedge o triángulos extruidos (f), ver Figura 10.

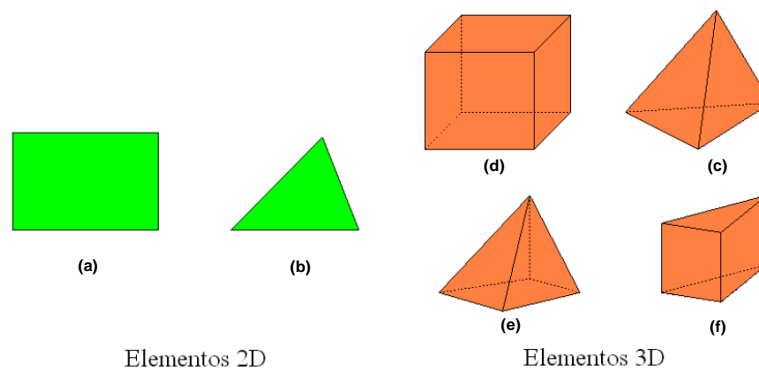


Figura 10: mallado por forma de elementos

Escoger un tamaño de malla adecuado es de vital importancia para obtener una solución conveniente. Si elegimos un tamaño de malla muy grueso, ahorramos tiempo de simulación, pero perdemos fidelidad en los resultados; en cambio, si elegimos un tamaño de malla muy fino, gastamos demasiado tiempo en la simulación y en recursos computacionales.

La calidad del mallado se demuestra en la simetría de los elementos que la componen (Espinoza, 2008).

El valor de asimetría de tamaño puede variar entre 0 y 1. El valor de cero representa un elemento totalmente simétrico y el valor 1 representa un elemento totalmente degenerado. Se calcula de la siguiente manera:

$$Q_{ESS} = \frac{A_e - A}{A_E}$$

Donde A es el área del elemento y Ae es la máxima área de un elemento simétrico que tiene el mismo radio de circunscripción que el elemento original. Ver Figura 11 (Espinoza, 2008).

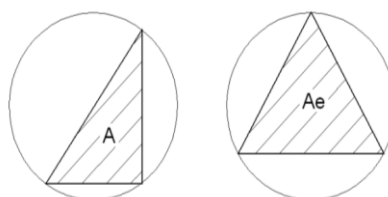


Figura 11: Asimetría de tamaño

En la siguiente tabla, se puede ver los rangos de EquiSize skew y la calidad que les corresponde.

VALOR DE QESS (Quality EquiSize Skew) Y CALIDAD DEL MALLADO

Tabla 4: QESS el valor de la asimetría de tamaño del elemento

RANGO DE QESS	CALIDAD
0.00-0.25	Excelente
0.25-0.50	Bueno
0.50-0.75	Regular
0.75-0.90	Pobre
0.90-1.00	Muy pobre

Fuente: Espinoza H. (2008).

2.2 TRANSFERENCIA DE CALOR

2.2.1 FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de calor entre una fuente y un receptor puede producirse por conducción, por convección o por radiación. En muchos casos el intercambio se produce mediante una combinación de dos o tres de estos mecanismos. Cuando la cantidad de calor transferida en la unidad de tiempo es constante e independiente del tiempo, se dice que se ha llegado al estado estacionario, si esto no se verifica se habla de un estado no estacionario. La mayor parte de las operaciones industriales en las que intervienen la transferencia de calor, se produce en condiciones no estacionarias, así como también en procesos de enfriamiento y calentamiento, ver figura 12. Estas tres formas son (Peters, 1978):

- Conducción.
- Convección.
- Radiación.

2.2.1.1 CONDUCCION

La conducción de calor o transmisión de calor por conducción es un proceso de transmisión de calor basado en el contacto directo entre los cuerpos, sin intercambio de materia, por el que el calor fluye desde un cuerpo de mayor temperatura a otro de menor temperatura que está en contacto con el primero. La propiedad física de los materiales que determina su capacidad para conducir el calor es la conductividad térmica. La propiedad inversa de la conductividad térmica es la resistividad térmica, que es la capacidad de los materiales para oponerse al paso del calor (Peters, 1978).

El segundo principio de la termodinámica determina que el calor sólo puede fluir de un cuerpo más caliente a uno más frío, la ley de Fourier fija cuantitativamente la relación entre el flujo y las variaciones espacial y temporal de la temperatura.

$$\frac{Q}{\Delta t} = \frac{kA}{x}(T_1 - T_2) \quad (2.62)$$

Q/Δt: es el calor transmitido por unidad de tiempo. **K:** es la conductividad térmica. **A:** es el área de la superficie de contacto. **(T1-T2):** es la diferencia de temperatura entre el foco caliente y el frío. **X:** es el espesor del material (Peters, 1978).

2.2.1.2 CONVECCION

La convección es una de las tres formas de transferencia de calor. Se caracteriza porque se produce por medio de un fluido (líquido o gas) que transporta el calor entre zonas con diferentes temperaturas. La convección se produce únicamente por medio de materiales, la evaporación del agua o fluidos. La convección en sí, es el transporte de calor por medio del movimiento del fluido (U.S. Department of Energy, 1992). La transferencia de calor por convección se expresa con la Ley del enfriamiento de Newton:

$$\frac{dQ}{dt} = hA_s(T_s - T_{inf}) \quad (2.63)$$

Donde h es el coeficiente de convección, A es el área del cuerpo en contacto con el fluido, T_s es la temperatura en la superficie del cuerpo y T_{inf} es la temperatura del fluido lejos del cuerpo. (U.S. Department of Energy, 1992).

2.2.1.3 RADIACION

El fenómeno de la radiación es la propagación de energía en forma de ondas electromagnéticas o partículas subatómicas a través del vacío o de un medio material.

Así, un cuerpo muy caliente emitirá, por norma general, gran cantidad de ondas electromagnéticas. La cantidad de energía radiante emitida o calor radiado viene dada por la Ley de Stefan-Boltzmann. De acuerdo con esta ley, dicho calor radiado es proporcional a su temperatura absoluta elevada a la cuarta potencia (Peters, 1978):

$$P = \alpha(\sigma T^4)S \quad (2.64)$$

Donde:

P es la potencia radiada.

α es un coeficiente que depende de la naturaleza del cuerpo; $\alpha = 1$ para un cuerpo negro perfecto.

S es el área de la superficie que radia.

σ es la constante de Stefan-Boltzmann, que tiene un valor de $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}$

T es la temperatura absoluta.



Figura 12: Modalidades de reconocer las distintas formas de transferencia de calor

2.2.2 DISEÑO Y COSTOS DE EQUIPO PARA TRANSFERENCIA DE CALOR

Los equipos de para la transferencia de calor se utilizan en casi todos los procesos industriales, por lo tanto el ingeniero de diseño debe estar familiarizado con los numerosos tipos de equipos empleados en dicha operación. Aunque muy pocos ingenieros están directamente vinculados a la fabricación de intercambiadores de calor, muchos otros deben preparar especificaciones para su diseño. En consecuencia, las consideraciones de diseño son de gran importancia para aquellos que deben decidir cuál equipo es el adecuado para una operación dada. Los intercambiadores tipo carcasa y tubos son ampliamente usados en la industria y a menudo son nombrados específicamente para distinguir las características del diseño. Por ejemplo, los intercambiadores con tubos U, tubos aletados, con placas de tubos fijas y con cabezales flotantes son tipos comunes de intercambiador de carcasa y tubos. La Fig. 13 muestra algunos detalles de un intercambiador de calor tipo carcasa y tubos, convencionales de un paso de cámara y dos pasos de tubos (Peters, 1978).

La selección inteligente del equipo implica comprender los principios y leyes básicas de la transferencia de calor y los métodos utilizados en el diseño de equipo. Además, no deben dejarse de lado los problemas relacionados con el diseño mecánico, fabricación y operación. Conjuntamente con un análisis de los factores generales que deben considerarse en la elección de un equipo de transferencia de calor.

Para los cálculos relacionados con el diseño es necesario determinar los coeficientes de transferencia de calor que intervienen. Estos coeficientes pueden estimarse a veces sobre la base de experiencias o se los puede calcular a partir de ecuaciones teóricas o empíricas, desarrolladas por otros investigadores. Se han publicado numerosas ecuaciones semiempíricas para la evaluación de coeficientes de transferencia de calor. Todas ellas tienen sus limitaciones, el ingeniero debe conocerlas. Para estimar los coeficientes de transferencia de calor de diversas condiciones. (Mukherjee, 2004).

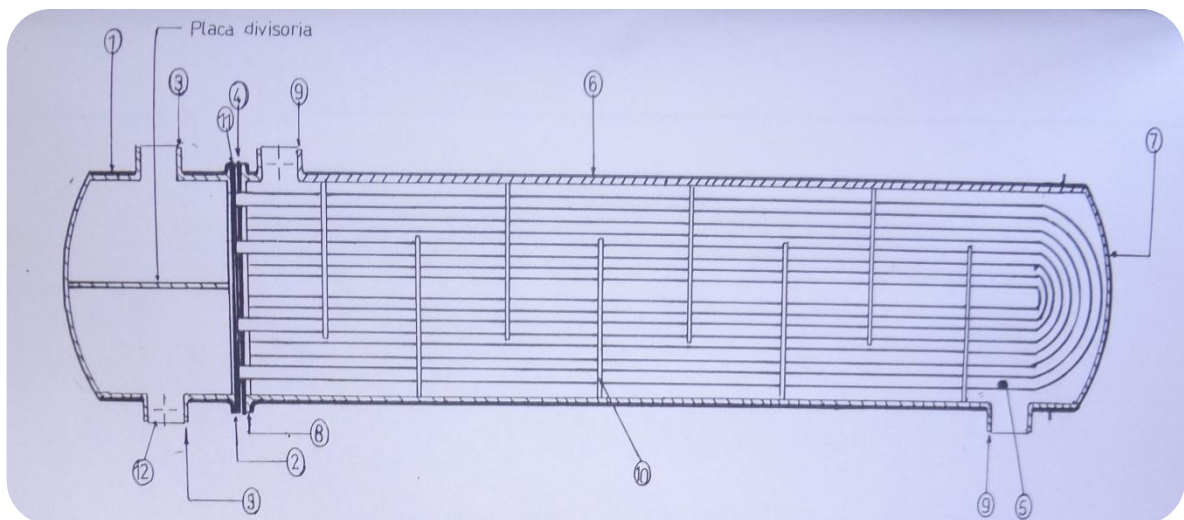


Figura 13: Intercambiador de calor de tipo de carcasa y tubos, de un paso de cámara y dos pasos de tubos, que muestra los detalles constructivos (Pampa 2001)

- | | |
|--|---|
| <ol style="list-style-type: none"> 1. Canal de distribución-Bonete. 2. Brida del canal. 3. Boquilla del canal. 4. Espejo estacionario. 5. Tubos de transmisión. 6. Envoltente. 7. Tapa de envoltente posterior. 8. Boquilla de envoltente. | <ol style="list-style-type: none"> 9. Boquilla de la envoltente (para el fluido) 10. Deflectores transversales. 11. Empaque. |
|--|---|

2.2.3 ESPECIFICACIONES PARA DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

El ingeniero de diseño debe considerar al diseño tanto desde el punto de vista del proceso, como desde el punto de vista mecánico, cuando prepara las especificaciones para un intercambiador de calor. Generalmente, el fabricante posee una planta capaz de producir partes estándar al menor costo posible y el menor tiempo. Por lo tanto, el ingeniero no debe intentar especificar todos los detalles del intercambiador, a no ser que se conozca perfectamente la maquinaria y los métodos empleados por el fabricante (Peters, 1978).

La lista siguiente contiene la información básica que debe ser entregada al fabricante para obtener un presupuesto o una cotización en firme de un intercambiador de calor (Zhuri, 2011):

Información del proceso

1. Fluidos a emplear.
 - Incluir las propiedades de los fluidos si no son fácilmente accesibles para el fabricante.
2. Flujos máxicos de los fluidos.
3. Temperaturas en la entrada y en la salida.
4. Flujos máxicos de vaporización o de condensación.
5. Presiones admisibles.
6. Factores de ensuciamiento.
7. Flujos caloríficos.

Información mecánica

1. Dimensiones de los tubos.
 - Diámetro
 - Longitud
2. Distribución de los tubos arreglo y pasos.
 - Tubos horizontales
 - Tubos Verticales
3. Temperatura y presiones máxicas y mínimas.
4. Previsiones necesarias por la corrosión.
5. Normas especiales que deben tenerse en cuenta.
6. Materiales de construcción que se recomienda.

2.2.4 PROPIEDADES FISICOQUIMICAS DEL JUGO DE CAÑA DE AZÚCAR

Las propiedades fisicoquímicas juegan un rol muy importante en la dinámica de fluidos, tales propiedades como la conductividad térmica, calor específico, densidad, viscosidad, compresibilidad y otras. Serán hallados mediante la utilización de instrumentos de laboratorio y otros mediante la aplicación de software, ver Figura 14, tales como el software utilizado



Figura 14: Apertura del software de cálculo de propiedades térmicas creado por Choi y Okos

Choi y Okos (1987), estudiaron el efecto de la variación de la composición en las propiedades térmicas llegando a obtener correlaciones para los siguientes componentes: humedad, proteínas, lípidos, carbohidratos, fibras y cenizas. Estas correlaciones están función únicamente de la temperatura a que está expuesto el alimento.

Las correlaciones encontradas para evaluar el calor específico en ($J/kg^{\circ}C$), de los distintos componentes son los siguientes:

$$C_p \text{ proteínas} = 2008,2 + 1208,9 \cdot 10^{-3}T - 1312,9 \cdot 10^{-6}T^2$$

$$C_p \text{ lípidos} = 1984,2 + 1473,3 \cdot 10^{-3}T - 4800,8 \cdot 10^{-6}T^2$$

$$C_p \text{ carbohidratos} = 1548,8 + 1962,5 \cdot 10^{-3}T - 5939,9 \cdot 10^{-6}T^2$$

$$C_p \text{ fibra} = 1845,9 + 1930,6 \cdot 10^{-3}T - 4650,9 \cdot 10^{-6}T^2$$

$$C_p \text{ cenizas} = 1092,6 + 1889,6 \cdot 10^{-3}T - 3681,7 \cdot 10^{-6}T^2 \quad (2.65)$$

(Fuente: Negrete 2003)

Para el agua:

$$C_{p \text{ agua}} = 4176,2 - 9,0862 \cdot 10^{-5}T + 5473,1 \cdot 10^{-6}T^2 \quad (2.66)$$

Donde T es la temperatura del alimento en °C

Siendo el C_p del alimento:

$$C_{p \text{ alimento}} = \sum C_{pi} \cdot X_i \quad (2.67)$$

Donde X_i = Fracción de componente del alimento

Para la conductividad térmica evaluada en (W/m°C), de los distintos componentes son las siguientes:

$$\begin{aligned} k_{\text{agua}} &= 0,57109 + 0,0017625T - 6,7376 \cdot 10^{-6}T^2 \\ k_{\text{proteínas}} &= 0,1788 + 0,0011958T - 2,7178 \cdot 10^{-6}T^2 \\ k_{\text{lípidos}} &= 0,1807 - 0,0027604T - 1,7749 \cdot 10^{-7}T^2 \\ k_{\text{carbohidratos}} &= 0,2014 + 0,0013874T - 4,3312 \cdot 10^{-6}T^2 \\ k_{\text{fibra}} &= 0,18331 + 0,0012497T - 3,1683 \cdot 10^{-6}T^2 \\ k_{\text{cenizas}} &= 0,3296 + 0,001401T - 2,9069 \cdot 10^{-6}T^2 \end{aligned} \quad (2.68)$$

(Fuente: Negrete 2003)

Donde T es temperatura para todas las ecuaciones son

La conductividad térmica del alimento se calcula como:

$$k_{\text{alimento}} = \sum k_i \cdot X_{vi} \quad (2.69)$$

Donde X_{vi} es la fracción en volumen de cada componente del alimento y se determina de la fracción de masa X_i , de la densidad individual (ρ_i) y de la densidad del alimento (ρ_{alimento}):

$$X_{vi} = (X_i \cdot \rho_{\text{alimento}} / \rho_i) \quad (2.70)$$

Las densidades individuales en (kg/m³) son obtenidas de las ecuaciones siguientes:

$$\begin{aligned} \rho_{\text{agua}} &= 997,18 + 0,0031439T - 0,0037574T^2 \\ \rho_{\text{proteínas}} &= 1329,9 - 0,51814T \\ \rho_{\text{lípidos}} &= 925,59 - 0,41757T \\ \rho_{\text{carbohidratos}} &= 1599,1 - 0,31046T \\ \rho_{\text{fibra}} &= 1311,5 - 0,36589T \\ \rho_{\text{cenizas}} &= 2423,8 - 0,28063T \end{aligned} \quad (2.71)$$

(Fuente: Negrete 2003)

2.2.5 LA NECESIDAD DEL POR QUE CALENTAR EL JUGO DE CAÑA

El tratamiento del jugo de caña de azúcar se realiza en varias etapas, muy principalmente, en dos procesos, después de la extracción (guarapo) y después del clarificado, como se menciona en el flujo diagrama que se muestra en la Figura 15.

