



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE CIENCIAS
CARRERA INGENIERÍA QUÍMICA

**“PROGRAMACIÓN Y DISEÑO DE UNA INTERFAZ GRÁFICA
PARA LA MODELACIÓN Y EL DIMENSIONAMIENTO DE
INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TIPO CORAZA Y TUBOS”**

Trabajo de Titulación

Tipo: Propuesta Tecnológica

Presentado para optar el grado académico de:

INGENIERA QUÍMICA

AUTORA: MAYRA JANETH BEDOYA BRUSIL

DIRECTOR: Ing. ADRIÁN ALEJANDRO RODRÍGUEZ PINOS MSc.

Riobamba – Ecuador

2021

© 2021, **Mayra Janeth Bedoya Brusil**

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho del Autor.

Yo, MAYRA JANETH BEDOYA BRUSIL, declaro que el presente trabajo de titulación es de mi autoría y los resultados del mismo son auténticos. Los textos en el documento que provienen de otras fuentes están debidamente citados y referenciados.

Como autora asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación; el patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba, 17 de septiembre de 2021

Mayra Janeth Bedoya Brusil

100423174-0

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE CIENCIAS
CARRERA INGENIERÍA QUÍMICA

El Tribunal del trabajo de titulación certifica que: El trabajo de titulación: Tipo: Proyecto Técnico, **PROGRAMACIÓN Y DISEÑO DE UNA INTERFAZ GRÁFICA PARA LA MODELACIÓN Y EL DIMENSIONAMIENTO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TIPO CORAZA Y TUBOS**, realizado por las señorita: **MAYRA JANETH BEDOYA BRUSIL**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Tribunal del Trabajo de Titulación, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal Autoriza su presentación.

	FIRMA	FECHA
Ing. Marlon Ernesto Moscoso Martínez MSc. PRESIDENTE DEL TRIBUNAL	_____	18-02-2022 _____
Ing. Adrián Alejandro Rodríguez Pinos MSc. DIRECTORA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN	_____	17-02-2022 _____
Ing. Darío Fernando Guamán Lozada MSc. MIEMBRO DEL TRIBUNAL	_____	17-02-2022 _____

DEDICATORIA

Se lo dedico con mucho cariño a mis padres quienes han hecho todo lo posible por ayudarme a cumplir mis sueños, a mi hermana por el apoyo, a las personas que estuvieron conmigo y fueron parte del proceso.

Mayra.

AGRADECIMIENTO

Agradezco de todo corazón primero a Dios y a la Virgen por bendecirme con la salud y la vida de toda mi familia, por guiarme durante todo este proceso y ayudarme a llegar tan lejos. En especial a mis padres y mi hermana, quienes han estado brindándome su apoyo moral, emocional y económico, que a pesar de la distancia me enseñaron que el legado más importante que me pueden dejar es la educación, me inculcaron la responsabilidad, que gracias a su esfuerzo y apoyo pude cumplir con una de mis grandes metas. También agradezco a la persona que estuvo ahí impulsándome a seguir y no decaer, quien hizo que creyera en mí, confiando en que podía lograr lo que me propusiera. Además, extendo un profundo agradecimiento a la ESPOCH por abrirme las puertas y permitirme ser parte de una de las etapas más bonitas de la vida, a cada uno de los docentes que con sus conocimientos, enseñanzas y motivación me guiaron en el proceso de formación profesional.

Mayra.

TABLA DE CONTENIDOS

ÍNDICE DE TABLAS.....	ix
ÍNDICE DE FIGURAS.....	ix
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xiii
SIGLAS / ABREVIACIONES.....	xiv
RESUMEN.....	xvii
ABSTRACT.....	xviii

CAPÍTULO I

1.	INTRODUCCIÓN.....	1
1.1.	Antecedentes.....	1
1.2.	Planteamiento del problema.....	2
1.3.	Justificación del proyecto.....	2
1.4.	Objetivos.....	3
1.4.1.	<i>Objetivo General</i>	3
1.4.2.	<i>Objetivos Específicos</i>	3
1.5.	Alcance.....	4

CAPÍTULO II

2.	MARCO TEÓRICO.....	5
2.1.	Estado del Arte.....	5
2.1.1.	<i>Intercambiador de calor</i>	5
2.1.2.	<i>Diseño de intercambiadores de calor</i>	6
2.1.3.	<i>Programación</i>	7
2.2.	Bases Teóricas.....	7
2.2.1.	<i>Transferencia de calor</i>	7
2.2.1.1.	<i>Conducción</i>	8
2.2.1.2.	<i>Convección</i>	9
2.2.1.3.	<i>Radiación</i>	11
2.2.2.	<i>Intercambiadores de calor</i>	11
2.2.2.1.	<i>Clasificación según el modo de transferencia de calor</i>	12

2.2.2.2.	<i>Clasificación según su trayectoria</i>	12
2.2.2.3.	<i>Clasificación según su construcción</i>	14
2.2.2.4.	<i>Clasificación según el mecanismo de transferencia</i>	15
2.2.3.	<i>Intercambiador de tubo y coraza</i>	16
2.2.4.	<i>Usos de los intercambiadores de coraza y tubos</i>	16
2.2.5.	<i>Coraza</i>	17
2.2.6.	<i>Tubos</i>	17
2.2.7.	<i>Espaciado de los tubos</i>	18
2.2.8.	<i>Deflectores (baffles)</i>	18
2.2.9.	<i>Matlab</i>	19
2.3.	Marco Legal	20
2.3.1.	<i>Código ASME</i>	20
2.3.2.	<i>Normas TEMA</i>	20

CAPÍTULO III

3.	METODOLOGÍA	23
3.1.	Parámetros iniciales	24
3.2.	Intercambiador tubo – carcasa	25
3.2.1.	<i>Diseño Térmico</i>	25
3.2.2.	<i>Diseño Hidráulico</i>	39
3.2.2.1.	<i>Tubos</i>	39
3.2.2.2.	<i>Coraza</i>	43

CAPÍTULO IV

4.	GESTIÓN DEL PROYECTO	47
4.1.	Presupuesto	47
4.2.	Recursos y materiales	47
4.3.	Cronograma	48
4.4.	Discusión y análisis de resultados	49
4.4.1.	<i>Desarrollo del programa</i>	49
4.4.2.	<i>Conversión de la interfaz a una aplicación ejecutable</i>	58
4.4.3.	<i>Validación del programa</i>	59
4.4.3.1.	<i>Caso 1</i>	59
4.4.3.2.	<i>Caso 2</i>	65

4.4.4.	<i>Discusión de resultados</i>	70
	CONCLUSIONES	72
	RECOMENDACIONES	73
	GLOSARIO	
	BIBLIOGRAFÍA	
	ANEXOS	

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-3: Número de alturas de velocidad asignadas para pérdidas menores (α).....	41
Tabla 2-3: Diámetro de las boquillas.....	42
Tabla 1-4: Matriz de presupuesto del trabajo de integración curricular.....	47
Tabla 2-4: Cronograma de actividades.....	48
Tabla 3-4: Datos de entrada requeridos.....	49
Tabla 4-3: Plantilla de Resultados.....	56
Tabla 5-4: Parámetros iniciales caso 1.....	59
Tabla 6-4: Propiedades físico-químicas de los fluidos.....	60
Tabla 7-4: Resultados de balance de masa y energía.....	60
Tabla 8-4: Resultado datos térmicos.....	61
Tabla 9-4: Resultados de los datos hidráulicos.....	61
Tabla 10-4: Resultados del dimensionamiento del intercambiador tubo y coraza.....	62
Tabla 11-4: Comparación del balance de masa y energía.....	63
Tabla 12-4: Resultados del análisis térmico.....	63
Tabla 13- 4: Resultado del análisis hidráulico.....	64
Tabla 14-4: Comparación del dimensionamiento del intercambiador tubo y coraza.....	65
Tabla 15-4: Condiciones iniciales caso 2.....	66
Tabla 16-4: Propiedades físico químicas.....	66
Tabla 17-4: Resultados del intercambiador de calor caso 2.....	67
Tabla 18-4: Comparación caso 2 y resultados de programa.....	68
Tabla 19-4: Comparación con o.....	69
Tabla 20-4: Propiedades físico químicas.....	99
Tabla 21-4: Condiciones para la ubicación de los fluidos.....	100
Tabla 22-4: Resultados del ejemplo 1.....	112
Tabla 23-4: Propiedades físico químicas.....	113
Tabla 24-4: Resultados ejemplo 2.....	116

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-2. Conducción de calor a través de una pared plana.....	8
Figura 2-2. Transferencia de calor por convección	11
Figura 3-2. Esquema de intercambiador con flujo en paralelo	12
Figura 4-2. Diagrama de flujos en paralelo	13
Figura 5-2. Esquema de intercambiador con flujo en contracorriente	13
Figura 6-2. Diagrama de flujos en contracorriente	13
Figura 7-2. Esquema de intercambiador con flujo cruzado	14
Figura 8-2. Diagrama de flujo cruzado.....	14
Figura 9-2. Esquema de un intercambiador de tubo y coraza	16
Figura 10-2. Esquemas de los tipos más comunes de carcasa TEMA.....	17
Figura 11-2. Arreglos comunes para los tubos de intercambiadores	18
Figura 12-2. Deflector segmentado	19
Figura 13-2. Deflector de disco y corona	19
Figura 14-2. Deflector de orificio.....	19
Figura 15-2. Tipos de intercambiadores de calor según TEMA.	22
Figura 1-3. Metodología del trabajo de integración curricular	23
Figura 2-3. Esquema de intercambiador tubo-carcasa.....	25
Figura 3-3. Disposiciones de tubos	30
Figura 3-3. Correlación para el coeficiente de transferencia de calor para intercambiador de tubo y coraza	34
Figura 1-4. Ventana de App Designer para el diseño de la interfaz gráfica.....	49
Figura 2-4. Interfaz para el ingreso de datos	50
Figura 3-4. Interfaz Resultados-Datos de entrada	51
Figura 4-4. Interfaz Resultados-Datos Térmicos.....	52
Figura 5-4. Interfaz Resultados-Datos Hidráulicos	52
Figura 6-4. Interfaz Resultados-Dimensionamiento-Tubos.....	53
Figura 7-4. Interfaz Resultados- Dimensionamiento-Coraza.....	53
Figura 8-4. Botón restablecer	54
Figura 9-4. Botón Reporte.....	55
Figura 10-4. Cuadro de aviso cuando la velocidad está fuera de rango	57
Figura 11-4. Cuadro de aviso cuando $U_c < U_{req}$	57
Figura 12-4. Cuadro de aviso cuando $U_d < U_{req}$	57
Figura 13-4. Cálculos correctos	57

Figura 14-4. Manual de usuario	58
Figura 15-4. Aplicación Matlab Compiler	59
Figura 16-4. Carpeta Intercambiador_tubos_coraza.....	95
Figura 17-4. Archivo para la instalación	95
Figura 18-4. Presentación de la aplicación.....	96
Figura 19-4. Ubicación de la aplicación.....	96
Figura 20-4. Elección de la carpeta	96
Figura 21-4. Condiciones del programa	97
Figura 22-4. Instalar.....	97
Figura 23-4. Finalizar.....	97
Figura 24-4. Ventana de ingreso a la interfaz.....	98
Figura 25-4. Pestaña entrada	98
Figura 26-4. Ubicación de los fluidos Tubos-Coraza	99
Figura 27-4. Ubicación de los fluidos Coraza-Tubos	100
Figura 28-4. Elección del fluido frío	101
Figura 29-4. Elección del fluido caliente.....	101
Figura 30-4. Ingreso de datos.....	102
Figura 31-4. Elección del tipo de intercambiador.....	102
Figura 32-4. Ingreso del porcentaje de corte de deflectores	103
Figura 33-4. Elección del espesor de la coraza.....	103
Figura 34-4. Elección del arreglo de los tubos	104
Figura 35-4. Ingreso de la longitud referencial	104
Figura 36-4. Ingreso de la longitud referencial	105
Figura 37-4. Elección del espesor de los tubos.....	105
Figura 38-4. Botón calcular.....	106
Figura 39-4. Cálculos correctos	106
Figura 40-4. Cuadro de aviso cuando la velocidad esta fuera de rango.....	107
Figura 41-4. Cuadro de aviso cuando $U_c < U_{req}$	107
Figura 42-4. Cuadro de aviso cuando $U_d < U_{req}$	107
Figura 43-4. Resultados>Datos de entrada.....	108
Figura 44-4. Ventana Resultados > Datos Térmicos	108
Figura 45-4. Resultados >Datos Hidráulicos.....	109
Figura 46-4. Ventana de los resultados del dimensionamiento de los tubos.....	109
Figura 47-4. Ventana de los resultados del dimensionamiento de la coraza.....	110
Figura 48-4. Recomendaciones para el usuario	110
Figura 49-4. Botón reporte.....	111

Figura 50-4. Documento en Excel vinculado con el programa.....	111
Figura 51-4. Botón restablecer	113
Figura 52-4. Ubicación y elección de los fluidos	114
Figura 53-4. Ingreso de flujos máxicos y temperaturas	114
Figura 54-4. Pasos a seguir	115
Figura 55-4. Parámetros calculados	116
Figura 56-4. Manual de usuario	117

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A: DIÁMETRO DE TUBERÍAS

ANEXO B: BWG, ESCALA DE BIRMINGHAM WIRE GAUGE PARA ESPESORES DE
TUBOS

ANEXO C: NÚMERO DE TUBOS

ANEXO D: FACTOR DE ENSUCIAMIENTO

ANEXO E: COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR GLOBALES *UD*

ANEXO F: CONDUCTIVIDADES TÉRMICAS DEL MATERIAL DE LOS TUBOS

ANEXO G: MANUAL DE USUARIO

ANEXO H: PROGRAMACIÓN EN MATLAB

ÍNDICE DE ABREVIATURAS

ASME	Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos
TEMA	Asociación de Manufactura de Intercambiadores Tubulares
HEDH	Heat Exchanger Design Handbook
BWG	Birmingham Wire Gauge
Q_{cond}	Tasa de calor por Conducción (W)
A	Área de transferencia de calor (m^2)
k	Conductividad térmica del material ($W/m^{\circ}C$)
$\frac{\Delta T}{\Delta x}$	Gradiente de temperatura
Q_{conv}	Tasa de calor por convección (W)
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección ($W/m^2^{\circ}C$)
A_s	Área superficial
T_s	Temperatura de la superficie
T_{∞}	Temperatura del fluido suficientemente alejado de esta superficie ($^{\circ}C$)
Q_g	Calor ganado por el fluido frío
Q_p	Calor ganado por el fluido caliente
m_h	Flujo másico del fluido caliente (kg/s)
m_c	Flujo másico del fluido de frío (kg/s)
Cp_h	Capacidad calorífica del fluido caliente ($J/Kg^{\circ}C$)
Cp_c	Capacidad calorífica del fluido frío ($J/Kg^{\circ}C$)
t_{cs}	Temperatura de salida del fluido frío ($^{\circ}C$)
t_{ce}	Temperatura de entrada del fluido frío ($^{\circ}C$)
t_{he}	Temperatura de entrada del fluido caliente ($^{\circ}C$)
t_{hs}	Temperatura de salida del fluido caliente ($^{\circ}C$)
A	Área de transferencia requerida (m^2)
Q	Flujo térmico (W)
U_D	Coefficiente global de transporte con factores para incrustaciones ($Kcal/ m^2^{\circ}C$)
$LMTD$	Diferencia de temperatura media logarítmica ($^{\circ}C$)
F	Factor de corrección de temperatura para intercambiadores
L	Longitud (m)
m_t	Flujo másico que circula por los tubos (kg/s)
n_p	Numero de pasos por los tubos
n_t	Numero de tubos
D_i	Diámetro interno de los tubos (m)

μ	Viscosidad del fluido que pasa por los tubos (kg/m*s)
μ_w	Viscosidad del fluido a la temperatura media de la pared del tubo (kg/m*s)
T_{w1}	Temperatura promedio del interior del tubo (°C)
T_{w2}	Temperatura promedio del exterior del tubo (°C)
T_w	Temperatura promedio de la pared del tubo (°C)
ρ	Densidad del fluido que pasa por los tubos (kg/m*s)
d_o	Diámetro externo de los tubos (m)
U_{req}	Coefficiente global de calor requerido (W/m ² *°C)
U_D	Coefficiente global de diseño (W/m ² *°C)
U_C	Coefficiente global limpio (W/m ² *°C)
Nu	Numero de Nusselt
Re	Número de Reynolds
V_t	Velocidad del fluido que circula en los tubos (m/s)
V_c	Velocidad del fluido que circula en la coraza (m/s)
$Pr_{(tubos)}$	Número de Prandtl dado para el fluido en los tubos
$Pr_{(coraza)}$	Número de Prandtl dado para el fluido en la coraza
Re_t	Número de Reynolds para los tubos
m_t	Flujo másico que pasa por los tubos (kg/s)
h_i	Coefficiente de transferencia de calor en los tubos (W/m ² *°C)
k	Conductividad térmica del fluido (W/m*C)
B	Espaciado longitudinal entre deflectores (m)
d_s	Diámetro interno de la coraza (m)
C'	Separación entre tubos (m)
P_T	Distancia de centro a centro del arreglo de tubos (m)
d_o	Diámetro externo de los tubos (m)
a_s	área de flujo a través del haz de tubos (m ²)
G_c	Flujo másico de la coraza (kg/s*m ²)
m_c	Caudal másico del fluido que circula por la coraza (kg/s)
D_e	Diámetro equivalente de transferencia de calor de la coraza (m)
Re_c	Número de Reynolds para la coraza
G_c	Flujo másico de la coraza (kg/s*m ²)
G_t	Flujo másico de los tubos (kg/s*m ²)
$G_n(tubos)$	Flujo másico de las boquillas de los tubos (kg/s*m ²)
jH	Factor de Colburn
h_o	Coefficiente de transferencia de calor en la coraza

k_{tubo}	Conductividad térmica del material de los tubos (W/m*°C)
R_D	Factor de ensuciamiento total (m ² °C/W)
R_{Di}	Factor de ensuciamiento para el fluido que pasa por los tubos (m ² °C/W)
R_{Do}	Factor de ensuciamiento para el fluido que pasa por la carcasa (m ² °C/W)
f_t	Factor de fricción de Darcy para los tubos
$\Delta P_{f(tubos)}$	Caída de presión por fricción en los tubos (Pa)
ΔP_r	Caída de presión por retorno en los tubos (Pa)
ΔP_i	Caída de presión total en los tubos (Pa)
ΔP_n	Caída de presión en las boquillas de los tubos (Pa)
N_s	Número de corazas
s	Gravedad específica del fluido (kg/m ³)
ϕ	Factor de corrección de viscosidad
α_r	Número de cabezas de velocidad asignadas para pérdidas menores
D_n	Diámetro de las boquillas (m)
n_b	Número de espacio de deflectores

RESUMEN

En el presente documento se muestra una propuesta tecnológica que tuvo como objetivo programar y diseñar una interfaz gráfica para la modelación y el dimensionamiento de intercambiadores de calor de tipo coraza y tubos. El desarrollo inició con la modelación matemática basada en el método simplificado de Bell-Delaware mediante el análisis térmico e hidráulico, el diseño de la interfaz gráfica se realizó en el complemento App Designer del software Matlab, en el que se ingresó el código de programación desde la lectura de condiciones de una base de datos hasta la obtención de los resultados, el programa permite elegir entre seis fluidos: agua, aceite, petróleo crudo, queroseno, agua de mar y metanol, seleccionar la ubicación ya sea el paso por los tubos o la coraza, el tipo de intercambiador, el espesor de la coraza, la distribución de los tubos, el corte de los deflectores, la longitud, el diámetro de los tubos y su espesor, los valores obtenidos se observan en las ventanas consecuentes, datos térmicos, datos hidráulicos y dimensionamiento. Con el fin de evaluar la confiabilidad del programa se validó con dos casos extraídos de bibliografía y para cuantificar la diferencia se determinó el porcentaje de error promedio, en el primer análisis los resultados obtenidos fueron similares un porcentaje de error promedio de máximo 3.86%, mientras que en el segundo análisis al ejecutarse con ciertas variaciones en la metodología generó un porcentaje de error de 5.18%, sin embargo, el procedimiento empleado en este documento plantea especificaciones para determinar un dimensionamiento adecuado, que son el sobre dimensionamiento y sobre diseño por lo que para el segundo caso los valores fueron menor al rango establecido 15% y 40% respectivamente. Se recomienda emplear el método Bell-Delaware completo y agregar el análisis de eficiencia para complementar el programa.

Palabras clave: <INTERCAMBIADOR DE CALOR TUBO Y CORAZA>, <ANÁLISIS TÉRMICO>, <ANÁLISIS HIDRÁULICO>, <DIMENSIONAMIENTO>, <MATLAB (SOFTWARE)>, <APP DESIGNER>, <INTERFÁZ GRÁFICA>.

LEONARDO
FABIO MEDINA
NUSTE

Firmado digitalmente por
LEONARDO FABIO MEDINA
NUSTE
Fecha: 2021.11.05 08:35:20
-05'00'



2040-DBRA-UTP-2021

ABSTRACT

This research shows a technological proposal that aimed to program and design a graphical interface for the modeling and sizing of shell and tube type heat exchangers.

The development began with mathematical modeling based on the simplified Bell- Delaware method through thermal and hydraulic analysis, the design of the graphical interface was carried out in the App Designer complement of the Matlab software, in which the programming code was entered from the reading of conditions from a database until the results are obtained. The program allows you to choose between six fluids: water, oil, crude oil, kerosene, seawater and methanol, select the location, whether the passage through the tubes or the shell, the type of exchanger, the shell thickness, the distribution of the tubes, the cut of the baffles, the length, the diameter of the tubes and their thickness. The values obtained are observed in the consequent windows, thermal data, hydraulic data and sizing. In order to evaluate the reliability of the program, it was validated with two cases extracted from the bibliography and to quantify the difference the average error percentage was determined, in the first analysis the results obtained were similar, an average error percentage of maximum 3.86%, while that in the second analysis, when executed with certain variations in the methodology, it generated an error percentage of 5.18%. However, the procedure used in this document raises specifications to determine an adequate sizing, which are oversizing and over design, so for the second case the values were less than the established range 15% and 40% respectively. It is recommended to use the full Bell-Delaware method and add the efficiency analysis to complement the program.

Keywords: <TUBE AND SHELL HEAT EXCHANGER>, <THERMAL ANALYSIS>, <HYDRAULIC ANALYSIS>, <SIZING>, <MATLAB (SOFTWARE)>, <APP DESIGNER>, <GRAPHIC INTERFACE>.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Antecedentes

El desarrollo de tecnologías, en la última década, han generado un creciente interés por disponer de programas que permitan generar soluciones a problemas ingenieriles de forma confiable y en el menor tiempo posible.

Los intercambiadores de calor son uno de los equipos más encontrados en la mayoría de industrias, han adquirido gran relevancia en el tema optimización y reducción del consumo de energía con la finalidad de aprovecharla y reutilizarla en otros procesos, dando como resultado rendimiento económico significativo (Cabanzón Labat, 2018, p. 1).

A su vez existe una variada clasificación de intercambiadores de calor dependiendo del enfoque que se desea aplicar, el intercambiador de calor de tubo y carcasa es uno de ellos, el cual es usado en procesos de evaporación y condensación.

En este sentido Arcentales (2015, p.129), realizó un estudio para desarrollar un programa de computadora ICRam con la finalidad de dimensionar y evaluar intercambiadores de calor de carcasa y tubos, doble tubos y triple tubos con diferentes fluidos, usando como lenguaje de programación Java, logrando obtener una interfaz gráfica que fueron validados con un porcentaje de error del 15%, concluyendo que el programa es aplicable con un rango de confiabilidad alto.

Por otro lado, el crecimiento de la industria ha generado el requerimiento de intercambiadores de calor empleados en diversas áreas, debido a que pueden ser utilizados como condensadores, evaporadores, rehervidores, vaporizadores, enfriadores o calentadores, y en consecuencia el requerimiento de su construcción, en un estudio diseñó un software para intercambiadores de calor de tubo y coraza con cinco sustancias diferentes en tres tipos de materiales, el programa luego de haber sido validado presento un error menor al 10% frente a un proceso manual el cual generó confiabilidad en el proceso de cálculo (Martínez Huertas, 2017, pp. 89-90).

La creación de distintos programas para este tipo de objetivos, dimensionar intercambiadores de calor que cumplan con funciones específicas permite que se vuelva una tarea más sencilla, de esta manera las interfaces graficas facilitan ese propósito.

El software Matlab “MATrix LABoratory” es una herramienta de uso ampliamente extendido, dispone de un lenguaje de programación propio (lenguaje Matlab), cuenta con un paquete integrado denominado App Designer para el desarrollo de interfaces en un menor tiempo, como

el caso de la programación de una interfaz gráfica para el control vectorial de motores de imanes permanentes (Espinosa, 2018, pp. 14-16).

1.2. Planteamiento del problema

En el campo de estudio de la ingeniería, la aplicación de conocimientos teóricos es un tema fundamental para la comprensión y el aprendizaje de distintas áreas.

El estudio de los intercambiadores de calor dentro de esta carrera es de gran importancia, debido a que tienen una amplia aplicación en sistemas térmicos simples y complejos en la industria Química, además de ser el mecanismo más usado para la transferencia de energía calorífica en diversos procesos, entre ellos: el enfriamiento de líquidos o gases, procesos de evaporación, procesos de extracción de calor o el calentamiento regenerativo (Cabanzón Labat, 2018, p. 1). Los cuales han adquirido una gran importancia ante la necesidad de reducir el consumo de energía y mejorar el rendimiento de los procesos en los que se encuentren inmersos.

Existe una gran variedad de diseños de intercambiadores y su uso dependerá de la aplicación requerida, por esta razón, el comprender el comportamiento sobre su funcionamiento es fundamental en la formación de Ingenieros Químicos.

Al no contar con este tipo de equipos para el análisis de operación, los conocimientos adquiridos se limitan teóricamente y resulta difícil su aplicación en el campo laboral.

En la actualidad el avance de la tecnología ha permitido solventar este tipo de problemáticas, puesto que existen diversas plataformas virtuales en donde se puede realizar simulaciones de varios tipos de procesos.

Por ello se presenta una alternativa a este problema, utilizando la programación con la cual se pueden diseñar demostraciones y simulaciones de laboratorio, en este caso para el diseño de una interfaz gráfica para el dimensionamiento de intercambiadores de calor de tubo y coraza con la finalidad de conocer de mejor manera las condiciones de diseño, dimensionamiento y operación.

1.3. Justificación del proyecto

En los últimos años el requerimiento de nuevas tecnologías para la enseñanza y aprendizaje en diversos campos de estudio se ha ido incrementando en gran notoriedad, existen un sin número de softwares que se pueden aplicar dentro de la carrera de ingeniería química que varían dependiendo del enfoque requerido.

Dentro de esta área se necesitan cálculos analíticos que conllevan una inversión de tiempo considerable, por ello se recurre a programas en donde se realiza simulaciones interactivas

facilitando la modificación de parámetros (Franceschi et al., 2016, p. 139). Estos programas especializados cuentan con un sin número de funciones para el diseño y la resolución de diferentes problemas ingenieriles, se caracterizan por la capacidad de generación de gráficos, permitiendo desarrollar cálculos científicos, diseñar demostraciones o realizar simulaciones de laboratorio.

En cuanto a la transferencia de calor al ser uno de los fenómenos más importantes su estudio permite conocer los mecanismos por los cuales se transfiere energía calorífica que se produce en medios materiales como consecuencia de un diferencial de temperatura y poder predecir la rapidez con la que se realiza este intercambio bajo ciertas condiciones específicas (Vela Pazmiño, 2013, p. 8). En este sentido los intercambiadores de calor son unos de los equipos más utilizados para este propósito.

Por ello la idea de desarrollar un interfaz para modelar y dimensionar los intercambiadores de calor de tipo tubo y coraza utilizando herramientas tecnológicas de programación App Designer complemento del software MATLAB que permita conocer de una manera más efectiva el comportamiento que tienen estos equipos, mejorando la comprensión de los estudiantes en determinados temas, dentro del área de transferencia de calor.

Al mismo tiempo, el manejo de la programación facilitará el diseño de otros equipos que son utilizados en diferentes industrias y en un futuro poderlos aplicar en el ámbito profesional.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo General

Programar y diseñar una interfaz gráfica para la modelación y el dimensionamiento de intercambiadores de calor de tipo coraza y tubos

1.4.2. Objetivos Específicos

- Modelar matemáticamente las ecuaciones de diseño de intercambiadores de coraza y tubos
- Diseñar y programar la interfaz gráfica para el ingreso de los diferentes parámetros que intervienen en un intercambiador de calor
- Validar los resultados obtenidos en la interfaz gráfica mediante la comparación con artículos científicos y bibliografía

1.5. Alcance

Tras el desarrollo del tema propuesto se espera conocer los elementos que se requieren para el desarrollo de la modelación de los intercambiadores de calor, además de obtener el diseño de la interfaz didáctica mediante la aplicación de la programación usando App Designer, un complemento del software MATLAB de manera que permita ingresar los parámetros que intervienen en el intercambiador de tubo y coraza, así como también validar los resultados comparándolos con bibliografía.

Por otra parte, en un futuro se pretende utilizarlo como una guía para realizar ejemplificaciones de estos equipos idealizados a las industrias que consecuentemente serán utilizada como una herramienta que ayude al estudio dentro del área de transferencia de calor permitiendo aplicar los conocimientos teóricos estudiados durante la carrera.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Estado del Arte

2.1.1. Intercambiador de calor

Los intercambiadores de calor son equipos utilizados para la recuperación de energía, su diseño es un procedimiento complejo y requiere de un amplio conocimiento de termodinámica, dinámica de fluidos, estimación de costos y optimización. Rao y Patel (2013, p. 1147) presentaron un diseño de optimización multiobjetivo de intercambiadores de calor mediante un algoritmo basado en enseñanza-aprendizaje modificado, en el cual considera efectividad y costo total para intercambiadores de aletas e intercambiadores de tubo y coraza.

Los intercambiadores de tubos y aletas son generalmente aplicados en fluidos gas-gas de altas densidades, diseñados para bajas presiones y para temperaturas máximas, empleando aluminio como material de construcción, o acero inoxidable, estos equipos poseen ventajas, por una parte se los utiliza con múltiples fluidos, debido a su peso son utilizados en industrias aeroespaciales, criogénica y en industrias automovilísticas (Turgut, 2016, p. 50).

El control de estos equipos mediante el uso de softwares ha sido uno de los temas de investigación. Machuca y Urresta (2008, p. 52) se enfocaron en el desarrollo para la enseñanza y aprendizaje de la dinámica y control de intercambiadores de calor de tubo y coraza, modificando parámetros de diseño como temperatura, caudales de entrada a los tubos y coraza, longitud y número de tubos, para el desarrollo de diferentes problemas complejos.

El análisis y diseño de estos equipos se realiza mediante la aplicación del Método de LMTD o el Método ϵ -NTU, dependiendo de los parámetros disponibles, para la determinación de coeficientes globales de transferencia de calor, según Carrizales Martínez (2011, p. 209) al usar el método LMTD los valores de coeficiente global de transferencia de calor mejoran al incrementar el flujo másico del fluido que circula por el interior del intercambiador, debido a que se aumenta la velocidad en el lado de la coraza se incrementa el coeficiente individual y por consiguiente decrece la resistencia térmica de las incrustaciones, mientras que con el método ϵ -NTU, para incrementar este valor se requiere de una disminución del tiempo de circulación del fluido, por lo que se recomienda el uso del primer método para la realización de la evaluación térmica de sistemas enfriadores.

2.1.2. Diseño de intercambiadores de calor

Existen algunos métodos para el diseño de intercambiadores de calor de tubo y carcasa, como el Método de Kern, el Método de Bell Delaware, el Método de Tinker, el Método de Wills y Johnston y el Método de Taborek, estos métodos tienen la similitud de iniciar siempre a partir del dato de la cantidad de calor que se desea transferir o de las diferencias de temperaturas deseadas, así como las propiedades de los líquidos o gases que intervienen en el proceso (Reyes Rodríguez et al., 2014, p. 80).

El método Bell Delaware es utilizado para determina la perdida de carga en lado de la carcasa así como el coeficiente convectivo en el mismo lado de los intercambiadores tubo-carcasa, emplea correlaciones empíricas (Arroyo, 2014, p. 86).

En el dimensionamiento de intercambiadores de calor se debe tener en cuenta el diseño térmico, hidráulico y el mecánico, con el que se obtenga todas las medidas necesarias para su construcción, de acuerdo con Carrizales Martínez (2011, p. 3) para un diseño termo-hidráulico se debe considerar la caída de presión permitida, estableciendo una relación cuantitativa entre el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión aproximada. De la misma manera Burbano Rojas (2014, p. 37), en su trabajo acerca del diseño de un módulo de intercambiador de calor de coraza y tubos, utiliza un proceso similar para determinar las dimensiones de los tubos el número de pasos, en la segunda etapa y tercera etapa el diseño mecánico e hidráulico con los cuales se determinan la caída de presión en el equipo.

El diseño de intercambiadores de calor se realiza en base a normativas estandarizadas, de TEMA (Asociación de Manufactura de Intercambiadores Tubulares) y ASME (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos) por sus siglas en inglés, estas entidades cuentan con métodos estándares de diseño y fabricación para intercambiadores de calor tubulares (Carrizales Martínez, 2011, p. 2).

Según Córdoba Useche (2019, p. 22), el incremento de la industria y el requerimiento de optimizar la energía, el diseño térmico y mecánico se encuentran estandarizados, con el fin de tener lineamientos para su elaboración: 1) Diseño Térmico y Mecánico: mediante el uso de *Heat Exchanger Design Handbook* (HEDH), 2) Diseño Mecánico: Normas Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME). Sección VIII y Recomendaciones *Tubular Exchanger Manufacturer Association* (TEMA).

Po otro parte en la investigación realizada por Ibarra Hernández et al., (2019, p. 69-70) se desarrolló una metodología que permita el diseño mecánico y el cálculo de los intercambiadores de calor de tubo y coraza en el menor tiempo posible y que garantice la máxima seguridad, mediante la recopilación de información y el desarrollo de los procedimientos en una metodología flexible.

2.1.3. Programación

Mediante programas computacionales se ha facilitado el diseño de intercambiadores de calor, con el objetivo de realizarlo en un tiempo corto y de manera sencilla. El desarrollo de aplicaciones para el diseño de intercambiadores se ha ido incrementando con el pasar de los años, Aguilar Osorio y Flores González (2010, p. 58), han implementado un programa en donde se incluye una metodología que considera las características del fluido, los flujos, las temperaturas de operación, la corrosión permisible, para diseñar la interfaz gráfica utilizan el lenguaje de programación Visual Basic con el fin de obtener las dimensiones de los componentes del intercambiador de calor.

En un estudio realizado por Hortelano Capetillo et al. (2018, p. 2609) implementan el diseño de un software de simulación teórica para flujos a contracorriente el cual tiene el objetivo de predecir el rendimiento térmico y mecánico del equipo, obteniendo opciones óptimas del intercambiador de calor coraza y tubos, al comparar los resultados con otros autores, obteniendo una diferencia de resultados de 1.5°C a 2°C en las temperaturas de salida en todos los casos, por lo que concluyen que el software es confiable para analizar estos equipos de diferentes configuraciones geométricas y dimensiones.

La aplicación Matlab ha sido utilizada para diversos estudios acerca del dimensionamiento de intercambiadores de calor, como es el caso de Arroyo (2014, p. 109), en donde se creó un programa para intercambiadores estándar tipo TEMA E, con deflectores de segmentación simple y tubos lisos, mediante el método de obtención de curvas entre la pérdida de carga en los tubos y la pérdida de carga en la carcasa, con restricciones iniciales para delimitar el área, se efectuó a partir de iteraciones para la obtención de los parámetros geométricos restantes de la carcasa.

Matlab ofrece varias alternativas para la creación de interfaces de usuario, App Designer es un complemento integrado, mismo que dispone de una amplia gama de elementos gráficos orientada al desarrollo de entornos gráficos para la implementación de modelos matemáticos, además de permitir usar la compilación como una aplicación de escritorio (González Guatibonza, 2020, p.42)

2.2. Bases Teóricas

2.2.1. Transferencia de calor

La ciencia de la termodinámica trata de las transiciones de energía como calor en los cuerpos de materia, se denomina transferencia de calor a la capacidad de intercambio de energía calorífica entre cuerpos de distintas temperaturas llamados emisor y receptor, esta transferencia de energía

siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja y se detiene cuando ambos alcanzan la misma temperatura (Martinez Huertas, 2017, p. 11-12). Existen tres formas en las que el calor puede transmitirse, entre ellas están: conducción, convección y radiación.

2.2.1.1. Conducción

Es la transferencia de las partículas que contienen más energía hacia las menos energéticas, se da en sólidos, líquidos o gases; en los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas mientras que en los sólidos a la combinación de las vibraciones de las moléculas y al transporte de energía por parte de los electrones libres. La rapidez de la conducción de calor depende de la configuración geométrica, del espesor y el material del medio en el que se encuentra, así como de la diferencia de temperatura que atraviesa (Cengel y Ghajar, 2004, p. 17-18). La fórmula para su determinación se basa en la figura 1, Ec 1-2:

$$Q_{cond} = -kA \left(\frac{\Delta T}{\Delta x} \right) \quad \text{Ec. 1-2}$$

Donde:

Q_{cond} : Tasa de calor por Conducción (W)

A : Área de transferencia de calor (m²)

k : Conductividad térmica del material (W/m°C)

$\frac{\Delta T}{\Delta x}$: Gradiente de temperatura

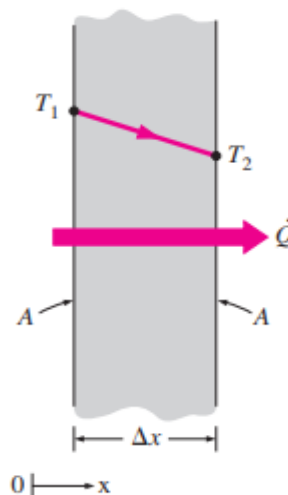


Figura 1-2. Conducción de calor a través de una pared plana

Fuente: (Cengel y Ghajar, 2004, p. 18).

2.2.1.2. Convección

Es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos, cuanto más rápido es el movimiento del fluido, mayor es la transferencia de calor, cuando el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como ventilador se denomina convección forzada, mientras que si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje causadas por las diferencia de densidades se conoce como convección natural (Cengel y Ghajar, 2004, p. 25-26).

- **Convección interna forzada**

Por lo general se produce al ingresar un fluido en el interior de tubos circulares impulsado por fuerzas externas como bombas o ventiladores, debido a que soportan grandes diferencias de presiones en un área de sección circular constante mejoran la transferencia de calor a causa de la caída de presión (Larco Dávalos y Sarmiento Gallo, 2014, p. 22).

- **Convección externa forzada**

Existe convección externa cuando el flujo pasa alrededor de un cuerpo sólido y se obliga a un fluido con temperatura t_1 a fluir por un dispositivo mecánico como ventilador o bombas para que tenga contacto con una superficie abierta con temperatura t_2 , dependiendo así, de la geometría del cuerpo, la posición ya sea frontal, lateral o posterior, la proximidad de otros cuerpos, la velocidad y las propiedades del fluido (Solares Miranda, 2018, p. 27).

El proceso de estudio de este proceso de transferencia de calor se realiza comúnmente mediante la aplicación de números adimensionales: Nusselt, Prandlt y Reynolds para posterior obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección (h) (Larco Dávalos y Sarmiento Gallo, 2014, p. 3).