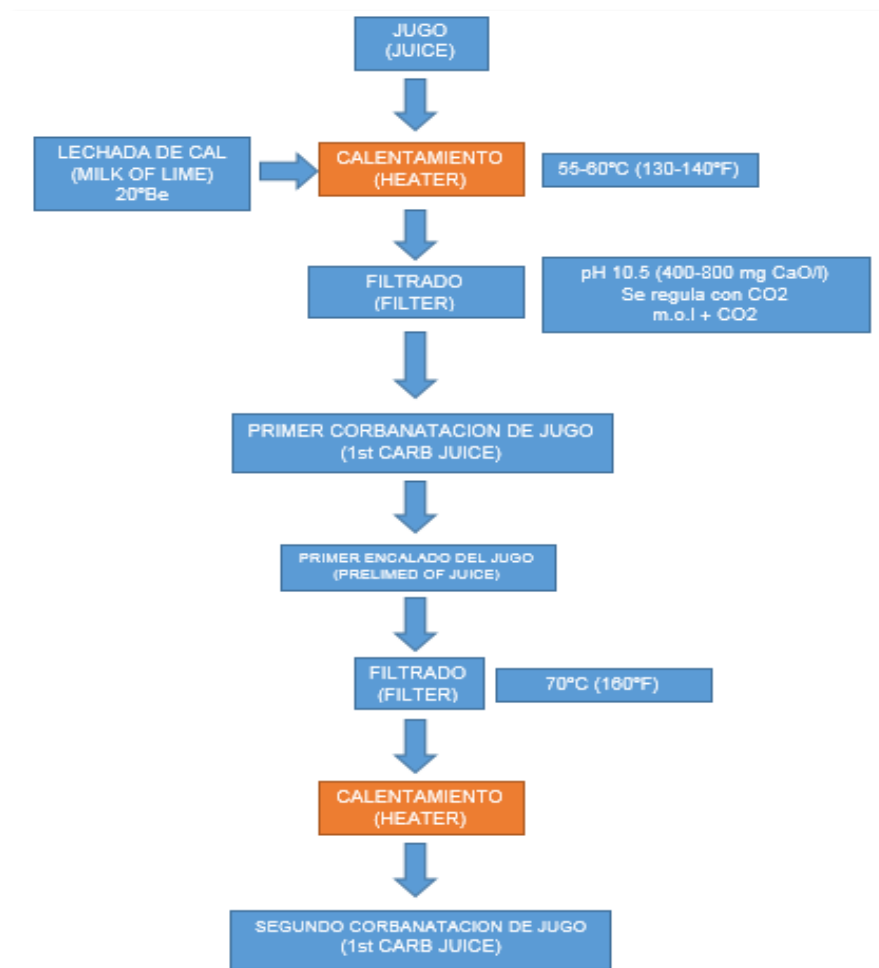


Figura 15: Proceso de clarificación del jugo de caña. Fuente: Stándard Fabrication Practices for cane sugar mill – 1981

III. MATERIALES Y MÉTODOS

3.1 LUGARES DE EJECUCION

El lugar donde se realizó la simulación, fue el laboratorio de cómputo de la carrera profesional de Ingeniería Agroindustrial, el cual cuenta con computadores de buen desempeño.

El lugar de experimentación con el intercambiador de calor de carcasa y tubos 1-2, fue en el laboratorio de operaciones unitarias de la Facultad de Ingeniería Química de la UNA-Puno.

3.2 EQUIPOS E INSTRUMENTOS

Se emplearon los siguientes equipos e instrumentos:

3.2.1 EQUIPOS

- Un intercambiador de calor de tubos y carcasa 1-2, de 2.6m² de intercambio, diseño tipo Donald Q. Kern. con 48 tubos de cobre, de diámetro externo ¾", WBG numero16. Carcasa de diámetro interno 8" y diámetro externo 8.25", material acero autentico inoxidable 304. Numero de deflectores 8, con pasos de 10.16cm y boquillas conectadas al cabezal y carcasa de 1".
- Una computadora personal, con procesador de 3.1Ghz, 8GB de memoria RAM, entorno Windows 10.
- Un software comercial Autodesk CFD 2014 (ingles), que incorpora el código cfz, el cual resuelve las ecuaciones diferenciales parciales que gobierna a un fluido de manera discretizada mediante el método de volumen finito.
- Un software AutoCAD 2015 (ingles), para diseñar el intercambiador en tercera dimensión.
- Un software Inventor Fusion 2013 (ingles), para exportar el diseño de Auto CAD al Autodesk CFD.
- Un software de cálculo de propiedades térmicas de los alimentos, desarrollado por Choi y Okos.
- Caldero generador de vapor.

3.2.2 INSTRUMENTOS

- Manómetro, marca Winter de 100 psi para medir la entrada de vapor.
- Viscosímetro rotacional digital con velocidad hasta 60 rpm y rango de 1 a 600000 mPas. Nahita, AX807/1.
- Dos termómetros a laser, rango de 0- 150°C, error +- 1°C para medir temperatura externa.
- Picnómetro, fabricados de vidrio borosilicato 3.3.
- Balanza digital.
- Dos vasos presipitados 200ml, Pirex.
- Una Probeta de caucho de 7 litros.

3.2.3 MATERIALES

- 5 galones (18.9 litros) de jugo de caña.
- 10 galones (37.8 litros) de agua, para generar vapor.

3.3 METODOS Y TECNICAS

Para evaluar la diferencia de lo simulado con Dinámica de Fluidos Computacional y la experimentación real, de la entrada de jugo de caña de azúcar en un intercambiador de calor, procederemos a realizar dos aspectos: el modelamiento y diseño computacional para la simulación, y el proceso de experimentación. Basándonos en el proceso similar a lo que uso Villareal y Rubio (2013).

- Modelamiento y diseño computacional (simulación).
- Experimentación con el intercambiador. (experimentación real).

El método para identificar los campos térmicos con Dinámica de Fluidos Computacional, es identificar colores, colores fríos (azul) el cual representa las temperaturas mínimas, y colores calientes (rojo) el cual representa temperaturas máximas y finalmente los colores intermedios (desde un celeste a un anaranjado) representa las temperaturas dentro del rango del mínimo al máximo.

Para un entendimiento rápido de la metodología se representa la Figura 16, el cual resume todo el procedimiento.

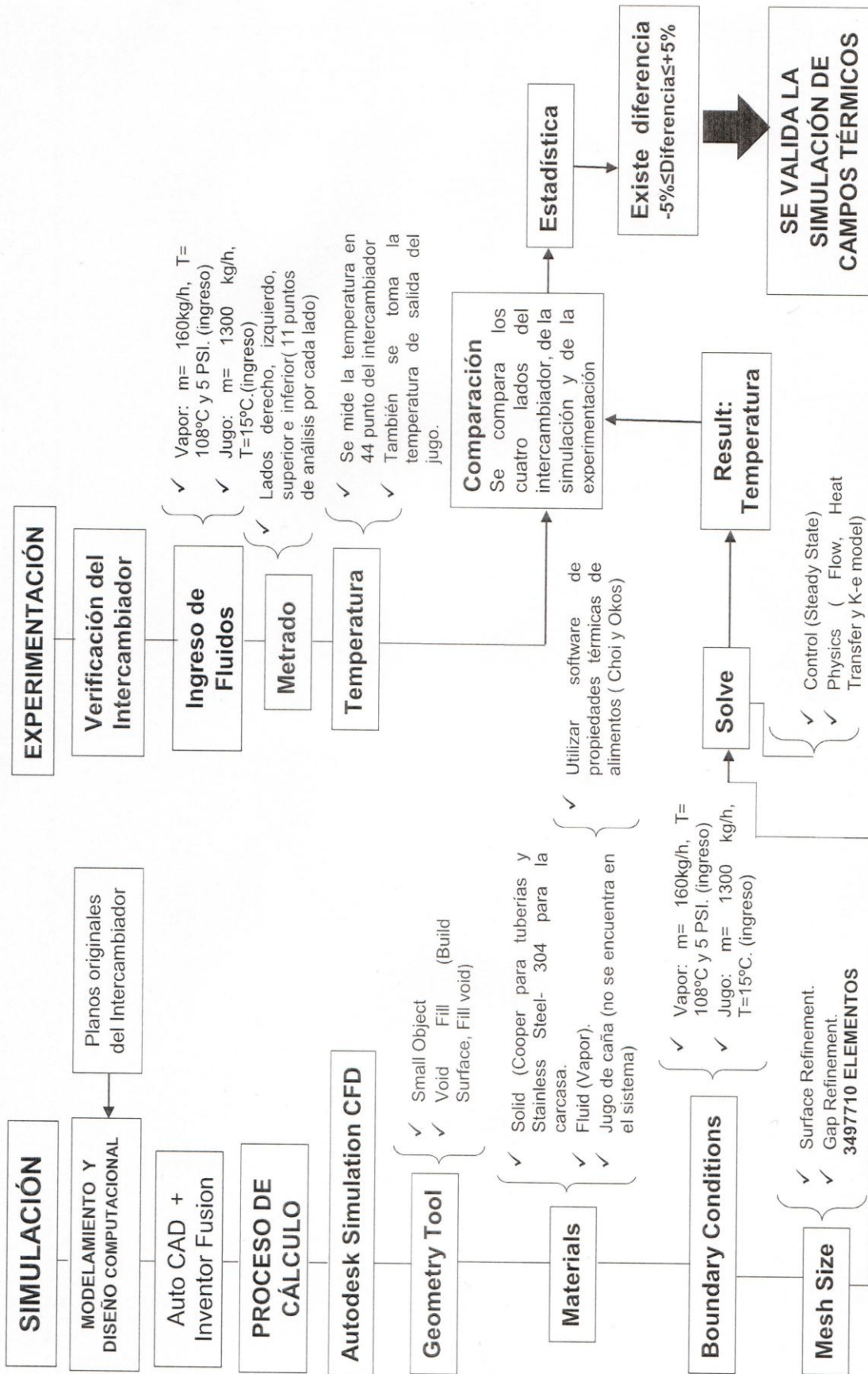


Figura 16: Diagrama de flujo, para la evaluar en cuanto difiere la simulación a un aspecto real, y para finalmente validar la simulación (Fuente: Propio).

3.3.1 MODELAMIENTO Y DISEÑO COMPUTACIONAL

Para este proceso se utilizó una computadora de plataforma de 64-Bits y memoria RAM de 8GB esta capacidad de computador nos podrían generar entre 5 a 15 millones de nodos los cuales facilitan los cálculos del CFD, en esta etapa es bueno mencionar que a mayor memoria RAM los cálculos serán más óptimos.

El intercambiador de calor de tubos y carcasa fue modelado a escala natural en software AutoCAD 2015, dividida en dos partes que son carcasa y tubos, esto para diferenciar el equipo a razón de materiales. Todo este diseño se realizó en tercera dimensión o 3D. Como se muestra en la Fig. 17.

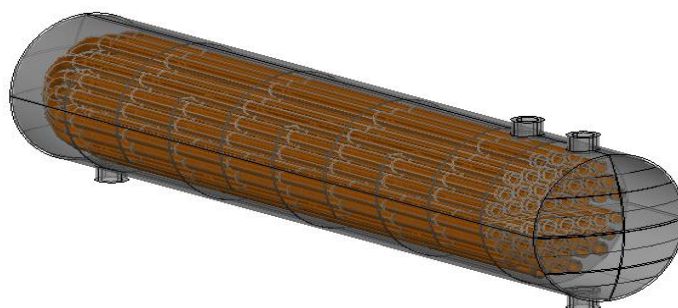


Figura 17: Intercambiador de tubos y carcasa 1-2(Pampa 2001).

Luego del proceso de diseño se transformó a formato cfz, esto utilizando el software Inventor Fusión 2013 R1, este proceso se realiza de la siguiente manera: primera guardar el diseño en formato dwg. Luego abrirlo con Inventor Fusión, este programa analizará si hay posibilidad para analizarlo en formato cfz, una vez verificada, se puede transformar para trabajar en Autodesk CFD Simulation.

Dentro del programa Autodesk CFD, esta nos pidió construcción de frontera. Pero antes de este proceso, realizaremos una revisión para obtener un análisis correcto, esto quiere decir primer el programa cargara el diseño a su sistema, luego realizara con sumo detalle algunas observaciones que a futuro provocarían problemas, tales como podrían ser, encontrar pequeñas objetos las cuales dificultarían los procesos de cálculo, para solucionar este dilema el programa cuenta con un icono de carpeta denominado Geometry Tools(herramienta geométrica), en el cual encontramos el comando Small Object Removal(remover objetos pequeños), cuya función principal es

remover los objetos pequeños que se podrían encontrar en el diseño, como se muestra en la Figura 18, en caso de que el diseño se encuentre perfectamente el programa no avisara si hay observaciones por lo cual no recurriremos a este comando. En el diseño del objeto de estudio fue realizado con sumo cuidado de no encontrar algún problema geométrico por lo cual no utilizamos este comando. También encontramos el comando Void Fill (llenado de vacío), el cual es de mucha importancia para este estudio, ya que este comando define la geometría de frontera por donde estará el fluido.

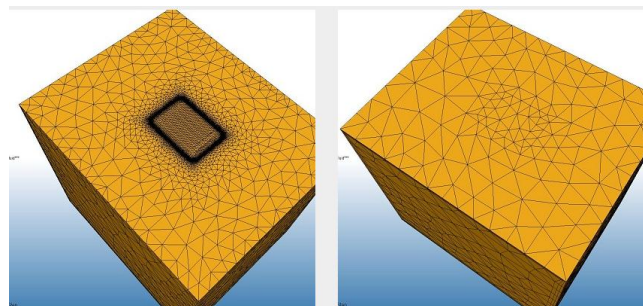


Figura 18: Remoción de elementos pequeños.

El comando Void Fill (llenado de vacío), consta de dos herramientas los cuales ayudó a construir el mallado del objeto de estudio. Estos son Build Surface (construir superficie) y Fill Void (llenar el vacío), el primero define el inicio y el final por donde recorrerá el fluido, seguidamente se utilizó Fill Void, este comando está encargado de rellena todo el entorno de donde recorrerá el fluido.

Terminado este proceso, el programa nos muestra las dos partes de estudio cuales son la parte sólida y la parte de fluidos. La parte solida consta del metal propio del equipo (acero inox. y cobre); la parte de fluidos, consta del vapor y jugo que ingresa al intercambiador.

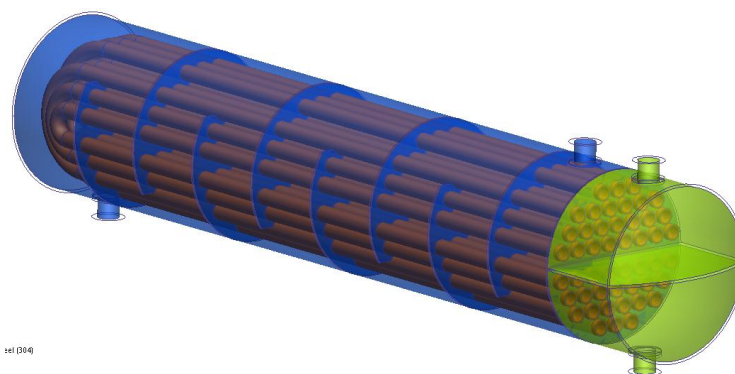


Figura 19: Volúmenes dentro del intercambiador.

Para mejor detalle, podemos observar la Figura 19, en la cual observamos de color amarillo el cual será el jugo y el de color celeste el vapor. La parte sólida se ha eliminado, para observar la parte interna o la parte donde ocurrirá todo este proceso de CFD y también se presentan las tuberías de color típico del cobre.

Concluidos el proceso de construcción de fronteras, sigue la asignación de materiales, este proceso lo podemos encontrar en la icono de herramienta Materials (materiales), para designar el material de la carcasa el programa nos muestra un infinidad de materiales en las cuales designamos sólidos elegimos Stainless Steel (304), ya que es este material con la cual está construida la carcasa, bafles y boquillas. Las propiedades con las cuales trabaja el programa Autodesk CFD son constantes, o de comportamiento lineal. Y los valores cual designa el software para Stainless Steel (304) son: Conductividad térmica (lineal): función temperatura y conductividad térmica para tres direcciones, Densidad (constante): 0.008g/mm^3 , calor específico (constante): 0.5J/g-K (véase Anexo Fig. A).

Para la siguiente etapa, designamos el material con la cual están construida las tuberías, en este caso elegimos Cooper o cobre. Este material tiene las siguientes propiedades: conductividad térmica (lineal) función temperatura y conductividad térmica para tres direcciones, densidad (constante): 0.0084 g/mm^3 , calor específico (constante): 0.3807 J/g-K (véase Anexo Fig. B).

Las propiedades del fluido que proporciona calor, que es el vapor, cuyas propiedades están designadas tal como sigue: densidad está dado por ecuaciones de estado, Viscosidad: $1.293 \cdot 10^{-5}\text{Pa-s}$, conductividad térmica $2.55683 \cdot 10^{-5}\text{W/mm-K}$, calor específico 1.8882 J/g-K , compresibilidad: $C_p/C_v = 1.329$, emisividad 1 (ver Anexo Fig. D).

Ahora el fluido de análisis, que es el jugo de caña de azúcar, las propiedades térmicas de esta no se encuentran en el programa, pero el programa asigna la entrada de ingreso para nuevos materiales; aquí entra la habilidad de la ingeniería de alimentos, el cual nos indica que estas propiedades físicas son halladas por estudios de análisis de laboratorio o que se pueden hallar por ecuaciones designadas para cada propiedad. El método elegido fue la

utilización de ecuaciones (Ver Pág. 62 y 63), donde se indica que una propiedad térmica de un alimento está en función de su composición y la relación de temperaturas (Choi y Okos, 1983). Una de las principales investigaciones sobre esto y en las cual se basó esta tesis es la utilización de un software que compila la relación de ecuaciones para propiedades térmicas, este Software fue desarrollado por Necretre, Valdivia y Zuñiga (2003), este programa nos pide la composición de un alimentos. El caso específico de estudio es el jugo de caña de azúcar el cual tiene la siguiente composición: Agua 78.8%, proteína 0.3%, lípidos 0.1%, carbohidratos 20%, fibra 0% y Ceniza 0.3%, estos datos fueron obtenidos gracias a la utilización de tabla de composición de alimentos INCAP (2012). Introducimos esta composición en el programa, el cual lo podemos observar en la Fig. 20.