- **Número de Nusselt**

Es la relación entre la transferencia de calor por convección y la conducción, es decir es la dependencia entre la variación de temperatura superficie interna de la tubería y la variación de temperatura del fluido que circula en la misma (Larco Dávalos y Sarmiento Gallo, 2014, p. 26).

$$Nu = \frac{hL}{k} \qquad \text{Ec. 2-2}$$

Donde:

h : Coeficiente de calor por convección

L : Longitud del cilindro

k : Conductividad térmica del fluido

- **Número de Prandtl**

Es la relación entre la viscosidad cinemática y la difusividad térmica en un medio que transfiere la energía a través de la conducción (Larco Dávalos y Sarmiento Gallo, 2014, p. 27).

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad \text{Ec. 3-2}$$

Donde:

c_p : Calor específico

μ : Viscosidad del fluido

k : Conductividad térmica del fluido

- **Numero de Reynolds**

Es un valor adimensional que relaciona las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas del fluido, indica el régimen el que se encuentra al fluido pudiendo ser laminar o turbulento (Larco Dávalos y Sarmiento Gallo, 2014, p. 26).

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad \text{Ec. 4-2}$$

Donde:

ρ : Densidad del fluido

v : Velocidad del fluido

μ : Viscosidad del fluido

D : Diámetro de la tubería

- **Calor por convección**

$$Q_{cov} = h A_s (T_s - T_\infty) \quad \text{Ec. 5-2}$$

Donde:

Q_{conv} : Tasa de calor por convección (W)

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m²°C)

A_s : Área superficial

T_s : Temperatura de la superficie

T_∞ : Temperatura del fluido suficientemente alejado de esta superficie

(Cengel y Ghajar, 2004, p. 25-26).

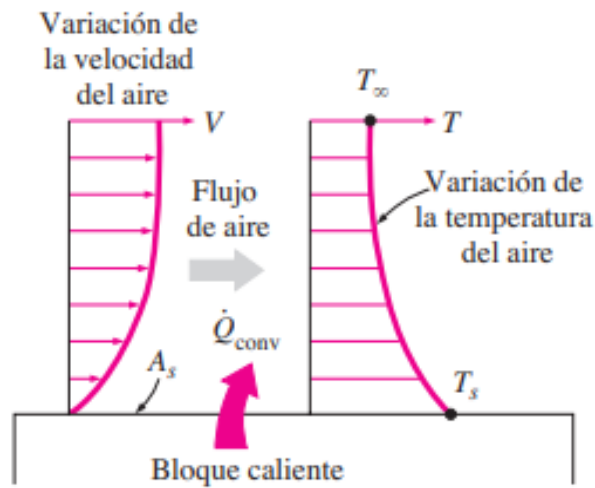


Figura 2-2. Transferencia de calor por convección

Fuente: (Cengel y Ghajar, 2004, p. 26).

2.2.1.3. Radiación

Es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas, como resultado de los cambios en las configuraciones en los átomos o moléculas, no requiere la presencia de un medio interventor, es mucho más rápida a diferencia de la conducción y la convección (Cengel y Ghajar, 2004, p. 27).

2.2.2. Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo que como su nombre lo indica facilita el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas y están separados por una barrera, difieren de las cámaras de mezclado puesto que no permiten el contacto entre los dos flujos. En estos equipos la transferencia de calor se da mediante convección de cada fluido y la conducción a través de la pared, por esta razón se recomienda utilizar los coeficientes globales de transporte de calor (U) (Arcentales Arcentales, 2015, p. 4).

Existen diferentes tipos de intercambiadores, pueden clasificarse en distintos grupos, en función de su construcción, el modo de transferencia de calor, la compactación del intercambiador, la disposición del fluido, el número de pasos, la fase de los fluidos o el mecanismo de transferencia (Arroyo, 2014, p.16).

2.2.2.1. Clasificación según el modo de transferencia de calor

- **Contacto directo**

En los intercambiadores de contacto directo, los dos fluidos no están separados, por lo que se mezclan, intercambian calor y después son separados. Muy a menudo, en los intercambiadores de contacto directo, la transferencia de calor va también acompañada de una transferencia de masa. Entre los intercambiadores de contacto directo se encuentran los intercambiadores de fluidos inmiscibles, los intercambiadores líquido-gas y los intercambiadores líquido-vapor. Las torres de enfriamiento son un ejemplo de intercambiadores de contacto directo (Arroyo, 2014, p. 24).

- **Contacto indirecto**

En este tipo de intercambiadores, las corrientes permanecen separadas y la transferencia de calor se produce a través de un muro impermeable. Se pueden clasificar en de transferencia directa, de almacenamiento y de lecho fluidizado. Entre los intercambiadores de contacto indirecto se pueden encontrar los intercambiadores tubulares, los intercambiadores tubo-carcasa o los intercambiadores de placas (Arroyo, 2014, p. 24).

2.2.2.2. Clasificación según su trayectoria

- **Flujo en paralelo**

Cuando el flujo interno y externo fluyen en la misma dirección y sentido como se muestra en la Figura 3-2., se define flujo paralelo. Los dos fluidos entran al intercambiador de calor por el mismo extremo y la temperatura de los fluidos se aproxima una de la otra, es decir que uno disminuye su temperatura y el otro aumenta tratando de alcanzar el equilibrio térmico entre ellos (Martínez Huertas, 2017, p. 15).

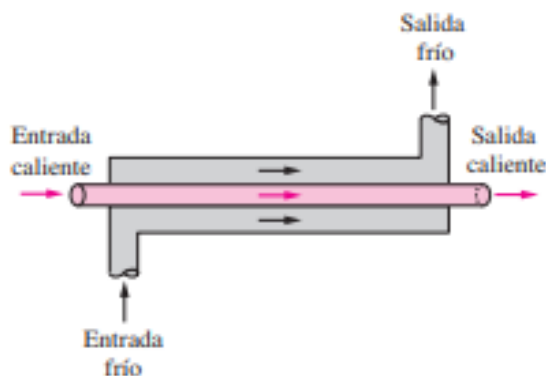


Figura 3-2. Esquema de intercambiador con flujo en paralelo

Fuente: (Cengel y Ghajar, 2004, p. 630).

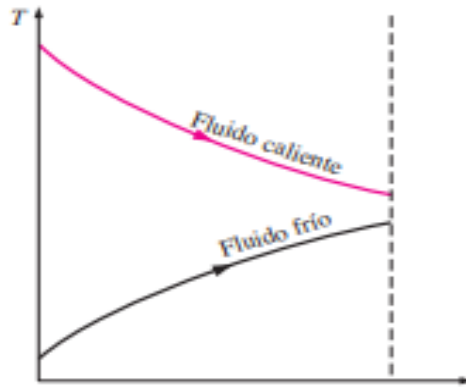


Figura 4-2. Diagrama de flujos en paralelo

Fuente: (Cengel y Ghajar, 2004, p. 630).

- **Flujo en contracorriente**

Denominado también en contraflujo, cuando los dos fluidos corren en sentido opuesto. Este tipo de intercambiador resulta ser más eficiente que otros tipos, puede presentar la temperatura más alta en el fluido frío y la más baja temperatura en el fluido caliente una vez realiza la transferencia de calor en el intercambiador, como se muestra en la Figura 5-2 (Martinez Huertas, 2017, p. 15).

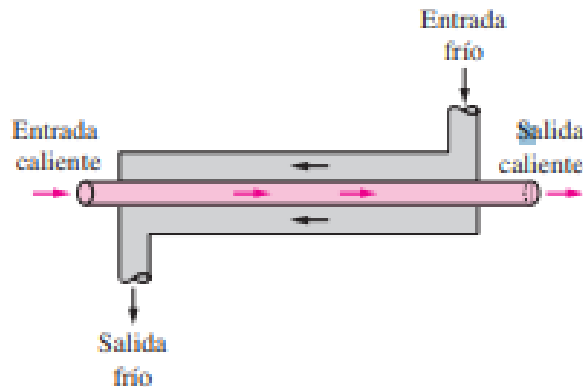


Figura 5-2. Esquema de intercambiador con flujo en contracorriente

Fuente: (Cengel y Ghajar, 2004, p. 630) .

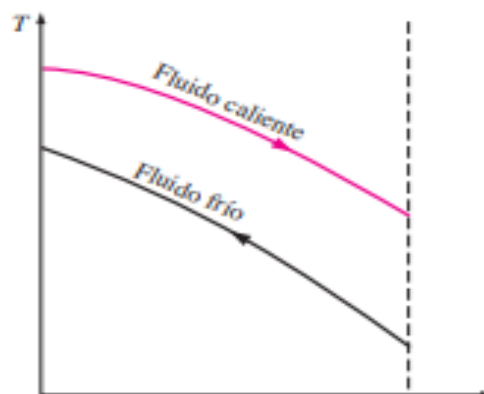


Figura 6-2. Diagrama de flujos en contracorriente

Fuente: (Cengel y Ghajar, 2004, p. 630).

- **Flujo cruzado**

Dentro de estos intercambiadores uno de los fluidos pasa a través de los tubos mientras que el otro pasa por el exterior de estos, formando un ángulo de 90° , en la Figura 7-2 se muestra su esquema (Martínez Huertas, 2017, p. 15-16).

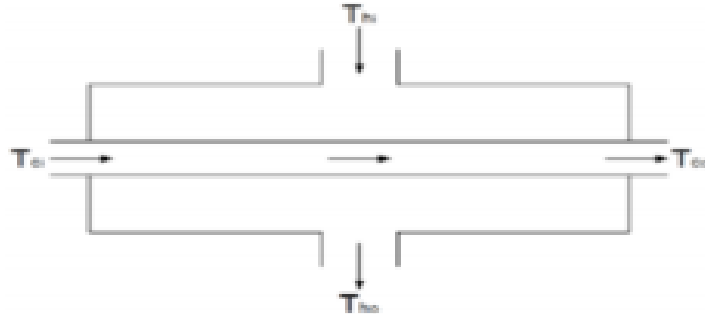


Figura 7-2. Esquema de intercambiador con flujo cruzado

Fuente: (Martínez Huertas, 2017, p. 16).

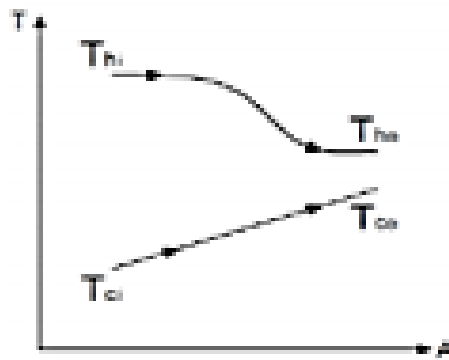


Figura 8-2. Diagrama de flujo cruzado

Fuente: (Martínez Huertas, 2017, p. 16).

2.2.2.3. Clasificación según su construcción

- **Intercambiadores de doble tubo.**

Están formados por dos tubos concéntricos, normalmente con un diseño en forma de U. Se pueden conectar en serie o en paralelo según las necesidades, lo que permite una alta flexibilidad en su diseño. Se suelen utilizar para fluidos a alta presión (hasta 14000 psi) o temperatura (hasta 600°C). Presentan un área de intercambio de calor pequeña respecto al volumen ocupado (Arroyo, 2014, p. 17).

- **Intercambiadores de tubo-carcasa**

Son el tipo de intercambiador más utilizado, se utilizan en diversas aplicaciones tales como enfriamiento de aceite, precalentador de agua en las centrales, condensadores, etc. Se

componen principalmente de carcasa, tubos, baffles (deflectores) y cabezales anterior y posterior. Proporcionan flujos de calor elevados en relación con su peso y volumen, es fácil de construir en una gran variedad de tamaños y es bastante fácil de limpiar y reparar. Además, es versátil, y puede ser diseñado para cumplir prácticamente con cualquier aplicación (Arroyo, 2014, p. 17).

- **Intercambiador de placas**

En este tipo de intercambiadores, las corrientes de los fluidos están separadas por placas, que son láminas delgadas, rectangulares, con un diseño corrugado para facilitar la transferencia de calor. Los fluidos circulan paralelamente a las placas alternándose fluido caliente y fluido frío, de modo que a un lado de cada placa siempre circule el fluido frío y por el otro el caliente, además circulan en contracorriente puro al discurrir de manera vertical entre las placas (Arroyo, 2014, p. 18).

- **Intercambiadores en espiral**

Consisten en un par de láminas enrolladas alrededor de un eje formando pasajes paralelos en espiral por entre los cuales fluye cada sustancia. Los canales que se forman en la espiral se encuentran cerrados en los extremos para que los fluidos no se mezclen. Al fluir entre curvas se induce turbulencia en el fluido, lo que mejora la transferencia de calor. Estos equipos son muy utilizados para fluidos viscosos (de hasta 500000 cP), lodos y líquidos con sólidos en suspensión, así como en operaciones de condensación y vaporización (Arroyo, 2014, p. 19).

- **Intercambiador con aletas**

En intercambiadores de calor con gases o algunos líquidos, cuando el coeficiente de transferencia de calor es demasiado bajo, es necesaria un área de intercambio de calor mayor para aumentar dicha transferencia. Esto se consigue mediante la adición de aletas a la superficie primaria (Arroyo, 2014, p. 22).

2.2.2.4. Clasificación según el mecanismo de transferencia

- **Condensadores**

Son equipos que tienen la finalidad de cambiar de fase a determinada sustancia de gas a líquido, usando como refrigerante en la mayoría de casos el agua, normalmente se usan aletas para el lado del intercambiador que circula el gas (Arroyo, 2014, p. 31).

- **Evaporadores**

Estos equipos se subdividen en: *calderas* que son los intercambiadores que utilizan combustión a muy alta temperatura, pero a presión atmosférica con el objetivo de generar vapor, *vaporizadores* se encuentran desde vaporizadores de alta temperatura hasta gasificadores de muy baja temperatura (criogénicos) (Arroyo, 2014, p. 32).

2.2.3. Intercambiador de tubo y coraza

Está compuesto por un banco de tubos contenidos en una carcasa, su estructura física consiste en un número de tubos paralelos y en serie arreglados geoméricamente, a través de los cuales pasa un fluido, y por la carcasa otro (Arcentales Arcentales, 2015, p. 17)

Para su construcción todos los elementos se encuentran normalizadas por el TEMA y ASME, en donde se especifica las características mecánicas y térmicas correspondientes a las diversas condiciones de funcionamiento (Llangarí Lluquín y Solís Sánchez, 2012, p. 12).

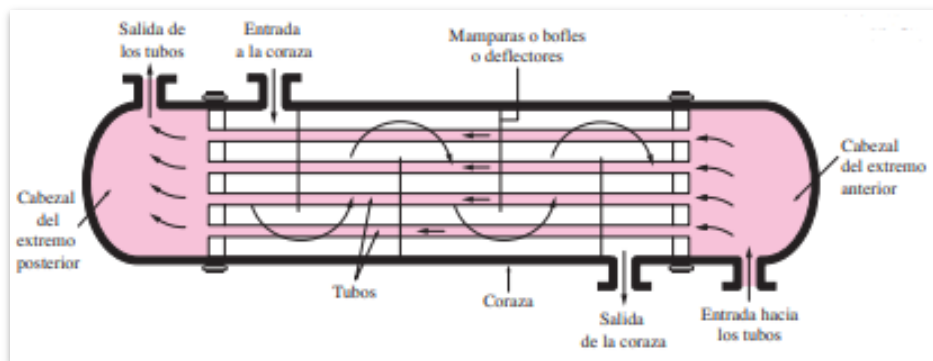


Figura 9-2. Esquema de un intercambiador de tubo y coraza

Fuente:(Cengel y Ghajar, 2004, p. 631) .

2.2.4. Usos de los intercambiadores de coraza y tubos

Los usos que se les da a estos equipos son variados, pero en su mayoría son empleados en la recuperación de calor entre dos flujos de un proceso como, por ejemplo:

- Vapor/Agua, para condensar y/o calentar agua
- Aceite/Agua, para enfriar aceite en sistemas de lubricación o hidráulicos y transformadores eléctricos.
- Vapor/Combustóleo, para calentar combustóleo en tanques de almacenamiento, fosas de recepción y estaciones de bombeo.
- Aire/Agua, para enfriar aire como Post-enfriadores de compresores de aire.

- Refrigerante/Agua, para condensar refrigerantes.
- Intercambiadores de calor para procesos químicos y/o petroquímicos; fabricados en acero al carbón, acero inoxidable y/o aceros especiales.
- Chillers (Intercambiadores de calor para enfriar agua con gas refrigerante para unidades de agua helada) (Martínez Huertas, 2017, p. 17).

2.2.5. Coraza

Es un recipiente en el cual permite el paso del fluido en el exterior de los tubos, y en consecuencia la transferencia de calor entre los dos fluidos, se encuentra bajo presión interna y externa, existen diferentes configuraciones (Martínez Huertas, 2017, p. 18).



Figura 10-2. Esquemas de los tipos más comunes de carcasas TEMA

Fuente: (Kakaç, Liu y Pramuanjaroenkij, 2012, p. 364).

2.2.6. Tubos

En estos intercambiadores se usan exclusivamente tubos de sección circular, debido a que la transferencia de calor se da en los tubos, se debe elegir la geometría correcta para obtener un buen rendimiento.

Dentro de las variables que se deben tener en cuenta están:

- Diámetro exterior
- Espesor del tubo
- Separación entre los tubos
- Distribución de los tubos

Los tubos deben ser capaces de resistir diversos factores, como la temperatura de trabajo tanto en el interior como en el exterior, los esfuerzos térmicos debido a las dilataciones térmicas y la corrosión a la que son sometidos por parte de los dos fluidos (Arroyo, 2014, p. 44).

Los tubos se encuentran disponibles en varios metales, entre ellos están el acero, cobre, admiralty, metal Muntz, latón, 70-30 cobre-níquel, aluminio-bronce, aluminio y aceros inoxidable (Kern, 1999, p. 160).

2.2.7. Espaciado de los tubos

Es la distancia menor desde el centro de un tubo al centro de otro, puede considerarse como el diámetro externo del tubo, los espaciados más comunes para arreglos cuadrados son de 3/4in. (0.019m), las configuraciones de los tubos pueden presentar un arreglo en cuadrado, este permite una limpieza mecánica, y el arreglo triangular en el que se agregan mayor número de tubos, con menor limpieza mecánica (Martínez Huertas, 2017, p. 19).

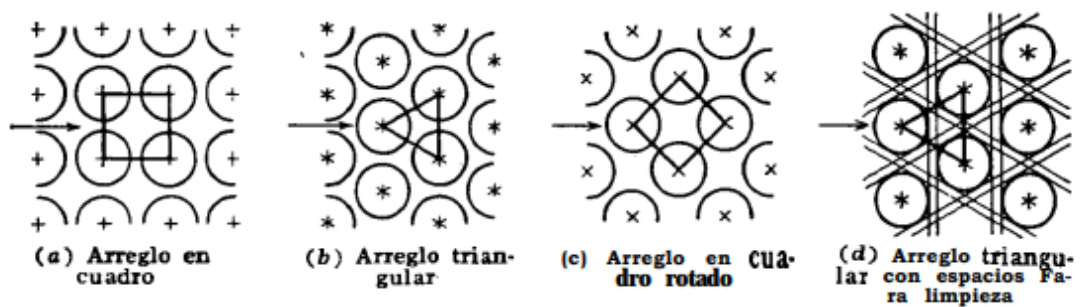


Figura 11-2. Arreglos comunes para los tubos de intercambiadores

Fuente: (Kern, 1999, p. 160).

2.2.8. Deflectores (baffles)

Los líquidos en turbulencia alcanzan un coeficiente de transferencia de calor más altos, para producir esa turbulencia en el exterior de los tubos se incorporan deflectores haciendo que el fluido circule a través de los tubos en ángulos rectos con el eje de los tubos. El espaciado de los deflectores es la distancia del centro a centro usualmente el espaciado no es mayor a una distancia igual al diámetro interior de la coraza. Existen varios tipos de deflectores, los más comunes son los deflectores segmentados, de disco y corona y los deflectores de orificio como se muestran en las Figuras de la 12-2 a la 14-2 (Kern, 1999, p. 162).

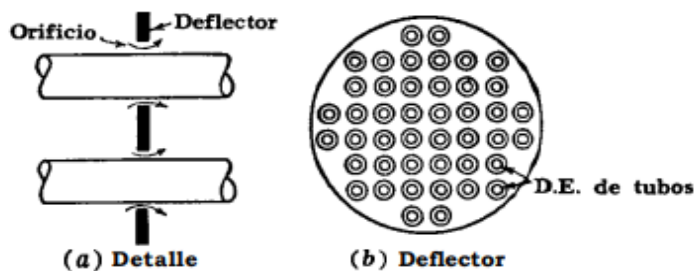


Figura 12-2. Deflector segmentado

Fuente: (Kern, 1999, p. 162-163).

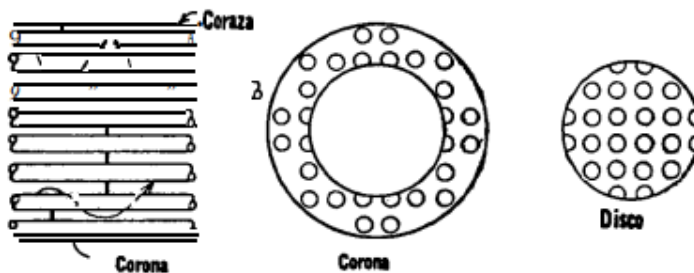


Figura 13-2. Deflector de disco y corona

Fuente: (Kern, 1999, p. 162-163).

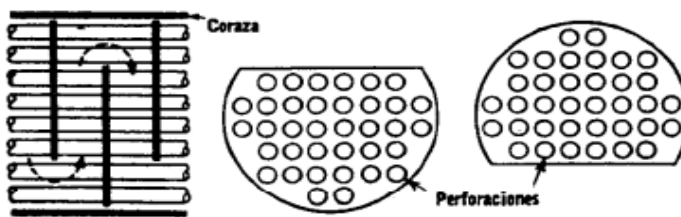


Figura 14-2. Deflector de orificio

Fuente: (Kern, 1999, p. 162-163).

2.2.9. Matlab

MATLAB es el nombre abreviado de “Matriz Laboratory”. Es un programa utilizado para realizar cálculos numéricos con vectores y matrices, utiliza un lenguaje de programación “M”, de alto rendimiento para cálculos técnicos, basado en matrices es una forma de expresar las matemáticas computacionales, permite construir nuevas herramientas reutilizables, funciones y programas especiales. Además dispone de gráficas integradas que facilitan la visualización de los datos y la obtención de información a partir de ellos (Casado Fernández, 2009, p. 4). El software cuenta con una herramienta denominada App Designer, es un entorno gráfico para el desarrollo de interfaces, ofrece una amplia gama de elementos gráficos, componentes visuales, para la implementación de modelos matemáticos (Duche Suárez, 2018, p. 15).

2.3. Marco Legal

2.3.1. Código ASME

Es el código más empleado para el diseño de intercambiadores de calor, está constituido por un conjunto de normas, especificaciones, fórmulas de diseño y criterios que permiten la construcción de un equipo óptimo y eficiente, está compuesto por XI secciones, en la sección VIII se especifican condiciones de recipientes a presión y este a su vez se subdivide en: a) Requisitos generales, b) Requisitos de los métodos de diseño y fabricación y c) Clases de materiales (Martínez Huertas, 2017, p. 25).

2.3.2. Normas TEMA

Tienen el objetivo de regular los criterios de diseño y fabricación de intercambiadores de coraza y tubos, en donde subdivide en:

- **N: Nomenclatura**

Es una nomenclatura normaliza para los diferentes tipos de intercambiador de calor

- **F: Tolerancia de fabricación**

Recomendaciones de fabricación y ubicaciones de apoyo para las dimensiones externas, boquillas cubierta y bridas

- **G: Fabricación en general e información de funcionamiento**

Esta sección contiene una hoja de datos necesarios para el diseño, además de incluir lo relacionado con inspección, datos de placa, dibujos y reportes

- **E: Instalación, operación y mantenimiento**

Menciona acerca de las características del lugar en donde será instalado, y la limpieza que se debe tener, así como las recomendaciones para la operación y el mantenimiento

- **RCB: Normas mecánicas del TEMA para Intercambiadores de calor RCB**

Esta normativa está relacionada con las especificaciones de la sección VII, de la división I del ASME. Se enfoca en la presión del diseño, las pruebas, temperaturas del metal, normas admisibles de corrosión, para los intercambiadores R, C y B, además de señalar las longitudes, diámetros, espaciamentos y sus arreglos en relación a los tubos y para las corazas y tapas, se muestran los diámetros, tolerancias, espesores mínimos

Para los complementos del intercambiador como deflectores, espejos de los tubos boquillas y bridas, se muestran métodos de cálculo y ecuaciones de para la determinación de espesores mínimos, espaciamentos y protecciones contra erosión.

- **V: Vibración inducida por flujo**

Describen los diferentes daños causado por la vibración, tratan las características de la frecuencia natural, los esfuerzos axiales de los tubos y presenta un método de cálculo de velocidad crítica de flujo.

- **T: Relaciones térmicas**

Proporciona un análisis del problema térmico, por medio de la relación de transmisión de calor y la determinación del coeficiente global de transmisión de calor, además de calcular el factor de incrustación y la diferencia media logarítmica de temperatura, para realizar el cálculo de las temperaturas medias de los tubos y la coraza.

- **P: Propiedades físicas de fluidos**

Presentan datos de los fluidos más utilizados, de forma gráfica, principalmente d hidrocarburos

- **D: Información general**

En esta parte del documento, se encuentra información acerca de las dimensiones de los tubos, las conexiones y las bridas, incluido las tablas de conductividades térmicas de los metales empleados.

- **RGP: Recomendaciones Prácticas**

En este apartado se mencionan recomendaciones que se deben tener en cuenta para la aplicación den la práctica.

La normativa TEMA clasifica a los intercambiadores en tres grupos: R intercambiadores usados en la industria del petróleo, C intercambiadores para procesos moderados, comerciales y el grupo B intercambiadores empleados para procesos químicos.

En la siguiente figura presentada se muestran la designación de los tipos de intercambiadores de calor conformada por tres letras, la primera letra es el tipo de cabezal anterior, la segunda el tipo de coraza y la tercera el tipo de cabezal posterior (TEMA, 2007, p. 1-2).

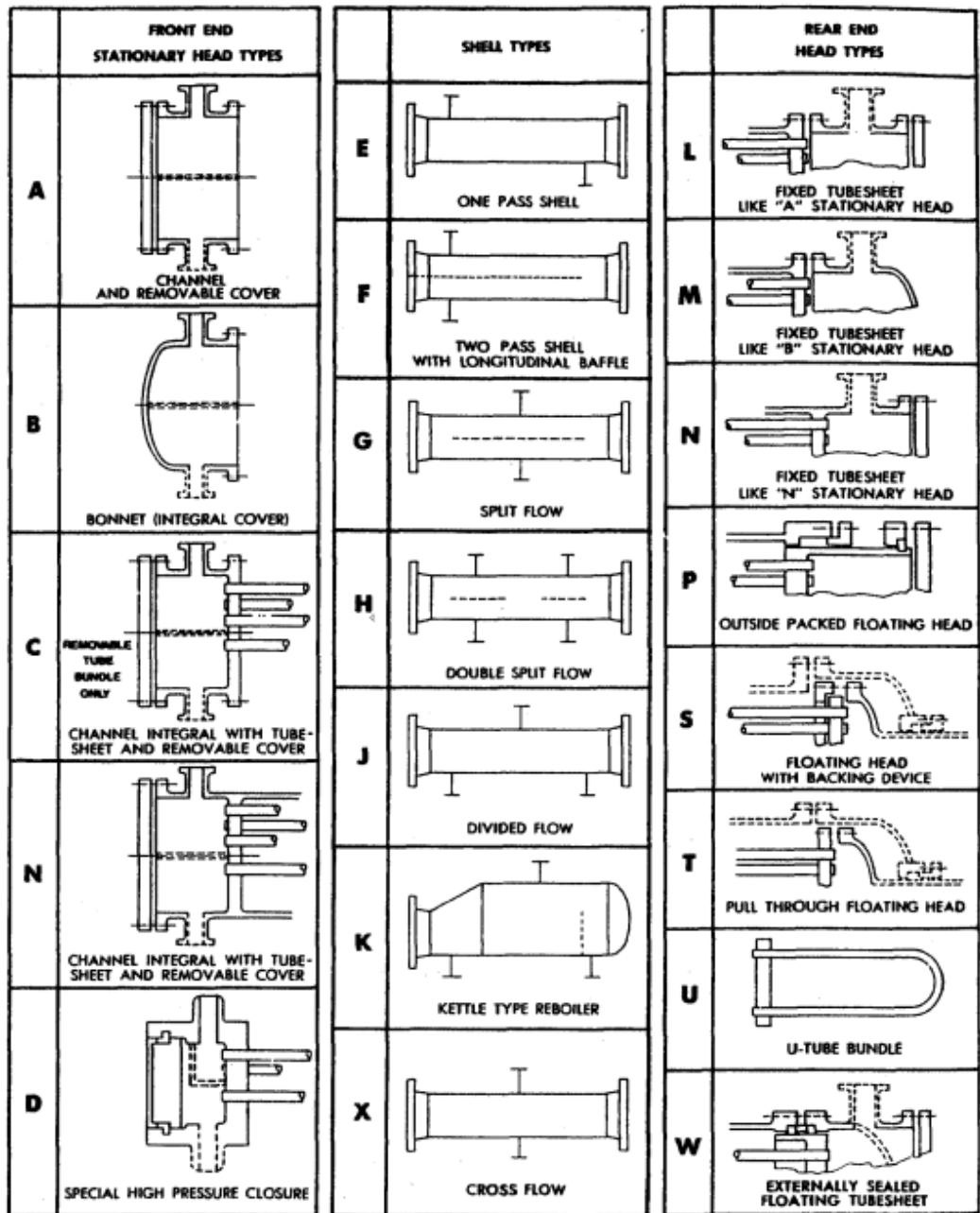


Figura 15-2. Tipos de intercambiadores de calor según TEMA.

Fuente: (TEMA, 2007, p. 1-2).

CAPÍTULO III

3. METODOLOGÍA

Luego de haber realizado la revisión bibliográfica dentro del capítulo anterior, se procede a presentar la metodología a seguir para el cumplimiento de los objetivos planteados.

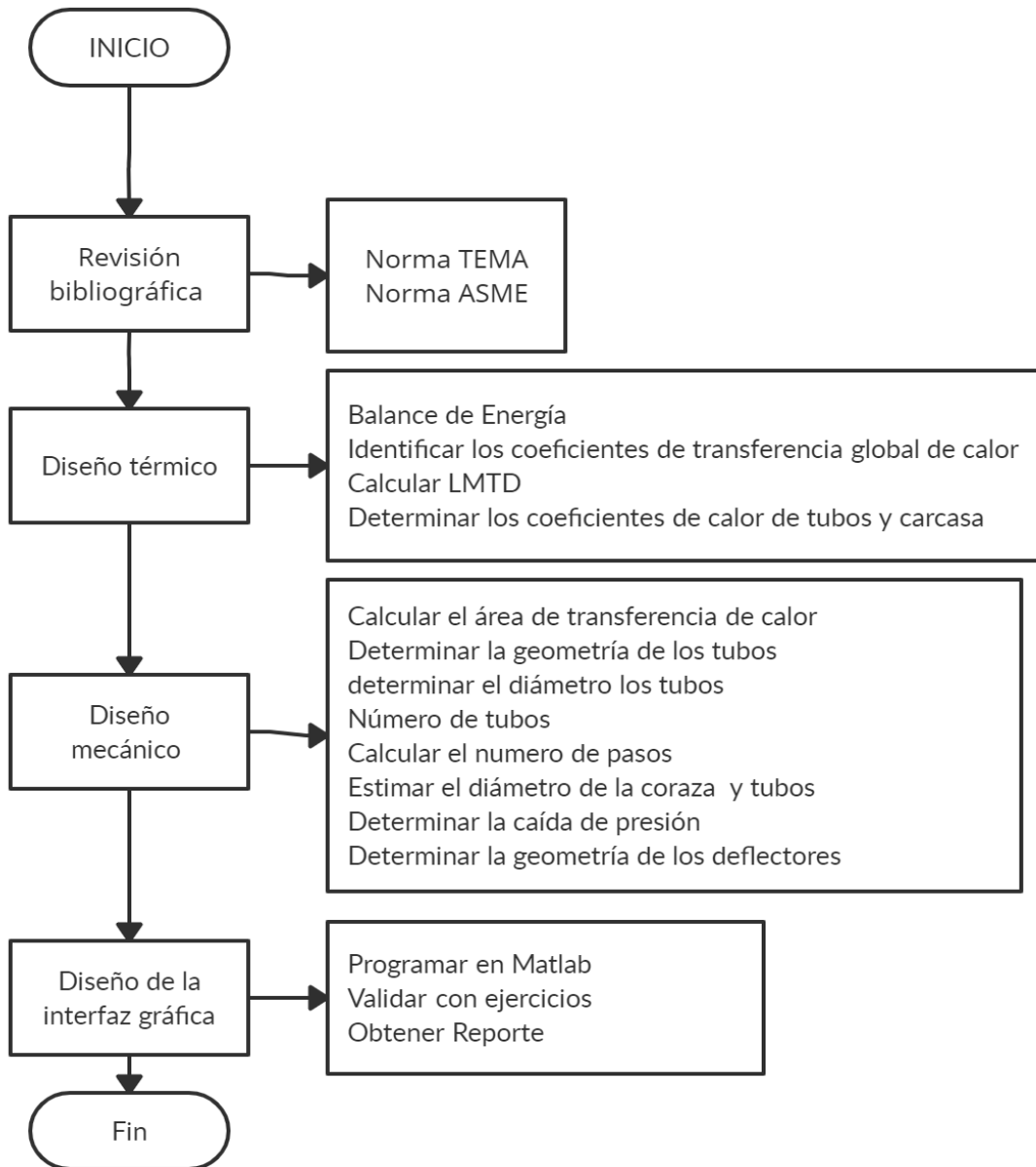


Figura 1-3. Metodología del trabajo de integración curricular

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2020.

En el presente trabajo de integración curricular se presenta como propuesta tecnológica, la programación de una interfaz gráfica para el dimensionamiento de intercambiadores de calor de tipo coraza y tubo, mediante la modelación matemática, tomando en cuenta todos los parámetros requeridos y posterior la programación de una interfaz gráfica en App Design en MATLAB que será capaz de dimensionar un intercambiador de calor de coraza y tubos.

3.1. Parámetros iniciales

Previo al diseño de intercambiadores de calor, se debe analizar ciertos criterios que implican el dimensionamiento de estos equipos:

- Temperaturas del fluido: la temperatura es uno de los parámetros importantes que se debe tener en cuenta, si las temperaturas son lo suficientemente altas como para requerir el uso de aleaciones especiales, colocar el fluido a mayor temperatura en los tubos reducirá el costo total.
- Corrosión: En los tubos debe ubicarse el fluido más corrosivo, con el fin de reducir costos de aleación o revestimientos.
- Presión: El flujo que circule con una presión mayor deberá ir por los tubos, puesto que en relación a los materiales resulta más económico adquirir tubos de alta presión que una coraza con esas características.
- Viscosidad: Por lo general se asigna el fluido más viscoso al lado de la coraza, mientras este sea turbulento, sino por el contrario se lo colocará en los tubos.
- Ensuciamiento: el fluido que tiene la mayor tendencia a ensuciar las superficies de transferencia de calor debe colocarse en los tubos. Esto le dará un mejor control sobre la velocidad del fluido de diseño y la mayor velocidad permitida en los tubos reducirá el ensuciamiento. Además, los tubos serán más fáciles de limpiar.
- El fluido con menor coeficiente de transferencia de calor va por la coraza
- Las disposiciones más comunes son triangular y cuadrada, sin embargo, la cuadrada girada también es empleada. Al aplicar la distribución triangular se pueden acomodar más tubos obteniendo un mayor coeficiente de transferencia de calor y mayor pérdida de presión. La disposición triangular dificulta la limpieza y es usualmente empleada con fluidos con pocos depósitos.
- La disposición cuadrada girada provee un mejor coeficiente de transferencia de calor, una mayor caída de presión comparada con la cuadrada. Es útil para números de Reynolds bajos ($Re < 2000$) (Sinnott y Towler 2008, p. 820-821).

3.2. Intercambiador tubo – carcasa

El diseño de intercambiadores de calor en esta investigación se basa en el método de Delaware, plasmado por Serth (2007), en el esquema de la Figura 2-3 se muestra un diseño típico de intercambiador de calor:

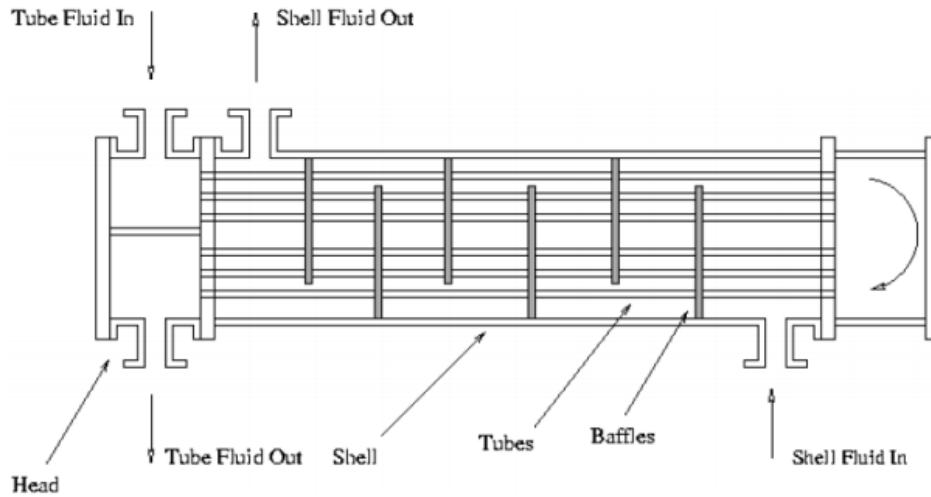


Figura 2-3. Esquema de intercambiador tubo-carcasa

Fuente: (Mizutani et al. 2003, p. 4010).

El procedimiento para la modelación matemática de intercambiadores de calor tubo y coraza utilizada en esta investigación se muestra a continuación:

3.2.1. Diseño Térmico

➤ Balance de energía.

De acuerdo con la primera ley de la termodinámica, aplicada a intercambiadores de calor, la energía cedida del fluido caliente es igual energía absorbida por el fluido frío, mediante las siguientes ecuaciones establecidas se obtiene el flujo térmico, temperaturas y flujos masicos desconocidos.

$$Q_c = -Q_h = Q \quad \text{Ec. 1-3}$$

- Calor ganado por el fluido frío

$$Q_c = m_c * Cp_c * (t_{cs} - t_{ce}) \quad \text{Ec. 2-3}$$

- Calor ganado por el fluido caliente

$$Q_h = m_h * Cp_h * (t_{hs} - t_{he}) \quad \text{Ec. 3-3}$$

- Flujo masico necesario del fluido caliente

$$m_c = \frac{m_h \cdot C_{p_h} \cdot (t_{hs} - t_{he})}{C_{p_c} \cdot (t_{cs} - t_{ce})} \quad \text{Ec. 4-3}$$

Donde:

Q_g : Calor ganado por el fluido frío (W)

Q_p : Calor ganado por el fluido caliente (W)

m_h : Flujo másico del fluido caliente (kg/s)

m_c : Flujo másico del fluido de frío (kg/s)

C_{p_h} : Capacidad calorífica del fluido caliente (J/Kg*°C)

C_{p_c} : Capacidad calorífica del fluido frío (J/Kg*°C)

t_{cs} : Temperatura de salida del fluido frío (°C)

t_{ce} : Temperatura de entrada del fluido frío (°C)

t_{he} : Temperatura de entrada del fluido caliente (°C)

t_{hs} : Temperatura de salida del fluido caliente (°C)

➤ ***Diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD)***

Normalmente, esto se calculará a partir de la diferencia en las temperaturas del fluido en la entrada y salida del intercambiador. La conocida diferencia de temperatura de "media logarítmica" solo es aplicable a la transferencia de calor sensible en flujo en paralelo o en contracorriente (Sinnott y Towler 2008, p. 815).

$$LMTD = \frac{(t_{he} - t_{cs}) - (t_{hs} - t_{ce})}{\ln\left(\frac{t_{he} - t_{cs}}{t_{hs} - t_{ce}}\right)} \quad \text{Ec. 5-3}$$

Donde:

t_{cs} : Temperatura de salida del fluido frío (°C)

t_{ce} : Temperatura de entrada del fluido frío (°C)

t_{he} : Temperatura de entrada del fluido caliente (°C)

t_{hs} : Temperatura de salida del fluido caliente (°C)

➤ ***Factor corrección de la temperatura***

Permite hacer uso de los valores de temperatura correctos, la aplicación de este factor puede ser dado de do maneras: la primera es utilizando graficas establecidas y la segunda mediante fórmulas que se explican a continuación.