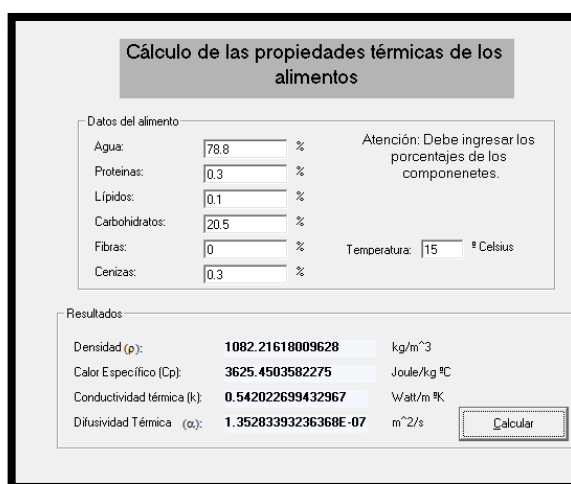


Figura 20: Introduccion de datos de alimento en software desarrollado por Necretre 2003.

El resultado, de las propiedades físicas del jugo de caña es como sigue: densidad 1082 Kg/m^3 , calor específico $3625 \text{ J/kg}^\circ\text{C}$, conductividad térmica $0.542 \text{ W/m}^\circ\text{K}$ y difusividad térmica $1.35 \text{ m}^2/\text{s}$. Para corroborar uno de estos datos se realizó experimentación en laboratorio para obtención de la densidad se utilizó picnómetro, hallando una densidad de 1080 Kg/m^3 . Para hallar viscosidad utilizamos el equipo que se encuentra en el laboratorio de ingeniería de alimentos de la escuela profesional de ingeniería agroindustrial denominado viscosímetro por usillos en el cual obtuvimos una viscosidad de $2.4 \text{ mPa}\cdot\text{segundo}$, este dato es muy similar a lo obtenido por Alvarado (1992). Hasta aquí finalizamos la

introducción de propiedad de materiales (propiedades del guarapo ver Anexo Fig. C).

Proseguimos a introducir las condiciones de frontera, para este etapa el programa muestra un icono denominado Boundary Condition (condición de frontera), este icono permite acceder a la introducción de factores con las cuales funciona el sistema es decir temperatura, flujo másico, presión, etc. Para el sistema el fluido a ser tratado que es el jugo, tendrá el siguiente comportamiento: Flujo másico de 1300 Kg/h este dato lo hallamos gracias a aforamiento con ayuda de una probeta de 7 litros y cronometro. La temperatura de entrada fue de 15 °C este dato lo obtuvimos con a la utilización de un termómetro a laser. Ahora para el vapor el flujo másico que fue de 160 Kg/h, a 5 psi y la temperatura de entrada del vapor fue 108°C (TLV 2014).

La siguiente etapa de este proceso es la de generación de mallas, el programa ofrece un icono donde se puede realizar este trabajo, el icono para esta labor es de Mesh Sizing (enmallado) o también denominado construcción de malla. El proceso de construcción en el programa consta de la siguiente manera elegir Mesh Sizing en las cuales se puede optar por dos comandos Automatic y Manual. Para este trabajo elegimos Automatic para no dificultarnos con la construcción de mallas, para el ámbito de refinamiento en bordes, se soluciona utilizando el comando Surface refinement (refinamiento de superficie), Gap Refinement (refinamiento de vacíos) y finalmente Refinement este proceso nos aproxima de cuantos nodos se ha de solucionar con CFD, para este caso el programa aproxima 2685426 elementos. Este proceso se puede observar en la Fig. 21. Con esto concluimos la parte de generar mallas.

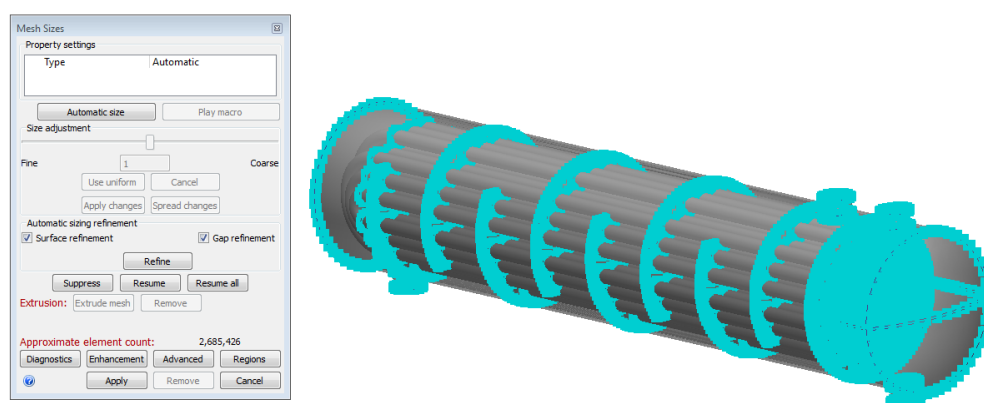


Figura 21: Proceso de refinamiento para obtención de mallado.

Finalmente el último proceso de diseño computacional para solución en CFD es el Solver (solución). Para este proceso, primero elegimos si trabajamos con flujo de fluidos entonces elegimos Flow, habrá entonces dos aspectos flujo compresible e incompresible, también si habrá transferencia de calor entonces elegimos Heat transfer, ver Fig. 22, en el proceso de transferencia de calor hay varios aspecto como la de Auto Forced Convection y Radiation en ambos no los elegimos ya que estamos trabajando en un laboratorio donde el aire no recorre con velocidad y el sol no tiene mucha incidencia dentro de esta, pero si hay un factor muy importante que es la gravedad, el programa nos proporciona el coeficiente de aceleración de gravedad, para esto elegimos Gravity Method (método gravitacional), damos a conocer que estamos trabajando con aceleración de la tierra o Earth, luego la dirección en la cual ira este para nuestro caso la dirección Z, con el valor de -1 en el eje, ya que la gravedad estará yendo así el suelo, ver Fig. 22

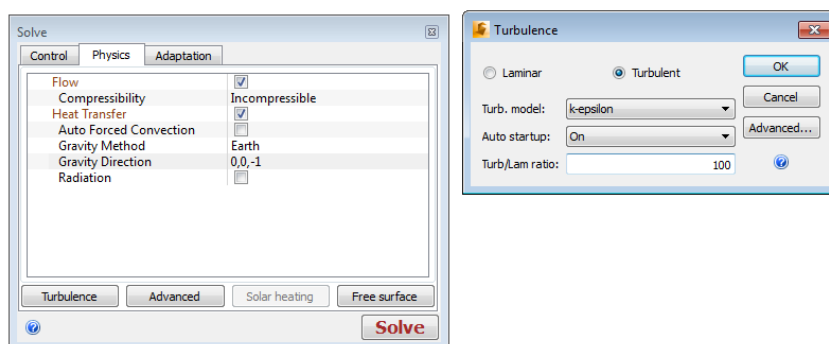


Figura 22: Aplicación de Heat transfer, elección de modelo K-epsilon y gravedad.

En el mismo icono nos presenta el modelo de turbulencia, el modelo con la cual se trabajó, es el modelo K-epsilon, ver Fig. 22, este es un modelo muy utilizado por anteriores investigaciones. Cerrado todas las opciones a seguir damos Solver y el programa empezará a correr, este proceso sigue de la siguiente manera: reconocimiento del diseño, generación de superficie o Surface meshing... generating surface mesh, suavización de borde o Surface meshing... smoothing surface mesh, luego pasara a creación de volumen o Volume meshing...creating volume mesh, la optimización y suavización; todo esto se podrá observar en el apéndice A del Anexo. Al final de estos cálculos llega sumario de los siguientes elementos finitos o FINITE ELEMENT SUMMARY FOLLOWS en donde da a conocer cuántos elementos calcula el sistema.

```

*****FINITE ELEMENT SUMMARY FOLLOWS*****
1072203 Total Nodes, 1064825 Fluid Nodes, 7378 Solid Nodes
3497710 total elements, 2719545 fluid elements, 778165 Elements
2inlet 2 outlets 0 unknowns

```

Figura 23: Resultado de elementos obtenidos por el sistema.

Esto se puede mostrar en la Fig. 23, esta nos indica que habrá un millón setenta y dos mil doscientos tres Nodos totales las cuales están proporcionados para fluidos que fueron de 1064825 nodos y para solidos que fueron de 7378 nodos. Estos nodos generan los flujo elementos o volúmenes de control, la cantidad total de estos flujo elementos es de 3497710, los cuales comprende para la parte de fluidos un total de 2719545 y 778165 elementos sólidos, esto se cierra y por lógica de función el programa reconoce que existe dos entradas esto respecto de la entrada de vapor y jugo denominado 2 inlet (ingreso), del mismo modo para la salida como 2 outlet (salida). Estos flujos elementos representados en forma de mallas, podemos observarlo en la Fig. 24.

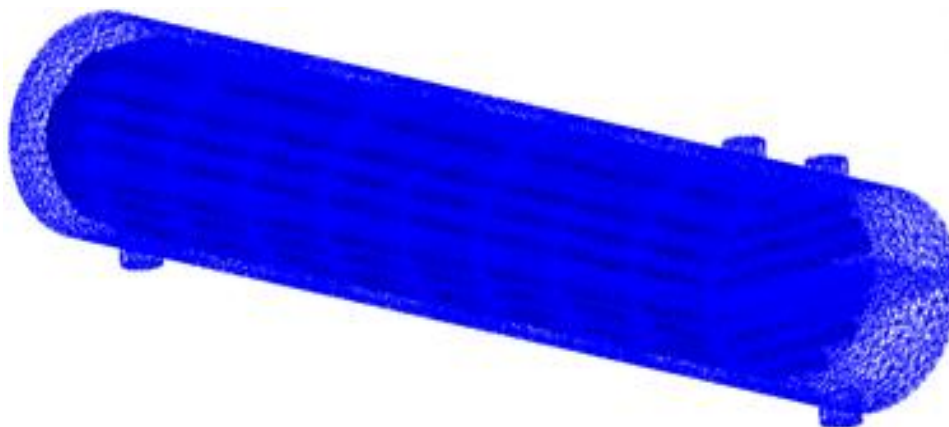


Figura 24: Generacion de mallas o grids.

El proceso de solución dura aproximadamente entre 6 horas con un computador de 8 Gb de RAM, seguidamente observamos el proceso de simulación y registramos las imágenes. En algunos momentos el computador tiende a suspenderse o tener error, esta presencia de errores puede causar que repitamos de nuevo el proceso del planteamiento del diseño computacional. En este proceso habido una infinidad de suspensiones del sistema por la alta tasa de cálculos que elabora el computador, pero al final se ha logrado obtener lo deseado.

La Figura 25 contiene a las figuras desde (a) hasta la (p), este proceso equivale a 1 minuto de un tiempo real, En donde se presenta el movimiento térmico del

flujo de vapor de una manera ondulatoria y caótica, esto se ve desde la figura (a) hasta la (h) presentando colores que representan temperaturas promedios desde 45°C - 65°C . Desde la (h) hasta la (k) el flujo de jugo de caña ya presenta un variabilidad de temperatura, esto lo podemos observar en la parte de cabezal del segundo paso, presentando temperaturas desde 35°C - 65°C .

Desde la figura (i) hasta la (p), este movimiento térmico, llega a un equilibrio, donde no se presenta más variación de temperaturas. Es decir el sistema ha obtenido los valores máximos de temperatura.

La figura (p), fue de ayuda para análisis de varianza, de los datos experimentados reales y lo simulado, a razón de las temperaturas que se presentan a lo largo del intercambiador.

Figura 25: Desarrollo de avance térmico resumido, desde la etapa 0 hasta la etapa 100.

3.3.2 EXPERIMENTACION CON EL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Antes de utilizar el intercambiador, este ha sido verificado, la verificación consto solo de revisión externa, ya que este equipo pertenece a razón de patrimonio, es por eso que la parte interna no se pudo verificar. Para el diseño se utilizó los planos pertenecientes a este proyecto, estos planos se encontraron en la biblioteca del Colegio de Ingenieros del Perú sede Puno (Pampa, 2001), este equipo lo podemos observar en la Figura 26.



Figura 26: Vista externa del intercambiador de calor. Con permiso de la F.I.Q. UNA- Puno (Pampa, 2001).

Este equipo fue diseñado utilizando el sistema CAD, las características de este equipo son descritas brevemente como siguen:

- Carcasa: longitud de 3.6pies (1.1m), diametro de 8 inches (22 cm), material acero inox 304.
- Tubos: cantidad 24-24, Diametro externo $\frac{3}{4}$ inches (1.9cm) WBG número 16, material cobre.
- Nozzle (boquillas de entrada y salida) de un 1inches (2.54cm) de diametro.
- Deflectores: cantidad 8, separacion 4" (10.16cm).
- 16 pernos de seguridad para cabezal y con juntas expansoras de jebes.

Realizada la verificación del equipo, pasaremos a revisar el sistema de cañerías para la entrada de fluidos a tratar, el cual consta de un sistema de tubos conectados al intercambiador con sistema de bombeo.

El sistema de entrega de vapor, consta de un caldero, sistema de tuberías que consta de valvulas tipos de check y control, conectada al equipo y regulado por un barometro winter de 100 psi.

Realizadas las todas las verificaciones descritas anteriormente, pasamos a obtener datos que nos sirvan para analisis de varianza. Una de las metodologias es realizar la toma de muestras, esto lo describimos de la siguiente manera:

- 1.- **Metrado:** utilizando la cinta metrica realizamos mediciones longitudinales a lo largo del intercambiador, en los lados derecho, izquierdo, superior e inferior. Marcaremos con plumon 11 puntos, comenzando desde el cabezal hasta la parte culminante de la carcasa, ver Figura 27.

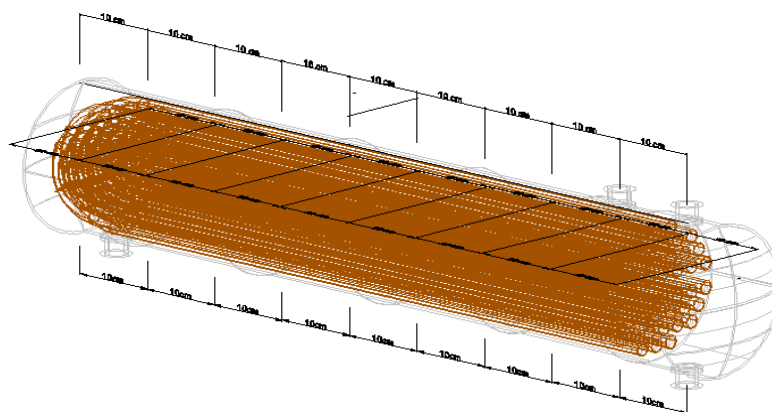


Figura 27: Metrado del intercambiador y asignación de puntos en la zona externa.

- 2.- **Medir temperatura:** una vez marcados los puntos estrategicos, el siguiente paso es utilizar el termometro a laser para medir temperatura externa en los puntos marcados, un total de 44 puntos. Como se muestra en la Figura 28.



Figura 28: Obtencion de datos con termometro laser.

Una vez obtenido los datos reales, hemos comparado con datos obtenidos por simulacion en CFD. (observar la figura (p) contenida en la Figura 25)

3.4 VARIABLES INDEPENDIENTE Y DEPENDIENTE.

Para saber como se distribuye el calor proporcionado por el vapor en distintas zonas del intercambiador, utilizaremos la siguiente razón:

$$T=f(L)$$

Donde:

Variable Independiente: L o longitud

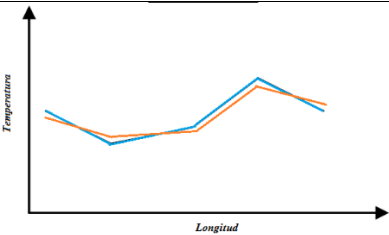
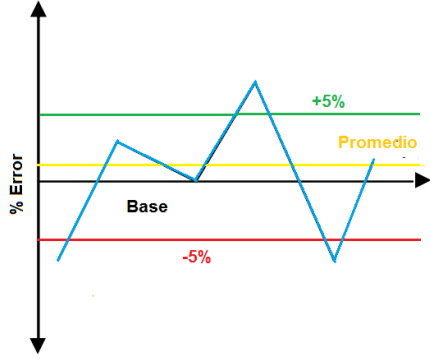
Variable dependiente: T o temperatura maxima que se presenta en la parte externa del intercambiador.

3.5 HERRAMIENTAS DE INVESTIGACION

Para esta relacion utilizamos grafica de linea, para ver los cambios de temperatura en distintos puntos determinado. Tanto para temperatura simulada y real.

Para hallar en cuanto difiere la simulación realizada a un caso real, analizaremos la temperatura simulada, teniendo como base la temperatura real, con grafico de control, el error promedio porcentual de la simulacion, debe estar dentro de un rango $\pm 5\%$, para tener una significancia de un buen resultado.

Tabla 5: Cuadro de análisis, para validación de simulación.

GRAFICA	APLICACION
	<p>Grafica de línea Distribución de temperatura a lo largo del intercambiador $T=f(L)$</p>
	<p>Grafica de control Error porcentual cometido por la simulación, teniendo como base a los datos de temperatura real.</p>

IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Los resultados, evaluaron en que porcentaje difiere nuestra simulación a un caso experimentado. Además el porcentaje de acercamiento a un caso real, validará la simulación. El método de análisis de longitud y temperatura, la diferenciación de simulación y experimentación real, es según lo utilizado por Versteeg (2007).

4.1 EVALUACION DE LO SIMULADO Y LO EXPERIMENTADO

En esta parte evaluaremos los datos obtenidos por las lecturas de los termómetros a laser sobre el intercambiador de calor y lo comparamos con los resultados obtenidos con CFD. El modelo de simulación a evaluar pertenece a la figura (p) que se encuentra dentro de la Fig. 25 (Pág. 76). Esta figura (p), alcanzo el equilibrio térmico y los campos de temperatura presentan valores máximos, comportándose el movimiento térmico de una manera estacionaria.

Estos resultados de comparación están dividida en cuatro secciones, primero para la parte superior del intercambiador, segundo para la parte inferior del intercambiador, tercero y cuarto de los lados derecho e izquierdo respectivamente. Esto se realizó con fin de obtener una variedad de datos en distintas zonas geométricas.

Para el análisis, se presentara en graficas de dispersión con líneas, para la evaluación de estas gráficas se utilizó cuadros de control, ajustados a un $\pm 5\%$.

4.1.1 LADO SUPERIOR

Estos resultados son obtenidos de la parte superior del intercambiador, en las cuales se analiza el aspecto real es decir los datos obtenidos con termómetro laser, comparándolos y diferenciándolo con los obtenidos en CFD, tal como se presenta en la Fig. 29.

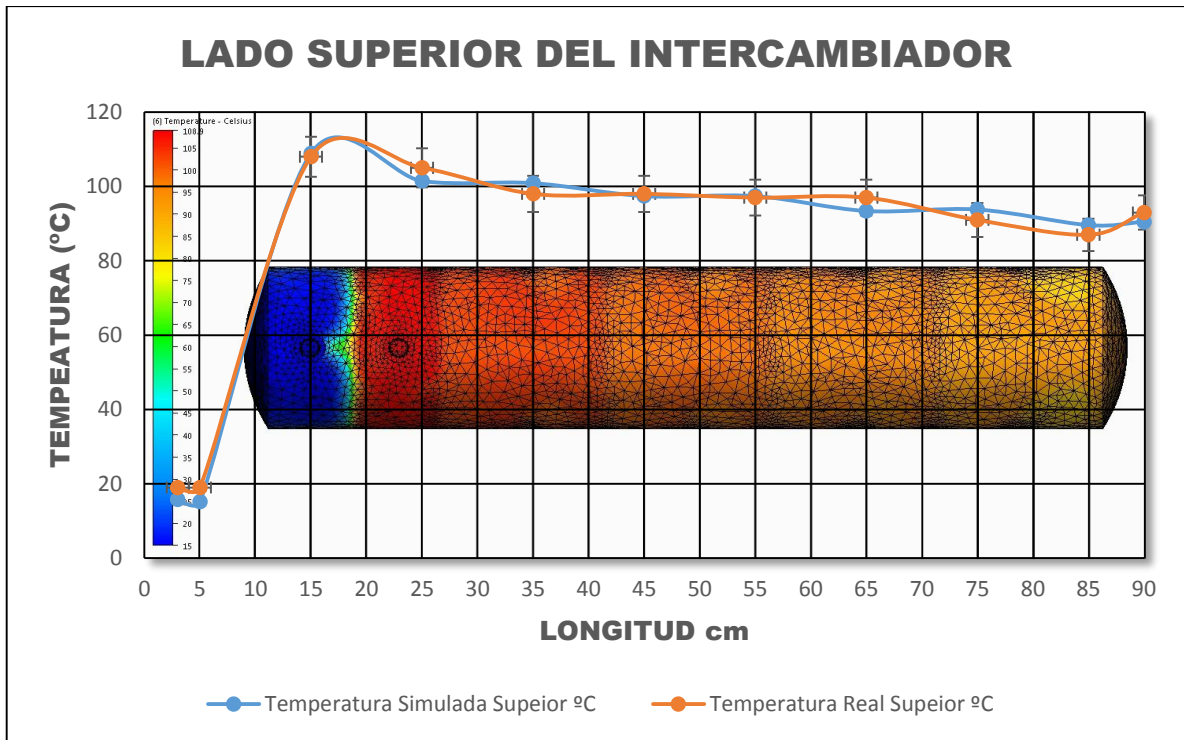


Figura 29: Comparación de resultados obtenidos en laboratorio y los datos obtenidos por simulación en CFD en lado superior del intercambiador. (Fuente: propia)

La Figura 29, representa los 11 resultados del lado superior a lo largo del intercambiador. Los puntos de dispersión con líneas de color anaranjado representan los datos obtenidos con termómetro laser, además se le inserta barras de error de un $\pm 5\%$ en los puntos de análisis.

Los puntos de dispersión con líneas de color azul, representa los resultados obtenidos con CFD, es decir lo simulado, los puntos color azul tienden a intersectar a los márgenes de tendencia de ese $\pm 5\%$ de los datos experimentados, las cuales en su mayoría se encuentran dentro de ellas, algunos de ellos rozando los límites de frontera.

Para una mejor explicación de estos resultados lo llevamos en un análisis estadístico de cuadros de control, donde se linealiza todos los datos experimentados, para observar en que porcentaje difieren los datos obtenidos por simulación. Este análisis lo podemos observar en el Cuadro 1.

Cuadro 1: Resultados de temperaturas, reales y simulados en CFD, en lado superior del intercambiador (Fuente: propia)

Número del dato	Longitud (cm)	Temperatura Real Superior (°C)	Temperatura Simulada Superior (°C)	Diferencia (%)
1	3	17	15.76	-7.2941176
2	5	19	15.22	-19.894736
3	15	108	108.89	0.82407407
4	25	105	101.46	-3.3714287
5	35	98	100.89	2.94897959
6	45	98	97.4	-0.6122449
7	55	97	97.4	0.41237113
8	65	97	93.4	-3.7113402
9	75	91	93.8	3.07692308
10	85	87	89.6	2.98850575
11	90	93	90.5	-2.6881720

Para el análisis estadístico hemos utilizado Diagramas de Control, los cuales están ajustados a un $\pm 5\%$. Este diagrama se puede presentar en la Figura 30.

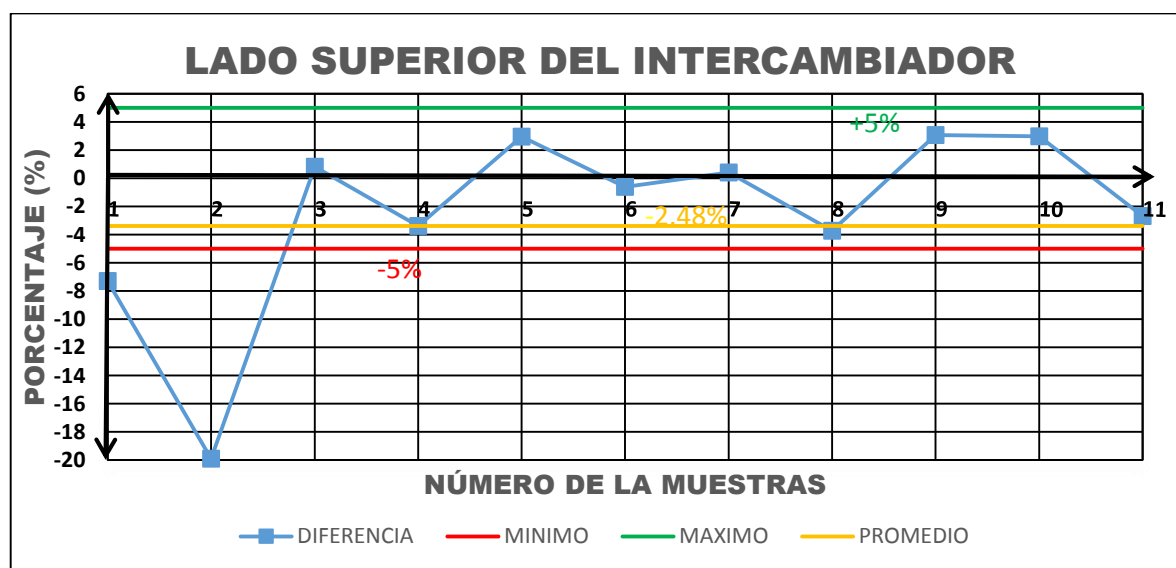


Figura 30: Análisis de resultados, del lado superior (Fuente: propia)

En el cuadro de control de la Figura 30, la abscisa representa el número del dato experimentado, la ordenada representa el error porcentual, los puntos de color azul dispersos representan el error obtenido por simulación. Es decir si tomamos como ejemplo el dato número 1, el cual representa al punto de la lectura a 3cm del inicio del intercambiador, en donde obtuvimos una temperatura real de 17°C y una temperatura

simulada de 15.76°C, la diferencia de este último dato a la temperatura real es de un -7.29%; este valor porcentual representa el error cometido por el software.

El error de tolerancia según nuestra hipótesis debe de ser de un ±5%, para lo cual la línea de color rojo representa el -5% y la línea de color verde representa el +5%; dentro de estas líneas deben encontrarse la mayoría de los puntos de dispersión.

El valor promedio de los errores acumulados, está representada por la línea de color amarillo y tiene un valor de -2.48%, este valor se encuentra dentro de los valores de frontera de ese ±5%. esto quiere decir que en la sección superior del intercambiador de calor, la simulación se aproxima en un 97.5%.

4.1.2 LADO INFERIOR

Estos resultados son obtenidos de la parte inferior del intercambiador, en las cuales se analiza el aspecto real es decir los datos obtenidos con termómetro laser comparándolos y diferenciándolo con los obtenidos en CFD, tal como se presenta en la Fig. 31.

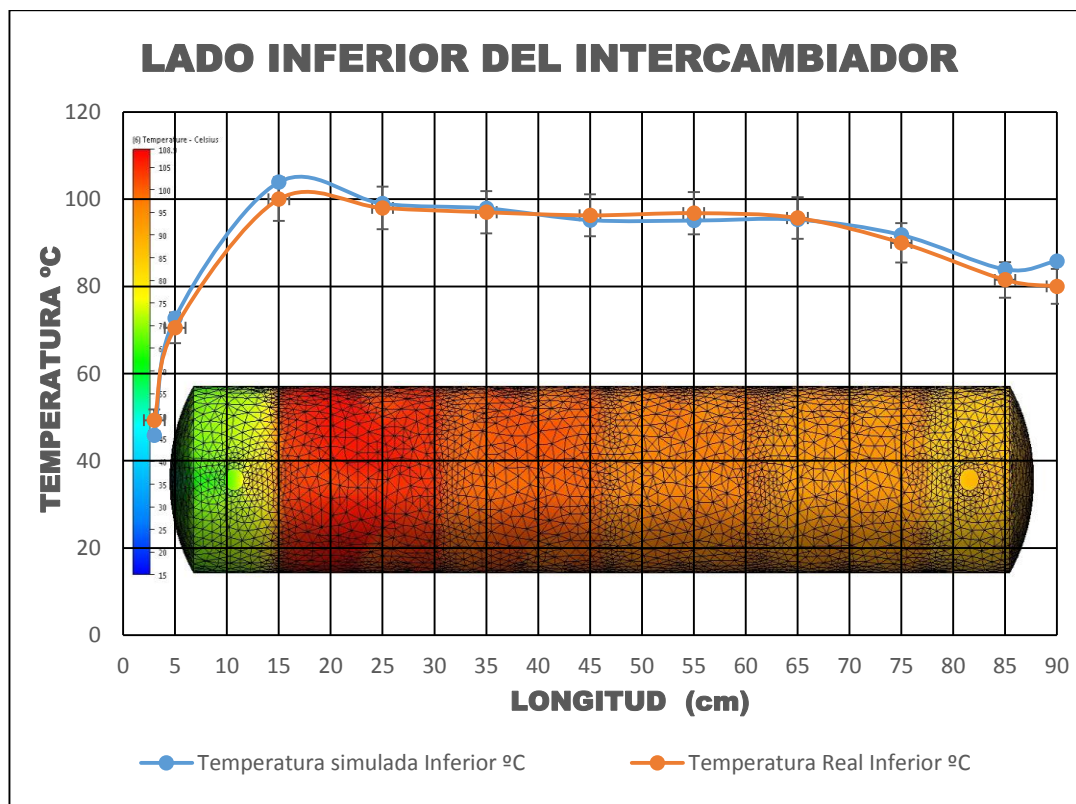


Figura 31: Comparación de resultados obtenidos en laboratorio y los datos obtenidos por simulación en CFD en lado inferior. (Fuente: propia)

La Figura 31, representa los 11 resultados del lado inferior a lo largo del intercambiador, los puntos de dispersión con líneas de color anaranjado representa los datos obtenidos con termómetro laser, además se inserta barras de error de un $\pm 5\%$ en los puntos de análisis.

Los puntos dispersos con líneas de color azul representan los resultados obtenidos con CFD, es decir lo simulado, los puntos de la línea azul tienden a intersectar a los márgenes de tendencia de ese $\pm 5\%$ de los datos experimentados, los cuales en su mayoría se encuentran dentro de ellas, algunos de ellos rozando los límites de frontera.

Para una mejor explicación de estos resultados, lo llevamos a un análisis estadístico de cuadros de control, donde se linealiza todos los datos experimentados, para observar en que porcentaje difieren los datos obtenidos por simulación. Este análisis lo podemos observar en el Cuadro 2.

Cuadro 2: Resultados de temperaturas, reales y simulados en CFD, en lado inferior del intercambiador

Número del dato	Longitud (cm)	Temperatura Real Inferior (°C)	Temperatura simulada Inferior (°C)	Diferencia (%)
1	3	49.3	45.8	-7.0993914
2	5	70.5	72.7	3.12056738
3	15	100	103.9	3.9
4	25	98	99	1.02040816
5	35	97	97.9	0.92783505
6	45	96.3	95.2	-1.1422637
7	55	96.8	95.1	-1.7561983
8	65	95.7	95.3	-0.4179728
9	75	90	91.8	2
10	85	81.5	83.9	2.94478528
11	90	80	85.8	7.25

Para el análisis estadístico hemos utilizado Diagramas de Control, los cuales faciliten el análisis. Este diagrama se observar en la Figura 32.

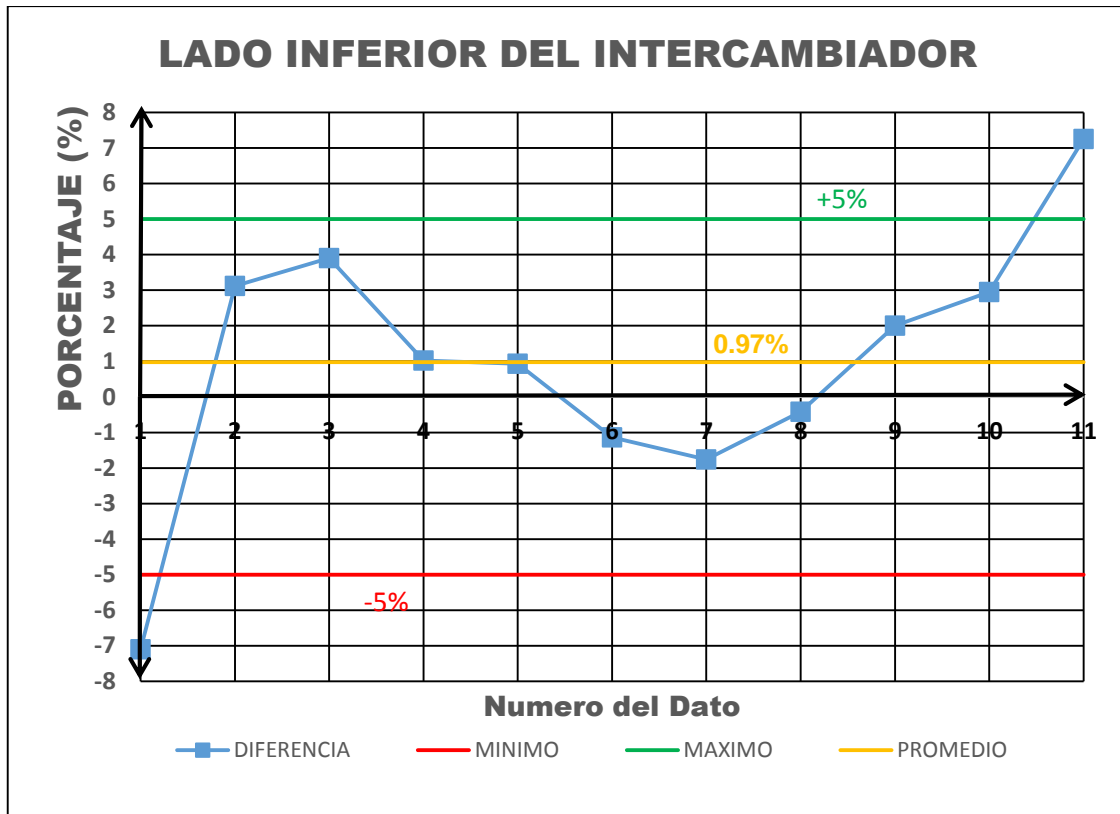


Figura 32: Análisis de resultados, del lado inferior (Fuente: propia).

En el cuadro de control de la Figura 32, la abscisa representa el número del dato experimentado, la ordenada representa el error porcentual, los puntos de color azul dispersos representan el error obtenido por simulación. Es decir si tomamos como ejemplo el dato número 2, el cual representa el punto de la lectura a 5 cm del inicio del intercambiador, en donde obtuvimos una temperatura real de 70.5°C y una temperatura simulada de 72.7°C, la diferencia de este último dato a la temperatura real es de un 3.12%; este valor porcentual representa el error cometido por el software.

El error de tolerancia según nuestra hipótesis debe de ser de un $\pm 5\%$, para lo cual la línea de color rojo representa el -5% y la línea de color verde representa el +5%; dentro de estas líneas deben encontrarse la mayoría de los puntos de dispersión.

El valor promedio de los errores acumulados, está representada por la línea de color amarillo y tiene un valor de 0.97%, este valor se encuentra dentro de los valores de frontera de ese $\pm 5\%$. esto quiere decir que en la sección inferior del intercambiador de calor, la simulación se aproxima en un 99%.

4.1.3 LADO DERECHO

Estos resultados son obtenidos de la parte derecha del intercambiador, en las cuales se analiza el aspecto real es decir los datos obtenidos con termómetro laser comparándolos y diferenciándolo con los obtenidos en CFD, tal como se presenta en la Fig. 33.