- **Parámetro R**

Es la razón de la variación de la temperatura del fluido en la región de la carcasa y la variación de la temperatura del fluido en los tubos (Sinnott y Towler 2008, p. 817), expresado en la siguiente manera:

$$R = \frac{(t_{he} - t_{hs})}{(t_{cs} - t_{ce})} \quad \text{Ec. 6-3}$$

Donde:

t_{cs} : Temperatura de salida del fluido frío (°C)

t_{ce} : Temperatura de entrada del fluido frío (°C)

t_{he} : Temperatura de entrada del fluido caliente (°C)

t_{hs} : Temperatura de salida del fluido caliente (°C)

- **Parámetro P**

Es una indicación de la efectividad del calentamiento – enfriamiento, puede variar desde cero para una temperatura constante de uno de los fluidos, hasta la unidad cuando la temperatura de entrada del fluido más caliente sea igual a la temperatura del fluido frío (Sinnott y Towler 2008, p. 817).

$$P = \frac{(t_{cs} - t_{ce})}{(t_{he} - t_{ce})} \quad \text{Ec. 7-3}$$

Donde:

t_{cs} : Temperatura de salida del fluido frío (°C)

t_{ce} : Temperatura de entrada del fluido frío (°C)

t_{he} : Temperatura de entrada del fluido caliente (°C)

t_{hs} : Temperatura de salida del fluido caliente (°C)

El valor de P va desde 0 hasta 1. Por otra parte, el de R va desde 0 hasta infinito, $R = 0$ corresponde al cambio de fase (condensación o ebullición) del lado de la coraza y $R \rightarrow \infty$ al cambio de fase del lado del tubo. El factor de corrección es $F = 1$ para estos dos casos límites. Por lo tanto, el factor de corrección para un condensador o una caldera es $F = 1$, sin importar la configuración del intercambiador de calor (Cengel y Ghajar, 2004, p. 646).

- **Factor de corrección**

Para $R \neq 1$

$$\alpha = \left(\frac{1 - RP}{1 - P} \right)^{\frac{1}{N}} \quad \text{Ec. 8-3}$$

$$S = \frac{\alpha - 1}{\alpha - R} \quad \text{Ec. 9-3}$$

$$F_t = \frac{\sqrt{(R^2+1)}}{R-1} * \frac{\ln\left(\frac{1-S}{1-RS}\right)}{\ln\left(\frac{2-S(1+R)-\sqrt{(R^2+1)}}{2-S(1+R)+\sqrt{(R^2+1)}}\right)} \quad \text{Ec. 10-3}$$

Para $R=1$

$$S = \frac{P}{N(N-1)P} \quad \text{Ec. 11-3}$$

$$F_t = \frac{S\sqrt{2}}{(1-S) \ln\left(\frac{2-S(2-\sqrt{2})}{2-S(2+\sqrt{2})}\right)} \quad \text{Ec. 12-3}$$

F_t : Factor de corrección de temperatura para intercambiadores

N : Numero de pasos por la carcasa

➤ *Coefficiente global de transporte de calor*

El coeficiente de transferencia de calor viene dado por tres resistencias en serie dentro del intercambiador de calor, la primera es la resistencia convectiva entre la pared de la tubería y el fluido caliente, la segunda es la resistencia causada con la conducción de calor en la pared de la tubería y la convección de la misma, finalmente la tercera es la resistencia entre la pared de la tubería y el fluido frío (Serth 2007, p. 93). Se representa en la ecuación Ec. 18-3:

$$U = \left[\frac{D_o}{h_i D_i} + \left(\frac{D_o \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 * k_{tubo}} \right) + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} \quad \text{Ec. 13-3.}$$

En un intercambiador de calor los fluidos que circulan dentro generan ensuciamiento, provocando una disminución en el rendimiento del equipo, para obtener un buen diseño se debe calcular el coeficiente de transferencia de calor después de que se ha producido el ensuciamiento, U_D , (Serth 2007, p. 94).

$$U_D = \left[\frac{D_o}{h_i D_i} + \left(\frac{D_o \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 * k_{tubo}} \right) + \frac{1}{h_o} + \frac{R_{Di} * D_o}{D_i} + R_{Do} \right]^{-1} \quad \text{Ec. 14-3}$$

Donde:

U_D : Coeficiente global de transporte de calor referido al área interna

Para este caso U_D para obtener una estimación inicial para el tamaño del intercambiador, se usa un valor aproximado que se encuentra en el ANEXO E para posibles fluidos que se pueden aplicar e identificar el rango a especificar. Se recomienda utilizar un valor medio dentro del rango especificado.

➤ **Área de transferencia**

$$A = \frac{Q}{U_D * LMTD * F} \quad \text{Ec. 15-3}$$

Donde:

A: Área de transferencia requerida (m²)

Q: Calor ganado

U_D: Coeficiente global de transporte con factores para incrustaciones (Kcal/ m²*°C)

LMTD: Diferencia de temperatura media logarítmica

F: Factor de corrección de temperatura para intercambiadores

➤ **Número de tubos**

El diámetro de los tubos está en un rango de 1/2 in (0.0127m) a 2 in (0.0508m). Según Serth (2007, p. 198), los más frecuentes para intercambiadores de calor son de 3/4 in (0.019m) y 1 in.(0.0254m), la longitud de los tubos recomendados están en un rango de 8 a 30ft , de 2.4 a 9.2 m aproximadamente, dependiendo del tipo de intercambiador a diseñar, pero es aconsejable utilizar valores entre 16 o 20ft. (4.9 o 6 m).

$$n_t = \frac{A}{\pi D_o L} \quad \text{Ec. 16-3}$$

Donde:

A : Área total de flujo necesaria para la transferencia de calor (m²)

D_o: Diámetro interno de la tubería (m)

L: Longitud (m)

n_t: Número de tubos

➤ **Número de pasos por los tubos**

El número de pasos se determina con la finalidad de aumentar la longitud de la trayectoria del flujo, los intercambiadores se construyen con desde uno hasta aproximadamente 16 pasos de tubo (Sinnott y Towler 2008, p.806).

La determinación de pasos, se realiza mediante el cálculo previo del número de Reynolds

$$Re = \frac{4m_t(n_p/n_t)}{\pi D_i \mu} \geq 10^4 \quad \text{Ec. 17-3}$$

Donde:

m_t: Flujo másico que circula por los tubos (kg/s)

n_p: Numero de pasos por los tubos

n_t: Numero de tubos

D_i : Diámetro interno de los tubos (m), en la Anexo A

μ : Viscosidad del fluido que pasa por los tubos (kg/m*s)

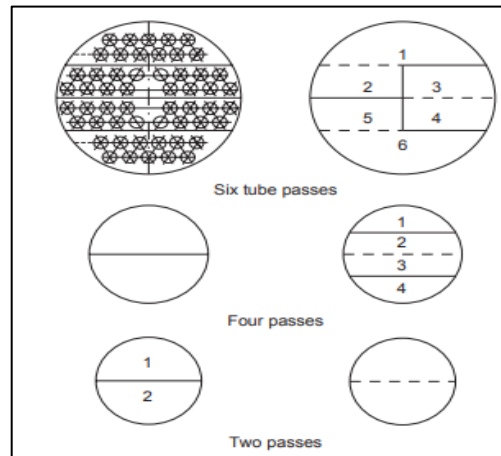


Figura 3-3. Disposiciones de tubos

Fuente: (Sinnott y Towler, 2008, p. 809).

En el Anexo A se muestran las dimensiones comerciales más usadas de los diámetros internos y externos de los tubos.

Para determinar el número de Reynolds el valor estará en función del número de pasos, se elegirá un valor entre 1,2,4 o 6 pasos, dependiendo de tipo de intercambiador a utilizar, y de los diámetros elegidos, los valores se encuentran en el ANEXO C y se procederá a calcular la velocidad del fluido, el valor debe estar entre 3 y 8 ft/s o 0.9144 y 2.4384 m/s.

➤ *Velocidad del fluido en los tubos*

Cuando la velocidad en los intercambiadores de calor es alta ayuda a evitar el asentamiento de sólidos suspendidos, reducir las incrustaciones y se obtienen altos coeficientes de calor, pero no debe ser tan alta como para provocar erosión. El valor recomendado esta entre el valor debe estar entre 3 y 8 ft/s o 0.9144 y 2.4384 m/s (Sinnott y Towler 2008, p. 821). Si el valor de la velocidad del fluido está dentro del rango establecido se continua con el dimensionamiento.

$$V_t = \frac{m_t(n_p/n_t)}{\rho\pi(D_i^2)/4} \quad \text{Ec. 18-3}$$

Donde:

m_t : Flujo másico que circula en los tubos (kg/s)

n_p : Numero de pasos por los tubos

n_t : Numero de tubos

D_i : Diámetro interno de los tubos (m)

ρ : Densidad del fluido que pasa por los tubos (kg/m*s)

➤ **Tamaño de la coraza y número de tubos real**

El tamaño de la coraza depende de muchos factores como el tipo de intercambiador de calor, el número de pasos por los tubos, el diámetro de los tubos, el tipo de arreglo de los tubos (triángulo o cuadrado), los cuales se muestran en el Anexo C, en estos anexos se ubica en la primera fila el diámetro interno de la coraza (d_s).

Con la ayuda de las tablas también se determina el número real de los tubos, dependiendo del diámetro interno y externo de los tubos, y la configuración de los tubos, el valor hallado en la ecuación 15-3 se lo aproxima a un valor mayor cercano.

➤ **Coefficiente de transferencia de calor global requerido**

En este documento para el diseño de un intercambiador de calor de tubo y coraza, para iniciar con el dimensionamiento se emplea los valores de U_D estimados en tablas, por lo que requiere realizar el cálculo de coeficiente de calor global requerido (U_{req}), con los valores nuevos calculados, de esta manera se diseña un intercambiador de calor adecuado (Serth, 2007, p. 111).

$$U_{req} = \frac{Q}{n_t \pi d_o L F LMTD} \quad \text{Ec. 19-3}$$

Donde:

U_{req} : Coeficiente global de calor requerido (W/m²°C)

Q : Flujo térmico (W)

n_t : Número de Tubos

d_o : Diámetro externo de los tubos (m)

L : Longitud de los tubos (m)

F : Factor de corrección LMTD

$LMTD$: Diferencia de temperatura logarítmica (°C)

➤ **Coefficiente de transferencia de calor en los tubos**

El proceso para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en los tubos (h_i), de acuerdo con Serth (2007, p. 204), primero se realiza el cálculo del número de Reynolds y del número de Nusselt para el fluido que circula en los tubos y posteriormente se determina el valor mediante las siguientes ecuaciones:

- **Cálculo del número de Nusselt**

El número de Nusselt se determina con la ecuación 20-3, cuando ya se ha obtenido el número de Reynolds, con el número de Pr dado para cada fluido, así como la viscosidad del fluido (μ) y la viscosidad del fluido evaluado a la temperatura promedio de la pared del tubo (μ_w) (Serth, 2007, p. 54).

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr_{tubos}^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad \text{Ec. 20-3}$$

Donde:

Nu : Numero de Nusselt

Re : Número de Reynolds

$Pr_{(tubos)}$: Número de Prandlt dado para el fluido

μ : Viscosidad del fluido (kg/m*s)

μ_w : Viscosidad del fluido a la temperatura media de la pared del tubo (kg/m*s) (ecuación 25-3)

- **Número de Prandlt**

$$Pr = \frac{cp*\mu}{k} \quad \text{Ec. 21-3}$$

Donde:

$Pr_{(tubos)}$: Número de Prandlt dado para el fluido

Cp : Capacidad calorífica del fluido frío (kJ/Kg*°C)

μ : Viscosidad del fluido (kg/m*s)

k : Conductividad térmica del fluido (W/m*C)

- **Determinación de la temperatura media de la pared del tubo**

Se calcula el valor promedio de la temperatura interior y exterior del tubo para la determinación de la viscosidad a la temperatura de la pared (μ_w).

$$T_{w1} = \frac{(t_{he}+t_{hs})}{2} \quad \text{Ec. 22-3}$$

$$T_{w2} = \frac{(t_{ce}+t_{cs})}{2} \quad \text{Ec. 23-3}$$

$$T_w = \frac{T_{w1}+T_{w2}}{2} \quad \text{Ec. 24-3}$$

Donde:

T_{w1} : Temperatura promedio del interior del tubo (°C)

T_{w2} : Temperatura promedio del exterior del tubo (°C)

T_w : Temperatura promedio de la pared del tubo (°C)

t_{cs} : Temperatura de salida del fluido frío (°C)

t_{ce} : Temperatura de entrada del fluido frío (°C)

t_{he} : Temperatura de entrada del fluido caliente ($^{\circ}\text{C}$)

t_{hs} : Temperatura de salida del fluido caliente ($^{\circ}\text{C}$)

- **Cálculo del número de Reynolds para los tubos**

$$Re_t = \frac{4m_t(n_p/n_t)}{\pi D_i \mu} \quad \text{Ec. 25-3}$$

Donde:

Re_t : Número de Reynolds para los tubos

m_t : Flujo másico que pasa por los tubos (kg/s)

n_p : Numero de pasos por los tubos

n_t : Numero de tubos

D_i : Diámetro interno de los tubos (m), en la tabla 3-3 y 4-3

μ : Viscosidad del fluido que pasa por los tubos (kg/m*s)

- **Cálculo del coeficiente de transferencia de calor en los tubos**

$$h_i = \frac{k}{D_i} * Nu \quad \text{Ec. 26-3}$$

Donde:

h_i : Coeficiente de transferencia de calor en los tubos ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)

k : Conductividad térmica del fluido ($\text{W}/\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}$)

D_i : Diámetro interno de los tubos (m)

Nu : Numero de Nusselt

➤ ***Coeficiente de transferencia de calor en la coraza***

El cálculo del coeficiente de transferencia para la coraza requiere de ciertos parámetros como el espaciado de los deflectores, el área de flujo a través del haz de tubo, flujo másico que circula a través de la coraza, el diámetro equivalente de transferencia y el número de Reynolds (Serth, 2007, p.110), con ayuda de la Figura 3-3.

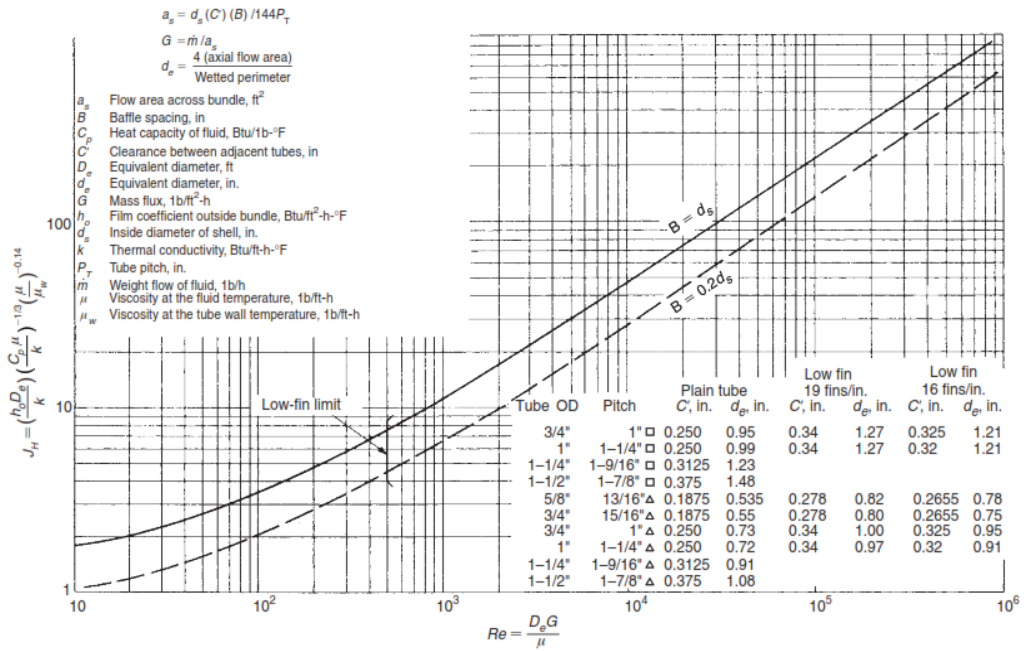


Figura 3-3. Correlación para el coeficiente de transferencia de calor para intercambiador de tubo y coraza

Fuente: (Serth, 2007, p. 110).

- **Cálculo del espaciado de deflectores**

De acuerdo con Serth (2007, p. 199), para proporcionar una buena distribución del flujo en la coraza, el espacio entre los deflectores debe ser de entre 0,2 y 1 del diámetro de la coraza (pero no menos de 2 pulgadas). Para una buena distribución del flujo, el corte del deflector debe estar entre el 15% y el 45%. Sin embargo, para el flujo monofásico, se recomienda un rango de 20-35%. Con el método Bell-Delaware simplificado, el corte del deflector se fija en el 20%.

$$B = (0.2 a 1) * d_s \quad \text{Ec. 27-3}$$

Donde:

B: Espaciado longitudinal entre deflectores (m)

d_s : Diámetro interno de la coraza (m)

- **Separación entre tubos adyacentes**

Este valor se lo puede obtener de dos formas, la primera mediante el uso de la figura 3-3, o mediante la aplicación de la siguiente formula:

$$C' = P_T - d_o \quad \text{Ec. 28-3}$$

Donde:

C' : Separación entre tubos (m)

P_T : Distancia de centro a centro del arreglo de tubos (m)

d_o : Diámetro externo de los tubos (m)

En la cual el valor de P_T es diferente tanto para el arreglo cuadrado y para el arreglo triangular.

- **Área de flujo a través de haz de tubos**

$$a_s = \frac{d_s C' B}{P_T} \quad \text{Ec. 29-3}$$

Donde:

a_s : área de flujo a través del haz de tubos (m²)

d_s : Diámetro interno de la coraza (m)

C' : Separación entre tubos (m)

B : Espaciado longitudinal entre deflectores (m)

P_T : Distancia de centro a centro del arreglo de tubos (m)

Si se utiliza un arreglo cuadrado rotado (45°) se reemplaza P_T por $P_T\sqrt{2}$

- **Flujo másico de la coraza**

El cálculo se efectúa mediante la aplicación de la fórmula

$$G_c = \frac{m_c}{a_s} \quad \text{Ec. 30-3}$$

Donde:

G_c : Flujo másico de la coraza (kg/s*m²)

m_c : Caudal másico del fluido que circula por la coraza (kg/s)

a_s : Área de flujo a través del haz de tubos (m²)

- **Diámetro equivalente de transferencia de calor**

El diámetro equivalente se calcula dependiendo de tipo de arreglo que se desee diseñar el intercambiador de calor para:

- **Arreglo cuadrado**

$$D_e = \frac{4 * \left(\frac{P_T^2}{4} - \frac{\pi d_o^2}{4} \right)}{\pi d_o} \quad \text{Ec. 31-3}$$

- **Arreglo Triangular**

$$D_e = \frac{4 * \left(\frac{P_T^2 \sqrt{3}}{4} - \frac{\pi d_o^2}{4} \right)}{\frac{\pi d_o}{2}} \quad \text{Ec. 32-3}$$

Donde:

D_e : Diámetro equivalente de transferencia de calor de la coraza (m)

P_T : Distancia de centro a centro del arreglo de tubos (m)

D_o : Diámetro externo de los tubos (m)

Las ecuaciones 31-3 y 32-3 pueden ser unificadas y se muestra en la ecuación 33-3, utilizando el valor de β para el arreglo triangular o el arreglo cuadrado. Además, estos valores pueden ser utilizados de la figura 3-3.

$$D_e = \frac{4\beta P_T^2 - \pi d_o^2}{\pi d_o} \quad \text{Ec. 33-3}$$

β : 1 para el arreglo de tubos cuadrado

β : 0.86 para el arreglo de tubos triangular

- **Velocidad de la coraza**

La velocidad del fluido que circula por la coraza esta dado por la ecuación Ec. 34-3, de acuerdo con Sinnott y Towler (2008), la velocidad recomendada debe estar entre 0.3 a 1 m/s.

$$V_c = \frac{m_c}{a_s \cdot \rho} \quad \text{Ec. 34-3}$$

Donde:

m_c : Flujo másico que circula por la coraza (kg/s)

a_s : Área de flujo a través del haz de tubos (m²)

ρ : Densidad del fluido que pasa por los tubos (kg/m³)

- **Número de Reynolds de la coraza**

$$Re_c = \frac{D_e G_c}{\mu} \quad \text{Ec. 35-3}$$

Donde:

Re_c : Número de Reynolds

G_c : Flujo másico de la coraza (kg/s*m²)

μ : Viscosidad del fluido que pasa por los tubos (kg/m*s)

- **Factor de Colburn**

$$jH = 0.5 \left(1 + \frac{B}{D_e} \right) * (0.08Re^{0.6821} + 0.7Re^{0.1772}) \quad \text{Ec. 36-3}$$

Donde:

jH : Factor de Colburn

B : Espaciado longitudinal entre deflectores (m)

D_e : Diámetro equivalente de transferencia de calor de la coraza (m)

Re : Numero de Reynolds

- **Cálculo de coeficiente de transferencia de calor en la coraza**

Luego de haber determinado todos los parámetros se realiza el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el lado de la coraza usando la fórmula 38-3.

$$h_o = jH * \left(\frac{k}{D_e}\right) * P_{r(coraza)}^{\frac{1}{3}} * \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad \text{Ec. 37-3}$$

Donde:

h_o : Coeficiente de transferencia de calor en la coraza

jH : Factor de Colburn

k : Conductividad térmica del fluido que fluye por la coraza (W/m°C)

D_e : Diámetro equivalente de transferencia de calor de la coraza (m)

$P_{r(coraza)}$: Número de Prandtl dado para el fluido

μ : Viscosidad del fluido (kg/m*s)

μ_w : Viscosidad del fluido a la temperatura media de la pared del tubo (kg/m*s) (Ec. 25-3)

➤ **Coeficiente de transferencia de calor global limpio**

El coeficiente global limpio se determina cuando el intercambiador de calor está limpio sin tomar en consideración el ensuciamiento provocado por los fluidos.

$$U_C = \left[\frac{D_o}{h_i D_i} + \left(\frac{D_o \ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 * k_{tubo}} + \frac{1}{h_o} \right) \right]^{-1} \quad \text{Ec. 38-3}$$

Donde:

U_C : Coeficiente de calor limpio

D_o : Diámetro externo de los tubos (m)

D_i : Diámetro interno de los tubos (m)

h_i : Coeficiente de transferencia de calor en los tubos (W/m²*°C)

h_o : coeficiente de transferencia de calor en la coraza

k_{tubo} : Conductividad térmica del material de los tubos (W/m*°C)

En el ANEXO F se encuentran los valores de la conductividad dependiendo del material con el que se construyan los tubos, se toma el valor medio.

Uno de los parámetros para evaluar si el intercambiador es térmicamente adecuado para un servicio determinado se basa en la comparación de los coeficientes globales de transferencia de calor calculados con los requeridos. En la primera comparación si el valor de U_C es mayor que U_{req} , se continua con cálculo, caso contrario el intercambiador no es adecuado y se modifica la longitud de intercambiador (Serth, 2007, p. 111).

➤ **Coeficiente de transferencia de calor global de diseño**

Este parámetro se determina después de que se ha producido el ensuciamiento en las paredes de las tuberías como una película de sarro, los cálculos de diseño se determinan con base al valor de U_D .

• **Factor de ensuciamiento**

Este factor también es conocido como factor de incrustación, está dado para cada fluido que circula dentro y fuera de los tubos del intercambiador de calor, estos valores se muestran en el Anexo D. El efecto que genera el ensuciamiento es disminuir el valor de coeficiente de transferencia de calor global limpio, por lo que se considera como un factor de seguridad dentro del proceso de diseño de los intercambiadores de calor (Serth 2007, p. 94).

$$R_D = \frac{R_{Di} * D_o}{D_i} + R_{Do} \quad \text{Ec. 39-3}$$

Donde:

R_D : Factor de ensuciamiento total (m^2C/W)

R_{Di} : Factor de ensuciamiento para el fluido que pasa por los tubos (m^2C/W)

D_o : Diámetro externo de los tubos (m)

D_i : Diámetro interno de los tubos (m)

R_{Do} : Factor de ensuciamiento para el fluido que pasa por la carcasa (m^2C/W)

• **Cálculo del coeficiente global de diseño**

$$U_D = \left(\frac{1}{U_C} + R_D \right)^{-1} \quad \text{Ec. 40-3}$$

Donde:

U_D : Coeficiente global de diseño (W/m^2C)

U_C : Coeficiente global limpio (W/m^2C)

R_D : Factor de ensuciamiento total (m^2C/W)

En la siguiente comparación, si el valor de U_D es mayor o igual que U_{req} el intercambiador es térmicamente viable y se continua con los cálculos, de lo contrario el intercambiador no es adecuado.

Aunque si el valor de U_D es mucho mayor que U_{req} , el intercambiador es viable, pero se encuentra sobredimensionado, en este caso se recomienda modificar parámetros de entrada.

➤ ***Sobre superficie y sobre diseño***

Existen dos parámetros finales que evalúan si el diseño del intercambiador de calor es viable o no.

• **Sobre superficie**

Es una medida del factor de seguridad incorporado en el diseño de un intercambiador de calor a través de los factores de ensuciamiento y el uso de tamaños de equipos estándar, una forma más fácil es mediante la aplicación de los factores de ensuciamiento y los coeficientes global de calor limpio frente a los requeridos. El resultado recomendado es en un rango entre 20-40% (Serth, 2007, p. 133).

$$\text{Sobre superficie} = \frac{U_C}{U_{req}} - 1 \quad \text{Ec. 41-3}$$

Donde:

U_D : Coeficiente global de diseño(W/m²°C)

U_C : Coeficiente global limpio (W/m²°C)

• **Sobre diseño**

Si en la ecuación se utiliza coeficiente de diseño, Ud, en lugar del coeficiente de limpio, se denomina sobre diseño y representa la superficie adicional que se necesita para compensar las incrustaciones. El intercambiador se considera aceptable si el valor esta entre 15 % o menos (Serth, 2007, p. 133).

$$\text{Sobre diseño} = \frac{U_D}{U_{req}} - 1 \quad \text{Ec. 42-3}$$

Donde:

U_D : Coeficiente global de diseño(W/m²°C)

U_C : Coeficiente global limpio (W/m²°C)

3.2.2. Diseño Hidráulico

3.2.2.1. Tubos

➤ ***Caída de presión por fricción en los tubos***

El fluido del lado del tubo experimenta una contracción repentina cuando entra en los tubos desde el cabezal de entrada y una expansión repentina cuando sale de los tubos en el cabezal opuesto, las perdidas dependen del diámetro, el paso y tipo de arreglo de los tubos (Serth, 2007, p. 189).

- **Factor de fricción de Darcy**

Este factor puede ser calculado en función del régimen en el que se encuentre el flujo, ya sea laminar o turbulento con las siguientes ecuaciones (Serth, 2007, p. 189).

- *Laminar: $Re < 3000$*

$$f_t = \frac{64}{Re} \quad \text{Ec. 43-3}$$

- *Turbulento: $Re \geq 3000$*

$$f_t = 0.4137Re^{-0.2585} \quad \text{Ec. 44-3}$$

Donde:

f_t : Factor de fricción de Darcy para los tubos

Re : Número de Reynolds

- **Flujo másico que pasa por los tubos**

$$G_t = \frac{m_t \left(\frac{n_p}{n_t} \right)}{\frac{\pi D_i^2}{4}} \quad \text{Ec. 45-3}$$

Donde:

G_t : Flujo másico de la coraza (kg/s*m2)

m_t : caudal másico del fluido que circula por los tubos (kg/s)

n_p : Numero de pasos por los tubos

n_t : Numero de tubos

D_i : Diámetro interno de los tubos (m)

- **Caída de presión por fricción en los tubos**

$$\Delta P_{f(tubos)} = \frac{f_t n_p L G_t^2}{2000 * D_i * s * \phi} \quad \text{Ec. 46-3}$$

Donde:

$\Delta P_{f(tubos)}$: Caída de presión por fricción en los tubos (Pa)

f_t : Factor de fricción de Darcy para los tubos

L : Longitud de los tubos (m)

G_t : Flujo másico de los tubos (kg/s*m²)

D_i : Diámetro interno de los tubos (m)

s : Gravedad específica del fluido (kg/m³)

ϕ : Factor de corrección de viscosidad

- *Factor de corrección de viscosidad (ϕ)*

Es un valor adimensional para flujo turbulento se presenta la ecuación 47-3

$$\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad \text{Ec. 47-3}$$

y para flujo laminar se emplea la ecuación 48-3.

$$\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.25} \quad \text{Ec. 48-3}$$

Donde:

μ : viscosidad del fluido (kg/m*s)

μ_w : viscosidad del fluido a la temperatura media de la pared del tubo (kg/m*s) (ecuación 22-3)

➤ **Caída de presión por retorno en los tubos**

El retorno también es un parámetro que afecta a la caída de presión:

$$\Delta P_r = \frac{5 \times 10^{-4} \alpha_r G_t^2}{s} \quad \text{Ec. 49-3}$$

Donde:

ΔP_r : Caída de presión por retorno en los tubos (Pa)

α_r : número de cabezas de velocidad asignadas para pérdidas menores (Tabla 6-3)

G_t : Flujo másico de la coraza (kg/s*m²)

s : Gravedad específica del fluido (kg/m³)

Tabla 1-3: Número de alturas de velocidad asignadas para pérdidas menores (α)

Flow regime	Regular tubes	U-tubes
Turbulent	$2n_p - 1.5$	$1.6 n_p - 1.5$
Laminar, $Re \geq 500$	$3.25 n_p - 1.5$	$2.38 n_p - 1.5$

Fuente: (Serth, 2007, p. 190).

Según Serth (2007, p. 190), si se utiliza las pérdidas en la entrada, la salida y el retorno del tubo, se obtienen unas pérdidas menores de $(2n_p - 1,5)$ cabezas de velocidad para el flujo turbulento y de $(3,25n_p - 1,5)$ cabezas de velocidad para el flujo laminar con $Re > 500$.

En el caso de los intercambiadores con tubos en U, las pérdidas de entrada y salida de los tubos se producen en pases alternos y no en cada pase. Además, en los pasos pares, el cabezal de retorno se sustituye por un codo de 180° en el tubo. Esto da como resultado una pérdida menor permitida de $(1,6n_p - 1,5)$ cabezas de velocidad para el flujo turbulento y $(2,38n_p - 1,5)$ cabezas de velocidad para el flujo laminar con $Re > 500$.

➤ **Caída de presión en las boquillas de los tubos**

Las boquillas están situadas en la entrada y salida de los tubos y en la coraza, para el caso de los tubos se determina mediante la aplicación de la ecuación 52-3 para flujo turbulento y la ecuación 53-3 para flujo laminar.

• **Numero de Reynolds para las boquillas de los tubos**

Para determinar si el flujo es laminar o turbulento al pasar por las boquillas de usa la siguiente ecuación:

$$Re_{n(tubos)} = \frac{4m_t}{\pi D_n \mu} \quad \text{Ec. 50-3}$$

Donde:

m_t : caudal másico del fluido que circula por los tubos (kg/s)

D_n : Diámetro de las boquillas (m)

μ : viscosidad del fluido (kg/m*s)

• **Flujo másico de las boquillas de los tubos**

$$G_{n(tubos)} = m_t / (\pi D_n^2 / 4) \quad \text{Ec. 51-3}$$

Donde:

$G_{n(tubos)}$: Flujo másico de las boquillas de los tubos (kg/s*m²)

m_t : caudal másico del fluido que circula por los tubos (kg/s)

$D_{n(tubos)}$: Diámetro de las boquillas (m)

El diámetro de las boquillas de los tubos y la coraza se ha usado en base a la tabla 7.3

Tabla 2-3: Diámetro de las boquillas

Shell size, inches	Nominal nozzle diameter, inches
4-10	2
12-17.25	3
19.25-21.25	4
23-29	6
31-37	8
39-42	10

Fuente: (Serth 2007, p. 200).

• **Cálculo de la caída de presión en las boquillas de los tubos**

○ *Flujo turbulento*

$$\Delta P_{n(tubos)} = \frac{7.5 \times 10^{-4} * N_s G_{n(tubos)}^2}{s} \quad \text{Ec. 52-3}$$

- *Flujo laminar*

$$\Delta P_{n(\text{tubos})} = \frac{1.5 \times 10^{-3} * N_s G_n^2(\text{tubos})}{s} \quad \text{Ec. 53-3}$$

Donde:

$\Delta P_{n(\text{tubos})}$: Caída de presión en las boquillas de los tubos (Pa)

$G_n(\text{tubos})$: Flujo másico de las boquillas de los tubos (kg/s*m²)

N_s : Número de corazas

s : Gravedad específica del fluido

➤ *Caída de presión total en los tubos*

La suma de la caída de presión por fricción, de retorno y de las boquillas da como resultado la caída de presión total de la siguiente manera:

$$\Delta P_i = \Delta P_{f(\text{tubos})} + \Delta P_r + \Delta P_{n(\text{tubos})} \quad \text{Ec. 54-3}$$

Donde:

ΔP_i : Caída de presión total en los tubos (Pa)

$\Delta P_{f(\text{tubos})}$: Caída de presión por fricción en los tubos (Pa)

ΔP_r : Caída de presión por retorno en los tubos (Pa)

ΔP_n : Caída de presión en las boquillas de los tubos (Pa)

3.2.2.2. Coraza

➤ *Caída de presión por fricción en la coraza*

En el lado de la coraza también se experimenta pérdidas en la presión a causa de la fricción, los pasos son similares a los seguidos en los tubos.

- **Factor de fricción de Darcy**

El cálculo de este factor para la coraza requiere una serie de pasos descritos a continuación:

- *Turbulento ($Re \geq 1000$)*

Para f_1 cuando el valor de d_s esta entre 0.2032 y 1.0668 m

$$f_1 = (0.0076 + 0.000166d_s)Re^{-0.125} \quad \text{Ec.55-3}$$

Para f_2 cuando el valor de d_s esta entre 0.2032 y 0.59055 m

$$f_2 = (0.0016 + 5.8 \times 10^{-5}d_s)Re^{-0.157} \quad \text{Ec.56-3}$$

○ *Laminar* ($Re < 1000$)

Para f_1 cuando el valor de d_s esta entre 0.2032 y 1.0668 m

$$f_1 = \exp[0.092(\ln Re)^2 - 1.48 \ln Re - 0.000526d_s^2 + 0.0478d_s - 0.338] \quad \text{Ec.57-3}$$

Para f_2 cuando el valor de d_s esta entre 0.2032 y 0.59055 m

$$f_2 = \exp[0.123(\ln Re)^2 - 1.78 \ln Re - 0.00132d_s^2 + 0.0678d_s - 1.34] \quad \text{Ec.58-3}$$

Donde:

Re : Número de Reynolds

d_s : Diámetro interno de la coraza (m)

Dependiendo del régimen de flujo con el que circule se utiliza la ecuación

$$f_c = 144 * \left\{ f_1 - 1.25 \left(1 - \frac{B}{d_s} \right) (f_1 - f_2) \right\} \quad \text{Ec.59-3}$$

Donde:

f_c : Factor de fricción de Darcy para la carcasa

B : Espaciado longitudinal entre deflectores (m)

d_s : Diámetro interno de la coraza (m)

- **Número de espacio de deflectores**

El espacio de los deflectores se interpreta comúnmente como la distancia de centro a centro entre los deflectores, que es técnicamente el paso de los deflectores (Serth, 2007, p. 206). Al no estar calculados se utiliza la relación indicada en la ecuación 60-3.

$$n_b + 1 \cong \frac{L}{B} \quad \text{Ec.60-3}$$

Donde:

n_b : Número de espacio de deflectores

L : Longitud de los tubos (m)

B : Espaciado longitudinal entre deflectores (m)

- **Caída de presión por fricción en la coraza**

$$\Delta P_{f(\text{coraza})} = \frac{f_c G_c^2 d_s (n_b + 1)}{2000 * D_e * s * \phi} \quad \text{Ec.61-3}$$

Donde:

$\Delta P_{f(\text{coraza})}$: Caída de presión por fricción en los tubos (Pa)

f_c : Factor de fricción de Darcy para la coraza

n_b : Número de espacio de deflectores

G_c : Flujo másico de la coraza (kg/s*m²)

D_e : Diámetro equivalente de los tubos (m)

s : Gravedad específica del fluido (kg/m^3)

ϕ : Factor de corrección de viscosidad

○ *Factor de corrección de viscosidad (ϕ)*

Es un valor adimensional para flujo turbulento se presenta la ecuación 44-3

$$\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad \text{Ec. 62-3}$$

y para flujo laminar se emplea la ecuación 45-3.

$$\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.25} \quad \text{Ec. 63-3}$$

Donde:

μ : viscosidad del fluido ($\text{kg/m}^*\text{s}$)

μ_w : viscosidad del fluido a la temperatura media de la pared del tubo ($\text{kg/m}^*\text{s}$) (ecuación 22-3)

➤ *Caída de presión en las boquillas de la coraza*

• **Numero de Reynolds coraza**

De la misma manera que se usó para los tubos se lo realiza para la coraza.

$$Re_{n(\text{coraza})} = \frac{4m_c}{\pi D_n \mu} \quad \text{Ec. 64-3}$$

Donde:

m_c : caudal másico del fluido que circula por la coraza (kg/s)

D_n : Diámetro de las boquillas (m)

μ : viscosidad del fluido ($\text{kg/m}^*\text{s}$)

• **Flujo másico de las boquillas de la coraza**

$$G_{n(\text{coraza})} = m_c / (\pi D_n^2 / 4) \quad \text{Ec. 65-3}$$

Donde:

$G_{n(\text{coraza})}$: Flujo másico de las boquillas de los tubos ($\text{kg/s}^*\text{m}^2$)

m_c : caudal másico del fluido que circula por los tubos (kg/s)

D_n : Diámetro de las boquillas (m)

- **Cálculo de la caída de presión en las boquillas de la coraza**

- *Flujo turbulento*

$$\Delta P_{n(coraza)} = \frac{7.5 \times 10^{-4} * N_s G_n^2(coraza)}{s} \quad \text{Ec. 66-3}$$

- *Flujo laminar*

$$\Delta P_{n(coraza)} = \frac{1.5 \times 10^{-3} * N_s G_n^2(coraza)}{s} \quad \text{Ec. 67-3}$$

Donde:

$\Delta P_{n(coraza)}$: Caída de presión por fricción en los tubos (Pa)

$G_{n(tubos)}$: Flujo másico de las boquillas de los tubos (kg/s*m²)

N_s : Número de corazas

s : Gravedad específica del fluido

- ***Caída de presión total en la coraza***

La suma de la caída de presión por fricción, de retorno y de las boquillas da como resultado la caída de presión total de la siguiente manera:

$$\Delta P_0 = \Delta P_{f(coraza)} + \Delta P_r + \Delta P_{n(coraza)} \quad \text{Ec. 68-3}$$

Donde:

ΔP_0 : Caída de presión total en la coraza (Pa)

$\Delta P_{f(coraza)}$: Caída de presión por fricción en la coraza (Pa)

$\Delta P_{n(coraza)}$: Caída de presión en las boquillas en la coraza (Pa)

CAPÍTULO IV

4. GESTIÓN DEL PROYECTO

4.1. Presupuesto

Tabla 1-4: Matriz de presupuesto del trabajo de integración curricular

PRESUPUESTO			
ACTIVIDAD	MONTO	FUENTE DE FINANCIAMIENTO	
		INTERNA	EXTERNA
Investigación y aprendizaje	\$100	x	
Imprevistos	\$20	x	
Impresión de documentación	\$30	x	
Empastado	\$40	x	
TOTAL	\$190		

Fuente: Elaboración propia por Bedoya, Mayra. 2020.