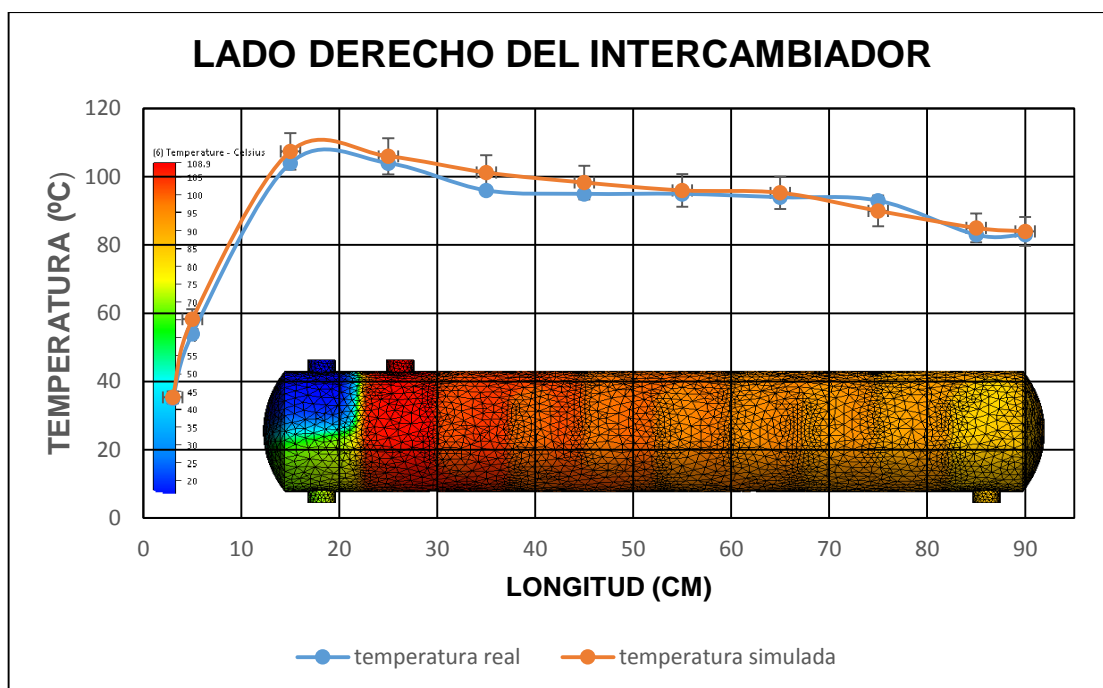


Figura 33: Comparación de resultados obtenidos en laboratorio y los datos obtenidos por simulación en CFD, del lado derecho (Fuente: propia).

La figura 33, representa los 11 resultados del lado derecho a lo largo del intercambiador, los puntos dispersos con líneas de color anaranjado representa los datos obtenidos con termómetro laser, además se le inserta barras de error de un $\pm 5\%$ en los puntos de análisis.

Los puntos dispersos con líneas de color azul representan los resultados obtenidos con CFD, es decir lo simulado, los puntos de color azul tienden a intersectar a los márgenes de tendencia de ese $\pm 5\%$ las cuales en su mayoría se encuentran dentro de ellas, algunos de ellos rozando los límites de frontera. Para una mejor explicación de estos resultados lo llevamos a un análisis estadístico de cuadros de control, donde se linealiza todos los datos reales experimentados para observar en que porcentaje difieren los datos obtenidos por simulación. Este análisis lo podemos observar en el Cuadro 3.

Cuadro 3: Resultados de temperaturas, reales y simulados en CFD, en lado derecho del intercambiador

Numero de dato	Longitud (cm)	Temperatura Real Derecha (°C)	Temperatura Simulada Derecha (°C)	Diferencia (%)
1	3	34	35.34	3.9411765
2	5	54	58.23	7.8333333
3	15	105	107.45	2.3333333
4	25	103	106	2.9126214
5	35	96	101.23	5.4479167
6	45	97	98.3	1.3402062
7	55	97	96	-1.030928
8	65	94	95.3	1.3829787
9	75	93	90	-3.225806
10	85	83	85	2.4096386
11	90	83	84	1.2048193

Para el análisis estadístico hemos utilizado Diagramas de Control, los cuales faciliten el análisis. Este diagrama se puede presentar en la Figura 34.

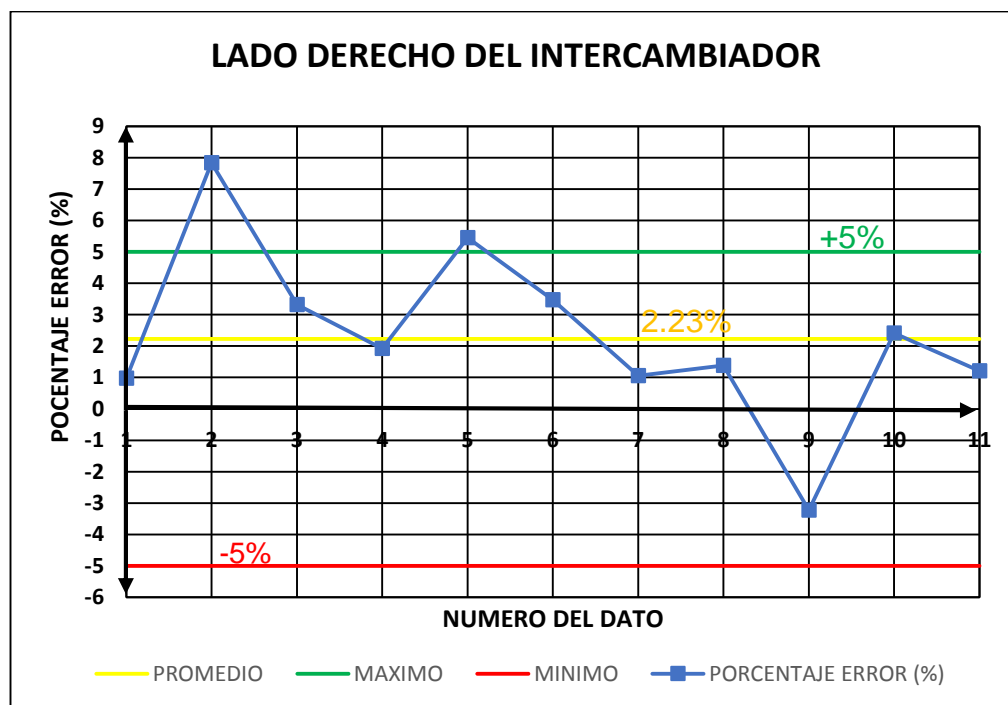


Figura 34: Análisis de resultados, del lado derecho (Fuente: propia).

En el cuadro de control de la Figura 34, la abscisa representa el número del dato real experimentado, la ordenada representa el error porcentual, los puntos de color azul dispersos representan el error obtenido por simulación. Es decir si tomamos como ejemplo el dato número 3, el cual representa el punto de la lectura a 15 cm del inicio del intercambiador, en donde obtuvimos

una temperatura real de 105°C y una temperatura simulada de 107.45°C, la diferencia de este último dato a la temperatura real es de un 2.33%; este valor porcentual representa el error cometido por el software.

El error de tolerancia según nuestra hipótesis debe de ser de un $\pm 5\%$, para lo cual la línea de color rojo representa el -5% y la línea de color verde representa el +5%; dentro de estas líneas deben encontrarse la mayoría de los puntos de dispersión.

El valor promedio de los errores acumulados, está representada por la línea de color amarillo y tiene un valor de 2.23%, este valor se encuentra dentro de los valores de frontera de ese $\pm 5\%$. esto quiere decir que en lado derecho del intercambiador de calor, la simulación se aproxima en un 97.77%.

4.1.4 LADO IZQUIERDO

Estos resultados son obtenidos de la parte izquierda del intercambiador, en las cuales se analiza el aspecto real es decir los datos obtenidos con termómetro laser, tal como se presenta en la Figura 35.

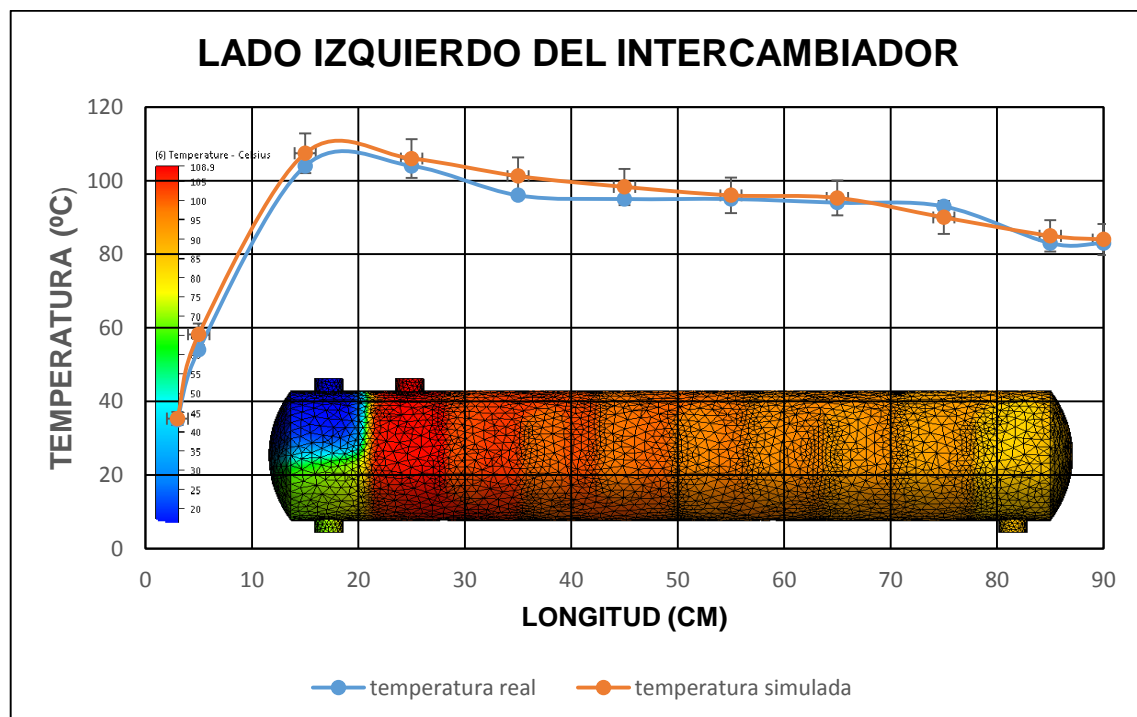


Figura 35 Comparación de resultados obtenidos en laboratorio y los datos obtenidos por simulación en CFD en lado izquierdo (Fuente: propia).

La Figura 35, representa los 11 resultados del lado izquierdo a lo largo del intercambiador, los puntos dispersos con líneas de color anaranjado representa

los datos obtenidos con termómetro laser, además se le inserta barras de error de un $\pm 5\%$ en los puntos de análisis.

Los puntos dispersos con líneas de color azul representa los resultados obtenidos con CFD es decir lo simulado, los puntos de la línea azul tienden a intersectar a los márgenes de tendencia de ese $\pm 5\%$ de los datos reales experimentados, las cuales en su mayoría se encuentran dentro de ellas, algunos de ellos rozando los límites de frontera.

Para una mejor explicación de estos resultados lo llevamos a un análisis estadístico de cuadros de control, donde se linealiza todos los datos reales para observar en que porcentaje difieren los datos obtenidos por simulación. Este análisis lo podemos observar en el Cuadro 4.

Cuadro 4: Resultados de temperaturas, reales y simulados en CFD, en lado izquierdo del intercambiador

Número del dato	Longitud (cm)	Temperatura Real Izquierda (°C)	Temperatura Simulada Izquierda (°C)	Diferencia (%)
1	3	35	35.34	0.971429
2	5	54	58.23	7.833333
3	15	104	107.45	3.317308
4	25	104	106	1.923077
5	35	96	101.23	5.447917
6	45	95	98.3	3.473684
7	55	95	96	1.052632
8	65	94	95.3	1.382979
9	75	93	90	-3.22564
10	85	83	85	2.409639
11	90	83	84	1.204819

Para el análisis estadístico hemos de utilizar Diagramas de Control, los cuales faciliten el análisis. Este diagrama se puede presentar en la Figura 36.

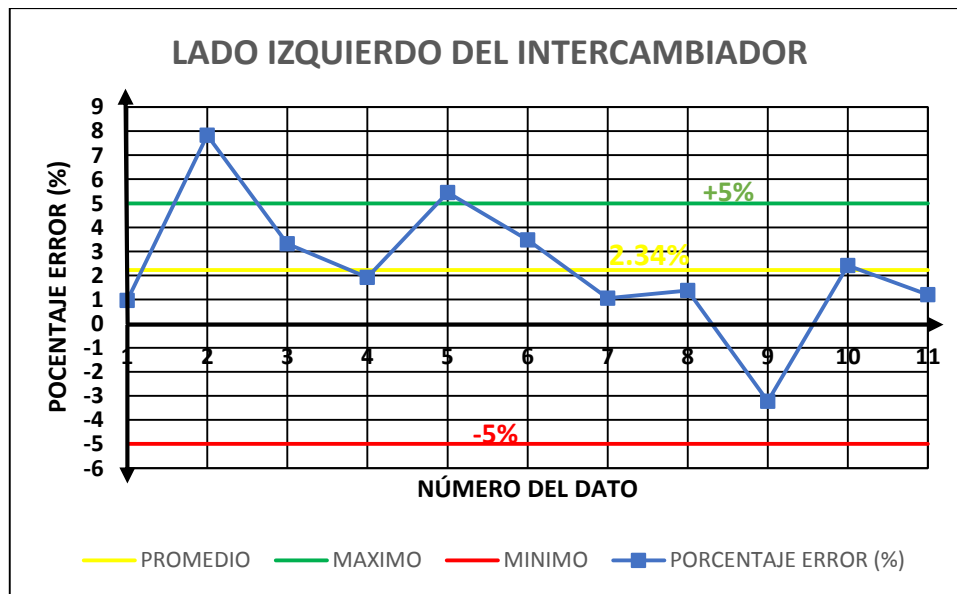


Figura 36: Análisis de resultados, del lado izquierdo (Fuente: propia).

En el cuadro de control de la Figura 36, la abscisa representa el número del dato real experimentado, la ordenada representa el error porcentual, los puntos de color azul dispersos representan el error obtenido por simulación. Es decir si tomamos como ejemplo el dato número 4, el cual representa el punto de la lectura a 25 cm del inicio del intercambiador, en donde obtuvimos una temperatura real de 104°C y una temperatura simulada de 106°C, la diferencia de este último dato a la temperatura real es de un 1.92%; este valor porcentual representa el error cometido por el software.

El error de tolerancia según nuestra hipótesis debe de ser de un $\pm 5\%$, para lo cual la línea de color rojo representa el -5% y la línea de color verde representa el $+5\%$; dentro de estas líneas deben encontrarse la mayoría de los puntos de dispersión.

El valor promedio de los errores acumulados, está representada por la línea de color amarillo y tiene un valor de 2.34%, este valor se encuentra dentro de los valores de frontera de ese $\pm 5\%$. esto quiere decir que en lado izquierdo del intercambiador de calor, la simulación se aproxima en un 97.66%.

Finalmente para concluir esta etapa y teniendo en cuenta los valores de aproximación de 97.5% del lado superior, 99% del lado inferior, 97.77% del lado derecho y 97.66% del lado izquierdo, a lo largo de la carcasa del intercambiador, llegamos a un resultado de promedio 97.98% que nuestra simulación se aproxime a un aspecto real.

4.2 VALIDACION DE LA SIMULACION DE CAMPOS TERMICOS CON CFD

Teniendo en cuenta que nuestra simulación se aproximó a un 97.98% con un margen de error de un $\pm 5\%$; podemos decir con certeza que el desarrollo de calentamiento del jugo de caña de azúcar, dentro de un intercambiador de calor de tubos y carcasa 1-2, usando técnicas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), puede observarse en las Figura 37 en un orden de suceso desde la figura (a) hasta (f).

Esta Figura 37, que contienen las figuras desde el (a) al (f), son los pronósticos de cómo se realiza el proceso de calentamiento, el cual conlleva a explicar los suceso dentro de la carcasa y dentro de las tuberías; el jugo ingresa a temperatura de 15°C , al ingresar a las tuberías este tiende a aumentar su temperatura como vemos en las figuras (a) y (b) la salida del jugo tiende a ser de 38 y 45°C , el avance de este flujo y el aumento de presión del vapor dentro del intercambiador hacen que las temperaturas dentro de los tubos aumenten como se observa en las figuras (c) a (d), haciendo que el jugo salga a unos 65°C . Hay una etapa donde el flujo de jugo llega a tener una temperatura máxima en la salida de 70°C como se muestra en las figuras (e) y (f), esta temperatura es constante durante los siguientes periodos, a este suceso podemos decir que el sistema complejo del intercambiador ha llegado a un equilibrio térmico.

Si bien, en el estudio de diferenciación de variables, se estudió cuando el sistema llego a un equilibrio térmico, casi estático, y en este suceso solo se presentó resultados de las temperaturas externas que presenta el intercambiador; pero el software que aplicamos nos puede presentar también varios aspectos en diferentes zonas geométricas, no solo de cortes longitudinales del intercambiador, sino también cortes transversales. Estos resultados podemos observarlos en la Figura 38.

Figura 37: Avance térmico aproximado de los fluidos dentro del intercambiador de calor de tubos y carcasa 1-2 (Fuente: propia).

Esta Figura 38, muestra en cortes transversales del intercambiador, cuando alcanza valores máximos y casi con un comportamiento estático; tomando como punto de inicio al cabezal, cual sera el punto 0 cm, llegando hasta la parte final del intercambiador o 101.6 cm, en donde se puede observar las diferentes temperaturas dentro de la carcasa y las tuberías.

Dentro de la Figura 38, podemos distinguir cuatro zonas térmicas:

1. La del cabezal presente en las figuras desde la (a) hasta la (j), el cual la geometría presenta temperaturas promedias de 15°C a 80°C.
2. La entrada de vapor, presente en las figuras desde la (k) hasta la (o), el cual presenta las temperaturas más altas del sistema, en especial la figura (n) el cual es la entrada del vapor, presentando temperaturas de 108°C.
3. La parte intermedia del intercambiador, presentes desde la figura (p) hasta la (u), donde se observa que en el paso 1, el aumento de temperatura dentro de las tuberías.
4. La parte final del intercambiador. Presentes desde la figura (v) hasta la (z), donde se observa que la temperatura del vapor ha disminuido a un promedio de 90°C y la del jugo ha aumentado a una temperatura promedio de 50°C..

Figura 38: Corte transversal del intercambiador de calor de tubos y carcasa. Donde podemos diferenciar la parte del cabezal desde la figura (a) hasta la (j), y de la (k) a la (z) el resto de la carcasa. P1: primer paso (24 tubos), P2: segundo paso (24 tubos). Longitud de extremo a extremo 101.6 cm (Fuente: propia).

La Figura 39 presenta como es el avance del flujo de jugo de caña dentro del intercambiador, es decir desde la entrada de cabezal, tuberías y salida en el cabezal. Este recorrido promedio está representado por la línea de color negro.

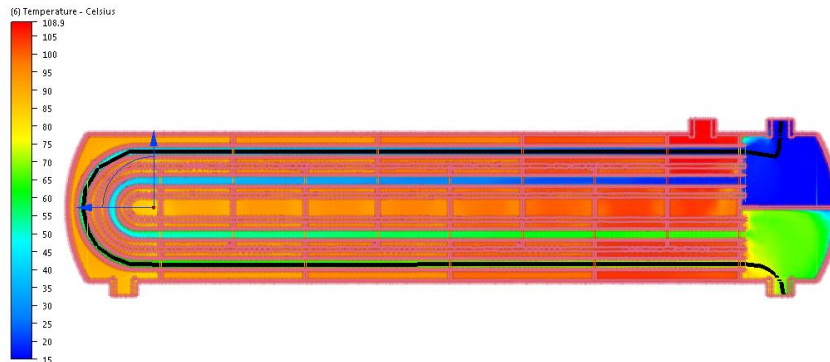


Figura 39: Recorrido aproximado del jugo de caña.

Este recorrido realizado por el jugo, fue analizado por una relación de distancia del recorrido y temperaturas que alcanzan. Como se observa en la Figura 40, esta figura explica las temperaturas promedio que alcanza el jugo, dentro del cabezal cuando ingresa(1), las temperaturas que alcanza dentro de las tuberías del primer paso (2), los arreglos en forma de U de las tuberías (3), las tuberías del segundo paso(4) y la salida en el cabezal (5).

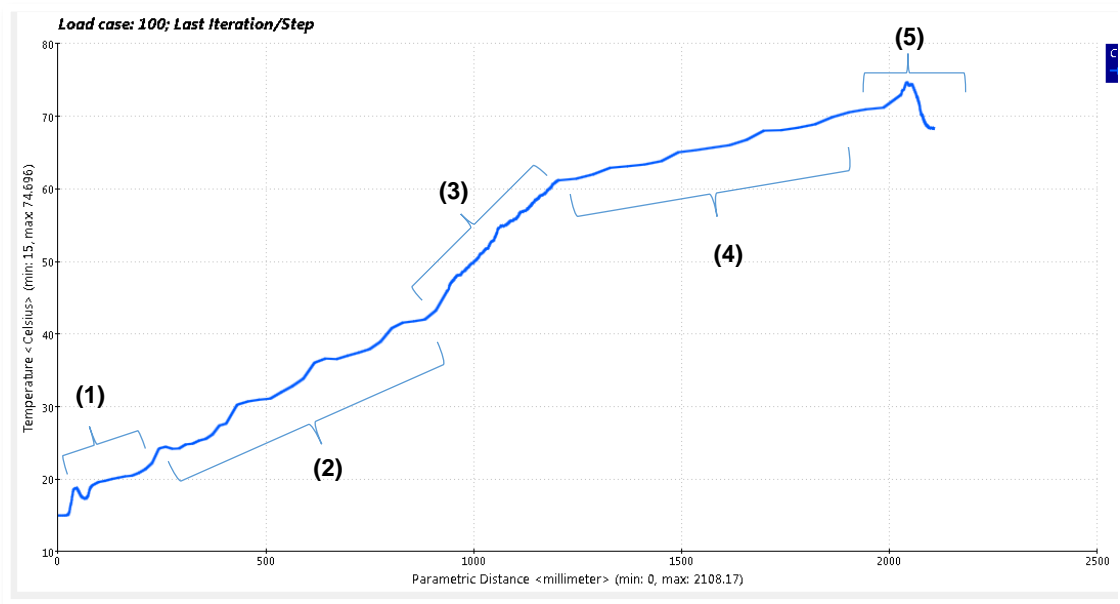


Figura 40: Relación de distancia recorrida del jugo dentro del intercambiador y la temperatura.

La Fig. 29, Fig. 31, Fig.33 y Fig. 35, fueron analizados mediante la metodología que utilizo Versteeg (2007), en el análisis de problemas en Métodos de Volumen Finito, cual hace relación de longitud y temperatura que presenta un sistema. La relación de varianza de las temperaturas obtenida usando CFD y las temperaturas por experimentación, como los presentados en la Fig. 30, Fig. 32, Fig.34 y Fig.36.

En relación a la presentación de resultados obtenidos para validación de la simulación, fueron presentados en la Fig. 37, Fig. 38, 39 y Fig. 40. El análisis fue presentado usando la metodología de Nakasone y Yoshimoto (2006), en Análisis para Dinámica de Fluidos.

El resultado promedio obtenido del análisis de varianza, fue de que la simulación debía de obtener un error entre un $\pm 5\%$. Es decir que por ejemplo, en una determinada zona del intercambiador en experimentación obtengamos 100°C , nuestro estudio con CFD debe de dar resultados de aproximación de un mínimo de 95°C o un máximo de 105°C , o un resultado dentro de este rango. Una de los factores en la distribución de campos térmicos, es el uso del modelo de turbulencia K-epsilon, este modelo fue utilizado para realizar la simulación. Según Cortes y Fazio (2014), en un informe denominado modelación en CFD de casos básicos en ambientes cerrados, muestra que la utilización del modelo K-epsilon, podría a llegar a tener errores de la medición del experimento y lo simulado con CFD de un 20%.

En relación directa a la temperatura del jugo de caña de azúcar, el estudio de varianza que se realizó en esta tesis corresponde de la siguiente manera:

Temperatura	Obtenido por experimentación	Obtenido por simulación CFD	Obtenido por diseño (Pampa 2001)
entrada	15°C	15°C	15°C
salida	69°C	72.5°C	87°C

Teniendo en consideración, el los rangos de diferencia de temperaturas de la salida del fluido de jugo. Podemos apreciar que existe una varianza de un +5% de lo experimentado y lo simulado con CFD; también existe una varianza de un +20% de lo simulado con lo diseñado.

En el primer caso, la diferencia entre experimentación y simulación existe una varianza de un 5%, un factor que hubiera afectado a esto, sería el rango de error que presenta el termómetro laser con la cual trabajo, que es de un $\pm 1^{\circ}\text{C}$.

En el segundo caso, la diferencia que existe entre lo simulado y los cálculos para diseño, que es de un 20%. Un factor por la que hubo un gran porcentaje de error entre lo simulado y diseño, es que el equipo tiene una antigüedad de 16 años, esto significa posibles daños de corrosión en las tuberías o fuga de líquido dentro del cabezal por desunión entre placa divisora.

Ya sea cualquiera de los factores que hubiera afectado estos resultados, en realidad no hay instrumento alguno que mida exactamente lo que ocurre en nuestro alrededor, más bien la ciencia tiende a explicar lo que posiblemente ocurra en nuestro entorno, ya sea por análisis experimental o análisis emperico numérico, jamás podremos saber el comportamiento exacto de un fluido.

CONCLUSIONES

- La simulación en CFD, de la entrada de jugo de caña de azúcar a un intercambiador de calor de tubos y carcasa 1-2, a razón de temperaturas que presenta en distintas zonas geométricas longitudinales externas, varió en un promedio dentro de un $\pm 5\%$, a lo hallado por experimentación. Pero ante este resultado podría haber una implicancia, dando razón a lo mencionado por Cortes y Fazio (2014), que la comparación de datos de experimentación y simulación, a lo mucho debe de haber una diferencia de un 20%, usando un modelo de turbulencia K-épsilon. Ya que en la evaluación de la simulación, algunos resultados en CFD variaron a más de un $\pm 5\%$ a comparación de un caso real.
- La validación de la simulación, teniendo en cuenta el error porcentual promedio, cometido por el software Autodesk CFD, es de un 97% que la simulación se acerca a un caso real de campos de temperatura, pudiéndose observar las predicciones térmicas dentro del intercambiador de calor en las Figuras 37 y 38. También el avance y elevación de temperatura en el recorrido del jugo en las tuberías, mostrados en las Figuras 39 y 40.

RECOMENDACIONES

Las técnicas en donde se utiliza CFD, está en un proceso de desarrollo, pero ya que es una ayuda para un acercamiento de un pronóstico en proyectos de ingeniería, su uso ha sido relevante en varios proyectos de investigación. Pero una de las desventajas es que cualquier método empírico siempre tiende al error. Es decir que los resultados obtenidos en CFD no siempre llegan a cumplirse.

Para tener un buen pronóstico con CFD, es necesario tener un equipo de cómputo de alta relevancia, es decir, si en algún momento se desea utilizar este programa en otros proyectos, recomiendo utilizar una computadora con una memoria RAM de 32 Gb y un buen procesador. Otro de los factores importantes, es tiempo y paciencia, ya que los cálculos realizados por la computadora, tienden a colgarse, esto podría llevar a que el proyecto se realice de nuevo.

Si bien las simulaciones de flujos, con tecnología CFD, específicamente con la utilización de Autodesk CFD solo evalúan el ámbito de flujos, hay programas que complementa para análisis de los sólidos, utilizando métodos de elementos finitos. En el mercado, existe una serie de software para ingeniería, muy relevantes como es el caso de ANSYS, 3D flow, etc. En este caso específico del por qué se utilizó Autodesk CFD, es porque es un programa de fácil instalación típica a los programas que nos presenta Autodesk ya sean como AutoCAD y otros muy conocidos en el uso de ingeniería, además los requerimientos computacionales que exige este programa los cumplen la mayoría de computadoras y al momento de la utilización del programa es muy didáctico y fácil, pero una de las recomendaciones básicas en este punto, para futuros proyectos, es que, la persona que utilice CFD, tenga nociones por lo menos básicas de cómo funciona CFD, las teorías sobre el aspecto de esta tecnología en su mayoría están desarrolladas en habla inglesa y recomiendo por lo menos comprender un inglés básico.

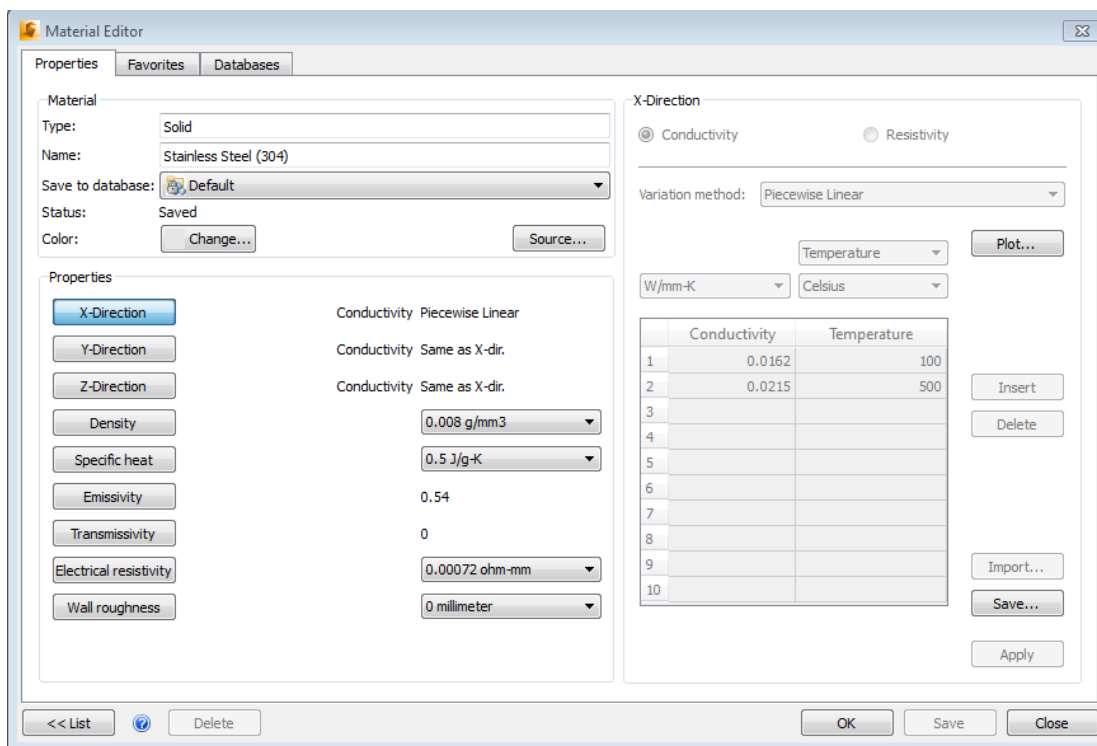
REFERENCIAS

- Alvarado, J. (1992). Viscosidad y Energía de activación de Jugos Filtrados, Revista Española de Ciencia y Tecnología de Alimentos, UTA Ambato, Ecuador.
- Anderson, D., Tannehill, J. and Pletcher, R. (1984). Computational Flow Mechanics and Heat Transfer, Hemisphere Publishing Corporation, New York.
- Batchelor, G. (1967). An Introduction to Fluid Dynamics, Cambridge University Press, Cambridge.
- Berk, Z. (2009). Food Process Engineering and Technology, Elsevier Inc. Printed and bound in the United States of America.
- Bert, B. (2016). Will CFD Influence the Winner of the Tour de France, ANSYS production, University technology of Eindhoven.
- Bohórquez, P. (2011). Mecánica de Fluidos Computacional Escuela Politécnica Superior de Jaén, España.
- Bradshaw, P., Cebeci, T. y Whitelaw, J. (1981). Engineering Calculation Methods for Turbulence Flow.
- Cebeci, T., Shao, F., Laurendeau, E. (2005). Computational Fluid Dynamics for Engineers, Springer Berlin Heidelberg New York- Printed in Germany.
- Cengel, Y., Cimbala, Y. (2006). Mecánica de Fluidos Fundamentos y Aplicaciones 1ra Ed. McGraw-Hill, USA.
- Chapra, S, Raymond P. (2010). Numerical Methods for Engineers, sixth edition, The McGraw-Hill Companies, Inc. USA.
- Choi, Y., Okos, M. (1986). Effect of temperature and composition on the thermal properties of foods In: LE MAGUER, M., 1986. Food Engineering and Process Applications. Elsevier Applied Science Publisher. London
- Chung, T. (2002). Computational Fluid Dynamics, Printed in the United Kingdom at the University Press, Cambridge- UK.
- Cortés, M., Fazio, P., Rao, J. y Bustamante W. (2014). Modelación CFD de casos básicos de convección en ambientes cerrados: Necesidades de principiantes en CFD para adquirir habilidades y confianza en la modelación CFD PUCCH- Santiago de Chile.
- Couper, J., Penney, W., Fair, J. and Walas S. (2005). Chemical Process Equipment Selection and Design, Second Edition, Library of Congress Cataloging-in-Publication Data, Printed in the United States of America.
- Delden, E. (1981). Standar Fabrication Practices for Cane Sugar Mills. 1fr. Edition El Sevier. Amsterdam Holland.

- Donald, Q. (1965). Procesos de Transferencia de Calor Donald, Ed. The McGraw-Hill Companies, Inc.USA.
- Espinoza, H. (2008). Elaboración de un modelo CFD de un generador Eólico y validación experimental. ESPOL, Guayaquil- Ecuador.
- Ferziger, J. and Milovan, P. (2002). Computational Methods for Fluid Dynamics, Third edition, Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York.
- Fletcher, C. (1991). Computational Techniques for Fluid Dynamics, Vol II, Springer-Verlag.
- Hortelano, G. (2013). Comparación teórico numérico en un intercambiador de calor de tubos y carcasa.
- Gustafson, K. (1980). Partial Differential Equations and Hilbert Space Methods, Wiley, New York.
- Hugot, E. (1986). Handbook of Cane Sugar Engineering. Ed El Sevier. Amsterdam Holland.
- INCAP (2012). Tabla de Composición de alimentos de Centro América.
- Issa, R. (1986). Solution of the Implicitly Discretised Fluid Flow Equations by Operator-Splitting, *J. Comput. Phys.*, Vol. 62.
- Jiyuan, T., Guan-Heng Y. and Chao L. (2013). Computational Fluid Dynamic A practical Approach 2da Edition El Sevier London.UK.
- Jones, W. and Whitelaw, J. (1982). Calculation of Turbulence Reacting Flows: A Review, *Combustion Flame*, Vol 48.
- Launder, B. and Spalding, D. (1974). The Numerical Computation of Turbulent Flows, *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, Vol. 3.
- Lighthill, M. (1963). In *Laminar Boundary Layer*, ed by L. Rosenhead, Oxford University Press, Oxford.
- MATLAB (1992). The Student Edition of MATLAB, The Math Works Inc. Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ.
- Menter, F. (1992). Performance of Popular Turbulence Models for Attached and Separated Adverse Pressure Gradient Flow, *AIAA J.*, Vol. 30
- Mukherjee, R. (2004), *Practical Thermal Design of Shell-and-Tube Heat Exchangers*, Library of congress USA.
- Nakasone, Y., Yoshimoto S., Stolarski, Y. (2007). *Engineering Analysis With ANSYS Software* (trademarks of ANSYS, Inc), Elsevier Butterworth-Heinemann-USA
- Negrete C., Valdivia C. y Zúñiga R. (2003). *Cálculo de Propiedades Térmicas de los Alimentos Chilenos*, Universidad de Santiago de Chile. Santiago, Chile.