4.2. Recursos y materiales

El desarrollo del programa requirió del uso de los siguientes recursos:

- Software MATLAB (versión 2020a) y su complemento App Designer, para la programación de la interfaz gráfica.
- Microsoft Excel, en donde se almacena base de datos para intercambiadores de tubo y coraza

Las características del ordenador empleado para el presente trabajo son:

Procesador: Intel(R) Core (TM) i7-3610QM CPU @ 2.30GHz 2.30 GHz

Memoria (RAM): 4.00 GB

Tipo de sistema: Sistema operativo de 64 bits, procesador x64

4.3. Cronograma

Tabla 2-4: Cronograma de actividades

ACTIVIDAD	TIEMPO																																					
	1° mes				2° mes				3° mes				4° mes				5° mes				6° mes				7° mes				8° mes				9° mes					
	SEMANAS																																					
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4		
Revisión Bibliográfica	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	
Elaboración de Anteproyecto			x	x	x																																	
Determinación de las ecuaciones necesarias						x	x																															
Modelación matemática para el diseño del equipo								x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x							
Diseño y programación de la interfaz										x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x		
Validación de trabajo																																					x	x
Elaboración y corrección de borradores	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x	x			
Revisión final del documento																																					x	x
Empastado y presentación del documento final																																						x
Defensa del trabajo																																						x

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

4.4. Discusión y análisis de resultados

4.4.1. Desarrollo del programa

En App Designer, complemento del Software MATLAB se desarrolló la programación para el dimensionamiento de intercambiadores de coraza y tubos Figura 1-4, mediante el análisis térmico e hidráulico, en el cual se presenta en la Figura 2-4.

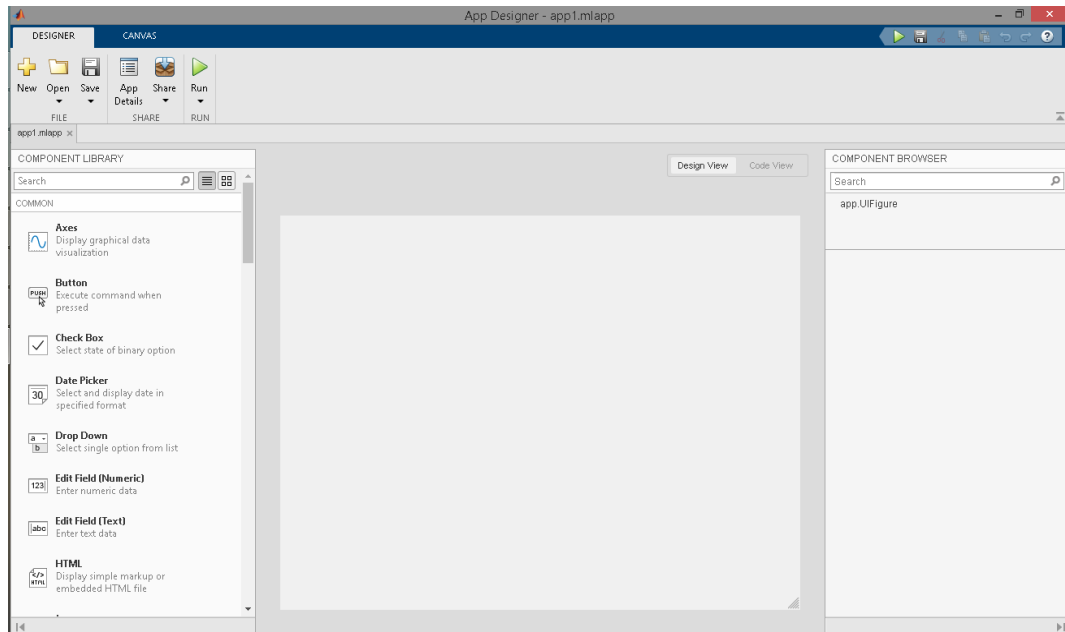


Figura 1-4. Ventana de App Designer para el diseño de la interfaz gráfica

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

En la interfaz gráfica de ingreso de datos Figura 2-4, en la que se consideran los siguientes parámetros iniciales.

Tabla 3-4: Datos de entrada requeridos

Flujo másico caliente	X		X	
Temperatura de entrada (fluido caliente)	X	X	X	X
Temperatura de salida (fluido caliente)	X	X	X	X
Flujo masico frio	X			
Temperatura de entrada (fluido frio)	X	X	X	X
Temperatura de salida (fluido frio)		X	X	X
Calor				X
Programa Funciona	SI	SI	SI	SI

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

En la tabla 3-4 se muestran los datos mínimos de entrada que el programa requiere para iniciar los cálculos, es decir mínimo cinco de ocho.

Los fluidos que se manejan en el programa son: agua, aceite, queroseno, petróleo crudo, agua de mar y metanol, dependiendo de la finalidad que tendrá el intercambiador se asigna el fluido a los tubos o a la coraza, el programa trabaja con unidades en el sistema internacional (SI), se ingresan los valores de flujo másico en kg/s, las temperaturas en °C, y el flujo de calor en W. Se debe elegir la ubicación del fluido ya sea en la coraza o en los tubos, el tipo de intercambiador enfocándose en el cabezal terminal, el más usado es el tipo U, pero se ha integrado el tipo P y S, se elige el % de corte de deflector, entre 0.2 a 1, y el espesor de la coraza en un rango de 8 a 20 BWG, en la parte derecha de la interfaz el usuario debe elegir la configuración de tubos con la que desea dimensionar el intercambiador ya sea cuadrada o triangular, así como también la longitud, en base a los parámetros recomendados se ha delimitado entre 0 a 10 metros, además de elegir el diámetro de los tubos en un rango de en el programa se puede elegir diámetros entre 1/2 a 2 in (0.0127 a 0.0508 m) y finalmente el espesor para los tubos de la misma manera que el espesor de la coraza. Una vez llenado todos los valores requeridos en la parte central inferior se presiona el botón calcular, el cual dará inicio a todos los cálculos para el dimensionamiento.

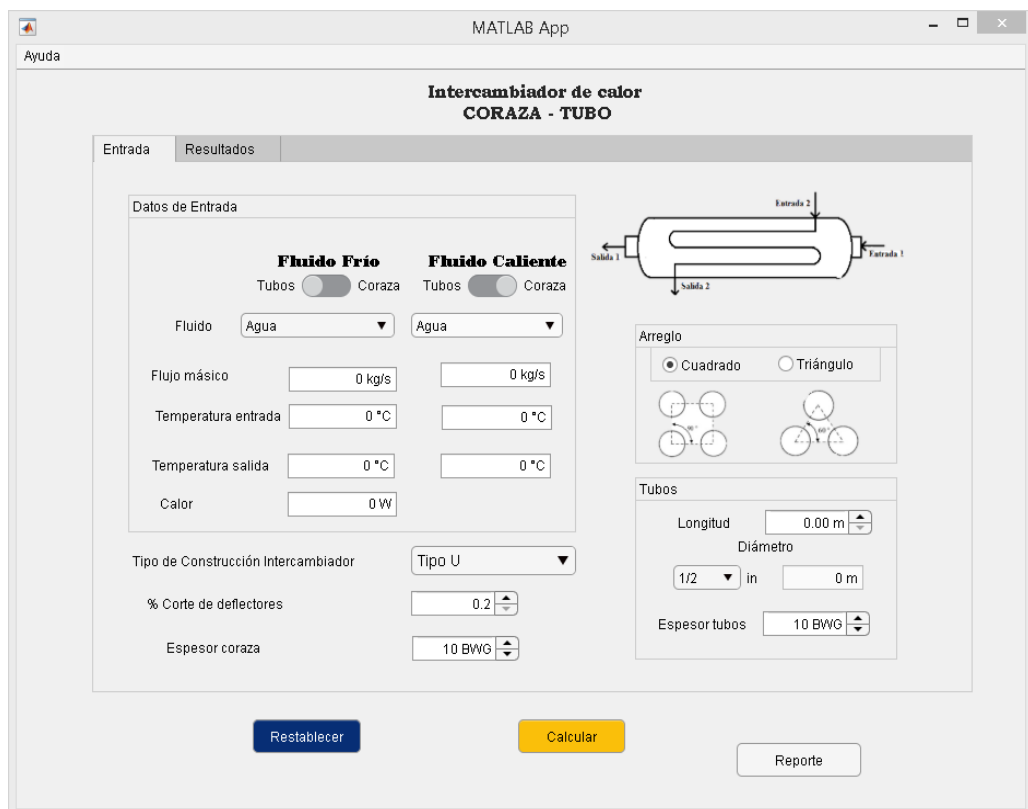


Figura 2-4. Interfaz para el ingreso de datos

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

De esta manera el programa realiza balances de masa y energía con los datos ingresados, mediante las ecuaciones Ec.1-3 hasta 4-3, cuando los datos son desconocidos se debe ingresar el valor 0 en los recuadros, mediante los cálculos se determinan los flujos y temperaturas desconocidas, así

como también el valor del flujo de calor, todos estos valores se mostrarán en la interfaz resultados Figura 3-4.

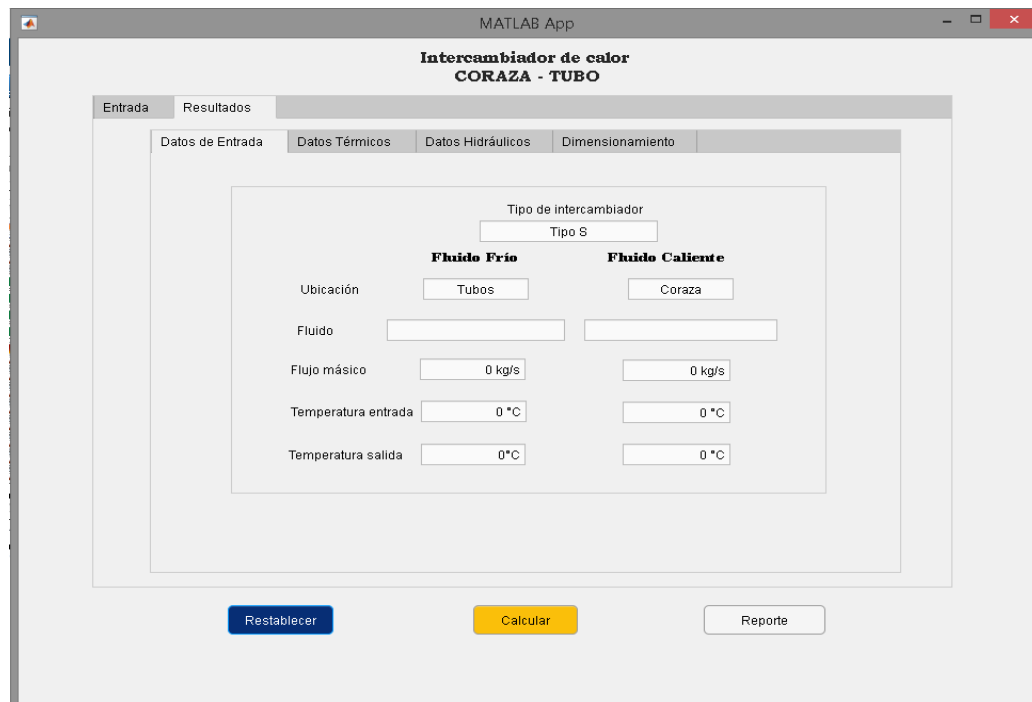


Figura 3-4. Interfaz Resultados-Datos de entrada

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

El análisis térmico inicia con el cálculo de la diferencia de temperatura logarítmica (Ec. 5-3) y el factor de corrección de temperatura utilizando las ecuaciones Ec. 6-3 hasta Ec. 12-3, con estos valores se determina el área de transferencia, mediante la ecuación Ec. 14-3 incluyendo el flujo de calor, en este punto se utiliza el coeficiente de global de transferencia que se encuentra en una base de datos anexada a la aplicación.

La determinación de número de tubos Ec. 15-3 se debe hacer el cálculo previo del número de Reynolds y la velocidad Ec. 16-3 y Ec. 17-3 respectivamente, la programación consta de condicionales en donde se limita dependiendo del tipo de intercambiador, la configuración de tubos y el diámetro, para encontrar además el número de pasos y el diámetro interno de la coraza. Mediante la ecuación Ec.18-3 se obtiene el coeficiente global de calor, para determinar el coeficiente de transferencia en los tubos Ec. 24-3 se debe encontrar el número de Nusselt, número de Prandlt, número de Reynolds para los tubos. En el caso del coeficiente de transferencia en la coraza se hace uso de las ecuaciones Ec. 25-3 a la Ec. 34-3, con estos parámetros se desarrolla el cálculo de coeficiente global limpio Ec. 35-3, y el coeficiente global de diseño Ec. 37.8, a su vez el factor de ensuciamiento empleando la ecuación Ec. 36-3. El usuario puede visualizar estos valores en la interfaz Resultados – Datos Térmicos Figura 4-4.

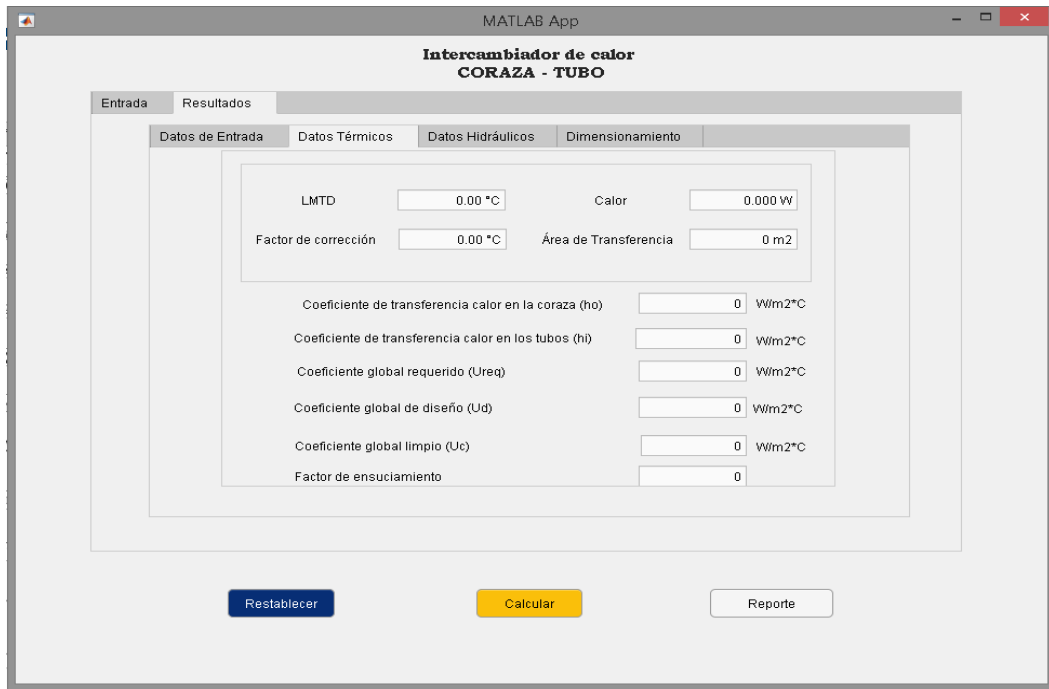


Figura 4-4. Interfaz Resultados-Datos Térmicos

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

En la interfaz Resultados-Caídas de presión Figura 5-4 se visualiza los datos del análisis hidráulico, en donde se calculan las caídas de presión, tanto para los tubos como para la coraza, en el primer caso se toma en cuenta las pérdidas ocasionadas por la fricción, las boquillas y por retorno de flujo ecuaciones Ec. 40-3 hasta Ec. 50-3, para finalmente determinar las pérdidas totales Ec. 51-3, mientras que en el segundo caso solo se analiza las pérdidas por la fricción y las boquillas Ec. 52-3 hasta Ec. 64-3, del mismo modo se determina las pérdidas totales para la coraza Ec. 65-3.



Figura 5-4. Interfaz Resultados-Datos Hidráulicos

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

El objetivo de ese programa es obtener las dimensiones para construir el intercambiador de calor de tubo y coraza, estos valores se observan, en la interfaz Resultados-Dimensionamiento, dentro de esta pestaña se encuentran divididos los valores para los tubos y para la coraza. En la figura 6-4 se observa los valores relacionados para los tubos mientras que en la Figura 7-4 lo relacionado con la coraza.



Figura 6-4. Interfaz Resultados-Dimensionamiento-Tubos

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

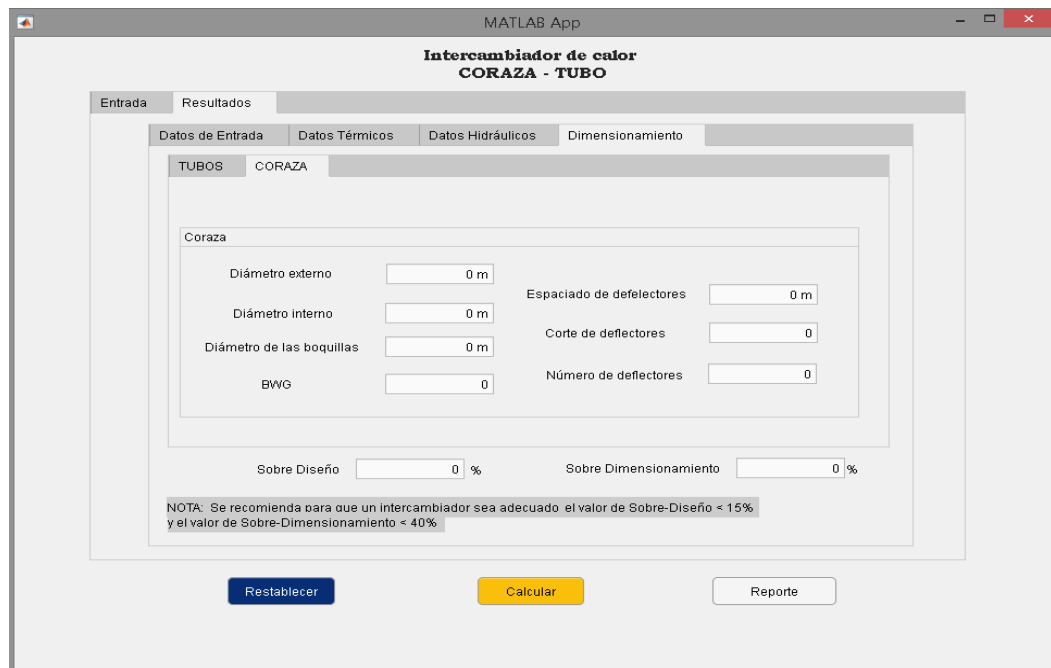


Figura 7-4. Interfaz Resultados- Dimensionamiento-Coraza

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

El programa analiza dos parámetros finales para verificar si el dimensionamiento es adecuado o no, mediante la limitación de los porcentajes de sobre superficie menor a 40 %y sobre diseño menor a 15%, estos se muestran en la parte inferior de la interfaz resultados como recomendación para que el usuario lo tenga en cuenta en el momento de dimensionar un intercambiador de calor. El programa cuenta con dos botones adicionales en la parte inferior de la interfaz gráfica, el Botón Restablecer permite al usuario reiniciar todos los valores a 0 para iniciar con un nuevo dimensionamiento Figura 8-4.

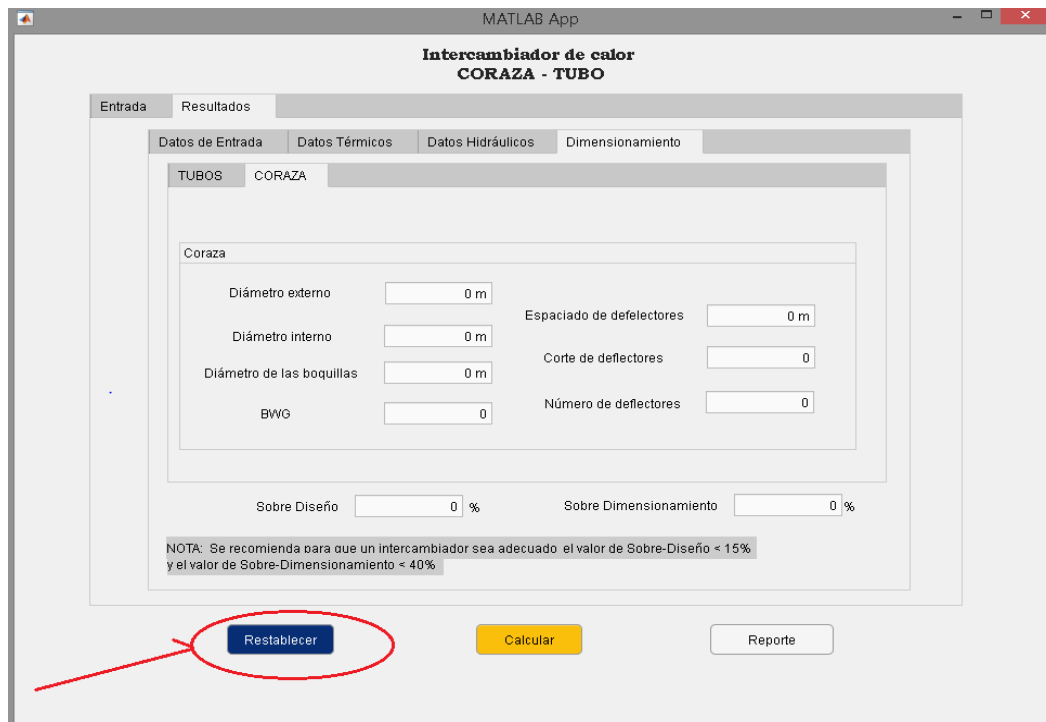


Figura 8-4. Botón restablecer

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Mientras que el botón Reporte, Figura 9-4, está vinculado con una hoja en Excel en donde da la posibilidad al usuario guardar todos los valores como un resumen de todos los cálculos realizados, en una plantilla que se muestra en la Tabla 4-4.

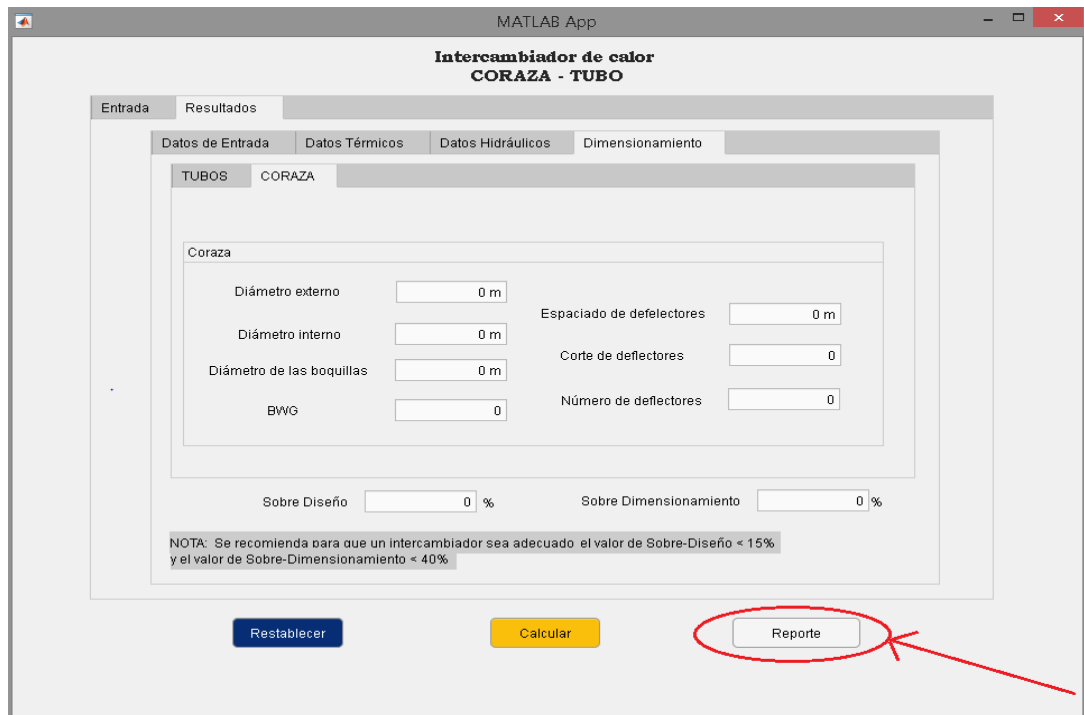


Figura 9-4. Botón Reporte

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Tabla 4-3: Plantilla de Resultados

HOJA DE DATOS INTERCAMBIADOR DE CALOR			UNIDADES	
			Sistema Internacional	
DATOS DE ENTRADA			DATOS TERMICOS	
Ubicación			Calor	W
Fluido			Diferencia de temperatura logarítmica (LMTD)	°C
Flujo másico		kg/s	Factor de corrección (F)	
Temperatura de entrada		°C	Área de transferencia (A)	m ²
Temperatura de salida		°C	Coefficiente de transferencia (hi)	W/m ² *C
Ubicación			Coefficiente de transferencia (ho)	W/m ² *C
Fluido			Coefficiente de transferencia global requerido (Ureq)	W/m ² *C
Flujo másico		kg/s	Coefficiente de transferencia global limpio (Uc)	W/m ² *C
Temperatura de entrada		°C	Coefficiente de transferencia global de diseño (Ud)	W/m ² *C
Temperatura de salida		°C	Factor de ensuciamiento	
Tipo de intercambiador				
DATOS HIDRAULICOS			DIMENSIONAMIENTO	
TUBOS			TUBOS	
Velocidad (v)		m/s	Longitud (L)	m
Número de Reynolds			Diámetro externo tubos (do)	m
Factor de fricción (f)			Diámetro interno tubos (di)	m
Caída de presión por fricción (ΔPf)		atm	Arreglo	
Caída de presión por retorno (ΔPr)		atm	Espacio entre tubos (PT)	m
Caída de presión por boquillas (ΔPn)		atm	Espacio libre entre tubos (C')	m
Caída de presión total (ΔPt)		atm	Diámetro equivalente (De)	m
CORAZA			Área de sección transversal (as)	m ²
Velocidad (v)		m/s	Número de tubos (Nt)	
Número de Reynolds			Número de pasos (Np)	
Factor de fricción (f)			Diámetro boquillas tubos (Dn)	m
Caída de presión por fricción (ΔPf)		atm	BWG tubos	
Caída de presión por boquillas (ΔPn)		atm	CORAZA	
Caída de presión total (ΔPt)		atm	Diámetro coraza externo(ds)	m
			Diámetro coraza interno (ds_i)	m
			Diámetro boquillas coraza (Dn)	m
			Espacio entre deflectores (B)	m
			Corte de deflectores	
			Número de deflectores	
			BWG coraza	
Sobre Diseño		%	Sobre Dimensionamiento	%

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Adicional, el programa genera cuadros de texto como una alerta cuando los datos han sido ingresados incorrectamente y la velocidad esta fuera del rango permitido, Figura 10-4, así mismo cuando el valor del Coeficiente de transferencia de calor limpio (U_c) es menor al Coeficiente de transferencia requerido (U_{req}) Figura 11-4, otro recuadro se genera cuando el valor de Coeficiente de transferencia de diseño (U_d) es menor al Coeficiente de transferencia de calor requerido (U_{req}) Figura 12-4, por el contrario si todo el proceso se realizó con satisfacción el recuadro que se presenta es el de la Figura 13-4.

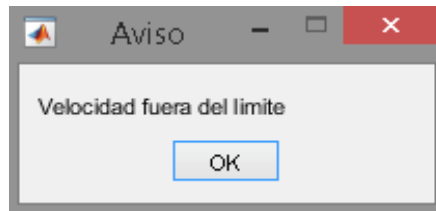


Figura 10-4. Cuadro de aviso cuando la velocidad está fuera de rango

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

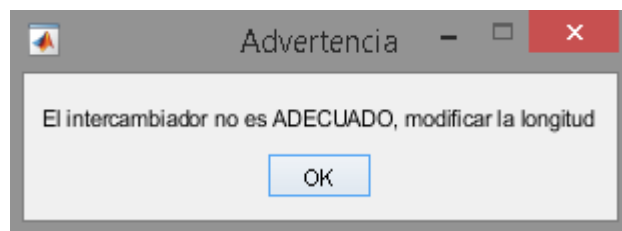


Figura 11-4. Cuadro de aviso cuando $U_c < U_{req}$

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

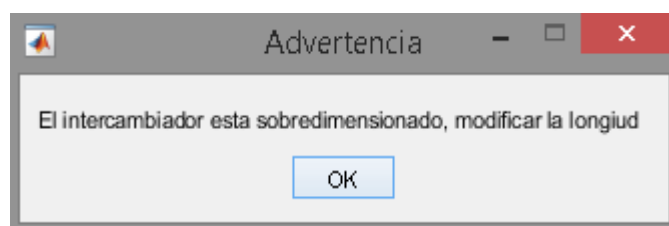


Figura 12-4. Cuadro de aviso cuando $U_d < U_{req}$

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

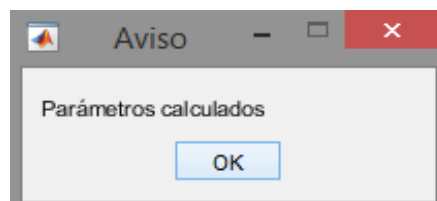


Figura 13-4. Cálculos correctos

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Adicional, el programa cuenta con un manual, mismo que sirve como guía para que el usuario use la aplicación sin ningún tipo de complicaciones. Este se despliega al oprimir el botón ayuda que está ubicado en la parte superior izquierda, Figura 14-4.

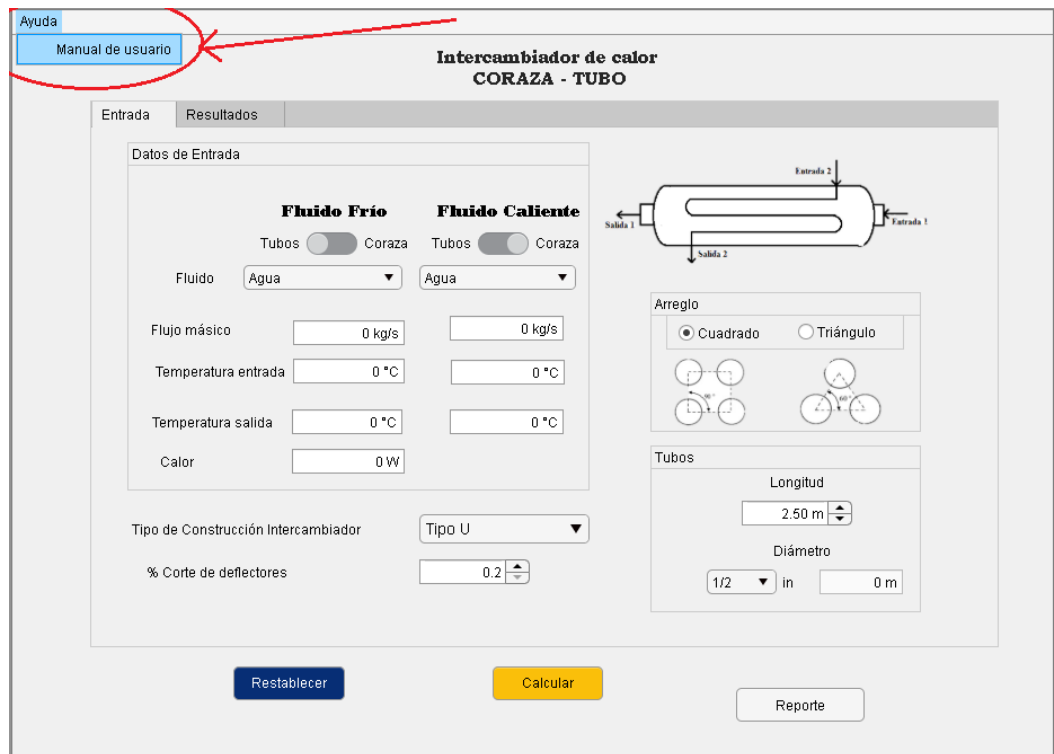


Figura 14-4. Manual de usuario

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

4.4.2. Conversión de la interfaz a una aplicación ejecutable

Una vez terminado el diseño de la interfaz gráfica se procedió a realizar la conversión para que el programa sea ejecutable en otras computadoras, sin la necesidad de contar con la aplicación MATLAB instalada. Esto se logra a través de un paquete denominado Matlab Compiler, como se muestran en la Figura 15-4.

En la que se agregan los archivos externos que requiere el programa para ser ejecutado, como imágenes, archivos de Excel, y el manual de usuario.

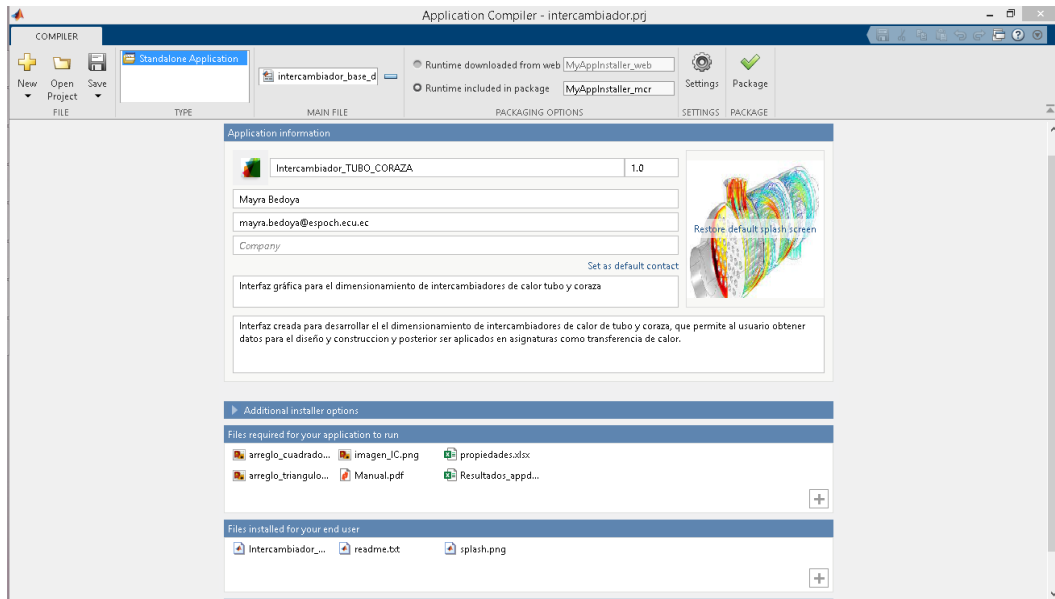


Figura 15-4. Aplicación Matlab Compiler

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

4.4.3. Validación del programa

Con el fin de evaluar el funcionamiento del programa se realizó la validación mediante la comparación empleando ejemplos desarrollados en bibliografía, el primer análisis proviene del texto *Process Heat Transfer: Principles and Applications* desarrollado por Robert Serth 2007 en el capítulo 5, ejercicio 1, diseño de intercambiadores de calor y el segundo caso fue extraído del artículo *Mathematical programming model for heat exchanger design through optimization of partial objectives* (2013) propuesto por Viviani Onishi, Mauro Ravagnani y José Caballero.

4.4.3.1. Caso 1

Las condiciones iniciales que están relacionadas en este caso se observan en la Tabla 5-4, en donde se encuentran valores de flujos máxicos, temperaturas de entrada y salida, y en la Tabla 6-4 las propiedades físico químicas que ya ingresadas en el programa.

Tabla 5-4: Parámetros iniciales caso 1

Fluido	Flujo máxico (kg/s)	Temperatura de entrada (°C)	Temperatura de salida (°C)
Petróleo Crudo	18,89	37,8	-
Queroseno	5,669	198,89	121,1

Fuente: (Serth 2007, p. 201).

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Tabla 6-4: Propiedades físico-químicas de los fluidos

PARÁMETROS	PETROLEO CRUDO	QUEROSENO	UNIDADES
Capacidad Calorífica	2,05	2,47	kJ/kg°C
Gravedad Especifica	0,850	0,785	-
Densidad	850	785	kg/m ³
Viscosidad	0,0035	0,00040	kg/m*s
Coefficiente De Transferencia De Calor	0,13325	0,13672	W/m°C
Numero De Prandlt	55,36	7,24	-
Factor De Ensuciamiento	0,00052	0,00035	m ² *C/W

Fuente: (Serth 2007, p. 202).

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Una vez llenados los datos requeridos en la interfaz gráfica y realizados los cálculos correspondientes, se obtienen los resultados arrojados por el programa, los cuales se comparan a continuación, los valores se han dividido en cuatro secciones: datos de entrada, datos térmicos, datos hidráulicos y el dimensionamiento. En la Tabla 7-5 se encuentra los valores del balance de masa y energía.

Tabla 7-4: Resultados de balance de masa y energía

DATOS ENTRADA	Resultados Bibliografía				Resultados Programa	
	Sistema Ingles		Sistema Internacional		Sistema Internacional	
Ubicación	Tubos				Tubos	
Fluido	Petróleo				Petróleo crudo	
Flujo másico	150000	lb/h	18,90	kg/s	18,89	kg/s
Temperatura de entrada	100	°F	37,78	°C	37,78	°C
Temperatura de salida	150,6	°F	65,89	°C	65,89	°C
Ubicación	Coraza				Tubos	
Fluido	Queroseno				Queroseno	
Flujo másico	45000	lb/h	5,67	kg/s	5,67	kg/s
Temperatura de entrada	390	°F	198,89	°C	198,89	°C
Temperatura de salida	250	°F	121,11	°C	121,10	°C
Tipo de intercambiador	Tipo S	-	Tipo S	-	Tipo S	-

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Tabla 8-4: Resultado datos térmicos

DATOS TÉRMICOS	Resultados Bibliografía				Resultados Programa	
	Sistema Ingles		Sistema Internacional		Sistema Internacional	
Calor	3717000	Btu/h	1089294,61	W	1089342,52	W
Diferencia de temperatura logarítmica (LMTD)	191,2	°F	106,2	°C	106,3	°C
Factor de corrección (F)	0,97	-	0,97	-	0,97	-
Área de transferencia (A)	478	ft ²	44,4	m ²	49,8	m ²
Coefficiente de transferencia (hi)	156	Btu/h*ft ² *F	885,3	W/m ² *C	853,9	W/m ² *C
Coefficiente de transferencia (ho)	122	Btu/h*ft ² *F	692,7	W/m ² *C	685,2	W/m ² *C
Coefficiente de transferencia global requerido (Ureq)	44	Btu/h*ft ² *F	249,8	W/m ² *C	227,3	W/m ² *C
Coefficiente de transferencia global limpio (Uc)	62	Btu/h*ft ² *F	352,0	W/m ² *C	343,1	W/m ² *C
Coefficiente de transferencia global de diseño (Ud)	46	Btu/h*ft ² *F	261,2	W/m ² *C	256,4	W/m ² *C

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Tabla 9-4: Resultados de los datos hidráulicos

DATOS HIDRÁULICOS	Resultados Bibliografía				Resultados Programa	
	Sistema Ingles		Sistema Internacional		Sistema Internacional	
TUBOS						
Velocidad (v)	6,1	ft/s	1,86	m/s	1,94	m/s
Número de Reynolds	10189	-	10189	-	9713	-
Factor de fricción (f)	0,0387	-	0,0387	-	0,0392	-
Caída de presión por fricción (atm)	7,83	psi	0,529	atm	0,522	atm
Caída de presión por retorno (atm)	1,66	psi	0,112	atm	0,102	atm
Caída de presión por boquillas (atm)	0,68	psi	0,046	atm	0,047	atm
Caída de presión total (atm)	10,2	psi	0,689	atm	0,671	atm
CORAZA						
Velocidad (v)	2,63	ft/s	0,80	m/s	0,75	m/s
Número de Reynolds	37158	-	37158	-	36740	-
Factor de fricción (f)	0,0750	-	0,0750	-	0,0755	-
Caída de presión por fricción (atm)	2,03	psi	0,1372	atm	0,1457	atm
Caída de presión por boquillas (atm)	0,2	psi	0,0135	atm	0,0131	atm
Caída de presión total (atm)	2,2	psi	0,1487	atm	0,1588	atm

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Tabla 10-4: Resultados del dimensionamiento del intercambiador tubo y coraza

DATOS DE DIMENSIONAMIENTO	Resultados Bibliografía				Resultados Programa	
	Sistema Ingles		Sistema Internacional		Sistema Internacional	
TUBOS						
Longitud (L)	14	ft	4,26	m	4,5	m
Diámetro externo tubos (do)	1	in	0,0254		0,0254	-
Diámetro interno tubos (di)	0,0695	ft	0,0211	m	0,0211	m
Arreglo	Cuadrado	-	Cuadrado		Cuadrado	-
Espacio entre tubos (PT)	1,25	in	0,03175	m	0,0318	m
Espacio libre entre tubos (C')	0,25	in	0,0064	m	0,0064	m
Diámetro equivalente (De)	0,0825	ft	0,0251	m	0,0251	m
Área de sección transversal (as)	0,103	ft ²	0,0096	m ²	0,0097	m ²
Número de tubos (Nt)	124	-	124	-	130	-
Número de pasos (Np)	4	-	4	-	4	
Diámetro boquillas tubos (Dn)	4	in	0,016	m	0,016	m
BWG tubos	14	-	14	-	14	-
CORAZA						
Diámetro coraza externo(ds)	19,25	in	0,489	m	0,489	m
Diámetro boquillas coraza (Dn)	4	in	0,016	m	0,016	m
Número de deflectores	43	-	43	-	45	-
Corte de deflectores	0,2	-	0,2	-	0,2	-
Espacio entre deflectores (B)	3,85	in	0,098	m	0,098	m
BWG coraza	12	-	12	-	12	-

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

En las tablas 7, 8, 9 y 10 se observan los valores extraídos de bibliografía, convertidos del sistema inglés al sistema internacional, y los resultados obtenidos en la interfaz gráfica, para identificar su proximidad se calcula el porcentaje de error, empleando la siguiente fórmula:

$$\%E = \frac{|V_D - V_E|}{V_D} \quad \text{Ec. 1-4}$$

Donde:

$\%E$: Porcentaje de error

V_D : Valor deseado (Bibliografía)

V_E : Valor Experimental

Tabla 11-4: Comparación del balance de masa y energía

DATOS ENTRADA	Resultados Bibliografía	Resultados Programa		%Error
Ubicación	Tubos	Tubos		
Fluido	Petróleo crudo	Petróleo crudo		
Flujo másico	18,90	18,89	kg/s	0,052
Temperatura de entrada	37,78	37,78	°C	0,000
Temperatura de salida	65,89	65,89	°C	0,000
Ubicación	Coraza	Coraza		
Fluido	Queroseno	Queroseno		
Flujo másico	5,67	5,67	kg/s	0,000
Temperatura de entrada	198,89	198,89	°C	0,000
Temperatura de salida	121,11	121,10	°C	0,009
Tipo de intercambiador	Tipo S	Tipo S		
%Error promedio				0,010

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

De acuerdo a la Tabla 11-4, en el balance de masa y energía el programa no arroja valores con diferencias significativas, pues el error promedio se encuentra menor al 0.01%.

Tabla 12-4: Resultados del análisis térmico

DATOS TÉRMICOS	Resultados Bibliografía	Resultados Programa		% Error
Calor	1089294,61	1089342,52	W	0,004
Diferencia de temperatura logarítmica (LMTD)	106,2	106,3	°C	0,094
Factor de corrección (F)	0,97	0,97	-	0,000
Área de transferencia (A)	44,4	49,8	m ²	12,204
Coefficiente de transferencia (hi)	885,0	853,9	W/m ² *C	3,514
Coefficiente de transferencia (ho)	692,7	685,2	W/m ² *C	1,083
Coefficiente de transferencia global requerido (Ureq)	249,8	227,3	W/m ² *C	9,015
Coefficiente de transferencia global limpio (Uc)	352,0	343,1	W/m ² *C	2,537
Coefficiente de transferencia global de diseño (Ud)	261,2	256,4	W/m ² *C	1,834
%Error promedio				3,365

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Basándose en la comparación del análisis térmico en la Tabla 12-4. Existe una variación en el área de transferencia del 12.20%, sin embargo, no afecta en la obtención de los coeficientes de transferencia de calor, en general para este análisis el error promedio es de 3.36%.

Tabla 13- 4: Resultado del análisis hidráulico

DATOS HIDRÁULICOS	Resultados Bibliografía	Resultados Programa		%Error
TUBOS				
Velocidad (v)	1,859	1,941	m/s	4,362
Número de Reynolds	10189	9713	-	4,671
Factor de fricción (f)	0,038	0,039		1,291
Caída de presión por fricción (atm)	0,529	0,522	atm	1,287
Caída de presión por retorno (atm)	0,112	0,102	atm	9,133
Caída de presión por boquillas (atm)	0,046	0,047	atm	2,166
Caída de presión total (atm)	0,689	0,671	atm	2,626
CORAZA				
Velocidad (v)	0,802	0,752	m/s	6,895
Número de Reynolds	37158	36740	-	1,125
Factor de fricción (f)	0,075	0,076		0,707
Caída de presión por fricción (atm)	0,137	0,146	atm	6,242
Caída de presión por boquillas (atm)	0,014	0,013	atm	2,897
Caída de presión total (atm)	0,149	0,159	atm	6,860
% Error promedio				3,857

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Por otro lado, en la Tabla 13-4., en cuanto al análisis hidráulico mediante la programación se llegan a valores menores al 9.1% en las caídas de presión y su valor promedio es de 3.86%, datos que son relativamente bajos.

Tabla 14-4: Comparación del dimensionamiento del intercambiador tubo y coraza

DATOS DE DIMENSIONAMIENTO	Resultados Bibliografía	Resultados Programa		% Error
TUBOS				
Longitud (L)	4,26	4,5	m	5,634
Diámetro externo tubos (do)	0,02540	0,0254	-	0
Diámetro interno tubos (di)	0,0212	0,0211	m	0,395
Arreglo	Cuadrado	Cuadrado	-	
Espacio entre tubos (PT)	0,0318	0,0318	m	0
Espacio libre entre tubos (C')	0,0064	0,0064	m	0
Diámetro equivalente (De)	0,0251	0,0251	m	0
Área de sección transversal (as)	0,0096	0,0097	m ²	1,042
Número de tubos (Nt)	124	130	-	4,83871
Número de pasos (Np)	4	4		0
Diámetro boquillas tubos (Dn)	0,1016	0,1016	m	0
BWG tubos	14	14	m	0
CORAZA				
Diámetro coraza externo(ds)	0,489	0,489	m	0,010
Diámetro boquillas coraza (Dn)	0,1016	0,1016	m	0
Número de deflectores	43	45		4,651
Corte de deflectores	0,2	0,2		0
Espacio entre deflectores (B)	0,098	0,098	m	0
BWG coraza	12	12		0
%Error promedio				0,975

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Finalmente, en el dimensionamiento, parte de interés del presente trabajo se puede observar en la Tabla 14-4 que los valores contienen una variación mínima, en ciertos casos igual a 0, y en cuanto al error promedio un valor de 0.975%, representando confiabilidad en el programa.

4.4.3.2. Caso 2

Se aborda un diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza presentado por Ravagnani y Caballero (2007), ejemplo número 2, el cual se compara con los datos que se obtienen del programa desarrollado en el presente trabajo, las condiciones iniciales se muestran en la Tabla 15-4, y en la Tabla 16-4 las propiedades físico químicas de los fluidos en cuestión.

Tabla 15-4: Condiciones iniciales caso 2

Fluido	Flujo másico (kg/s)	Temperatura de entrada (°C)	Temperatura de salida (°C)
Metanol	27.8	95	40
Agua de mar	68.9	25	40

Fuente: (Onishi, Ravagnani y Caballero 2013, p. 60-69).

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Tabla 16-4: Propiedades físico químicas

PARÁMETROS	METANOL	AGUA DE MAR	UNIDADES
Capacidad Calorífica	2.84	4.2	kJ/kg°C
Gravedad Especifica	0,75	0,995	-
Densidad	750	995	kg/m ³
Viscosidad	0,00034	0.00080	kg/m*s
Coefficiente De Transferencia De Calor	0.19	0.59	W/m°C
Numero De Prandlt	5.08	5.69	-
Factor De Ensuciamiento	0.00017	0.00020	m ² *C/W

Fuente: (Onishi, Ravagnani y Caballero 2013, p. 60-69)

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021

Luego de ingresar los datos en el programa y realizar los cálculos, se procedió a generar la plantilla en donde consta el resumen de valores hallados, los cuales se visualizan en la Tabla 17-4.

Tabla 17-4: Resultados del intercambiador de calor caso 2

HOJA DE DATOS INTERCAMBIADOR DE CALOR			UNIDADES	
			Sistema Internacional	
DATOS DE ENTRADA			DATOS TERMICOS	
Ubicación	Tubos		Calor	4339440 W
Fluido	Agua de mar		Diferencia de temperatura logarítmica (LMTD)	30,786 °C
Flujo másico	68,88	kg/s	Factor de corrección (F)	0,8122
Temperatura de entrada	25	°C	Área de transferencia (A)	287,2 m ²
Temperatura de salida	40	°C	Coficiente de transferencia (hi)	4009,00 W/m ² *C
Ubicación	Coraza		Coficiente de transferencia (ho)	1430,36 W/m ² *C
Fluido	Metanol		Coficiente de transferencia global requerido (Ureq)	578,63 W/m ² *C
Flujo másico	27,78	kg/s	Coficiente de transferencia global limpio (Uc)	724,32 W/m ² *C
Temperatura de entrada	95	°C	Coficiente de transferencia global de diseño (Ud)	565,04 W/m ² *C
Temperatura de salida	40	°C	Factor de ensuciamiento	0,00039
Tipo de intercambiador	Tipo U			
DATOS HIDRAULICOS			DIMENSIONAMIENTO	
TUBOS			TUBOS	
Velocidad (v)	0,950	m/s	Longitud (L)	6,7 m
Número de Reynolds	18613		Diámetro externo tubos (do)	0,01905 m
Factor de fricción (f)	0,03258		Diámetro interno tubos (di)	0,0157 m
Caída de presión por fricción (ΔP_f)	0,12205	atm	Arreglo	Cuadrado
Caída de presión por retorno (ΔP_r)	0,00748	atm	Espacio entre tubos (PT)	0,02540 m
Caída de presión por boquillas (ΔP_n)	0,03333	atm	Espacio libre entre tubos (C')	0,0064 m
Caída de presión total (ΔP_t)	0,16286	atm	Diámetro equivalente (De)	0,02407 m
CORAZA			Área de sección transversal (as)	0,05304 m ²
Velocidad (v)	0,698	m/s	Número de tubos (Nt)	748
Número de Reynolds	37078		Número de pasos (Np)	2
Factor de fricción (f)	0,08330		Diámetro boquillas tubos (Dn)	0,20320 m
Caída de presión por fricción (ΔP_f)	0,14081	atm	BWG tubos	16
Caída de presión por boquillas (ΔP_n)	0,00719	atm	CORAZA	
Caída de presión total (ΔP_t)	0,14801	atm	Diámetro coraza externo(ds)	0,841 m
			Diámetro coraza interno (ds_i)	0,838 m
			Diámetro boquillas coraza (Dn)	0,203 m
			Espacio entre deflectores (B)	0,252 m
			Corte de deflectores	0,3
			Número de deflectores	26
			BWG coraza	12
Sobre Diseño	0,00000	%	Sobre Dimensionamiento	28,1 %

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021

La comparación realizada en base a bibliografía no toma en cuenta todas las variables, es por ello que se ha extraído solo los necesarios, para luego proceder con el cálculo del porcentaje de error empleando la ecuación Ec. 1-4, y posterior obtener el valor del % promedio, todo esto se presenta en la Tabla 18-4.

Tabla 18-4: Comparación caso 2 y resultados de programa

Datos		Caso 2	Programa	%Error
Calor	Q (W)	4339000	4339000	0
Diámetro coraza externo	Ds (m)	0,83	0,841	1,325
Longitud	L (m)	6,71	6,7	0,149
Arreglo	Arreglo	Cuadrado	Cuadrado	0
Diámetro externo tubos	do (m)	0,019	0,019	0
Diámetro interno tubos	di(m)	0,016	0,0157	1,875
Espacio entre deflectores	B	0,3	0,25	16,667
Número baffles	Nb	22	26	18,182
Número de tubos	Nt	713	748	4,909
Número de pasos	Np	2	2	0
Velocidad tubos	v_t (m/s)	1,003	0,95	5,284
Numero de Prandlt tubos	Pr_t	5,695	5,6949	0,00
Coefficiente de transferencia	h_i (W/ m ² C)	4186	4009	4,228
Caída de presión total tubos	ΔP_t (atm)	0,131	0,148	12,668
Velocidad coraza	v_c (m/s)	0,58	0,689	18,79
Numero de Prandlt coraza	Pr_c	5,082	5,082	0
Coefficiente de transferencia	h_o (W/m ² C)	1516	1430,3	5,673
Área de transferencia	A (m)	286,2	287,2	0,367
Caída de presión total coraza	ΔP_c (atm)	0,142	0,1557	9,648
Coefficiente de transferencia global limpio	U_c (W/m ² C)	758	724,3	4,446
Coefficiente de transferencia global de diseño	U_d (W/m ² C)	606	565	6,766
%Error promedio				5,284

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021

Al analizar estos datos, se verifica que existe variación entre ellos, el cambio se genera al incrementarse el número de tubos y el número de deflectores, debido a las diferencias entre las metodologías empleadas el espacio entre los deflectores también se ve afectado, por otro lado, en el análisis hidráulico en el que intervienen la velocidad, número de Prandlt, en el que también

influye el número de tubos, lo que provoca variaciones significativas, sin embargo sus valores están por debajo de 1 atm de presión. En cuanto a los coeficientes de transferencia de calor de los tubos y la coraza poseen una diferencia entre 4,2 y 5,6 %, el área de transferencia de calor tiene un error del 0.367%. Aun así, el error promedio obtenido de los datos examinados es de 5.28%.

En la Tabla 19-4, se realizó la comparación entre los datos obtenidos por Onishi, Ravagnani y Caballero (2013) con los valores desarrollados por Ravagnani y Caballero (2007), caso 2, y los resultados del programa, desarrollados en base al mismo caso.

Tabla 19-4: Comparación con bibliografía

Datos	(Onishi, Ravagnani y Caballero, 2013)	(Gonçalves, Costa y Bagajewicz, 2019)	Programa actual
Q (W)	4339000	4339000	4339000
Ds (m)	0,787	0,838	0,841
L (m)	6,701	6,706	6,7
Arreglo	Cuadrado	Cuadrado	Cuadrado
do (m)	0,019	0,019	0,019
di(m)	0,017	0,0157	0,0157
B	0,376	0,3	0,25
Nb	18	22	26
Nt	616	713	748
Np	2	2	2
v _t (m/s)	1,039	1,003	0,95
Pr _t	5,695	5,695	5,694
hi (W/ m ² C)	4356,7	4186	4009
ΔPt (atm)	0,156	0,144	0,1686
v _c (m/s)	0,5	0,58	0,689
Pr _c	5,082	5,082	5,082
ho (W/m ² C)	1880	1558	1430
A (m)	247,2	286,2	287,2
ΔP _c (atm)	0,103	0,142	0,148
Uc (W/m ² C)	874,41	758	724,3
Ud (W/m ² C)	682,23	606	565

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021

En la anterior tabla de acuerdo con los valores comparados, a pesar de emplear las mismas longitudes y diámetros para diseño, las variaciones en el dimensionamiento de intercambiadores de calor se dan debido a la variación en la metodología empleada.

4.4.4. Discusión de resultados

La programación de una interfaz gráfica para el dimensionamiento de intercambiadores de calor de tubo y coraza, fue realizada mediante el software MATLAB en su complemento con App Designer, la modelación matemática para el dimensionamiento de este tipo de equipos se basó en el Método simplificado Bell-Delaware, al usar dicho método el coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión son estimadas por correlaciones para el flujo sobre una base de bancos de tubos ideales, dando predicciones más satisfactorias en comparación con el método de Kern de acuerdo con Sinnott y Towler (2008, p. 853), luego de haber programado e ingresado los datos necesarios se procedió con la validación de programa usando dos casos obtenidos en bibliografía. El caso 1 de estudio se comparó con un ejemplo de Serth (2007, p. 201-210) en el que se diseñó un intercambiador de calor de coraza y tubos, al ser un ejemplo que se desarrolló con la misma metodología detallada en la sección 3, se llegó a obtener resultados con diferencias mínimas, los valores obtenidos se dividieron en cuatro secciones: datos de entrada, datos térmicos, datos hidráulicos y los datos de dimensionamiento, plasmados en las Tabla 11-4 a 14-4, para cuantificar esta variación se determinó el porcentaje de error y posterior el porcentaje de error promedio, en la primera sección en la que se realiza el balance de masa y energía el error promedio fue de 0.01%, considerando valores iguales; en la sección de datos térmicos los valores más altos de error se presentan en las variables de área de transferencia con 12.23%, no obstante no afecta en las variables de coeficiente de transferencia de calor de diseño y limpio, pues su error fue de 1.83 % y 2.53% respectivamente, de este modo el porcentaje de error promedio resultó de 3.36%; en la sección de datos hidráulicos las velocidades se encuentran dentro del rango sugerido por Sinnott y Towler (2008, p.821) quien menciona que el rango de velocidad debe estar entre 3 a 8 ft/s (0.9a 3m/s) para los tubos y para la coraza de 0.3 a 1 m/s, con el fin de evitar la erosión en las tuberías, para este caso los valores fueron de 1.94 m/s para los tubos y 0.74 m/s para la coraza, la diferencia es estos valores está influenciado por el área de transferencia y a su vez con el número de tubos, pues este valor a en bibliografía se lo obtiene mediante el cálculo empleando solo la ecuación Ec. 16-3 a diferencia del programa que realiza una aproximación al valor más cercano empleando el ANEXO C para determinar el número real de tubos, en cuanto a las caídas de presión, no representan mayor influencia pues son valores relativamente bajos, dando como resultado promedio de error 3.86%. Finalmente, en la sección de dimensionamiento, parte de interés de este documento, el error promedio es de 0.97%, concluyendo que el dimensionamiento de intercambiador de calor de coraza y tubos es óptimo.

Para el caso 2 el problema fue presentado por Ravagnani y Caballero (2007), en el que aborda un diseño de intercambiadores de calor de coraza y tubos, teniendo en cuenta variables de construcción como: número de tubos, numero de paso, diámetros internos y externos de los tubos, disposición de los tubos, se debe considerar que las existen algunas diferencias entre la

metodología usada en bibliografía y a empleada en este trabajo para el dimensionamiento de intercambiadores de calor:

Las correlaciones del lado de los tubos difiere con las correlaciones aplicadas en este trabajo, como se explicó anteriormente la programación estaba basada en las correlaciones del modelo Bell-Delaware, acuerdo con Ravagnani y Caballero (2007, p. 1423-1435) son las influyen en la determinación de los coeficientes de transferencia de calor

Además, existen algunas diferencias entre las ecuaciones empleadas en bibliografía y las ecuaciones detalladas en la sección 3.

Por otro lado, para la programación de la interfaz gráfica se estableció valores del espesor de los tubos y de la coraza BWG, tal como menciona Serth (2007, p. 198), los valores más frecuentes para el espesor es de 12 BWG y 16BWG para tubos en los que circule agua y fluidos que tiendan a formar incrustaciones, el programa permite al usuario elegir el espesor tanto para los tubos como para la coraza entre valores de 8 a 20 BWG, mientras que en bibliografía el espesor es una variable de optimización, es decir es una variable a determinarse durante los el proceso de obtención de resultados.

También se puede agregar que en la metodología de cálculos de es esta programación toma como una variable que el usuario debe elegir al porcentaje de corte de deflectores, mientras que en bibliografía lo conducen a un número decimal que luego redondean al valor más cercano.

Habiendo establecido estos parámetros, en la Tabla 18-4 se observa la comparación, la cual en efecto tiene cierta variación, pero su porcentaje de error promedio fue de 5.289%, un valor alto en comparación al primer caso, sin embargo, en base la determinación del porcentaje de sobre diseño y sobre dimensionamiento mostrados en la Tabla 17-4, se observa que los datos están dentro de las especificaciones planteadas, siendo 0.0% para el sobre diseño y 28.18% de Sobre dimensionamiento, valores menores al rango establecido 15% y 40% respectivamente.

Además, se realizó una comparación entre los datos obtenidos por Onishi, Ravagnani y Caballero (2013) con los valores desarrollados por Gonçalves, Costa y Bagajewicz (2019), y los resultados del programa, basados al mismo ejemplo, como se verifica en la Tabla 19-4 dependiendo de la metodología empleada existe una variación en los valores, a pesar de ingresar las mismas condiciones iniciales.

CONCLUSIONES

- En este documento se desarrolló el proceso para crear un programa que permita dimensionar intercambiadores de calor de tubo y coraza, desde la modelación matemática, la programación en el Software MATLAB en su complemento App Designer hasta la validación del programa mediante el desarrollo de dos casos extraídos de bibliografía, con la finalidad de verificar la confiabilidad de los datos.
- La modelación matemática de las ecuaciones que intervienen en el diseño de un intercambiador de calor de tubo y coraza se basó en el método simplificado Bell-Delaware, del cual se obtuvo el proceso a seguir para dimensionar este tipo de equipos, mediante un análisis térmico y el análisis hidráulico.
- Se diseñó el esquema de la interfaz gráfica en el complemento App Designer y se programó en Matlab, requiriendo de una base de datos e imágenes que fueron integradas en el programa, el cual permite elegir entre 6 fluidos Agua, Aceite, Petróleo Crudo, Queroseno, Agua de Mar y Metanol, seleccionar la ubicación ya sea el paso por los tubos o la coraza, el tipo de intercambiador U, P o S, el corte de los deflectores, el espesor de la coraza, la distribución de los tubos, triangular o cuadrada, la longitud, el diámetro de los tubos y su espesor, con estas variables se obtuvo el dimensionamiento, los datos térmicos e hidráulicos del intercambiador de calor en una plantilla en Excel.
- Finalmente, para verificar la confiabilidad del programa se validó mediante el desarrollo de dos ejemplos obtenidos de referencias bibliográficas, en el primer análisis al desarrollarse con la misma metodología empleada, los resultados obtuvieron un porcentaje de error promedio de máximo 3.86%, mientras que en el segundo análisis al ejecutarse con ciertas variaciones en la metodología generó un porcentaje de error de 5.28%, sin embargo, la metodología usada en este documento plantea especificaciones para determinar un dimensionamiento adecuado, que son el sobredimensionamiento y sobre diseño por lo que para el segundo caso se obtuvo valores de 0.000% para el sobre diseño y 28.1% de sobre dimensionamiento, siendo menores al rango establecido 15% y 40% respectivamente.

RECOMENDACIONES

- Un complemento para el programa podría ser el análisis de eficiencia de los intercambiadores de calor, mediante métodos que empleen valores ya obtenidos durante el diseño y así obtener mayor información previo a la construcción de un intercambiador.
- Se recomienda al momento de emplear el programa se tome en cuenta los parámetros para un dimensionamiento adecuado, mismos que garantizan un intercambiador estable térmicamente.
- Se recomienda incrementar dentro de la programación el control dinámico de un intercambiador de calor para un mejor análisis de operación.

GLOSARIO

ASME: American Society of Mechanical Engineers, normativa creada por la asociación americana de ingenieros mecánicos para el diseño y construcción de recipientes a presión.

BWG: Birmingham Wire Gauge, norma empleada establecer el espesor una tubería.

Coefficiente de transferencia de calor requerido: Determina la capacidad de transferencia de calor que requiere el intercambiador para ser diseñado adecuadamente.

Coefficiente de transferencia de calor limpio: Es la capacidad para transferir calor, sin tomar en cuenta el ensuciamiento ocasionado por los fluidos.

Coefficiente de transferencia de calor de diseño: Capacidad para transferir calor tomando en cuenta el factor de ensuciamiento o incrustación, en base a este se realizan los cálculos de diseño.

Factor de ensuciamiento: También conocido como factor de incrustación, se da cuando a causa de los fluidos se acumula una película de suciedad en la superficie de la tubería.

TEMA: Tubular Exchanger Manufacturers Association, normas mecánicas estandarizadas. para la construcción de intercambiadores de calor.

BIBLIOGRAFÍA

AGUILAR OSORIO, R. y FLORES GONZÁLEZ, R., Metodología para el diseño de un intercambiador de calor de tubo de coraza. *Revista de la Asociación Mexicana de Metodología de la Ciencia y de la Investigación*, 2010. vol. 2, pp. 58.

ARCENALES ARCENTALES, R.F., *DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR UTILIZANDO EL LENGUAJE DE PROGRAMACIÓN JAVA*. [en línea]. Quito: UNIVERSIDAD CENTRAL DEL ECUADOR. 2015. [Consulta: 12 enero 2021]. Disponible en: <http://www.dspace.uce.edu.ec/handle/25000/3781>.

ARROYO, A.A., *DISEÑO BAJO NORMA TEMA DE INTERCAMBIADORES TUBO-CARCASA*. S.l.: Universidad Carlos III de Madrid. 2014.

BURBANO ROJAS, S.P., *DISEÑO DE UN MÓDULO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS*. S.l.: Universidad Santo Tomás. 2014.

CABANZÓN LABAT, J., *DISEÑO Y CÁLCULO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR* [en línea]. Cantabria : Universidad de Cantabria . 2018. [Consulta: 12 enero 2021]. Disponible en: <https://repositorio.unican.es/xmlui/bitstream/handle/10902/13702/407960.pdf>.

CARRIZALES MARTINEZ, R., *DISEÑO TERMOHIDRÁULICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS, UN MÉTODO CORTO*. *Revista Académica de Investigación*, 2011. vol. 5, pp. 2.

CASADO FERNÁNDEZ, C., 2009. *MANUAL BÁSICO DE MATLAB*. *academia.edu* [en línea]. S.l.: [Consulta: 7 diciembre 2020]. Disponible en: https://www.academia.edu/download/55542251/comandos_matlab.pdf.

CENGEL, Y.A. y GHAJAR, A.J., *Transferencia de calor y masa*. Cuarta Edi. 2004. Mexico: MCGRAW-HILL INTERAMERICANA EDITORES, S.A. ISBN 978-607-15-0540-8.

CÓRDOBA USECHE, R.E., *Diseño De Un Intercambiador De Calor De Tubos Concéntricos*. S.l.: Universidad de Ibagué. 2019.

DUCHE SUÁREZ, J.A., *IMPLEMENTACIÓN EN SOFTWARE DE LOS SISTEMAS DE MODULACIONES ANALÓGICAS* [en línea]. S.l.: Universidad de Guayaquil. 2018. Disponible en: <http://repositorio.ug.edu.ec/bitstream/redug/40602/4/TESIS-DUCHE-SUAREZ-JUAN->

ANDRES-convertido.pdf.

ESPINOSA, G.C., *Programación de interfaz gráfica en App Designer para el control vectorial de motores de imanes permanentes* [en línea]. Madrid: UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID. 2018. [Consulta: 13 enero 2021]. Disponible en: http://oa.upm.es/53343/1/TFG_GUILLERMO_CID_ESPINOSA.pdf.

FRANCESCHI, K., LUGO, L., PÁEZ, G. y MAGARELLI, D., 2016. Development of a software for solving problems applied to thermodynamics. *Revista Ingeniería UC* [en línea]. S.l.: [Consulta: 24 noviembre 2020]. Disponible en: <https://www.redalyc.org/pdf/707/70746634005.pdf>.

GONÇALVES, C. de O., COSTA, A.L.H. y BAGAJEWICZ, M.J., Linear method for the design of shell and tube heat exchangers using the Bell–Delaware method. *AIChE Journal* [en línea], 2019. vol. 65, no. 8, pp. e16602. [Consulta: 19 octubre 2021]. ISSN 1547-5905. DOI 10.1002/AIC.16602. Disponible en: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/full/10.1002/aic.16602>.

GONZÁLEZ GUATIBONZA, J.N., *DESARROLLO DE UNA INTERFAZ GRÁFICA PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE MODELOS DE OPTIMIZACIÓN ROBUSTA DE PORTAFOLIOS* [en línea]. S.l.: Universidad EAFIT. 2020. Disponible en: https://repository.eafit.edu.co/bitstream/handle/10784/17731/JoseNicolas_GonzalezGuatibonza_2020.pdf?sequence=2&isAllowed=y.

HORTELANO CAPETILLO, J.G., MARTÍNEZ VÁZQUEZ, J.M., SOTO CASTRO, L. y PÉREZ PÉREZ, A., Software educativo para analizar intercambiadores de calor tipo coraza y tubos. *Academia Journals*, 2018. vol. 10, no. 8, pp. 2609.

IBARRA HERNÁNDEZ, E. V., DUPIN FONSECA, MARLENE GOYA VALDIVIA, F.A., GUERRA VALDÉS, B.F. y ALMEIDA ESPINOSA, A.J., METODOLOGÍA DE DISEÑO MECÁNICO PARA INTERCAMBIADORES TIPO TUBOS - CORAZA, CABEZAL FLOTANTE Y TUBOS EN U. *Revista Centro Azúcar*, 2019. vol. 69-70.

KAKAÇ, S., LIU, H. y PRAMUANJAROENKIJ, A., *HEAT EXCHANGERS: Selection, Rating, and, Thermal Design*. Tercera Ed. 2012. Londres: Taylor & Francis Group, LLC. ISBN 3: 978-1-4398-4991-0.

KERN, D.Q., *Procesos de transferencia de calor* [en línea]. 1. 1999. México: CONTINENTAL,

S.A. [Consulta: 4 diciembre 2020]. Disponible en: <http://www.sidalc.net/cgi-bin/wxis.exe/?IsisScript=bac.xis&method=post&formato=2&cantidad=1&expresion=mfn=055421>.

LARCO DÁVALOS, J.R. y SARMIENTO GALLO, B.S., *Diseño y construcción de un equipo didáctico de convección forzada con sistema de control centralizado para el Laboratorio de Transferencia de Calor* [en línea]. S.l.: Escuela Politécnica Nacional. 2014. [Consulta: 14 septiembre 2021]. Disponible en: <http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/7489>.

LLANGARÍ LLUGUÍN, V.P. y SOLÍS SÁNCHEZ, G.E., *Diseño térmico e hidráulico de un intercambiador de coraza y tubos*. S.l.: Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. 2012.

MACHUCA, F. y URRESTA, O., Software para la enseñanza de la dinámica y control de intercambiadores de calor de tubos y coraza Educational software for the teaching of the dynamics and control of shell and tube heat exchangers. *Rev. Fac. Ing. Univ. Antioquia* [en línea], 2008. no. 44, pp. 52-60. [Consulta: 14 enero 2021]. ISSN 0120-6230. Disponible en: <https://www.redalyc.org/articulo.oa?id=43004407>.

MARTINEZ HUERTAS, D.F., *DISEÑO DE SOFTWARE PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS CON CINCO SUSTANCIAS DIFERENTES*. S.l.: UNIVERSIDAD LOS LIBERTADORES. 2017.

MARTÍNEZ HUERTAS, D.F., *Diseño de software para intercambiadores de calor de coraza y tubos con cinco sustancias diferentes* [en línea]. Bogotá: UNIVERSIDAD LOS LIBERTADORES. 2017. [Consulta: 12 enero 2021]. Disponible en: <http://repository.libertadores.edu.co/handle/11371/1162>.

MIZUTANI, F.T., PESSOA, F.L.P., QUEIROZ, E.M., HAUAN, S. y GROSSMANN, I.E., Mathematical Programming Model for Heat-Exchanger Network Synthesis Including Detailed Heat-Exchanger Designs. 1. Shell-and-Tube Heat-Exchanger Design. *Industrial and Engineering Chemistry Research* [en línea], 2003. vol. 42, no. 17, pp. 4009-4018. [Consulta: 31 agosto 2021]. DOI 10.1021/IE020964U. Disponible en: <https://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ie020964u>.

ONISHI, V.C., RAVAGNANI, M.A.S.S. y CABALLERO, J.A., Mathematical programming model for heat exchanger design through optimization of partial objectives. *Energy Conversion and Management*, 2013. vol. 74, pp. 60-69. ISSN 0196-8904. DOI 10.1016/J.ENCONMAN.2013.05.011.

RAO, R.V. y PATEL, V., Multi-objective optimization of heat exchangers using a modified teaching-learning-based optimization algorithm. *Applied Mathematical Modelling*, 2013. vol. 37, no. 3, pp. 1147-1162. ISSN 0307904X. DOI 10.1016/j.apm.2012.03.043.

RAVAGNANI, M.A.S.S. y CABALLERO, J.A., A MINLP Model for the Rigorous Design of Shell and Tube Heat Exchangers Using the Tema Standards. *Chemical Engineering Research and Design*, 2007. vol. 85, no. 10, pp. 1423-1435. ISSN 0263-8762. DOI 10.1016/S0263-8762(07)73182-9.

REYES RODRÍGUEZ, M.B., MOYA RODRÍGUEZ, J.L., CRUZ FONTICIELLA, O.M., FÍRVIDA DONÉSTEVEZ, E.M. y VELÁZQUEZ PÉREZ, J.A., Automatización y optimización del diseño de intercambiadores de calor de tubo y coraza mediante el método de Taborek. *Ingeniería Mecánica* [en línea], 2014. vol. 17, no. 1, pp. 78-89. [Consulta: 15 enero 2021]. ISSN 1815-5944. Disponible en: <http://www.ingenieriamecanica.cujae.edu.xn--cu78artculooriginal-r1b>.

SERTH, R.W., *Process Heat Transfer: Principles and Applications*. 2007. Texas: s.n. ISBN 978-0-12-373588-1.

SINNOTT, R. y TOWLER, G., *CHEMICAL ENGINEERING DESIGN: Principles, Practice and Economics of Plant and Process Design* [en línea]. 2008. S.l.: ELSEVIER. [Consulta: 21 agosto 2021]. ISBN 13: 978-0-7506-8423-1. Disponible en: <https://books.google.com.ec/books?hl=es&lr=&id=ssjSBQAAQBAJ&oi=fnd&pg=PP1&dq=chemical+engineering+design+rk+sinnott+&ots=7fTfCgAYzH&sig=7gCHDx82KDLoa0mYFdxLgG8AKIM>.

SOLARES MIRANDA, M.J., *DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE EQUIPO DIDÁCTICO PARA EL ESTUDIO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN FORZADA EXTERNA, A TRAVÉS DE TRES GEOMETRÍAS, EN EL LABORATORIO DE OPERACIONES UNITARIAS DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA DE LA UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA* [en línea]. Guatemala: Universidad de San Carlos de Guatemala . 2018. [Consulta: 14 septiembre 2021]. Disponible en: <http://www.repositorio.usac.edu.gt/id/eprint/8615>.

TEMA, *Standars of th Tubular Exchanger Manufacturers Association*. Novena Edi. 2007. New

York: s.n.

TURGUT, O.E., Hybrid Chaotic Quantum behaved Particle Swarm Optimization algorithm for thermal design of plate fin heat exchangers. *Applied Mathematical Modelling*, 2016. vol. 40, no. 1, pp. 50-69. ISSN 0307904X. DOI 10.1016/j.apm.2015.05.003.

VELA PAZMIÑO, F.G., *APLICACIÓN DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL PROCESAMIENTO DE ALIMENTOS* [en línea]. S.l.: Universidad Nacional de la Amazonia Peruana. 2013. [Consulta: 25 noviembre 2020]. Disponible en: [http://repositorio.unapiquitos.edu.pe/bitstream/handle/UNAP/2497/Aplicación de transferencia de calor en el procesamiento de alimentos.pdf?sequence=1&isAllowed=y](http://repositorio.unapiquitos.edu.pe/bitstream/handle/UNAP/2497/Aplicación%20de%20transferencia%20de%20calor%20en%20el%20procesamiento%20de%20alimentos.pdf?sequence=1&isAllowed=y).

ANEXOS

ANEXO A: DIÁMETRO DE TUBERÍAS

Tubo D. externo (in)	BWG	Tubo D. interno (in)	Tubo D. interno (m)	A (in ²)
0,5	16	0,370	0,009398	0,3019
0,5	17	0,402	0,010211	0,3157
0,5	18	0,430	0,010922	0,3339
0,5	22	0,444	0,011278	0,1548
0,625	12	0,407	0,010338	0,1301
0,625	13	0,435	0,011049	0,1486
0,625	14	0,459	0,011659	0,1655
0,625	15	0,481	0,012217	0,1817
0,625	16	0,495	0,012573	0,1924
0,625	17	0,509	0,012929	0,2035
0,625	18	0,527	0,013386	0,2181
0,625	19	0,541	0,013741	0,2299
0,625	20	0,555	0,014097	0,2419
0,75	10	0,482	0,012243	0,825
0,75	11	0,510	0,012954	0,2043
0,75	12	0,532	0,013513	0,2223
0,75	13	0,560	0,014224	0,2463
0,75	14	0,584	0,014834	0,2679
0,75	15	0,606	0,015392	0,2884
0,75	16	0,620	0,015748	0,3019
0,75	17	0,634	0,016104	0,3157
0,75	18	0,652	0,016561	0,3339
0,75	20	0,680	0,017272	0,3632
0,875	10	0,607	0,015418	0,2894
0,875	11	0,635	0,016129	0,3167
0,875	12	0,657	0,016688	0,339
0,875	13	0,685	0,017399	0,3685
0,875	14	0,709	0,018009	0,3948
0,875	15	0,731	0,018567	0,4197
0,875	16	0,745	0,018923	0,4359
0,875	17	0,759	0,019279	0,4525
0,875	18	0,777	0,019736	0,4742
0,875	20	0,805	0,020447	0,509
1	8	0,670	0,017018	0,3526
1	10	0,732	0,018593	0,4208
1	11	0,760	0,019304	0,4536
1	12	0,782	0,019863	0,4803
1	13	0,810	0,020574	0,5153
1	14	0,834	0,021184	0,5463
1	15	0,856	0,021742	0,5755
1	16	0,870	0,022098	0,5945
1	18	0,902	0,022911	0,639
1	20	0,930	0,023622	0,6793

1,25	7	0,890	0,022606	0,6221
1,25	8	0,920	0,023368	0,6648
1,25	10	0,982	0,024943	0,7574
1,25	11	1,010	0,025654	0,8012
1,25	12	1,032	0,026213	0,8365
1,25	13	1,060	0,026924	0,8825
1,25	14	1,084	0,027534	0,9229
1,25	16	1,120	0,028448	0,9852
1,25	18	1,152	0,029261	1,0423
1,25	20	1,180	0,029972	1,0936
1,5	10	1,232	0,031293	1,1921
1,5	12	1,282	0,032563	1,2908
1,5	14	1,334	0,033884	1,3977
1,5	16	1,370	0,034798	1,4741
2	11	1,760	0,044704	2,4328
2	12	1,782	0,045263	2,4941
2	13	1,810	0,045974	2,573
2	14	1,834	0,046584	2,6417

Fuente: (Serth 2007, p. 718-719).