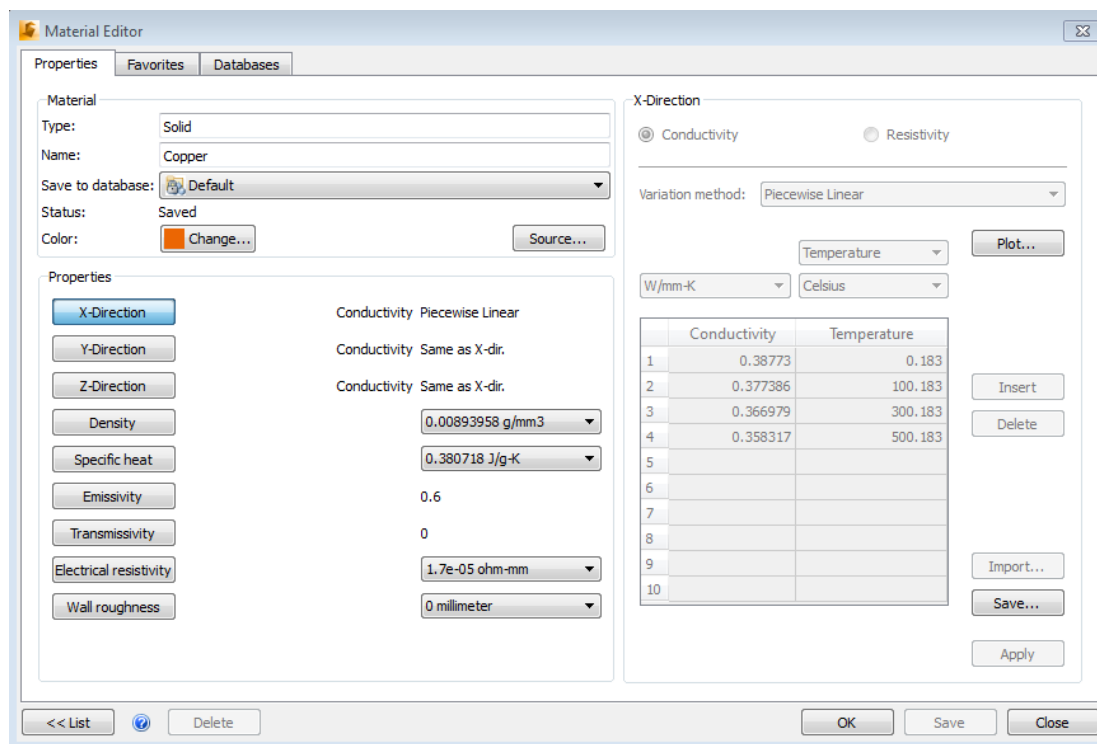
- Pampa, A., Gonza, F. y Apaza, M. (2001). Diseño y Construcción de un Intercambiador de Calor de Tubo y Coraza flujo 1-2, sala de tesis CIP Puno. Puno – Perú
- Panton, R. (1984). Incompressible Flow, Wiley, New York.
- Patankar, S. y Spalding, D. (1972). A Calculation Procedure For Heat, Mass And Momentum Transfer In Three-Dimensional Parabolic Flows, , Imperial College of Science and Technology, Exhibition Road, London, England.
- Patankar, S. (1980). Numerical Heat Transfer and Fluid Flow , Ed. McGraw-Hill , USA.
- Peters, K. and Timmerhaus K. (1978). Plant Desing and Economic for Chemical Engineers 3ra Edition USA.
- Schlichting, H. (1979). Boundary-layer Theory, 7th edn, McGraw-Hill, New York.
- TLV. Compañía especialista de vapor (2014), Calculadora de tabla de vapor, <http://www.tlv.com/global/LA/calculator/superheated-steam-table.html>.
- U.S. Department of Energy (1992). Doe Fundamentals Handbook Thermodynamics, Heat Transfer, And Fluid Flow Volume 1 of 3.
- Ugarte, F. (2006). Mecanica de Fluidos I-UNI. Ed. Biblioteca Nacional.Lima-Perú.
- Van Doormal, J. and Raithby, G. (1984). Enhancements of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows, *Numer. Heat Transfer*.
- Versteeg, H. and Malalasekera, W. (2007). An Introduction to Computational Fluid Dinamic the finite volume method. Person prentice Hall, New York. USA
- Villareal, W. y Rubio O. (2013). Revista: Ciencia y tecnologia- Escuela de Post Grado – UNT-Trujillo. Perú.
- Welti, J., Velez, J. and Barbosa, G. (2003). Transport Phenomena in Food Processing, Library of Congress USA.
- Wilcox, D. (1993). Turbulence Modelling for CFD, DCW Industries Inc., La Canada, CA.
- Yakhot, V., Orszag, S., Thangam, S., Gatski, T. and Speziale, C. (1992). Development of Turbulence Models for Shear Flows by a Double Expansion Technique, *Phys. Fluids A*, Vol. 4.
- Zhuri, B. (2011). Heat Pipe Design and Technology A Practical Approach, CRC Press is an imprint of Taylor & Francis Group- US.

**ANEXOS
FIGURA: A**



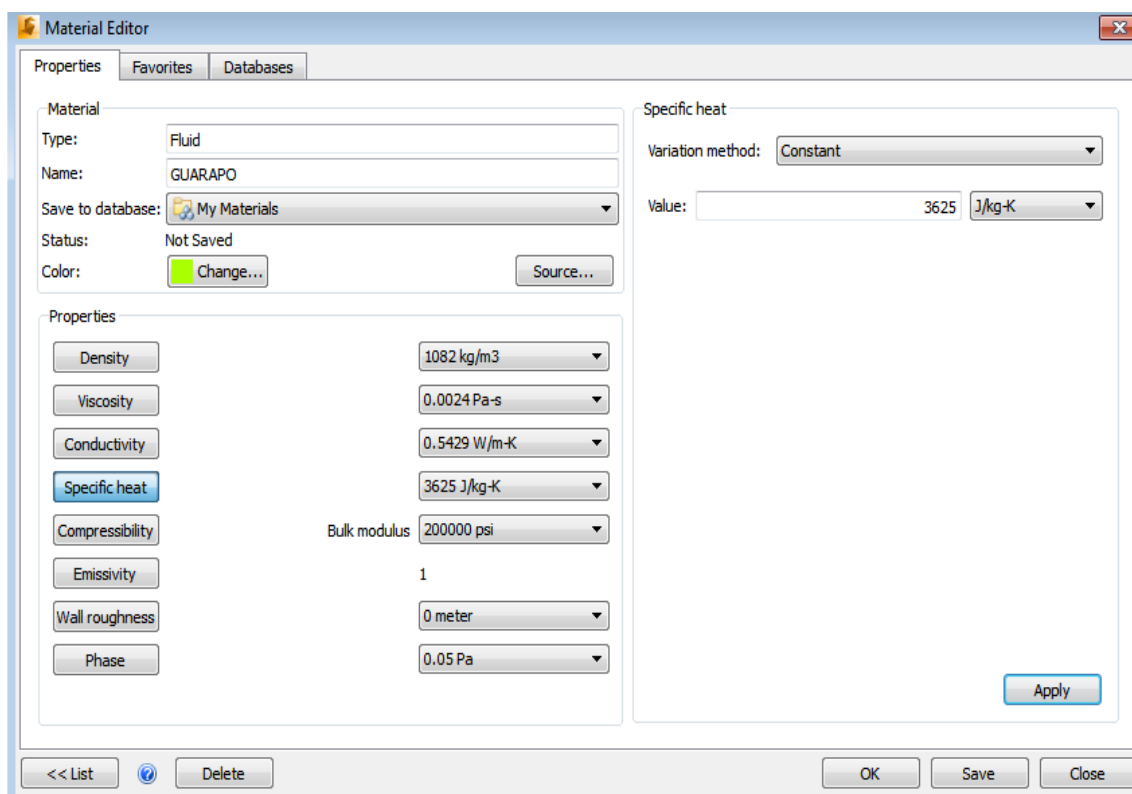
Propiedades físicas de acero inoxidable 304

FIGURA: B



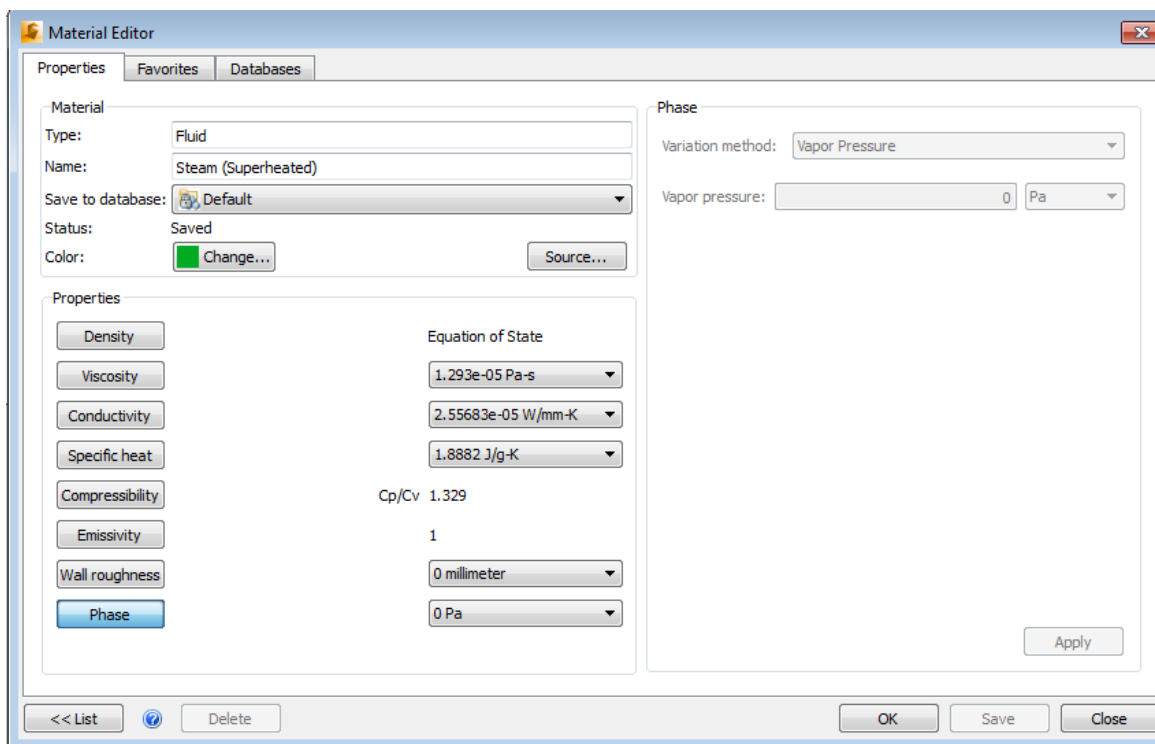
Propiedades físicas del cobre

FIGURA: C



Propiedades físicas del jugo de caña.

FIGURA D



Propiedades físicas del vapor.

APÉNDICE A

```

*** Simulation CFD Status File Output ***

Simulation CFD 2014 (Cardinal Release) [20130301]

Job Name = Scenario 1   Date created: Fri Feb 24 09:37:54 2017

Created by Version: 14.0.20120801
Check Out motion License: Successful
LICENSE STATUS: License checked out successfully...

Unable to load results restart file: Scenario 1.res.
Processing input ...

Reading CFdesign model file

Geometry Input: 1072362 Nodes 3498852 Elements
Geometry Input: 1072362 Nodes 3498852 Elements 27 Parts 1070 Surfs

Processing CAD Part Associativity Data
Processing CAD Surface Connectivity Data
Open input geometry file: Scenario 1.gbi
Scenario 1
Created by Version: 14.0.20120801
Geometry Input: 1072362 Nodes 3498852 Elements

Geometry Input: 1072362 Nodes 3498852 Elements 27 Parts 1070 Surfs

Geometric coordinate system: XYZ
Calculation coordinate system: XYZ
Processing Nodal Data
Processing Element Data
Processing Shell Element Data
Processing Shell Surface Node Links
Processing CAD Part Associativity Data
Processing CAD Surface Connectivity Data
Processing mesh input ...

No moving solids found
Computing quadrature data ...
Quadrature data complete
Computing restart mesh data ...
Reordering nodes and elements ...
Reordering complete
Checking for duplicate elements ...
No duplicate elements were found
Duplicate element checking complete
Translating nodal data ...
Translating complete
Computing WdA ...
Solution Domain Area (Volume) = 3.636200E+007
WdA calculation complete
Checking for duplicate nodes ...
Checking for duplicate nodes...
No duplicate nodes were found
Duplicate node checking complete
Computing face data ...
Face data complete
Computing connectivity data ...
Connectivity processing complete
Saving restart mesh ...

New geometry file: Scenario 1.gm
Model size: 1072362 Nodes 3498852 Elements
1064986 Fluid Nodes 2720710 Fluid Elements
7376 Solid Nodes 778142 Solid Elements

Restart mesh saved
Mesh input complete
Processing results input ...
Results input complete
Processing BC input ...
Computing restart BC data ...
Open input bc file: Scenario 1.gbi
Scenario 1
    
```

Version 14 0 20120801
 Processing Region Initial Condition Data
 Processing Surface Initial Condition Data
 Setup internal BC data structures ...
 Assigning BC face types
 Finished Face and Node BC
 Transient BCs
 Finished prop update for transient bcs
 Finished Transient BC
 Finished Centrifugal Fan Assignment
 Finished Axial Fan Assignment
 Sorting regions ...
 Finished BC sort
 Finished external-internal flow check
 Assigning inlet turb. BCs ...
 Inlet turb. BCs completed
 Calculating turb. wall data ...
 Turbulent wall data calculated
 Sorting nodes ...
 Node sort complete
 Internal BC data structures completed
 Saving restart BC info ...
 New boundary condition file: Scenario 1.bc
 Restart BC data structures complete and saved
 Initializing pressure field ...
 Pressure field initialized
 Analysis Initialization Complete
 Input processing complete
**** FINITE ELEMENT SUMMARY FOLLOWS...**
 1072362 Total Nodes 1064986 Fluid Nodes 7376 Solid Nodes
 3498852 Total Elems 2720710 Fluid Elems 778142 Solid Elems
 2 Inlets 2 Outlets 0 Unknowns
 Analysis started
 *** Analysis Information
 Steady State is ON
 Laminar Incompressible Flow is ON
 Static Temperature Equation is ON

Mixed Convection is ON

Iter	Vx Vel	Vy Vel	Vz Vel	Press	Temp
1	0.00e+000	0.00e+000	0.00e+000	3.52e+005	1.73e+006
Allocated 1 scratch vector(s) (8578896 bytes) for Solver (14)					
2	8.46e+006	6.97e+006	1.42e+007	2.49e+003	4.16e+005
3	7.51e+007	3.05e+007	1.28e+008	1.26e+003	1.26e+005
4	7.01e+007	2.95e+007	1.32e+008	9.49e+002	7.11e+004
5	5.65e+007	2.45e+007	1.12e+008	7.93e+002	5.27e+004
6	4.43e+007	1.96e+007	8.98e+007	6.63e+002	3.50e+004
7	3.45e+007	1.55e+007	7.06e+007	5.57e+002	2.09e+004
8	2.69e+007	1.21e+007	5.50e+007	4.75e+002	1.31e+004
9	2.09e+007	9.40e+006	4.27e+007	4.14e+002	9.15e+003
10	1.62e+007	7.35e+006	3.28e+007	4.00e+002	6.49e+003
11	9.19e+006	4.47e+006	1.74e+007	4.07e+002	4.64e+003
12	5.35e+006	2.79e+006	1.01e+007	3.72e+002	3.49e+003
13	3.30e+006	1.95e+006	6.75e+006	2.66e+002	2.90e+003
14	2.27e+006	1.34e+006	5.06e+006	2.05e+002	1.77e+003
15	1.72e+006	1.10e+006	4.05e+006	1.70e+002	1.02e+003
16	1.47e+006	9.98e+005	3.40e+006	1.48e+002	7.40e+002
17	1.27e+006	8.83e+005	2.92e+006	1.32e+002	4.43e+002
18	1.16e+006	7.52e+005	2.58e+006	1.19e+002	4.33e+002
19	1.00e+006	7.20e+005	2.31e+006	1.09e+002	1.06e+003
20	1.01e+006	6.53e+005	2.11e+006	1.01e+002	4.25e+002
21	9.43e+005	6.27e+005	1.92e+006	9.67e+001	4.53e+002
22	8.63e+005	6.00e+005	1.78e+006	9.03e+001	1.02e+003
23	7.53e+005	5.86e+005	1.67e+006	8.80e+001	4.36e+002
24	7.62e+005	5.49e+005	1.56e+006	8.44e+001	4.25e+002
25	7.12e+005	5.46e+005	1.49e+006	8.36e+001	4.58e+002
26	6.38e+005	5.06e+005	1.40e+006	8.03e+001	4.33e+002
27	6.50e+005	4.76e+005	1.33e+006	8.01e+001	4.16e+002
28	5.83e+005	4.62e+005	1.28e+006	7.66e+001	4.18e+002
29	5.65e+005	4.47e+005	1.24e+006	7.40e+001	3.94e+002
30	6.20e+005	4.48e+005	1.20e+006	7.26e+001	3.89e+002
31	5.51e+005	4.17e+005	1.15e+006	6.99e+001	3.84e+002
32	4.52e+005	3.86e+005	1.12e+006	6.81e+001	3.44e+002
33	4.74e+005	3.87e+005	1.08e+006	6.73e+001	3.30e+002
34	4.66e+005	3.63e+005	1.05e+006	6.72e+001	3.20e+002