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021

ANEXO B: BWG, ESCALA DE BIRMINGHAM WIRE GAUGE PARA ESPESORES DE TUBOS

BWG	Thickness (in.)
7	0.180
8	0.165
10	0.134
11	0.120
12	0.109
13	0.095
14	0.083
15	0.072
16	0.065
17	0.058
18	0.049
20	0.035
22	0.028
24	0.022
26	0.018

Fuente: (Serth 2007, p. 717).

ANEXO C: NÚMERO DE TUBOS

**ANEXO 1-C: NÚMEROS DE TUBOS CON DIÁMETRO INTERNO DE 5/8IN. Y
DIÁMETRO EXTERNO EN 13/16IN. PASO CUADRADO**

Shell ID (in.)	TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	2	4	6
8	55	48	34	24	52	40	32
10	88	78	62	56	90	80	74
12	140	138	112	100	140	128	108
13.25	178	172	146	136	180	164	148
15.25	245	232	208	192	246	232	216
17.25	320	308	274	260	330	312	292
19.25	405	392	352	336	420	388	368
21.25	502	484	442	424	510	488	460
23.25	610	584	536	508	626	596	562
25	700	676	618	600	728	692	644
27	843	812	742	716	856	816	780
29	970	942	868	840	998	956	920
31	1127	1096	1014	984	1148	1108	1060
33	1288	1250	1172	1148	1318	1268	1222
35	1479	1438	1330	1308	1492	1436	1388
37	1647	1604	1520	1480	1684	1620	1568
39	1840	1794	1700	1664	1882	1816	1754
42	2157	2112	2004	1968	2196	2136	2068
45	2511	2458	2326	2288	2530	2464	2402
48	2865	2808	2686	2656	2908	2832	2764
54	3656	3600	3462	3404	3712	3624	3556
60	4538	4472	4310	4256	4608	4508	4426

Fuente: (Serth, 2007, p. 729)

**ANEXO 2-C: NÚMEROS DE TUBOS CON DIÁMETRO INTERNO DE 3/4IN. Y
DIÁMETRO EXTERNO EN 15/16IN. PASO TRIANGULAR.**

Shell ID (in.)	TEMA L or M				TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
8	64	48	34	24	34	32	16	18	32	24	24
10	85	72	52	50	60	62	52	44	64	52	52
12	122	114	94	96	109	98	78	68	98	88	78
13.25	151	142	124	112	126	120	106	100	126	116	108
15.25	204	192	166	168	183	168	146	136	180	160	148
17.25	264	254	228	220	237	228	202	192	238	224	204
19.25	332	326	290	280	297	286	258	248	298	280	262
21.25	417	396	364	348	372	356	324	316	370	352	334
23.25	495	478	430	420	450	430	392	376	456	428	408
25	579	554	512	488	518	498	456	444	534	500	474
27	676	648	602	584	618	602	548	532	628	600	570
29	785	762	704	688	729	708	650	624	736	696	668
31	909	878	814	792	843	812	744	732	846	812	780
33	1035	1002	944	920	962	934	868	840	978	928	904
35	1164	1132	1062	1036	1090	1064	990	972	1100	1060	1008
37	1304	1270	1200	1168	1233	1196	1132	1100	1238	1200	1152
39	1460	1422	1338	1320	1365	1346	1266	1244	1390	1336	1290
42	1703	1664	1578	1552	1611	1580	1498	1464	1632	1568	1524
45	1960	1918	1830	1800	1875	1834	1736	1708	1882	1820	1770
48	2242	2196	2106	2060	2132	2100	1998	1964	2152	2092	2044
54	2861	2804	2682	2660	2730	2684	2574	2536	2748	2680	2628
60	3527	3476	3360	3300	3395	3346	3228	3196	3420	3340	3286
66	4292	4228	4088	4044							
72	5116	5044	4902	4868							
78	6034	5964	5786	5740							
84	7005	6934	6766	6680							
90	8093	7998	7832	7708							
96	9203	9114	8896	8844							
108	11696	11618	11336	11268							
120	14459	14378	14080	13984							

Fuente: (Serth, 2007, p. 730).

**ANEXO 3-C. NÚMEROS DE TUBOS CON DIÁMETRO INTERNO DE 3/4IN. Y
DIÁMETRO EXTERNO EN 1IN. PASO CUADRADO**

Shell ID (in.)	TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	2	4	6
8	28	26	16	12	28	24	12
10	52	48	44	24	52	44	32
12	80	76	66	56	78	72	70
13¼	104	90	70	80	96	92	90
15¼	136	128	128	114	136	132	120
17¼	181	174	154	160	176	176	160
19¼	222	220	204	198	224	224	224
21¼	289	272	262	260	284	280	274
23¼	345	332	310	308	348	336	328
25	398	386	366	344	408	392	378
27	477	456	432	424	480	468	460
29	554	532	510	496	562	548	530
31	637	624	588	576	648	636	620
33	730	712	682	668	748	728	718
35	828	812	780	760	848	820	816
37	937	918	882	872	952	932	918
39	1048	1028	996	972	1056	1044	1020
42	1224	1200	1170	1140	1244	1224	1212
45	1421	1394	1350	1336	1436	1408	1398
48	1628	1598	1548	1536	1640	1628	1602
54	2096	2048	2010	1992	2108	2084	2068
60	2585	2552	2512	2476	2614	2584	2558

Fuente: (Serth, 2007, p. 731)

**ANEXO 4-C: NÚMEROS DE TUBOS CON DIÁMETRO INTERNO DE 3/4IN. Y
DIÁMETRO EXTERNO EN 1IN. PASO TRIANGULAR.**

Shell ID (in.)	TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	2	4	6
8	17	12	8	12	14	8	6
10	30	30	16	18	30	24	12
12	52	48	42	24	44	40	32
13¼	61	56	52	50	60	48	44
15¼	85	78	62	64	80	72	74
17¼	108	108	104	96	104	100	100
19¼	144	136	130	114	132	132	120
21¼	173	166	154	156	172	168	148
23¼	217	208	194	192	212	204	198
25	252	240	230	212	244	240	230
27	296	280	270	260	290	284	274
29	345	336	310	314	340	336	328
31	402	390	366	368	400	384	372
33	461	452	432	420	456	444	440
35	520	514	494	484	518	504	502
37	588	572	562	548	584	576	566
39	661	640	624	620	664	644	640
42	776	756	738	724	764	748	750
45	900	882	862	844	902	880	862
48	1029	1016	984	972	1028	1008	1004
54	1310	1296	1268	1256	1320	1296	1284
60	1641	1624	1598	1576	1634	1616	1614

Fuente: (Serth, 2007, p. 732).

ANEXO 5-C: NÚMEROS DE TUBOS CON DIÁMETRO INTERNO DE 1IN. Y DIÁMETRO EXTERNO EN 1.25IN. ARREGLO CUADRADO

Shell ID (in.)	TEMA L or M				TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
8	42	40	26	24	31	26	16	12	32	24	24
10	73	66	52	44	56	48	42	40	52	48	40
12	109	102	88	80	88	78	62	68	84	76	74
13¼	136	128	112	102	121	106	94	88	110	100	98
15¼	183	172	146	148	159	148	132	132	152	140	136
17¼	237	228	208	192	208	198	182	180	206	188	182
19¼	295	282	258	248	258	250	228	220	266	248	234
21¼	361	346	318	320	320	314	290	276	330	316	296
23¼	438	416	382	372	400	384	352	336	400	384	356
25	507	486	448	440	450	442	400	392	472	440	424
27	592	574	536	516	543	530	488	468	554	528	502
29	692	668	632	604	645	618	574	556	648	616	588
31	796	774	732	708	741	716	666	648	744	716	688
33	909	886	836	812	843	826	760	740	852	816	788
35	1023	1002	942	920	950	930	878	856	974	932	908
37	1155	1124	1058	1032	1070	1052	992	968	1092	1056	1008
39	1277	1254	1194	1164	1209	1184	1122	1096	1224	1180	1146
42	1503	1466	1404	1372	1409	1378	1314	1296	1434	1388	1350
45	1726	1690	1622	1588	1635	1608	1536	1504	1652	1604	1560
48	1964	1936	1870	1828	1887	1842	1768	1740	1894	1844	1794
54	2519	2466	2380	2352	2399	2366	2270	2244	2426	2368	2326
60	3095	3058	2954	2928	2981	2940	2832	2800	3006	2944	2884
66	3769	3722	3618	3576							
72	4502	4448	4324	4280							
78	5309	5252	5126	5068							
84	6162	6108	5964	5900							
90	7103	7040	6898	6800							
96	8093	8026	7848	7796							
108	10260	10206	9992	9940							
120	12731	12648	12450	12336							

Fuente: (Serth, 2007, p. 733).

ANEXO 6-C: NÚMEROS DE TUBOS CON DIÁMETRO INTERNO DE 1IN. Y DIÁMETRO EXTERNO EN 1.25IN. ARREGLO TRIANGULAR

Shell ID (in.)	TEMA L or M				TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
8	27	26	8	12	18	14	8	12	14	12	6
10	42	40	34	24	33	28	16	18	28	24	24
12	64	66	52	44	51	48	42	44	52	40	40
13¼	81	74	62	56	73	68	52	44	64	56	52
15¼	106	106	88	92	93	90	78	76	90	80	78
17¼	147	134	124	114	126	122	112	102	122	112	102
19¼	183	176	150	152	159	152	132	136	152	140	136
21¼	226	220	204	186	202	192	182	172	196	180	176
23¼	268	262	236	228	249	238	216	212	242	224	216
25	316	302	274	272	291	278	250	240	286	264	246
27	375	360	336	324	345	330	298	288	340	320	300
29	430	416	390	380	400	388	356	348	400	380	352
31	495	482	452	448	459	450	414	400	456	436	414
33	579	554	520	504	526	514	484	464	526	504	486
35	645	622	586	576	596	584	548	536	596	572	548
37	729	712	662	648	672	668	626	608	668	636	614
39	808	792	744	732	756	736	704	692	748	728	700
42	947	918	874	868	890	878	834	808	890	856	830
45	1095	1068	1022	1000	1035	1008	966	948	1028	992	972
48	1241	1220	1176	1148	1181	1162	1118	1092	1180	1136	1100
54	1577	1572	1510	1480	1520	1492	1436	1416	1508	1468	1442
60	1964	1940	1882	1832	1884	1858	1800	1764	1886	1840	1794
66	2390	2362	2282	2260							
72	2861	2828	2746	2708							
78	3368	3324	3236	3216							
84	3920	3882	3784	3736							
90	4499	4456	4370	4328							
96	5144	5104	4986	4936							
108	6546	6494	6360	6300							
120	8117	8038	7870	7812							

Fuente: (Serth, 2007, p. 734).

**ANEXO 7-C: NÚMEROS DE TUBOS CON DIÁMETRO INTERNO DE 1.25IN. Y
DIÁMETRO EXTERNO EN 1 9/16IN. ARREGLO CUADRADO**

Shell ID (in.)	TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	2	4	6
8	12	12	4	0	4	4	6
10	21	12	8	12	12	8	12
12	29	28	16	18	26	20	12
13¼	38	34	34	24	36	28	15
15¼	52	48	44	48	44	44	32
17¼	70	66	56	50	60	60	56
19¼	85	84	70	80	82	76	79
21¼	108	108	100	96	100	100	100
23¼	136	128	128	114	128	120	120
25	154	154	142	136	154	148	130
27	184	180	158	172	176	172	160
29	217	212	204	198	212	204	198
31	252	248	234	236	242	240	234
33	289	276	270	264	280	280	274
35	329	316	310	304	324	312	308
37	372	368	354	340	358	352	350
39	420	402	402	392	408	400	392
42	485	476	468	464	480	476	464
45	565	554	546	544	558	548	550
48	653	636	628	620	644	628	632
54	837	820	812	804	824	808	808
60	1036	1028	1012	1008	1028	1016	1008

Fuente: (Serth, 2007, p. 735).

**ANEXO 8-C: NÚMEROS DE TUBOS CON DIÁMETRO INTERNO DE 1.25IN. Y
DIÁMETRO EXTERNO EN 1 9/16IN. ARREGLO TRIANGULAR**

Shell ID (in.)	TEMA L or M				TEMA P or S				TEMA U		
	Number of passes				Number of passes				Number of passes		
	1	2	4	6	1	2	4	6	2	4	6
8	15	10	8	12	13	10	4	0	6	4	6
10	27	22	16	12	18	20	8	12	14	12	12
12	38	36	26	24	33	26	26	18	28	20	18
13¼	55	44	42	40	38	44	34	24	34	28	30
15¼	66	64	52	50	57	58	48	44	52	48	40
17¼	88	82	78	68	81	72	62	68	72	68	64
19¼	117	106	98	96	100	94	86	80	90	84	78
21¼	136	134	124	108	126	120	116	102	118	112	102
23¼	170	164	146	148	159	146	132	132	148	132	120
25	198	188	166	168	183	172	150	148	172	160	152
27	237	228	208	192	208	206	190	180	200	188	180
29	268	266	242	236	249	238	224	220	242	228	216
31	312	304	284	276	291	282	262	256	282	264	250
33	357	346	322	324	333	326	298	296	326	308	292
35	417	396	372	364	372	368	344	336	362	344	336
37	446	446	422	408	425	412	394	384	416	396	384
39	506	490	472	464	478	468	442	432	472	444	428
42	592	584	552	544	558	546	520	512	554	524	510
45	680	676	646	632	646	634	606	596	636	624	592
48	788	774	736	732	748	732	704	696	736	708	692
54	1003	980	952	928	962	952	912	892	946	916	890
60	1237	1228	1188	1152	1194	1182	1144	1116	1176	1148	1116
66	1520	1496	1448	1424							
72	1814	1786	1736	1724							
78	2141	2116	2068	2044							
84	2507	2470	2392	2372							
90	2861	2840	2764	2744							
96	3275	3246	3158	3156							
108	4172	4136	4046	4020							
120	5164	5128	5038	5000							

Fuente: (Serth, 2007, p. 736).

ANEXO D: FACTOR DE ENSUCIAMIENTO

ANEXO 1-D: VALORES TÍPICOS DEL FACTOR DE ENSUCIAMIENTO

$$(1H \cdot FT^2 \cdot F / BTU = 0.17612 M^2 K / W)$$

<i>Cooling water streams^a</i>	
• Seawater	0.0005–0.001
• Brackish water	0.001–0.002
• Treated cooling tower water	0.001–0.002
• Municipal water supply	0.001–0.002
• River water	0.001–0.003
• Engine jacket water	0.001
• Distilled or demineralized water	0.0005
• Treated boiler feedwater	0.0005–0.001
• Boiler blowdown	0.002
<i>Service gas streams</i>	
• Ambient air (in air-cooled units)	0–0.0005
• Compressed air	0.001–0.002
• Steam (clean)	0–0.0005
• Steam (with oil traces)	0.001–0.002
• Refrigerants (with oil traces)	0.002
• Ammonia	0.001
• Carbon dioxide	0.002
• Flue gases	0.005–0.01
<i>Service liquid streams</i>	
• Fuel oil	0.002–0.005
• Lubrication oil	0.001
• Transformer oil	0.001
• Hydraulic fluid	0.001
• Organic heat-transfer fluids	0.001–0.002
• Refrigerants	0.001
• Brine	0.003
<i>Process gas streams</i>	
• Hydrogen	0.001
• Organic solvent vapors	0.001
• Acid gases	0.002–0.003
• Stable distillation overhead products	0.001
<i>Process liquid streams</i>	
• Amine solutions	0.002
• Glycol solutions	0.002
• Caustic solutions	0.002
• Alcohol solutions	0.002
• Ammonia	0.001
• Vegetable oils	0.003
• Stable distillation side-draw and bottom products	0.001–0.002
<i>Natural gas processing streams</i>	
• Natural gas	0.001
• Overhead vapor products	0.001–0.002
• C ₃ or C ₄ vapor (condensing)	0.001
• Lean oil	0.002
• Rich oil	0.001
• LNG and LPG	0.001

(Continued)

Fuente: (Serth, 2007, p. 95).

ANEXO 2-D: VALORES TÍPICOS DEL FACTOR DE ENSUCIAMIENTO
($1H \cdot FT^2 \cdot F / BTU = 0.17612 M^2 K / W$) (CONTINUACIÓN)

Oil refinery streams

● Crude oil ^b	
– Temperature less than 250°F	0.002–0.003
– Temperature between 250°F and 350°F	0.003–0.004
– Temperature between 350°F and 450°F	0.004–0.005
– Temperature greater than 450°F	0.005–0.006
● Liquid product streams	
– Gasoline	0.001–0.002
– Naphtha and light distillates	0.001–0.003
– Kerosene	0.001–0.003
– Light gas oil	0.002–0.003
– Heavy gas oil	0.003–0.005
– Heavy fuel oils	0.003–0.007
– Asphalt and residuum	0.007–0.01
● Other oil streams	
– Refined lube oil	0.001
– Cycle oil	0.002–0.004
– Coker gas oil	0.003–0.005
– Absorption oils	0.002

^aAssumes water velocity greater than 3 ft/s. Lower values of ranges correspond to water temperature below about 120°F and hot stream temperature below about 250°F.

^bAssumes desalting at approximately 250°F and a minimum oil velocity of 2 ft/s.

Fuente: (Serth, 2007, p. 96).

ANEXO E: COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR GLOBALES U_D

ANEXO 1-E: VALORES TÍPICOS DE LOS COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LOS INTERCAMBIADORES TUBULARES.
 $U = 1W/M^2 \cdot K = 0.17612 BTU/H.FT^2 \cdot ^\circ F$

Shell side	Tube side	Design U	Includes total dirt
Liquid-liquid media			
Aroclor 1248	Jet fuels	100-150	0.0015
Cutback asphalt	Water	10-20	0.01
Demineralized water	Water	300-500	0.001
Ethanol amine (MEA or DEA) 10-25% solutions	Water or DEA, or MEA solutions	140-200	0.003
Fuel oil	Water	15-25	0.007
Fuel oil	Oil	10-15	0.008
Gasoline	Water	60-100	0.003
Heavy oils	Heavy oils	10-40	0.004
Heavy oils	Water	15-50	0.005
Hydrogen-rich reformer stream	Hydrogen-rich reformer stream	90-120	0.002
Kerosene or gas oil	Water	25-50	0.005
Kerosene or gas oil	Oil	20-35	0.005
Kerosene or jet fuels	Trichloroethylene	40-50	0.0015
Jacket water	Water	230-300	0.002
Lube oil (low viscosity)	Water	25-50	0.002
Lube oil (high viscosity)	Water	40-80	0.003
Lube oil	Oil	11-20	0.006
Naphtha	Water	50-70	0.005
Naphtha	Oil	25-35	0.005
Organic solvents	Water	50-150	0.003
Organic solvents	Brine	35-90	0.003
Organic solvents	Organic solvents	20-60	0.002
Tall oil derivatives, vegetable oil, etc.	Water	20-50	0.004
Water	Caustic soda solutions (10-30%)	100-250	0.003
Water	Water	200-250	0.003
Wax distillate	Water	15-25	0.005
Wax distillate	Oil	13-23	0.005
Condensing vapor-liquid media			
Alcohol vapor	Water	100-200	0.002
Asphalt (450°F)	Dowtherm vapor	40-60	0.006
Dowtherm vapor	Tall oil and derivatives	60-80	0.004
Dowtherm vapor	Dowtherm liquid	80-120	0.0015
Gas-plant tar	Steam	40-50	0.0055
High-boiling hydrocarbons V	Water	20-50	0.003
Low-boiling hydrocarbons A	Water	80-200	0.003
Hydrocarbon vapors (partial condenser)	Oil	25-40	0.004
Organic solvents A	Water	100-200	0.003
Organic solvents high NC, A	Water or brine	20-60	0.003
Organic solvents low NC, V	Water or brine	50-120	0.003
Kerosene	Water	30-65	0.004
Kerosene	Oil	20-30	0.005
Naphtha	Water	50-75	0.005

(Continued)

Fuente: (Serth, 2007, p. 107).

ANEXO 2-E: VALORES TÍPICOS DE LOS COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LOS INTERCAMBIADORES TUBULARES. $U=1W/M^2 \cdot K=0.17612BTU/H.FT^2 \cdot ^\circ F$. (CONTINUACIÓN).

Shell side	Tube side	Design U	Includes total dirt
Naphtha	Oil	20–30	0.005
Stabilizer reflux vapors	Water	80–120	0.003
Steam	Feed water	400–1000	0.0005
Steam	No. 6 fuel oil	15–25	0.0055
Steam	No. 2 fuel oil	60–90	0.0025
Sulfur dioxide	Water	150–200	0.003
Tall-oil derivatives, vegetable oils (vapor)	Water	20–50	0.004
Water	Aromatic vapor-stream azeotrope	40–80	0.005
Gas-liquid media			
Air, N_2 , etc. (compressed)	Water or brine	40–80	0.005
Air, N_2 , etc., A	Water or brine	10–50	0.005
Water or brine	Air, N_2 (compressed)	20–40	0.005
Water or brine	Air, N_2 , etc., A	5–20	0.005
Water	Hydrogen containing natural-gas mixtures	80–125	0.003
Vaporizers			
Anhydrous ammonia	Steam condensing	150–300	0.0015
Chlorine	Steam condensing	150–300	0.0015
Chlorine	Light heat-transfer oil	40–60	0.0015
Propane, butane, etc.	Steam condensing	200–300	0.0015
Water	Steam condensing	250–400	0.0015

NC: non-condensable gas present; V: vacuum; A: atmospheric pressure.
Dirt (or fouling factor) units are (h)(ft²)(°F)/Btu

Fuente: (Serth, 2007, p. 108).

ANEXO F: CONDUCTIVIDADES TÉRMICAS DEL MATERIAL DE LOS TUBOS

Material	k (Btu/h · ft · °F)	Material	k (Btu/h · ft · °F)
Carbon steel	24–30	Inconel 800	6.7–8
304 Stainless steel	8.6–12	Inconel 825	7.2
309 Stainless steel	29	Hastelloy B	6.1–9
310 Stainless steel	7.3–11	Hastelloy C	5.9–10
316 and 317 Stainless steel	7.7–12	Alloy 904L	7.5–9
321 and 347 Stainless steel	8–12	Alloy 28	6.5–9
25Cr–12Ni Steel	6.5–10	Cr–Mo Alloy XM–27	11.3
22Cr–5Ni–3Mo Steel	9.5	Alloy 20CB	7.6
3.5Ni Steel	23.5	Copper	225
Carbon–0.5Mo Steel	25	90–10 Cu–Ni	30
1.0 & 1.25Cr–0.5Mo Steel	21.5	70–30 Cu–Ni	18
2.25Cr–1.0Mo Steel	21	Admiralty brass	64–75
5Cr–0.5Mo Steel	16.9–19	Naval brass	71–74
12Cr & 13Cr Steel	15.3	Muntz metal (60Cu–40Zn)	71
15Cr Steel	14.4	Aluminum bronze	71
17Cr Steel	13	Al–Ni Bronze	72
Nickel alloy 200	38.5	Aluminum alloy 3003	102–106
Nickel alloy 400	12.6–15	Aluminum alloy 6061	96–102
Inconel 600	9	Titanium	11.5–12.7
Inconel 625	7.5–9	Zirconium	12

This table lists typical values of thermal conductivity that can be used to estimate the thermal resistance of tube and pipe walls. These values may not be appropriate for operation at very high or very low temperatures.

Fuente: (Serth, 2007, p. 103).

ANEXO G: MANUAL DE USUARIO

1. Instalación

En la carpeta Intercambiador_tubo_coraza, se encuentran los archivos requeridos para la instalación del programa, abrir la primera carpeta denominada for_redistribution.

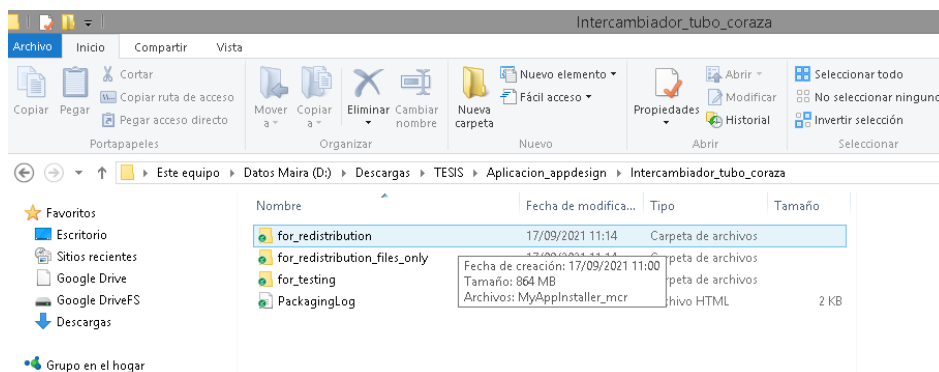


Figura 16-4. Carpeta Intercambiador_tubos_coraza

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Dentro de la carpeta se encuentra el archivo MyAppInstaller_mcr, el cual se deje ejecutar para iniciar la instalación

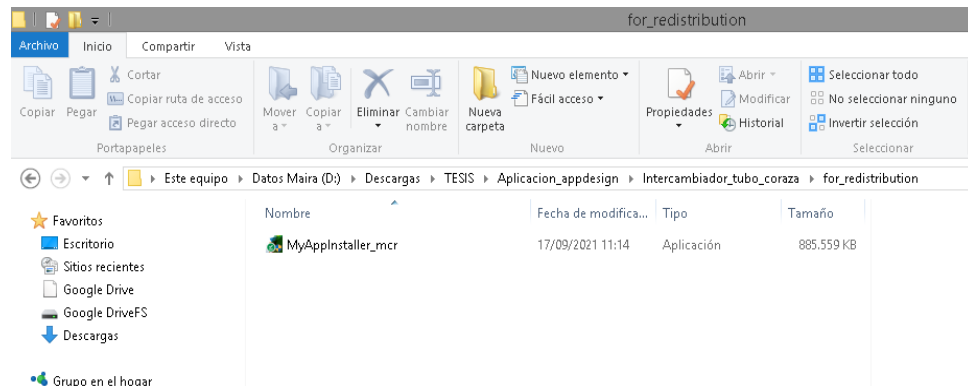


Figura 17-4. Archivo para la instalación

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Al abrir el archivo aparecerá una ventana en la que se encuentra una descripción del programa, se presiona siguiente.



Figura 18-4. Presentación de la aplicación

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

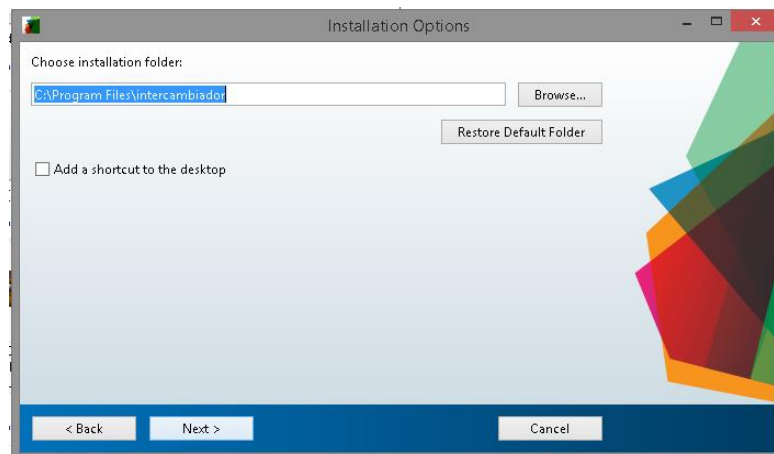


Figura 19-4. Ubicación de la aplicación

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

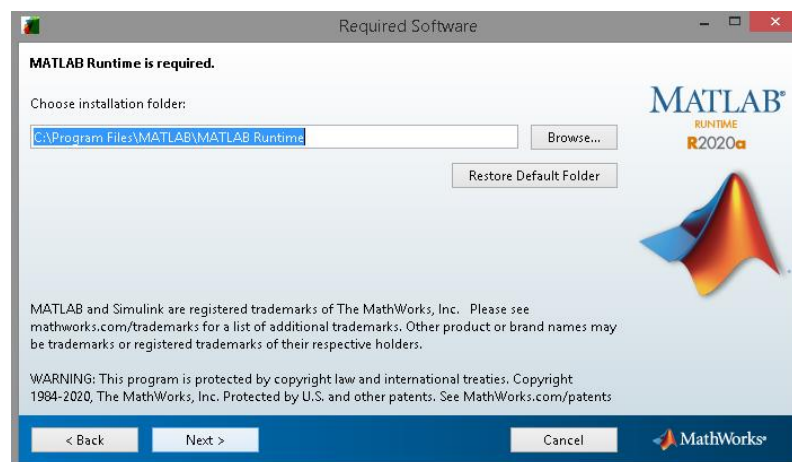


Figura 20-4. Elección de la carpeta

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

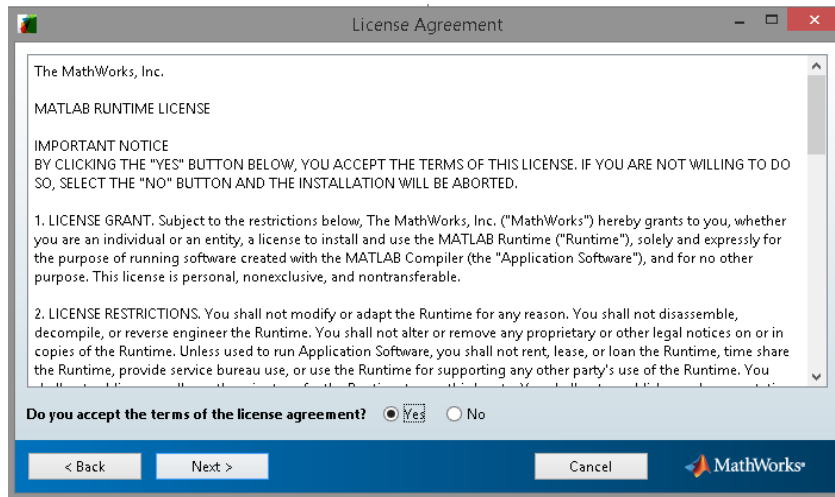


Figura 21-4. Condiciones del programa

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

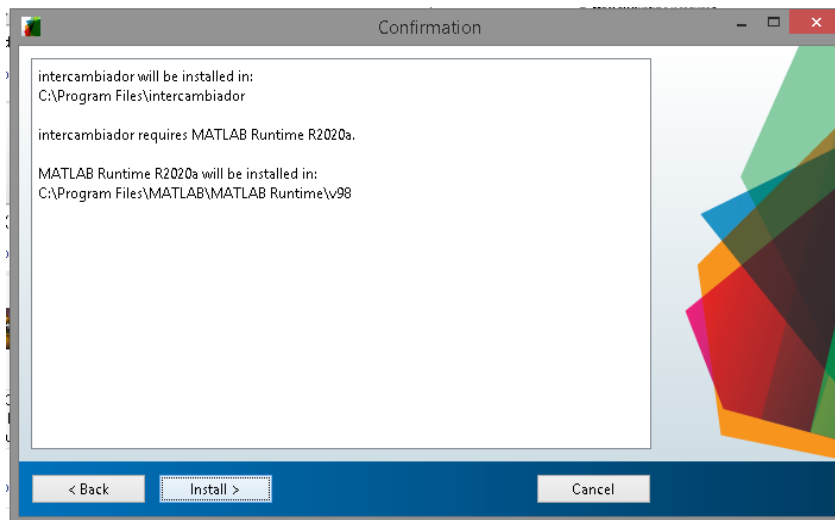


Figura 22-4. Instalar

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

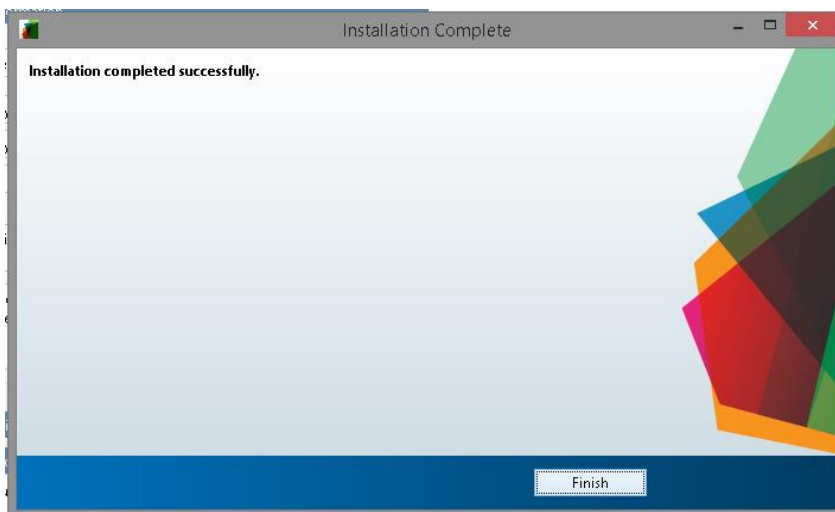


Figura 23-4. Finalizar

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

2. Uso del programa para diseño de intercambiadores

2.1. Ejemplo 1

Una vez instalada la aplicación, al abrirla se observa la siguiente ventana

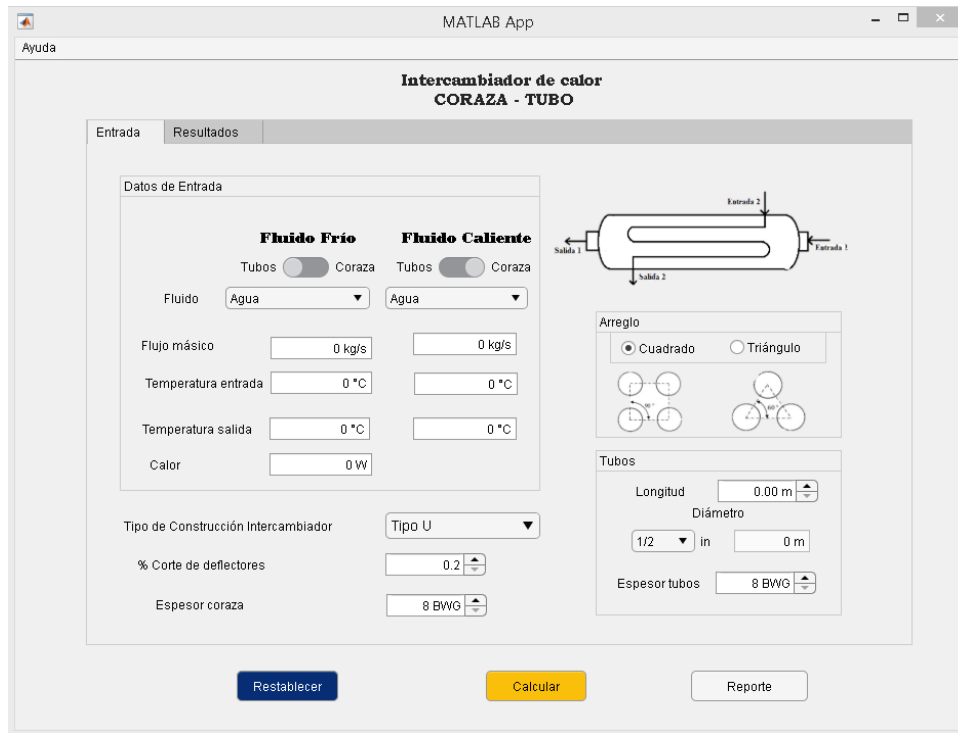


Figura 24-4. Ventana de ingreso a la interfaz

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

La interfaz consta de dos pestañas ubicadas en la parte superior 'Entrada' y 'Resultados', para ingresar los datos se debe oprimir sobre la pestaña entrada.

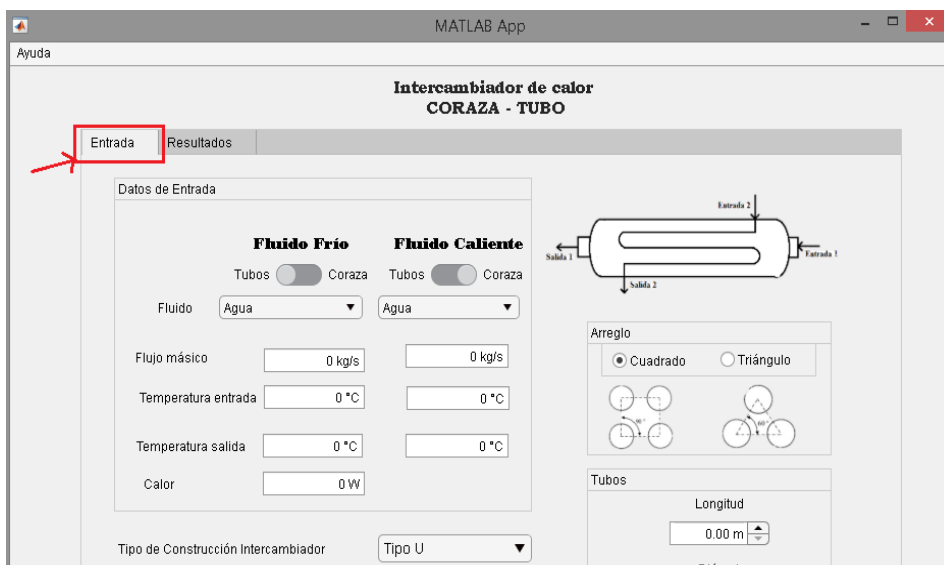


Figura 25-4. Pestaña entrada

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Para una mejor explicación, se basará en un ejercicio extraído de la referencia bibliográfica de Sinnott y Towler (2008, p. 836), el enunciado es el siguiente:

“Diseñe un intercambiador para subenfriar el condensado de un condensador de metanol de 95°C a 40°C. Caudal de metanol 100.000 kg / h. Se utilizará agua salobre ‘agua de mar’ como refrigerante, con un aumento de temperatura de 25° a 40°C”.

Las propiedades fisicoquímicas de los fluidos están especificadas en la Tabla 19-4, dichos valores se encuentran en una base de datos anexa a la aplicación.

Tabla 20-4: Propiedades físico químicas

PARÁMETROS	METANOL	AGUA DE MAR	UNIDADES
Capacidad Calorífica	2.84	4.2	kJ/kg°C
Gravedad Especifica	0,75	0,995	-
Densidad	750	995	kg/m ³
Viscosidad	0,00034	0.00080	kg/m*s
Coefficiente De Transferencia De Calor	0.19	0.59	W/m°C
Numero De Prandlt	5.08	5.69	-
Factor De Ensuciamiento	0.00033	0.00020	m ² *C/W

Fuente: (Onishi, Ravagnani y Caballero 2013, p. 60-69)

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Primero se ubica a los fluidos dependiendo del requerimiento, ya sea el fluido frio por los tubos y el fluido caliente por la coraza.

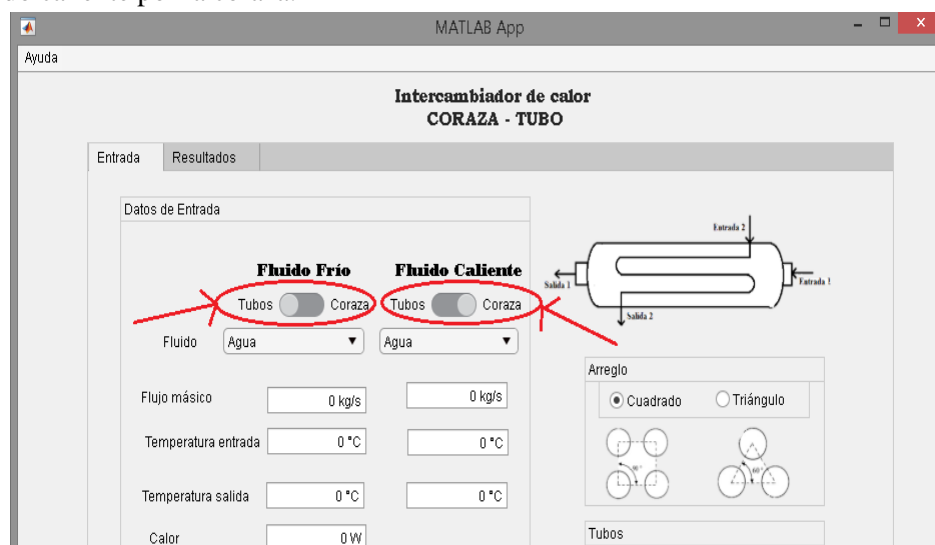


Figura 26-4. Ubicación de los fluidos Tubos-Coraza

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

O viceversa, si el fluido frío va por la coraza, el fluido caliente ira por los tubos, al cambiar una de las ubicaciones, la otra se cambia automáticamente.

En el programa está establecido por defecto que el fluido frío vaya por los tubos y el caliente por la coraza.

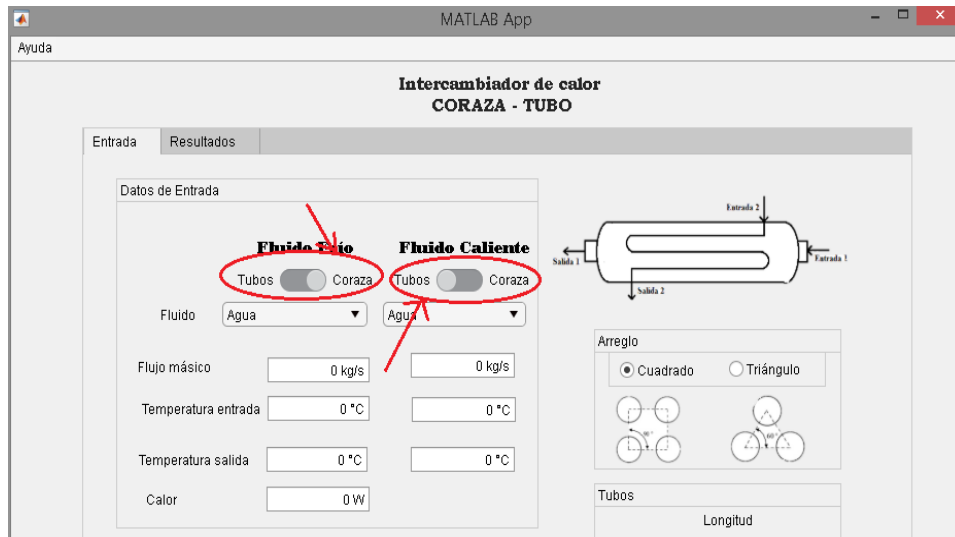


Figura 27-4. Ubicación de los fluidos Coraza-Tubos

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

La ubicación depende de algunos criterios que se muestran en la Tabla 19-4.

Tabla 21-4: Condiciones para la ubicación de los fluidos

Tubos	Coraza
Fluido corrosivo	Vapor de condensación
Agua de enfriamiento	Fluido con gran $\Delta T > 38$
Fluido ensuciante	
Fluido menos viscoso	

Fuente:(Serth, 2007, p. 106).

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Luego se procede a elegir los fluidos correspondientes, en este caso el ‘Agua de mar’ que circulará por los tubos Figura 19-4 y el ‘Metanol’ por la coraza Figura 20-4. Para este ejemplo se ubicará al agua de mar en los tubos y al metanol en la coraza.

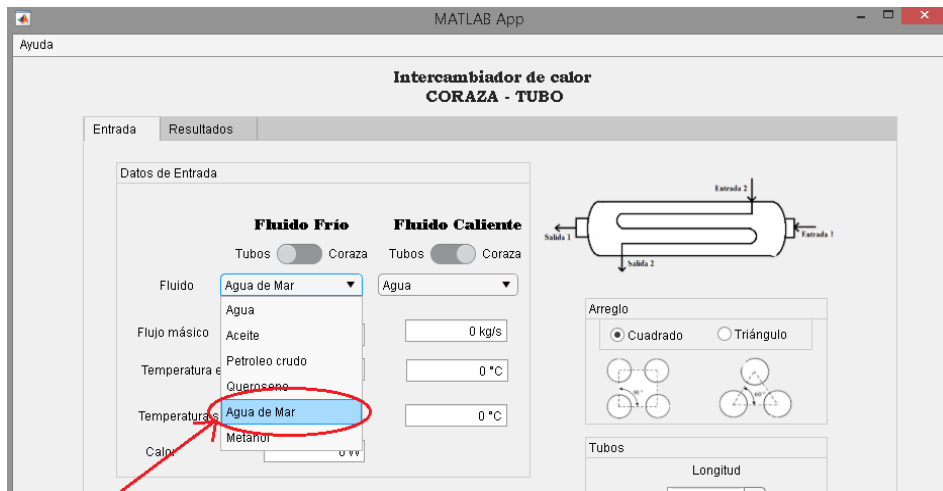


Figura 28-4. Elección del fluido frío

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

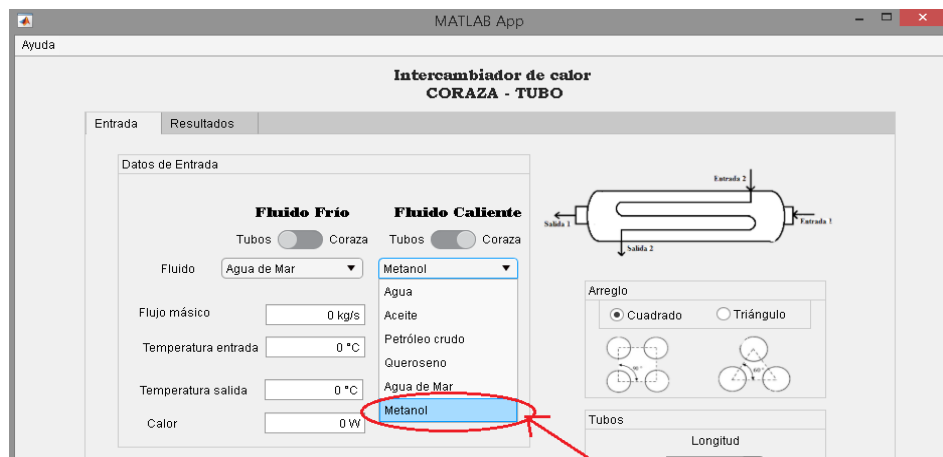


Figura 29-4. Elección del fluido caliente

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Se ingresan los datos dentro de los recuadros especificados tanto para flujos másicos como para las temperaturas, cabe recalcar que los flujos másicos deben estar en kg/s. y las temperaturas en °C.

$$100000 \left(\frac{kg}{h} \right) = 27.77 \left(\frac{kg}{s} \right)$$

Ec. 2-4

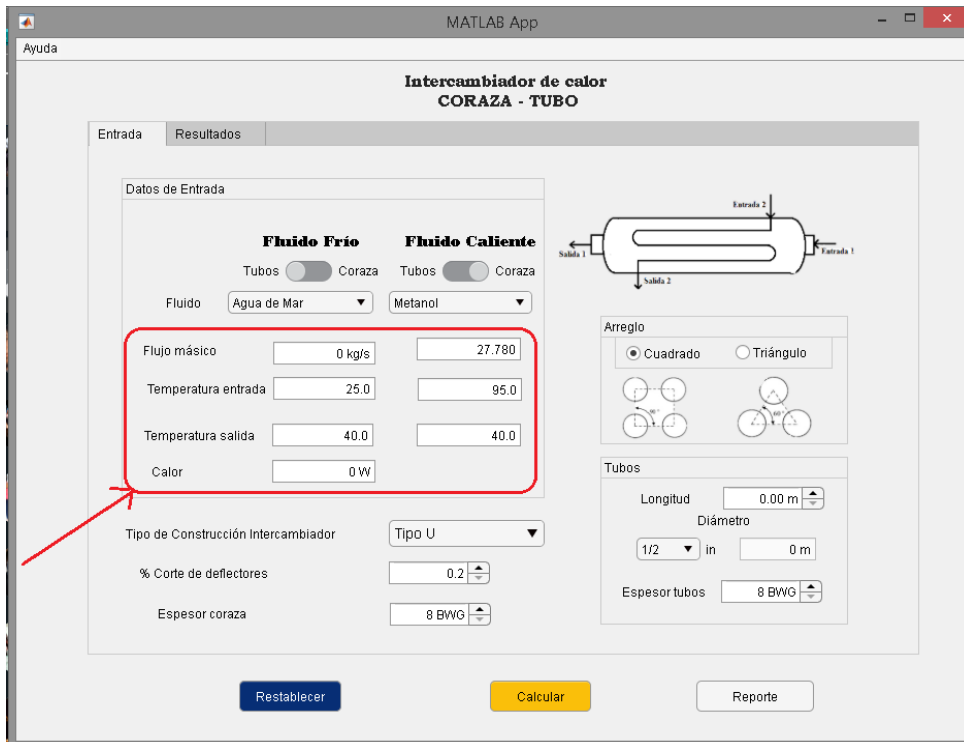


Figura 30-4. Ingreso de datos

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Los valores que no se conozcan se debe dejar con el valor de cero (0).

Se procede a elegir el ‘Tipo de construcción del intercambiador’, que puede ser entre el Tipo U, Tipo S o Tipo P, basado en la normativa TEMA, para este ejemplo se elige el Tipo U.

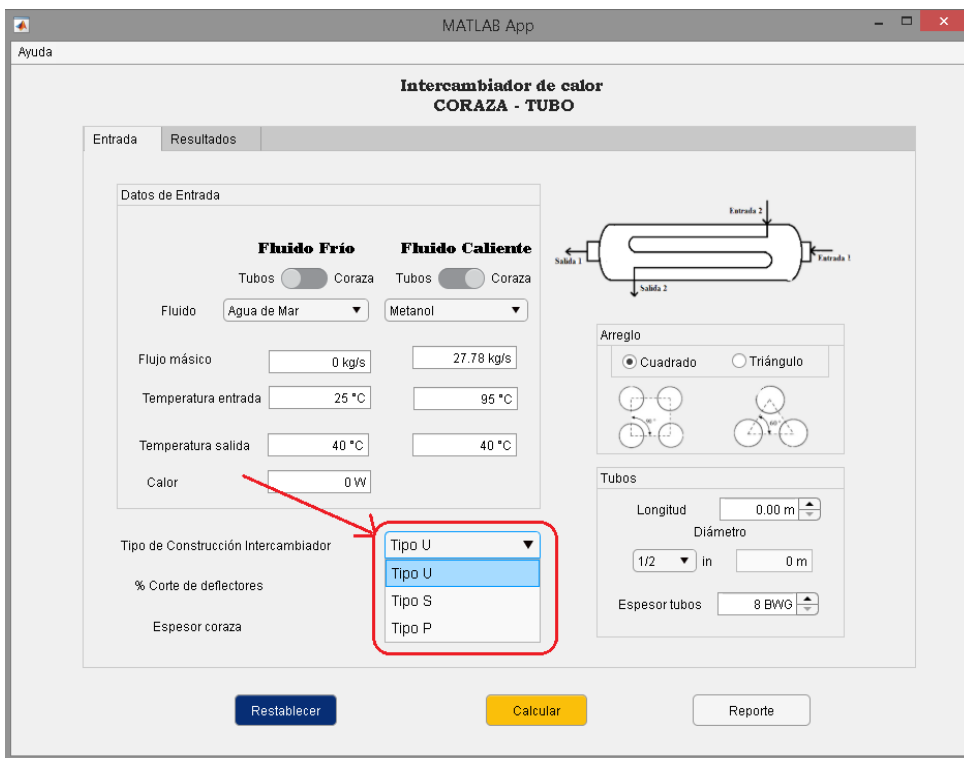


Figura 31-4. Elección del tipo de intercambiador

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

El porcentaje de corte de baffle va desde 0.2 a 1, en este caso es de 0.36.

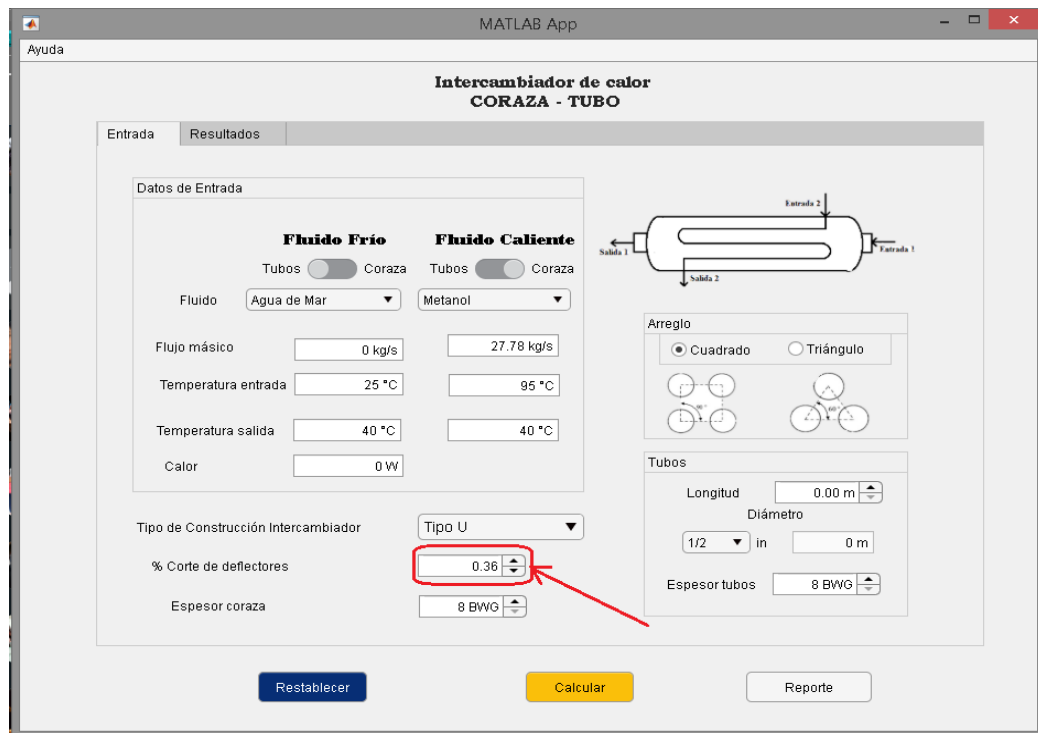


Figura 32-4. Ingreso del porcentaje de corte de deflectores

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Se elige el espesor de la coraza entre un rango de 8 a 20BWG, el rango recomendado es de 10 a 14 BWG, para este caso será de 12.

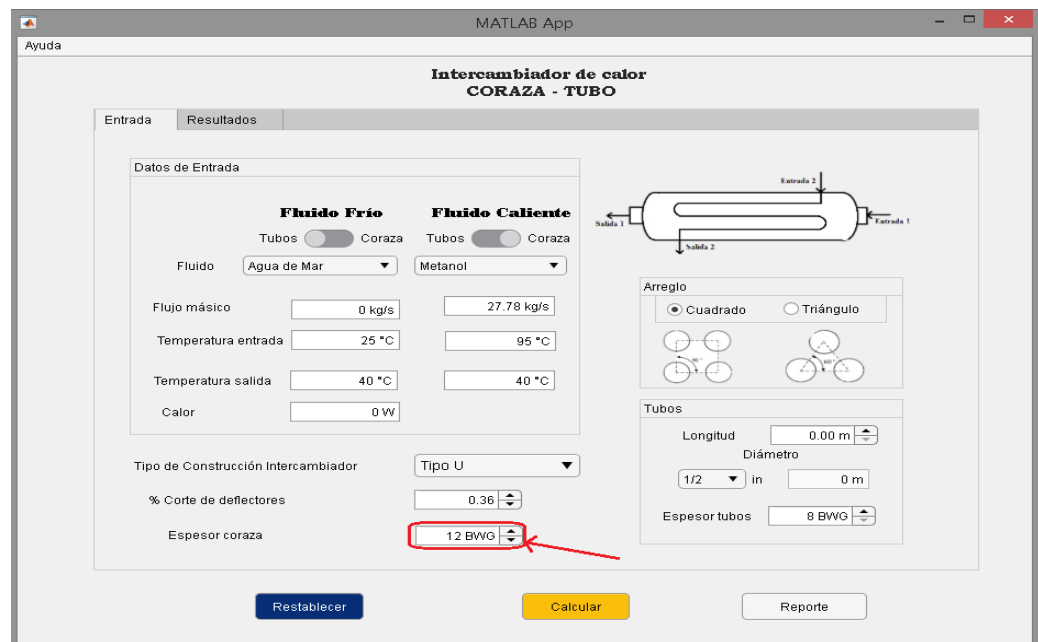


Figura 33-4. Elección del espesor de la coraza

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

El 'Arreglo' o la distribución de los tubos se puede elegir entre cuadrado o triangulo, el programa por defecto está establecido como cuadrado. Y para la demostración se dejará el mismo.

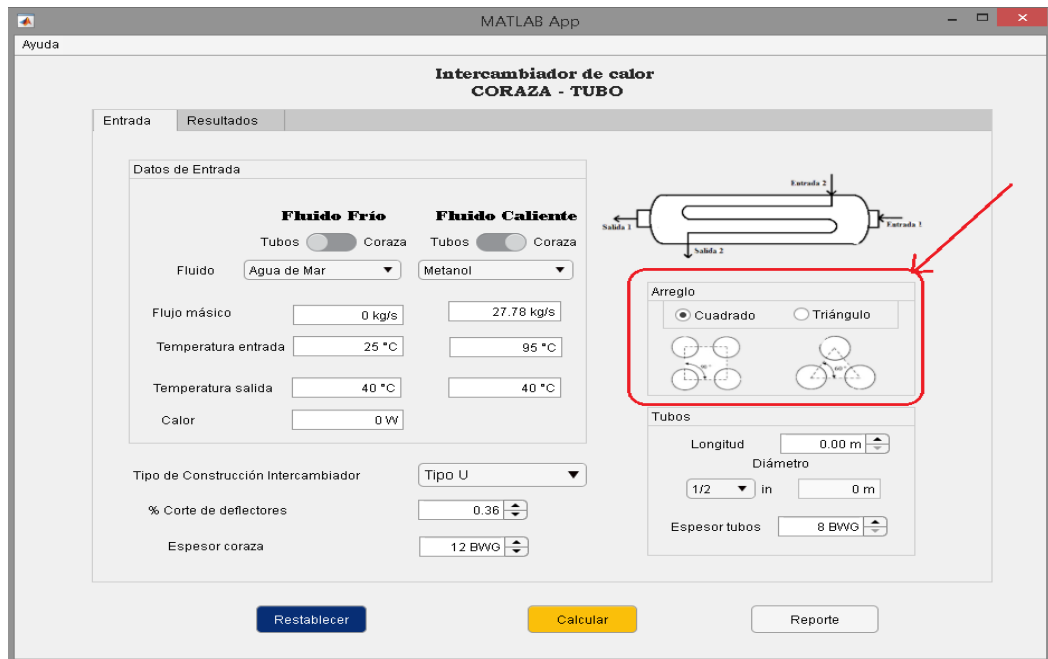


Figura 34-4. Elección del arreglo de los tubos

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Se debe establecer un valor de longitud referencial, y el programa realizará las iteraciones necesarias hasta llegar al correcto, que será de 5.5m, la longitud máxima establecida es de 10 metros.

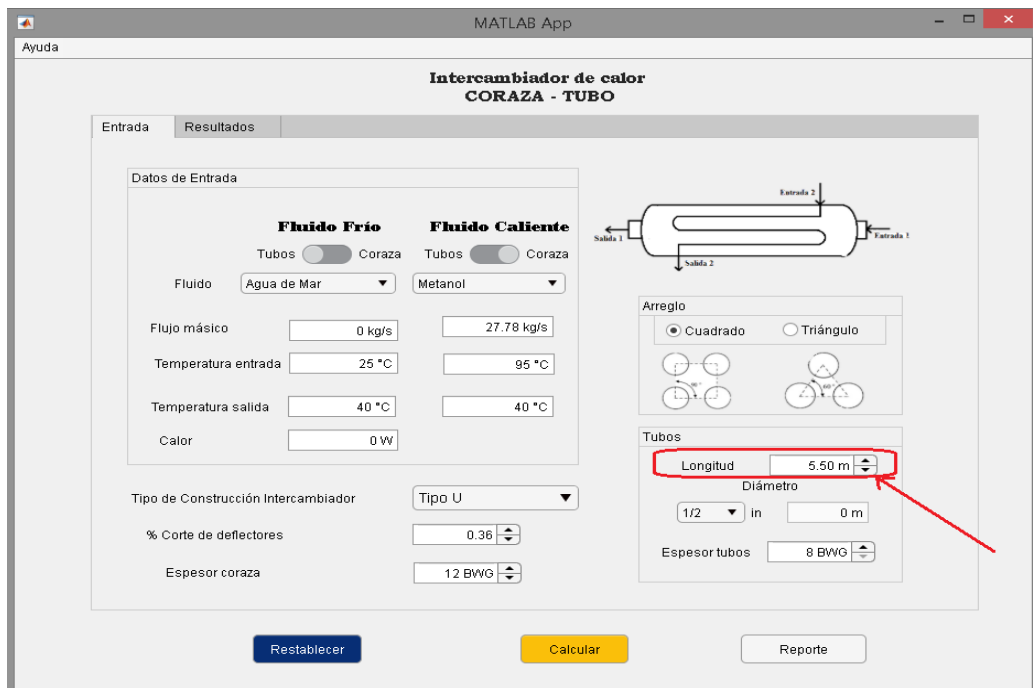


Figura 35-4. Ingreso de la longitud referencial

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

El diámetro a elegir estará entre 1/2in y 2in, al elegir el valor en el recuadro adyacente aparece el valor del diámetro en metros, en esta ocasión será de 3/4 de pulgada, en metros 0.0109.

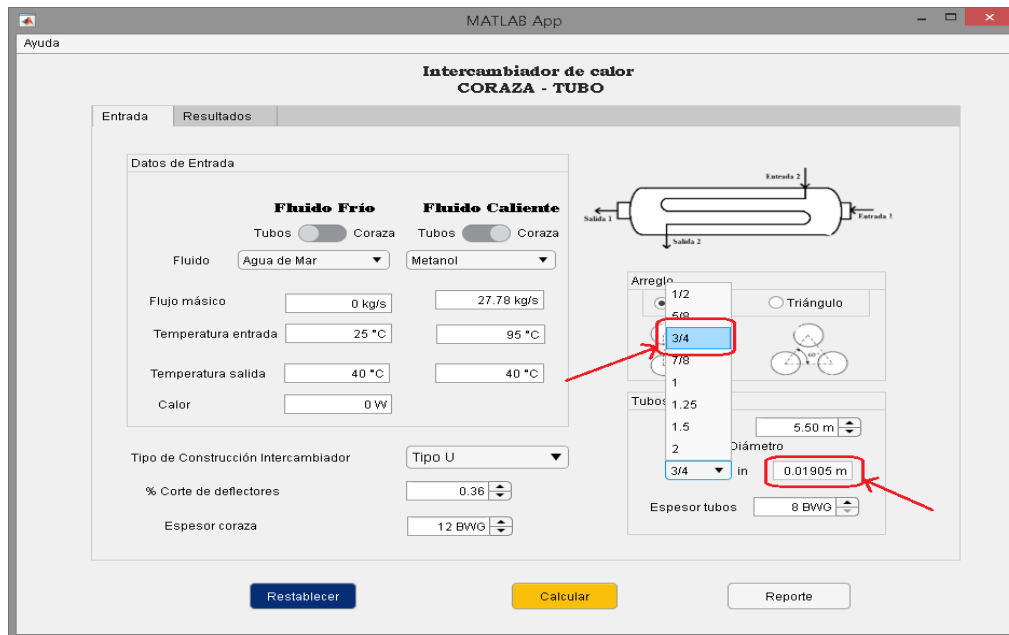


Figura 36-4. Ingreso de la longitud referencial

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

El espesor para los tubos al igual que el de la coraza está delimitado entre 8 y 20BWG, la recomendación de acuerdo con bibliografía es que sea entre 12 y 20BWG, para este caso de 14BWG.

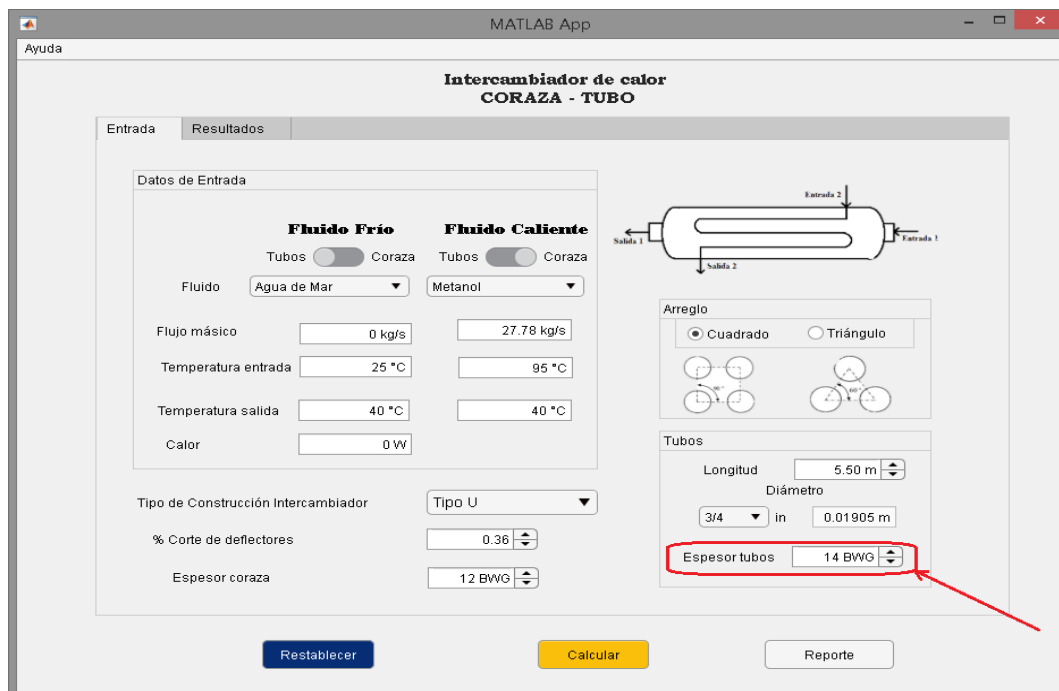


Figura 37-4. Elección del espesor de los tubos

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Una vez ingresados todos los parámetros necesarios se procede a presionar el botón 'Calcular'.

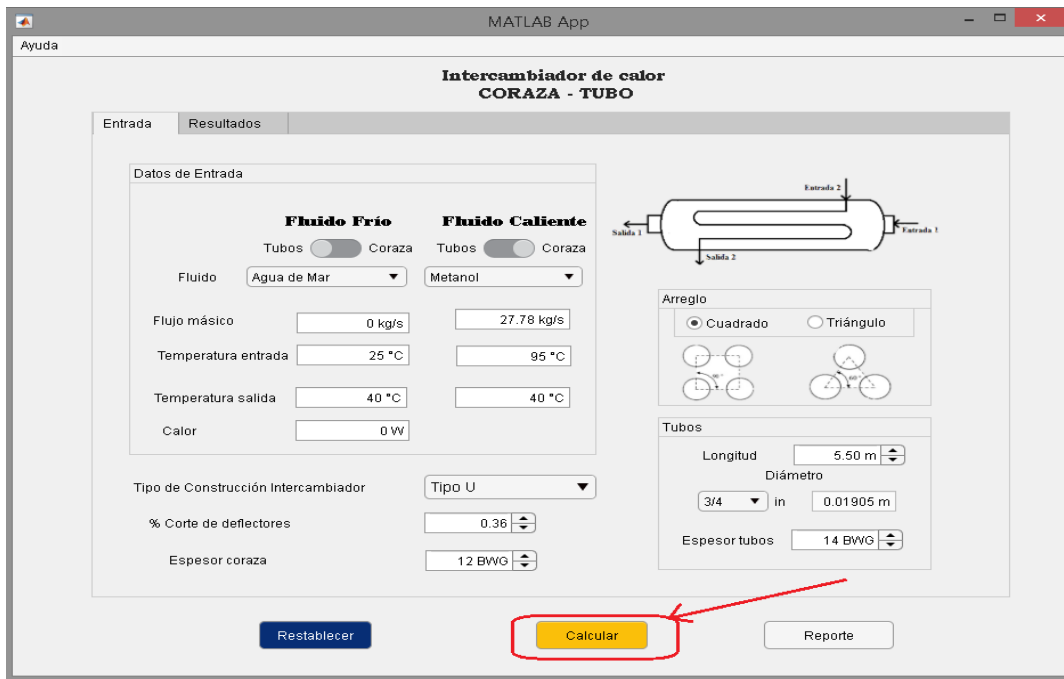


Figura 38-4. Botón calcular

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Cuando los cálculos han sido realizados correctamente el programa genera un cuadro de aviso, como el que se muestra a continuación

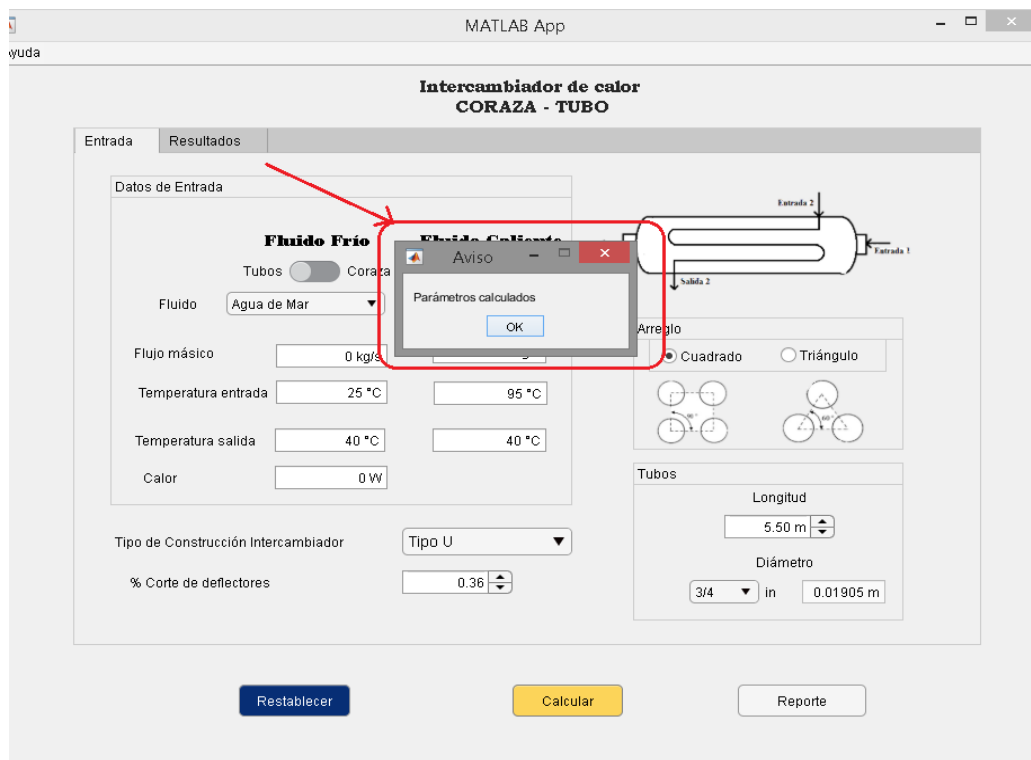


Figura 39-4. Cálculos correctos

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Caso contrario aparecerán alertas dependiendo del error que encuentre el programa. Por ejemplo, si los datos han sido ingresados incorrectamente y la velocidad esta fuera del rango permitido, Figura 29-4, así mismo cuando el valor del Coeficiente de transferencia de calor limpio (U_c) es menor al Coeficiente de transferencia requerido (U_{req}), Figura 30-4, otro recuadro se genera cuando el valor de Coeficiente de transferencia de diseño (U_d) es menor al Coeficiente de transferencia de calor requerido (U_{req}) Figura 31-4.

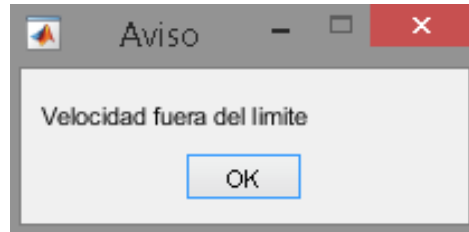


Figura 40-4. Cuadro de aviso cuando la velocidad esta fuera de rango

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

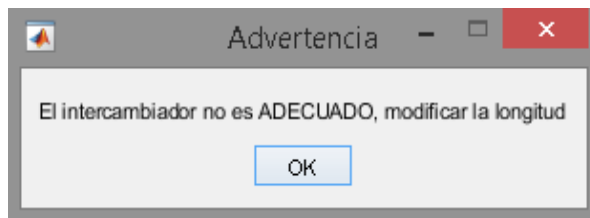


Figura 41-4. Cuadro de aviso cuando $U_c < U_{req}$

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

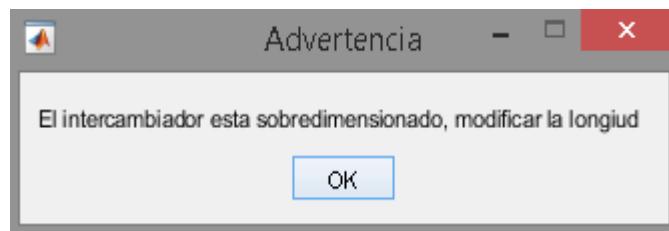


Figura 42-4. Cuadro de aviso cuando $U_d < U_{req}$

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

El usuario puede observar los resultados en la pestaña Resultados, en la primera pestaña 'Datos de entrada', se visualizan los parámetros elegidos como el tipo de intercambiador, la ubicación de los fluidos y los fluidos que circulara, además de los resultados del balance de masa y energía.

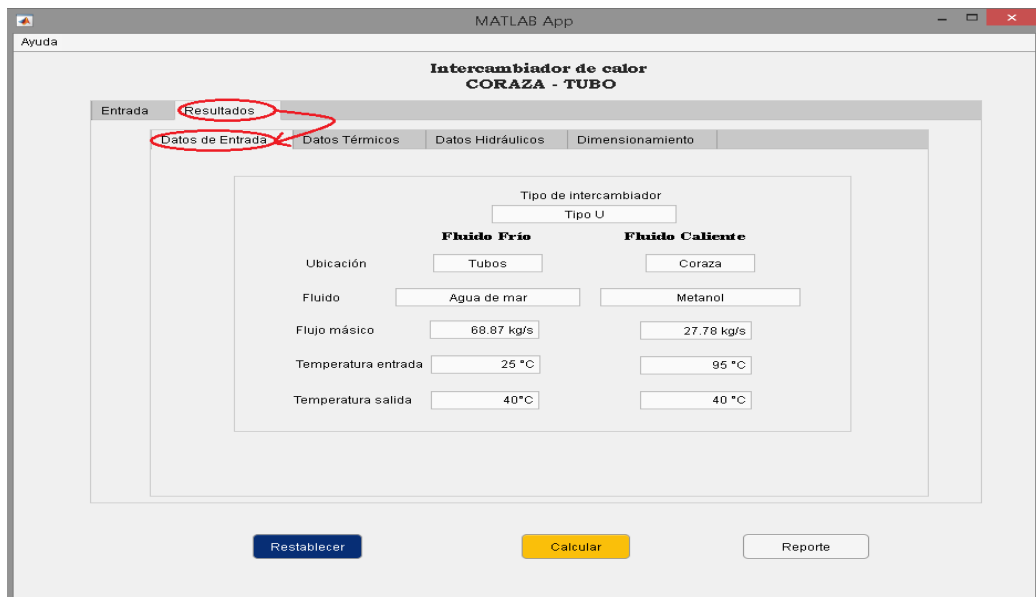


Figura 43-4. Resultados>Datos de entrada

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Los resultados del análisis térmico se encuentran en la pestaña Resultados>Datos Térmicos, como por ejemplo la tasa de calor, la diferencia de temperatura logarítmica, su factor de corrección, el área de transferencia y los coeficientes de transferencia de calor.

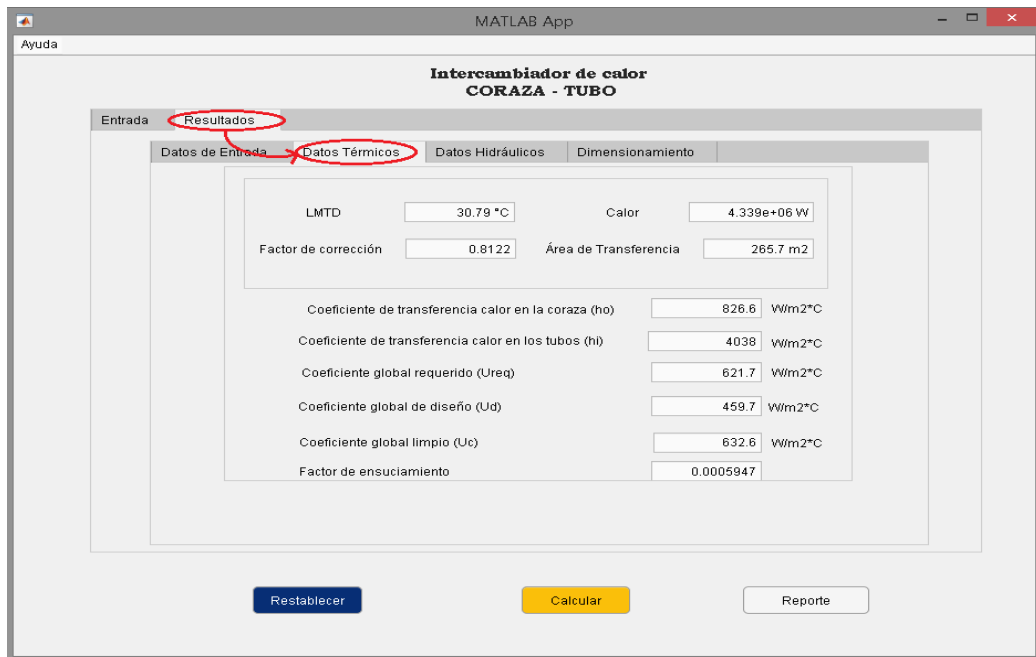


Figura 44-4. Ventana Resultados > Datos Térmicos

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Por otro lado, en la ventana de ‘Datos Hidráulicos’ se visualiza los resultados que intervienen en este análisis, tanto para los tubos como para la coraza.