35 4.61e+005 3.58e+005 1.03e+006 6.58e+001 3.54e+002
 36 4.38e+005 3.62e+005 1.01e+006 6.59e+001 1.74e+003
 37 4.19e+005 3.24e+005 9.65e+005 6.30e+001 2.92e+002
 38 3.86e+005 3.20e+005 9.45e+005 6.20e+001 2.85e+002
 39 3.81e+005 3.11e+005 9.41e+005 6.32e+001 2.86e+002
 40 3.89e+005 3.15e+005 9.17e+005 6.13e+001 3.21e+002
 41 4.18e+005 3.76e+005 1.03e+006 1.67e+002 5.01e+002
 42 8.10e+005 3.94e+005 1.58e+006 9.75e+001 4.42e+002
 43 4.27e+005 3.12e+005 1.09e+006 6.45e+001 2.68e+002
 44 3.49e+005 2.67e+005 9.21e+005 5.69e+001 2.51e+002
 45 3.21e+005 2.51e+005 8.65e+005 5.31e+001 2.43e+002
 46 3.16e+005 2.38e+005 8.25e+005 5.12e+001 2.36e+002
 47 3.05e+005 2.38e+005 8.14e+005 5.07e+001 2.32e+002
 48 3.35e+005 2.89e+005 9.07e+005 1.41e+002 4.32e+002
 49 6.15e+005 3.22e+005 1.41e+006 8.30e+001 3.84e+002
 50 3.51e+005 2.48e+005 9.74e+005 5.39e+001 2.42e+002
 51 2.87e+005 2.25e+005 8.37e+005 4.97e+001 2.30e+002
 52 3.09e+005 2.12e+005 7.82e+005 4.74e+001 2.09e+002
 53 2.92e+005 2.39e+005 8.43e+005 1.23e+002 3.84e+002
 54 5.20e+005 2.72e+005 1.33e+006 7.07e+001 2.91e+002
 55 3.06e+005 2.09e+005 9.24e+005 4.60e+001 2.08e+002
 56 2.46e+005 1.90e+005 7.88e+005 4.17e+001 1.94e+002
 57 2.43e+005 1.86e+005 7.42e+005 4.16e+001 1.91e+002
 58 2.46e+005 1.79e+005 7.20e+005 4.33e+001 1.86e+002
 59 2.75e+005 2.16e+005 7.86e+005 1.18e+002 3.61e+002
 60 4.31e+005 2.39e+005 1.24e+006 6.68e+001 2.58e+002
 61 2.59e+005 1.87e+005 8.74e+005 4.21e+001 1.94e+002
 62 2.15e+005 1.71e+005 7.48e+005 3.81e+001 1.83e+002
 63 2.13e+005 1.65e+005 7.05e+005 3.77e+001 1.78e+002
 64 2.54e+005 2.04e+005 7.79e+005 1.10e+002 3.41e+002
 65 4.02e+005 2.19e+005 1.21e+006 6.41e+001 2.39e+002
 66 2.33e+005 1.71e+005 8.49e+005 3.96e+001 1.83e+002
 67 2.22e+005 1.60e+005 7.31e+005 3.73e+001 1.74e+002
 68 1.96e+005 1.56e+005 6.87e+005 3.55e+001 1.72e+002
 69 2.13e+005 1.87e+005 7.43e+005 1.07e+002 3.32e+002
 70 3.66e+005 2.03e+005 1.18e+006 6.18e+001 2.34e+002
 71 2.20e+005 1.60e+005 8.32e+005 3.76e+001 1.83e+002
 72 1.95e+005 1.49e+005 7.16e+005 3.46e+001 1.75e+002
 73 2.09e+005 1.77e+005 7.41e+005 9.96e+001 3.18e+002
 74 3.51e+005 1.91e+005 1.17e+006 5.91e+001 2.33e+002
 75 2.10e+005 1.55e+005 8.28e+005 3.68e+001 1.84e+002
 76 1.76e+005 1.42e+005 7.10e+005 3.38e+001 1.79e+002
 77 1.93e+005 1.71e+005 7.29e+005 9.66e+001 3.27e+002
 78 3.27e+005 1.83e+005 1.14e+006 5.66e+001 2.29e+002
 79 1.86e+005 1.48e+005 8.14e+005 3.48e+001 1.85e+002
 80 1.61e+005 1.34e+005 6.97e+005 3.15e+001 1.83e+002
 81 1.81e+005 1.61e+005 7.17e+005 9.45e+001 3.11e+002
 82 3.13e+005 1.75e+005 1.13e+006 5.51e+001 2.31e+002
 83 1.75e+005 1.37e+005 8.05e+005 3.35e+001 1.92e+002
 84 1.54e+005 1.33e+005 6.92e+005 3.09e+001 1.92e+002
 85 1.75e+005 1.56e+005 7.08e+005 9.22e+001 3.16e+002
 86 2.96e+005 1.70e+005 1.11e+006 5.45e+001 2.41e+002
 87 1.66e+005 1.35e+005 7.98e+005 3.34e+001 2.01e+002
 88 1.47e+005 1.28e+005 6.87e+005 3.03e+001 2.01e+002
 89 1.69e+005 1.61e+005 7.02e+005 9.13e+001 3.20e+002
 90 2.87e+005 1.69e+005 1.10e+006 5.35e+001 2.47e+002
 91 1.58e+005 1.31e+005 7.92e+005 3.32e+001 2.08e+002
 92 1.43e+005 1.29e+005 6.80e+005 2.88e+001 2.11e+002
 93 1.65e+005 1.51e+005 6.95e+005 9.07e+001 3.25e+002
 94 2.74e+005 1.64e+005 1.10e+006 5.23e+001 2.55e+002
 95 1.49e+005 1.27e+005 7.88e+005 3.33e+001 2.20e+002
 96 1.35e+005 1.19e+005 6.80e+005 3.00e+001 2.19e+002
 97 1.58e+005 1.47e+005 6.92e+005 8.99e+001 3.30e+002
 98 2.65e+005 1.56e+005 1.09e+006 5.19e+001 2.60e+002
 99 1.41e+005 1.25e+005 7.84e+005 3.22e+001 2.23e+002
 100 1.48e+005 1.42e+005 7.24e+005 8.06e+001 3.20e+002
 Save results restart file: Scenario 1.res.s100
 Begin Post-Processing Calculations ...
 Performing output calculations (stream function, vorticity,...)
 Outputting turbulent wall data
 Post-Processing Calculations Done
 Begin Post-Processing File Output ...
 Outputting CFDisplay results - Type 1 data

Sca11 +0.00000e+000 149460 +0.00000e+000 149174 +0.00000e+000
 PTotl +7.05649e+003 250414 +3.45094e+004 13715 -2.58291e+002 N/m^2
 EVisc +0.00000e+000 149460 +0.00000e+000 149174 +0.00000e+000 g/mm-s
 ECond +0.00000e+000 149460 +0.00000e+000 149174 +0.00000e+000 W/mm-K
 Dens +1.04699e-003 22160 +8.93958e-003 149174 +9.98200e-004 g/mm^3
 Visc +9.96101e-004 149460 +1.00300e-003 14238 +0.00000e+000 g/mm-s
 Cond +9.54697e-004 22160 +3.85696e-001 149174 +6.00000e-004 W/mm-K
 Spech +4.15659e+000 149460 +4.18200e+000 22160 +3.80718e-001 J/g-K
 Emiss +9.93122e-001 149460 +1.00000e+000 14238 +0.00000e+000
 Transmiss +0.00000e+000 0 +0.00000e+000 0 +0.00000e+000
 WRough +0.00000e+000 149460 +0.00000e+000 149174 +0.00000e+000 mm
 SeeBeck +0.00000e+000 0 +0.00000e+000 0 +0.00000e+000 V/K
 GenT +3.16228e-002 149460 +3.16228e-002 149174 +3.16228e-002 1/s

*** Openings ***

*** Inlet 1 ***

Surface ID = 1070

Node near Minimum X,Y,Z of opening = 1833

Minimum X,Y,Z of opening = 4326.523820, 1583.211705, 85.611673

Mass Flow In = 44.4444 g/s
 Volume Flow In = 44524.5 mm^3/s
 Reynolds Number = 2003.57
 Inlet Bulk Pressure = 34504.7 N/m^2
 Inlet Bulk Temperature = 108.9 C
 Inlet Mach Number = 5.55744e-009

*** Inlet 2 ***

Surface ID = 1067

Post-Processing File Output Done
 New boundary condition file: Scenario 1.bc
 Open results restart file: Scenario 1.res.s100
 Restart results file: Scenario 1.res.s100
 Res file compatible with Cfdesign version: 14.0-20130301
 Creation date and time: Fri Feb 24 14:41:23 2017
 Analysis title: Simulation CFD Default control file settings
 *** Successful exit ***

CFDESIGN FLAGS	Value	Calls From
----------------	-------	------------

*** Simulation CFD Summary File Output ***

Simulation CFD 2014 (Cardinal Release) [20130301]

Job Name = Scenario 1 Date created: Fri Feb 24 09:38:00 2017

*** Analysis Information
 Steady State is ON
 Laminar Incompressible Flow is ON
 Static Temperature Equation is ON
 Mixed Convection is ON

*** Field Variable Results Summary For Iteration 100

Var	Mean	at	Max	at	Min
Vx Vel	+7.31878e+000	674569	+1.34544e+003	674504	-1.19726e+003
Vy Vel	-2.98925e-001	674519	+1.24536e+003	674548	-1.30089e+003
Vz Vel	+2.88656e+000	746761	+1.09880e+003	250388	-1.93385e+003
Press	+7.08471e+003	1832	+3.45047e+004	13715	-2.58291e+002
Temp	+7.88366e+001	31676	+1.08900e+002	316865	+1.50000e+001
TurbK	+0.00000e+000	0	+0.00000e+000	0	+0.00000e+000
TurbD	+0.00000e+000	0	+0.00000e+000	0	+0.00000e+000

Node near Minimum X,Y,Z of opening = 1209

Minimum X,Y,Z of opening = 4435.500518, 1583.211671, 85.611673

Mass Flow In = 361.111 g/s
 Volume Flow In = 361762 mm³/s
 Reynolds Number = 16201
 Inlet Bulk Pressure = 384.9 N/m²
 Inlet Bulk Temperature = 15 C
 Inlet Mach Number = 5.19935e-008

Total Mass Flow In = 405.555 g/s

Total Vol. Flow In = 406287 mm³/s

*** Outlet 1 ***

Surface ID = 1068

Node near Minimum X,Y,Z of opening = 1180

Minimum X,Y,Z of opening = 4435.500510, 1587.977249, -162.038327

Mass Flow Out = 359.389 g/s
 Volume Flow Out = 360037 mm³/s
 Reynolds Number = 16201.4
 Outlet Bulk Pressure = 2000 N/m²
 Outlet Bulk Temperature = 70.2446 C
 Outlet Mach Number = 4.61448e-008

*** Outlet 2 ***

Surface ID = 1069

Node near Minimum X,Y,Z of opening = 1822

Minimum X,Y,Z of opening = 3513.800993, 1588.047502, -162.038327

Mass Flow Out = -889.659 g/s
 Volume Flow Out = -891263 mm³/s
 Reynolds Number = 40106.2
 Outlet Bulk Pressure = -0 N/m²
 Outlet Bulk Temperature = 86.8373 C
 Outlet Mach Number = 1.14606e-007

Total Mass Flow Out = 1249.05 g/s

Total Vol. Flow Out = 1.2513e+006 mm³/s

*** Statistics for Temp ***

Value Range [C]	Percent Volume
15.000000 - 19.695000	6.380947
19.695000 - 24.390000	1.323638
24.390000 - 29.085000	1.260577
29.085000 - 33.780000	1.326886
33.780000 - 38.475000	1.425405
38.475000 - 43.170000	0.973680
43.170000 - 47.865000	1.009197
47.865000 - 52.560000	1.764703
52.560000 - 57.255000	2.311635
57.255000 - 61.950000	2.615266
61.950000 - 66.645000	3.154330
66.645000 - 71.340000	5.421968
71.340000 - 76.035000	1.702303
76.035000 - 80.730000	1.055957
80.730000 - 85.425000	4.694784
85.425000 - 90.120000	7.993577
90.120000 - 94.815000	19.566873
94.815000 - 99.510000	21.082257
99.510000 - 104.205000	12.278641
104.205000 - 108.900000	2.657376

ShearY, PressY = -3307.8 73079 microNewtons
 ShearZ, PressZ = 52922 -3.122e+006 microNewtons

*** Analysis Statistics:

Input: 400seconds
 Analysis: 20971 seconds
 Output: 200 seconds
 Total: 21571 seconds
 Master process dynamic memory 2784 Mbytes
 Slave process 0 dynamic memory 1127 Mbytes
 Slave process 1 dynamic memory 1220 Mbytes
 Slave process 2 dynamic memory 1243 Mbytes
 Slave process 3 dynamic memory 1132 Mbytes
 Simulation CFD 2014 Analysis Setup

Length Units: mm

Coordinate System: XYZ

Geometry Operations:

---None---

Materials:

2 ***Solid*** Stainless Steel (304)

Assigned to:

1 Body1:1@PARA ANALISIS EN LA UFusionCopy:0

Properties:

Density Constant 0.008 g/mm3

Specific heat Constant 0.5 J/g-K

Emissivity Constant 0.54

Transmissivity Constant 0

Wall roughness Constant 0.01 millimeter

X-Direction Piecewise Linear

Y-Direction Same as X-dir.

Z-Direction Same as X-dir.

Electrical resistivity Constant 0.00072 ohm-mm

3 ***Fluid*** Guarapo

Assigned to:

26 CFDCreatedVolume

27 CFDCreatedVolume

Properties:

Reference Pressure: 101325 Pa

Mean Value = 78.836629 , Standard Deviation = 23.472010

*** Statistics for Velocity Magnitude ***

Value Range [mm/s]	Percent Volume
0.00000 - 96.692717	50.451629
96.692717 - 193.385433	20.252009
193.385433 - 290.078150	8.533230
290.078150 - 386.770867	5.885016
386.770867 - 483.463583	4.131829
483.463583 - 580.156300	3.312441
580.156300 - 676.849017	2.799229
676.849017 - 773.541734	2.317202
773.541734 - 870.234450	1.338898
870.234450 - 966.927167	0.613514
966.927167 - 1063.619884	0.202850
1063.619884 - 1160.312600	0.064343
1160.312600 - 1257.005317	0.015283
1257.005317 - 1353.698034	0.005519
1353.698034 - 1450.390750	0.003242
1450.390750 - 1547.083467	0.004029
1547.083467 - 1643.776184	0.003115
1643.776184 - 1740.468900	0.003567
1740.468900 - 1837.161617	0.002986
1837.161617 - 1933.854334	0.060068

Mean Value = 127.626156 , Standard Deviation = 157.516939

*** Fluid Energy Balance Information:

MdotIn x Cp x (TOut - Tin) = 79328 Watts

(Numerical) Energy Out - Energy In = -143.74 Watts

Heat Transfer from Wall To Fluid = -116.36 Watts

Heat Transfer Due to Sources In Fluid = 0 Watts

*** Solid Energy Balance Information:

Heat Transfer from Exterior To Solid = 0 Watts

Heat Transfer Due to Sources In Solid = 0 Watts

Heat Transfer From Fluid To Solid = 116.36 Watts

*** Sum of Fluid Forces on Walls ***

ShearX, PressX = 2.4216e+005 -3.7643e+007 microNewtons

Reference Temperature: 15 Celsius
 Gas Constant: 4.5589e+08 mm2/s2-K
 Density Piecewise Linear
 Viscosity Constant 0.002403 Pa-s
 Conductivity Constant 0.00054 W/mm-K
 Compressibility Constant 2.18565e+09
 Specific heat Constant 3.667 J/g-K
 Emissivity Constant 1
 Wall roughness Constant 0 millimeter
 5 ***Solid*** Copper
 Assigned to:
 2 Volume
 3 Volume
 4 Volume
 5 Volume
 6 Volume
 7 Volume
 8 Volume
 9 Volume
 10 Volume
 11 Volume
 12 Volume
 13 Volume
 14 Volume
 15 Volume
 16 Volume
 17 Volume
 18 Volume
 19 Volume
 20 Volume
 21 Volume
 22 Volume
 23 Volume
 24 Volume
 25 Body2:1@PARA ANALISIS EN LA UFusionCopy:0
 Properties:
 Density Constant 0.00893958 g/mm3
 Specific heat Constant 0.380718 J/g-K

Emissivity Constant 0.6
 Transmissivity Constant 0
 Wall roughness Constant 0 millimeter
 X-Direction Piecewise Linear
 Y-Direction Same as X-dir.
 Z-Direction Same as X-dir.
 Electrical resistivity Constant 1.7e-05 ohm-mm
 Motions:
 ---None---
 Boundary Conditions:
 Boundaries:
 #1067 Surface
 Mass Flow Rate(1300 kg/h)
 Temperature(15 Celsius)
 #1068 Surface
 Pressure(0 Pa Gage)
 #1069 Surface
 Pressure(0 Pa Gage)
 #1070 Surface
 Mass Flow Rate(160 kg/h)
 Pressure(5 psi Gage)
 Temperature(108.9 Celsius)
 Regions:
 ---None---
 Initial Conditions:
 Boundaries:
 ---None---
 Regions:
 ---None---
 Mesh Sizes:
 Automatic mesh sizing:
 Global resolution: 1.000
 Local stretching: 1.100
 Minimum points/edge: 2
 Points on longest edge: 10
 Surface limiting aspect ratio: 20