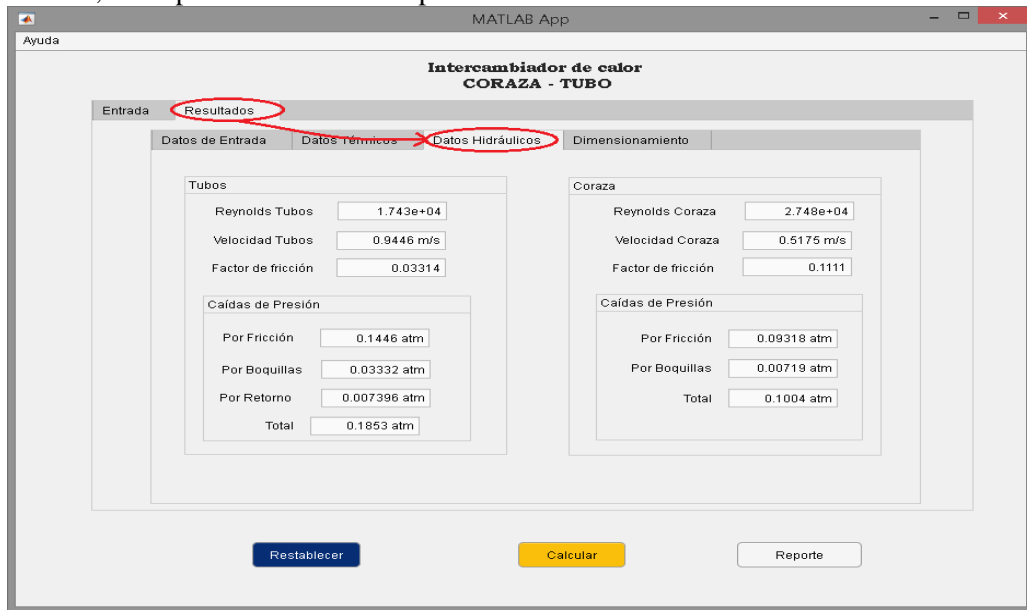


Figura 45-4. Resultados >Datos Hidráulicos

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

En la pestaña final se encuentra el dimensionamiento, está dividido en dos partes, una es de los tubos y en otra la coraza. En la parte de los tubos se observa los valores para el diseño de los mismo, como es la longitud después de realizar las iteraciones necesarias, los diámetros tanto interno como externo, el número de tubos y pasos y demás datos que servirán como guía para su construcción, Figura 35-4 y en la Figura 36-4, los valores para el dimensionamiento de la coraza, diámetros, numero, diámetro y porcentaje de corte de deflectores.

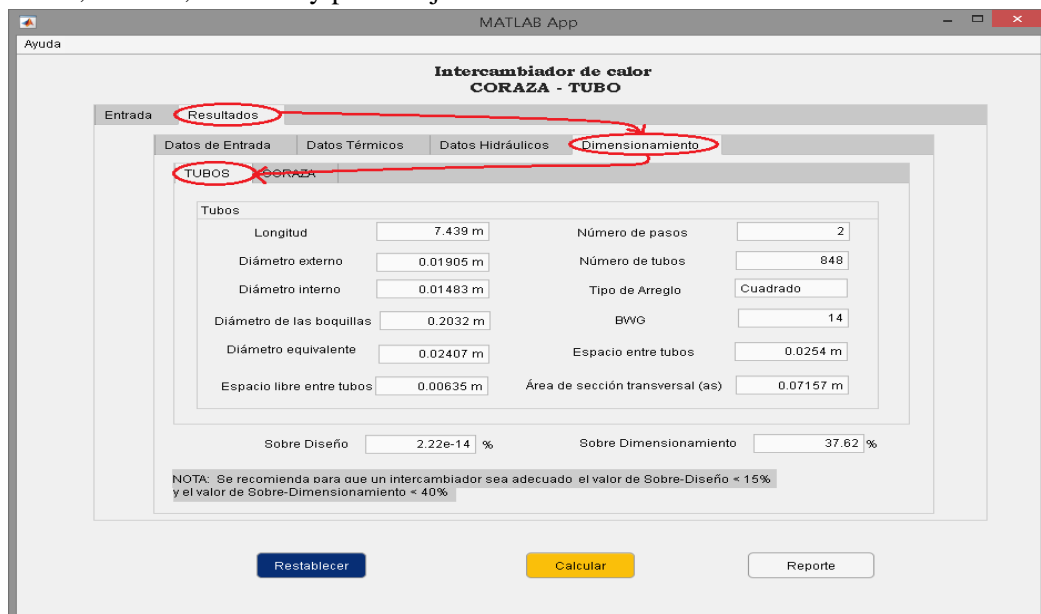


Figura 46-4. Ventana de los resultados del dimensionamiento de los tubos

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

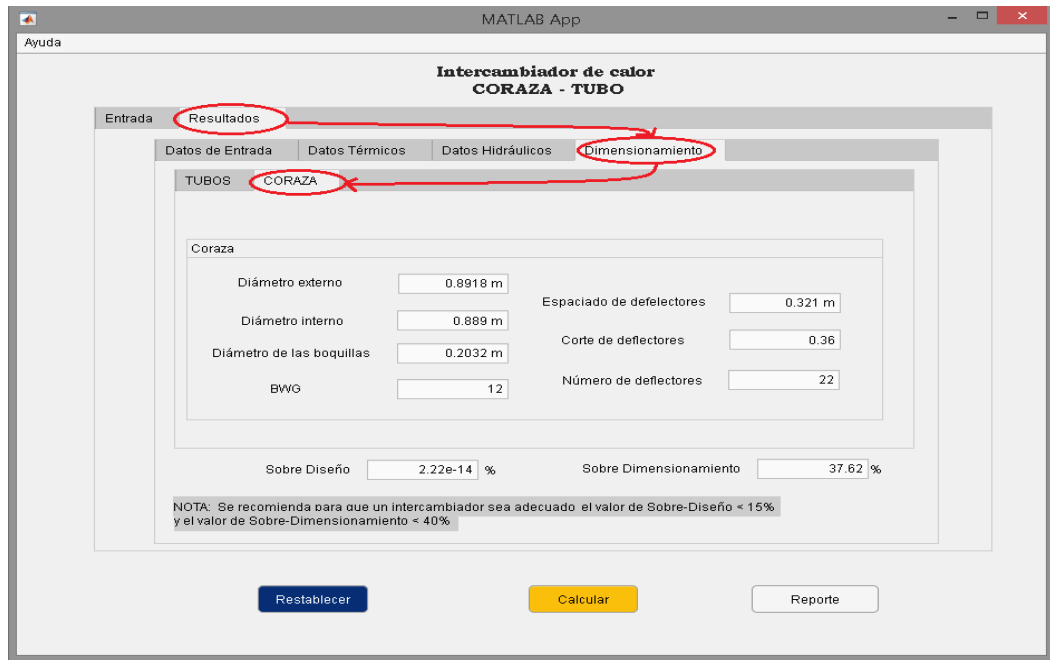


Figura 47-4. Ventana de los resultados del dimensionamiento de la coraza
 Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

En la parte inferior de la pestaña dimensionamiento se encuentra los valores de sobre diseño y sobre dimensionamiento, los mismos que son parámetros de seguridad que indican al usuario si el intercambiador es o no adecuado para la construcción y posterior uso, estos deben estar menos del 15% para el sobre diseño y menos del 40% para el sobre dimensionamiento, como una nota se ha colocado esta sugerencia dentro de la interfaz para que el usuario lo tenga en cuenta.

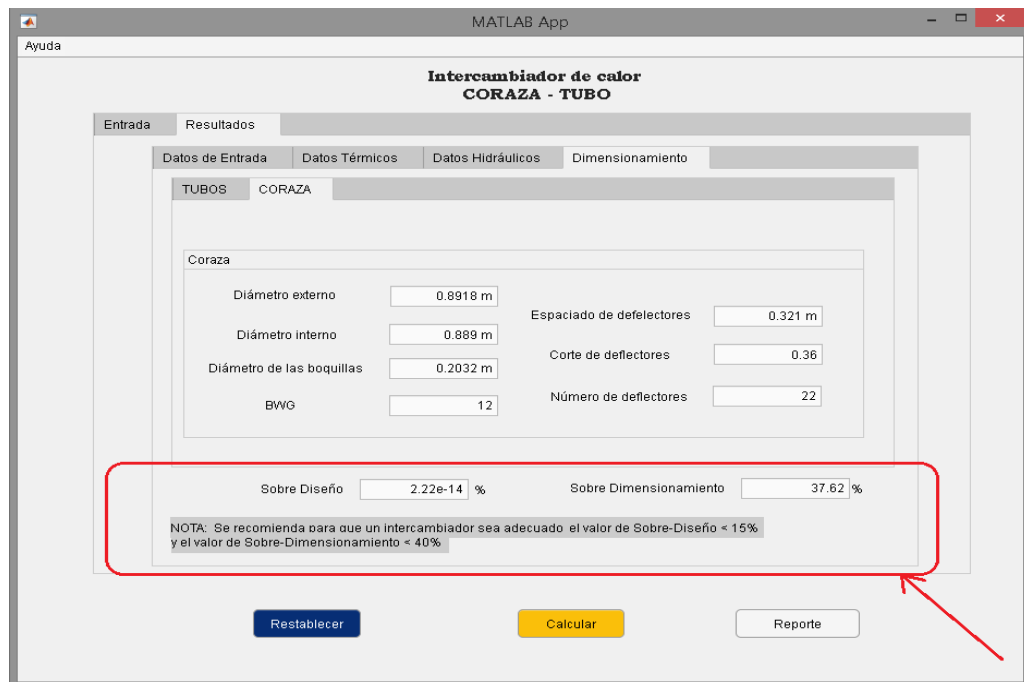


Figura 48-4. Recomendaciones para el usuario
 Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

El usuario puede disponer de todos los datos al presionar el botón reporte ubicado en la parte inferior derecha de la interfaz, mismo que abre una plantilla de Excel Figura 39-4, en la que están transcritos los resultados obtenidos en el diseño del intercambiador, en la Tabla 21-4 se muestran dichos valores.

Figura 49-4. Botón reporte

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

HOJA DE DATOS INTERCAMBIADOR DE CALOR		UNIDADES
		Sistema Internacional
DATOS DE ENTRADA		
Ubicación	Tubos	
Fluido	Agua de mar	
Peso específico	93.97897	kg/s
Temperatura de entrada	25	C
Temperatura de salida	40	C
Ubicación	Coraza	
Fluido	Metalol	
Peso específico	27.778	kg/s
Temperatura de entrada	85	C
Temperatura de salida	40	C
Tipo de intercambiador	Tipo U	
DATOS TERMICOS		
Calor	4338923.6	W
Diferencia de temperatura logarítmica (LMTD)	30.78621052	C
Factor de corrección (F)	0.82283333	
Área de transferencia (A)	285.7391342	m ²
Coefficiente de transferencia (h _i)	4037.357136	W/m ² C
Coefficiente de transferencia (h _o)	826.6208611	W/m ² C
Coefficiente de transferencia global requerido (U _{req})	621.8820032	W/m ² C
Coefficiente de transferencia global limpio (U _o)	632.8130711	W/m ² C
Coefficiente de transferencia global de diseño (U _d)	453.667251	W/m ² C
Factor de ensuciamiento	0.000534742	
DATOS HIDRAULICOS		
TUBOS		
Velocidad (v)	0.34464851	m/s
Número de Reynolds	17428.0648	
Factor de fricción (f)	0.0231712	
Caída de presión por fricción (ΔP _f)	0.14453446	atm
Caída de presión por retorno (ΔP _r)	0.00723617	atm
Caída de presión por boquillas (ΔP _b)	0.03327151	atm
Caída de presión total (ΔP _t)	0.18539914	atm
CORAZA		
Velocidad (v)	0.51747591	m/s
Número de Reynolds	27476.2323	
Factor de fricción (f)	0.0111879	
Caída de presión por fricción (ΔP _f)	0.08376706	atm
Caída de presión por boquillas (ΔP _b)	0.00776441	atm
Caída de presión total (ΔP _t)	0.10037146	atm
DIMENSIONAMIENTO		
TUBOS		
Longitud (L)	5.5	m
Diámetro externo tubo (d _o)	0.07905	m
Diámetro interno tubo (d _i)	0.046336	m
Arreglo	Cuadrado	
Espacio entre tubos (PT)	0.0254	m
Espacio libre entre tubos (LT)	0.04636	m
Diámetro equivalente (D _e)	0.024070379	m
Área de sección transversal (a _s)	0.071572611	m ²
Número de tubos (N)	849	
Número de pasos (N _p)	2	
Diámetro boquillas tubo (B _t)	0.2032	m
B _t /D _o tubo	N	
CORAZA		
Diámetro coraza exterior (d _o)	0.8917686	m
Diámetro coraza interno (d _i)	0.889	m
Diámetro boquillas coraza (B _c)	0.2032	m
Espacio entre deflectores (B)	0.321036856	m
Corte de deflectores	0.36	
Número de deflectores	22	
B _c /B coraza	12	

Figura 50-4. Documento en Excel vinculado con el programa

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Tabla 22-4: Resultados del ejemplo 1

HOJA DE DATOS INTERCAMBIADOR DE CALOR			UNIDADES		
			Sistema Internacional		
DATOS DE ENTRADA			DATOS TERMICOS		
Ubicación	Tubos		Calor	4339236	W
Fluido	Agua de mar		Diferencia de temperatura logarítmica (LMTD)	30,786	°C
Flujo másico	68,8767619	kg/s	Factor de corrección (F)	0,8122	
Temperatura de entrada	25	°C	Área de transferencia (A)	265,8	m ²
Temperatura de salida	40	°C	Coefficiente de transferencia (hi)	4038,19	W/m ² *C
Ubicación	Coraza		Coefficiente de transferencia (ho)	826,66	W/m ² *C
Fluido	Metanol		Coefficiente de transferencia global requerido (Ureq)	621,73	W/m ² *C
Flujo másico	27,78	kg/s	Coefficiente de transferencia global limpio (Uc)	632,64	W/m ² *C
Temperatura de entrada	95	°C	Coefficiente de transferencia global de diseño (Ud)	504,29	W/m ² *C
Temperatura de salida	40	°C	Factor de ensuciamiento	0,00040	
Tipo de intercambiador	Tipo U				
DATOS HIDRAULICOS			DIMENSIONAMIENTO		
TUBOS			TUBOS		
Velocidad (v)	0,945	m/s	Longitud (L)	5,5	m
Número de Reynolds	17429		Diámetro externo tubos (do)	0,01905	m
Factor de fricción (f)	0,03314		Diámetro interno tubos (di)	0,0148	m
Caída de presión por fricción (ΔPf)	0,10693	atm	Arreglo	Cuadrado	
Caída de presión por retorno (ΔPr)	0,00740	atm	Espacio entre tubos (PT)	0,02540	m
Caída de presión por boquillas (ΔPn)	0,03332	atm	Espacio libre entre tubos (C')	0,0064	m
Caída de presión total (ΔPt)	0,14765	atm	Diámetro equivalente (De)	0,02407	m
CORAZA			Área de sección transversal (as)	0,07157	m ²
Velocidad (v)	0,518	m/s	Número de tubos (Nt)	848	
Número de Reynolds	27478		Número de pasos (Np)	2	
Factor de fricción (f)	0,11112		Diámetro boquillas tubos (Dn)	0,20320	m
Caída de presión por fricción (ΔPf)	0,06888	atm	BWG tubos	14	
Caída de presión por boquillas (ΔPn)	0,00719	atm	CORAZA		
Caída de presión total (ΔPt)	0,07607	atm	Diámetro coraza externo(ds)	0,892	m
			Diámetro coraza interno (ds_i)	0,889	m
			Diámetro boquillas coraza (Dn)	0,203	m
			Espacio entre deflectores (B)	0,321	m
			Corte de deflectores	0,36	
			Número de deflectores	16	
			BWG coraza	12	
Sobre Diseño	0,00000	%	Sobre Dimensionamiento	25,451547	%

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Mientras que el botón Restablecer ubicado en la parte inferior izquierda, hace que todo el programa vuelva a reiniciarse es decir colocar los valores en cero (0).

Figura 51-4. Botón restablecer

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

2.2. Ejemplo 2

El segundo ejemplo estaba basado en Serth (2007, p. 210), el enunciado es el siguiente: “44.09 kg/s de un aceite liviano deben enfriarse de 115.55 °C a 65.55 °C F usando agua de enfriamiento con un rango de 29.44°C a 48.88 °C. Se ha especificado una caída de presión máxima de 0.4763 para cada corriente, y se requieren factores de ensuciamiento de 0,00052 m²*C/W para el aceite y 0,00017 m²*C/W para el agua. Las propiedades de los fluidos se dan en la siguiente tabla. Diseñe un intercambiador de calor de carcasa y tubos para este servicio”, las propiedades físico químicas se muestran en la Tabla 22-4.

Tabla 23-4: Propiedades físico químicas

PARÁMETROS	ACEITE	AGUA	UNIDADES
Capacidad Calorífica	2.30	4.18	kJ/kg°C
Gravedad Especifica	0,74	0,999	-
Densidad	740	999	kg/m ³
Viscosidad	0,00028	0.00029	kg/m*s
Coefficiente De Transferencia De Calor	0.15	0.64	W/m°C
Numero De Prandlt	11.31	4.707	-
Factor De Ensuciamiento	0.0005	0.00017	m ² *C/W

Fuente: (Serth, 2007, p. 210).

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

En base a la Tabla 20-4, se ubica a los fluidos y para este ejemplo el flujo de agua pasará por los tubos y el aceite por la coraza debido a la variación de temperatura.

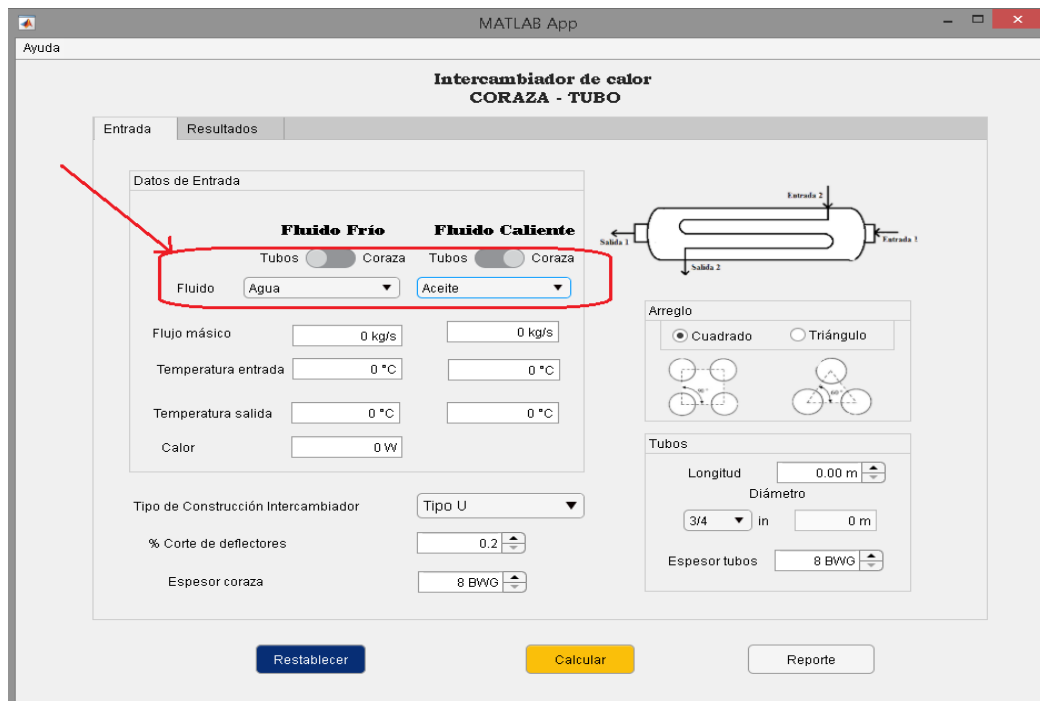


Figura 52-4. Ubicación y elección de los fluidos.

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Se ingresa los valores conocidos de flujos máxicos y temperaturas dentro de los recuadros requeridos, y los que se desconocen se deja con valor de cero.

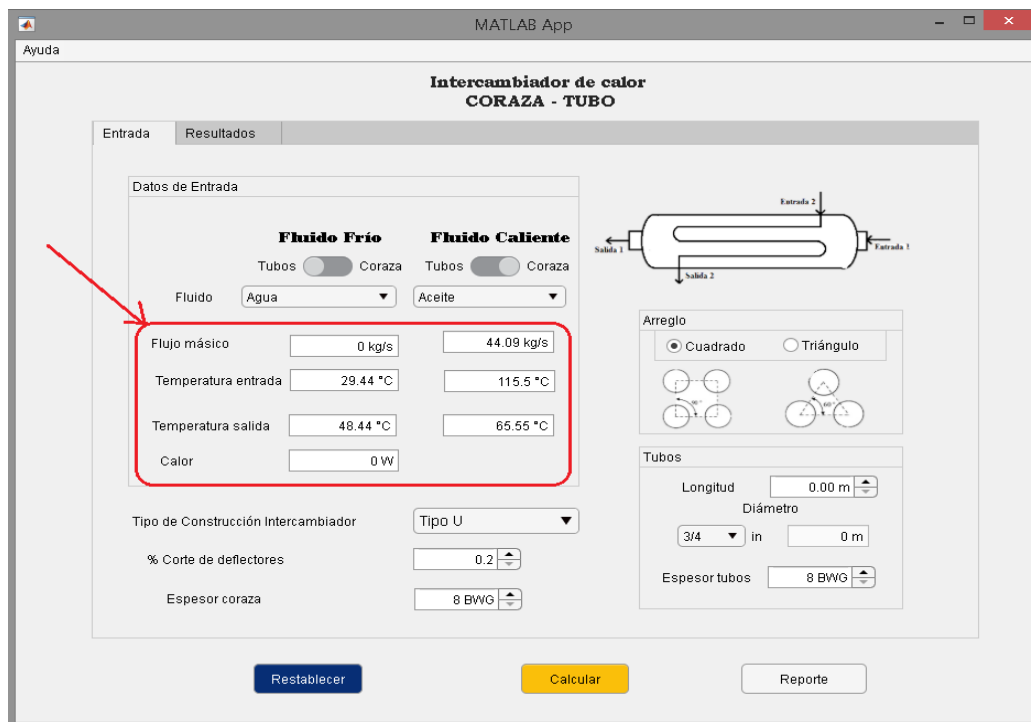


Figura 53-4. Ingreso de flujos máxicos y temperaturas

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Luego, de acuerdo a la Figura 43-4, se siguen los pasos:

1. Elección de tipo de construcción de intercambiador (Tipo S)
2. Elección del porcentaje de corte de deflectores (0.44)
3. Elección del espesor de la coraza (12BWG)
4. Elección de arreglo de los tubos (Cuadrado)
5. Ingreso de la longitud referencial (2m)
6. Elección del diámetro de los tubos (3/4in-0.0109m)
7. Elección del espesor de los tubos (14BWG)

Intercambiador de calor
CORAZA - TUBO

Entrada Resultados

Datos de Entrada

	Fluido Frio	Fluido Caliente
Tubos	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Coraza	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
Fluido	Agua	Aceite
Flujo másico	0 kg/s	44.09 kg/s
Temperatura entrada	29.44 °C	115.5 °C
Temperatura salida	48.44 °C	65.55 °C
Calor	0 W	

Tipo de Construcción Intercambiador: 1 Tipo U

% Corte de deflectores: 2 0.44

Espesor coraza: 3 12 BWG

Arreglo: 4 Cuadrado

Tubos: 5 Longitud 2.00 m; 6 Diámetro 3/4 in (0.01905 m); 7 Espesor tubos 14 BWG

Restablecer Calcular Reporte

Figura 54-4. Pasos a seguir

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Terminada la elección se presiona el botón calcular, el programa debe mostrar un cuadro de aviso indicando que los cálculos han sido realizados.

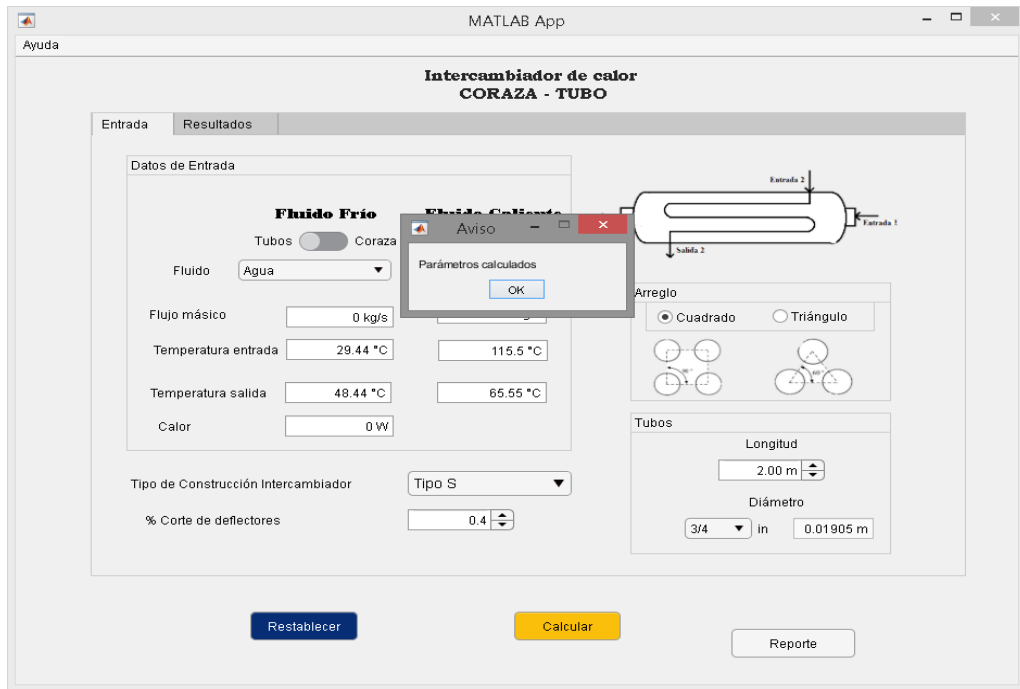


Figura 55-4. Parámetros calculados

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Como se explicó en el ejemplo anterior el programa cuenta con la capacidad de generar un reporte en Excel, en el que se encuentran los valores que el programa obtiene al dimensionar el intercambiador, en la Tabla se muestran los valores para el ejemplo 2.

Tabla 24-4: Resultados ejemplo 2

HOJA DE DATOS INTERCAMBIADOR DE CALOR			UNIDADES	
			Sistema Internacional	
DATOS DE ENTRADA			DATOS TERMICOS	
Ubicación	Tubos		Calor	5071314 W
Fluido	Agua		Diferencia de temperatura logarítmica (LMTD)	49,999 °C
Flujo másico	63,75	kg/s	Factor de corrección (F)	0,9317
Temperatura de entrada	29,44	°C	Área de transferencia (A)	479,3 m ²
Temperatura de salida	48,44	°C	Coefficiente de transferencia (hi)	8489,86 W/m ² *C
Ubicación	Coraza		Coefficiente de transferencia (ho)	553,72 W/m ² *C
Fluido	Aceite		Coefficiente de transferencia global requerido (Ureq)	355,55 W/m ² *C
Flujo másico	44,09	kg/s	Coefficiente de transferencia global limpio (Uc)	497,46 W/m ² *C
Temperatura de entrada	115,5	°C	Coefficiente de transferencia global de diseño (Ud)	361,70 W/m ² *C
Temperatura de salida	65,55	°C	Factor de ensuciamiento	0,00075
Tipo de intercambiador	Tipo U		DIMENSIONAMIENTO	
			TUBOS	
			Longitud (L)	2,0 m

DATOS HIDRAULICOS		
TUBOS		
Velocidad (v)	0,866	m/s
Número de Reynolds	43122	
Factor de fricción (f)	0,02622	
Caída de presión por fricción (ΔP_f)	0,07789	atm
Caída de presión por retorno (ΔP_r)	0,02975	atm
Caída de presión por boquillas (ΔP_n)	0,00562	atm
Caída de presión total (ΔP_t)	0,11325	atm
CORAZA		
Velocidad (v)	0,232	m/s
Número de Reynolds	14723	
Factor de fricción (f)	0,16963	
Caída de presión por fricción (ΔP_f)	0,00632	atm
Caída de presión por boquillas (ΔP_n)	0,00363	atm
Caída de presión total (ΔP_t)	0,00995	atm
Sobre Diseño		
	1,72830	%

Diámetro externo tubos (do)	0,01905	m
Diámetro interno tubos (di)	0,0148	m
Arreglo	Cuadrado	
Espacio entre tubos (PT)	0,02540	m
Espacio libre entre tubos (C')	0,0064	m
Diámetro equivalente (De)	0,02407	m
Área de sección transversal (as)	0,25641	m ²
Número de tubos (Nt)	2558	
Número de pasos (Np)	6	
Diámetro boquillas tubos (Dn)	0,30480	m
BWG tubos	14	
CORAZA		
Diámetro coraza externo(ds)	1,527	m
Diámetro coraza interno (ds_i)	1,524	m
Diámetro boquillas coraza (Dn)	0,305	m
Espacio entre deflectores (B)	0,672	m
Corte de deflectores	0,44	
Número de deflectores	2	
BWG coraza	12	
Sobre Dimensionamiento		
	39,912900	%

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

Adicional, el programa cuenta con un manual, mismo que sirve como guía para que el usuario use la aplicación sin ningún tipo de complicaciones. Este se despliega al oprimir el botón ayuda que está ubicado en la parte superior izquierda, figura 13-4.

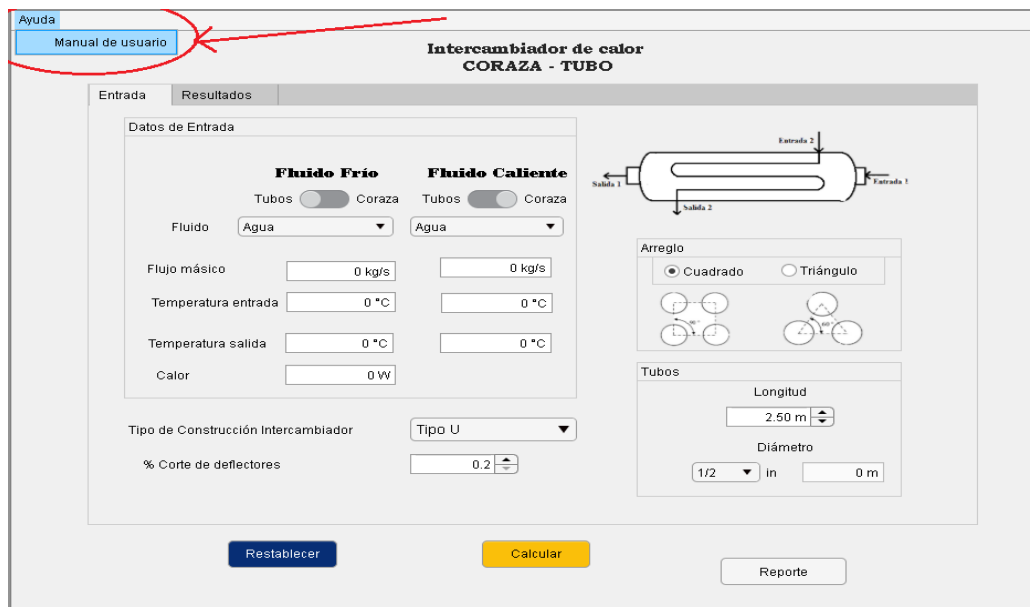


Figura 56-4. Manual de usuario

Realizado por: Bedoya, Mayra, 2021.

ANEXO H: PROGRAMACIÓN EN MATLAB

```
global C Z ci_a sff
clc
app.Cuadrado= 1;
app.Triangulo= 0;
app.Beta=1;
app.TipodeArreglo.Value= 'Cuadrado';
ci_a =1 ;

app.Tipo =1;
app.tipo_intercambiador.Value = 'Tipo U';

app.Switch_2.Value = 'Coraza';
sff = 1;
app.ubicacion_frio_r_2.Value = 'Tubos';
app.ubicacion_caliente_r_2.Value='Coraza';

app.bafle =0.2;
app.corte_bafles.Value=0.2;

ZZ=
readtable('propiedades.xlsx','Sheet','U_DISENO','Range','A7:G11');
% save('test.mat','Z')
Z= table2cell(ZZ);
[~,~,C] = xlsread('propiedades.xlsx','Propiedades FQ');
% BALANCE DE MASA
% cuando el calor es igual a 0
temp_cs=tcs;
temp_ce=tce;
temp_hs=ths;
temp_he=the;

if Q==0
masa_cold=mc;
masa_hot=mh;
calor=masa_cold*app.cpc*(temp_cs-temp_ce);
end
LMTD (diferencia de temperatura media logaritmica)
alfa = ((1-(R*P))/(1-P))^(1/N);
S= (alfa-1)/(alfa-R);

Factor de corrección LMTD
raiz= sqrt((R^2)+1);
ln1= log((1-S)/(1-(R*S)));
ln2= log((2-(S*(R+1-raiz)))/(2-(S*(R+1+raiz))));
F= (raiz*ln1)/((R-1)*ln2);
app.Factor_temperatura.Value=F;
% Conversion de kj/h a watt
Calor_r = calor *(1000);
```

Número de tubos

```
np=2;
Re_tubos=(4*masa_cold*(np/nt))/(pi*Di*u_t);
if Re_tubos>1000
    v=((masa_cold)*(np/nt))/(den_frio*pi*((Di^2)/4));
    if v>=0.5 && v<=2.4384
        np_real=np;
        Cuadrado_1_2=
        xlsread("propiedades.xlsx", "IC_U_Cuadrado_TC_1", 'C6:G27');
        x=Cuadrado_1_2(:,3);
        nt_1=knnsearch(x,nt);
        nt_real=x(nt_1);
        y=Cuadrado_1_2(:,1:3);
        [I2,J2]= find((y==nt_real),1,'last');
        ds_int=y(I2,J2-1);
        ds=ds_int+(0.109*0.0254);
    else
        np1=np+2;
        Re_tubos=(4*masa_cold*(np1/nt))/(pi*Di*u_t);
        v=((masa_cold)*(np1/nt))/(den_frio*pi*((Di^2)/4));
        if v>=0.5 && v<=2.4384
            np_real=np1;
            Cuadrado_1_2=
            xlsread("propiedades.xlsx", "IC_U_Cuadrado_TC_1", 'C6:G27
            ');
            x=Cuadrado_1_2(:,4);
            nt_1=knnsearch(x,nt);
            nt_real=x(nt_1);
            y=Cuadrado_1_2(:,1:4);
            [I2,J2]= find((y==nt_real),1,'last');
            ds_int=y(I2,J2-2);
            ds=ds_int+(0.109*0.0254);
        else
            np2=np+4;
            Re_tubos=(4*masa_cold*(np2/nt))/(pi*Di*u_t);
            v=((masa_cold)*(np2/nt))/(den_frio*pi*((Di^2)/4));
            if v>=0.5 && v<=2.4384
                np_real=np2;
                Cuadrado_1_2=
                xlsread("propiedades.xlsx", "IC_U_Cuadrado_TC_1", '
                C6:G27');
                x=Cuadrado_1_2(:,5);
                nt_1=knnsearch(x,nt);
                nt_real=x(nt_1);
                y=Cuadrado_1_2(:,1:5);
                [I2,J2]= find((y==nt_real),1,'last');
                ds_int=y(I2,J2-3);
                ds=ds_int+(0.109*0.0254);
            else
                msgbox('Velocidad fuera del limite','Aviso')
            end
        end
    end
end
end
```

```

%CALCULO DE COEFICIENTE GLOBAL REQUERIDO
    U_req=(Calor_r/(nt_real*pi*Diam_o*Lo*F*LMTD))

    app.Coficiente_Ureq.Value=U_req;

%CALCULO DE hi COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR INTERNO
    %*** Numero de Nusselt
    u_w=u_t;
    fi=(u_t/u_w)^0.14
    Pr_tubos
    Re_tubos_real
    k_tubos
    Nu= 0.023*(Re_tubos_real^0.8)*(Pr_tubos^(1/3))*(fi)

    hi=(k_tubos/Di)*Nu %coeficiente de transferencia para el fluido

    app.Coficiente_hi.Value=hi;

%CALCULO DE ho COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR EXTERNO
    %*** Espaciado de deflectores
    % 0.3 debe estar en un rango de 0.2 a 1 programar
    if app.Tipo ==1
        B= app.bafle*ds;
    else
        B= app.bafle*ds_int;
    end

%%CALCULO DEL ESPACIO LIBRE ENTRE TUBOS
    %con la tabla correlacion
    C_m=(P_T-Diam_o);
    app.Espaciado_libre_C.Value=C_m;

%Area del flujo a traves de los tubos
    as=(ds*C_m*B)/(P_T);
    app.area_s.Value=as;

%Flujo masico que pasa por la carcasa
    Gc=masa_hot/as;

%Diametro equivalente
    De=((4*app.Beta*(P_T^2))/(pi*(Diam_o^2)))/(pi*Diam_o)
    app.Diam_eq.Value=De;

%numero de reynolds para la coraza

    Re_coraza=(De*Gc)/(u_c);
    app.N_Re_coraza.Value=Re_coraza;

    v_c= masa_hot/(as*den_caliente);
    app.Velocidad_coraza.Value=v_c;

%Factor de Culbur
    jH=(0.5*(1+(B/ds)))*((0.08*(Re_coraza^0.6821))+(0.7*(Re_coraza^0.1772)))
    part_1 =0.5*(1+(B/ds));

```

```

part_2=(0.08*(Re_coraza^0.6821))+(0.7*(Re_coraza^0.1772));
jH=part_1*part_2;

%fluido de la coraza

%(u_t/u_w)^0.14 comprobar =1
ho=jH*(k_coraza/De)*(Pr_coraza^(1/3))*1;
Pr_coraza
app.Coeficiente_ho.Value=ho;

%COEFICIENTE GLOBAL LIMPIO (Uc)
k_tube=26/0.57782; %coeficiente de tranferencia de calor para el material
p=Diam_o/(hi*Di);
s=(Diam_o*log(Diam_o/Di))/(2*k_tube);
t=1/ho;
Uc=(((Diam_o/(hi*Di))+((Diam_o*log(Diam_o/Di))))/((2*k_tube)+(1/ho)))^-1
Uc=(1/(p+s+t))

%CAIDA DE PRESION EN LOS TUBOS
%POR FRICCIÓN
%Factor de fricción de Darcy para los tubos
if Re_tubos_real > 3000
f_tubos= 0.4137*(Re_tubos_real^-0.2585);
else
f_tubos=64/Re_tubos_real;
end
app.Friccion_tubos.Value=f_tubos;
%Flujo másico del fluido que pasa por los tubos
Gt=(masa_cold*(np_real/nt_real))/(pi*((Di^2)/4));

% Caída de presión por fricción

Pf_tubos=(((f_tubos*np_real*Lo*(Gt^2))/((2000)*Di*s_t*fi))/1000)*0.0098;
app.PorFriccion_tubos.Value=Pf_tubos;

%POR RETORNO
if app.Tipo==1
if Re_tubos >= 500
alfa_r=((1.6*np_real)-1.5);
elseif Re_tubos < 500
alfa_r=((2.38*np_real)-1.5);
end
else
if Re_tubos >= 500
alfa_r=((2*np_real)-1.5);
elseif Re_tubos < 500
alfa_r=((3.25*np_real)-1.5);
end
end
alfa_r
P_retorno_t= (((((5*10^-4)*alfa_r*Gt^2)/s_t))/1000)*0.0098;
app.PorRetorno_tubos.Value= P_retorno_t;

```