

**UNIVERSIDAD TECNICA LATINOAMERICANA**

**FACULTAD DE INGENIERIA**

**ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA**



**TRABAJO DE GRADUACION**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PARA PRUEBAS  
DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONTACTO INDIRECTO  
ENTRE DOS FLUIDOS”**

**PARA OPTAR AL GRADO DE:**

**INGENIERO MECÁNICO**

**PRESENTADO POR:**

**BR. OSCAR MAURICIO HERNÁNDEZ MONTERROZA**

**SANTA TECLA, SEPTIEMBRE DE 2022**



**AUTORIDADES UNIVERSITARIAS**

ING. ROSENDO MAURICIO SERMEÑO PALACIOS  
**RECTOR**

ING. FRANCISCO ALFREDO CARRILLO LARREYNAGA  
**VICE-RECTOR**

ING. ROOSELVET ADOLFO OSORIO  
**SECRETARIO GENERAL**

LIC. CARLOS MAURICIO MOLINA RENDEROS  
**FISCAL**

ING. MAURICIO ANTONIO AGUIRRE ORELLANA  
**DECANO DE LA FACULTAD DE INGENIERIA**

ING. OBDULIO ADALBERTO CALVO  
**DIRECTOR DE ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA**

SANTA TECLA, SETIEMBRE DE 2022



**ASESOR**

ING. OBDULIO ADALBERTO CALVO

**JURADO EVALUADOR**

Ing. Armando Antonio Bolaños Sandoval

Ing. José Benjamín Castro Chávez

Ing. Saul Ernesto Escamilla Domínguez

SANTA TECLA, SEPTIEMBRE DE 2022

UNIVERSIDAD TÉCNICA LATINOAMERICANA

ACTA DE CALIFICACIÓN DE  
DEFENSA DE TRABAJO DE GRADUACIÓN

C XLV-07-03

No. TRES MIL SESENTA Y DOS

A las nueve horas, del sábado dieciocho de junio de dos mil veintidós. Reunidos los Miembros del Tribunal Examinador del Trabajo de Graduación presentado por OSCAR MAURICIO HERNANDEZ MONTERROZA, en el salón de sesiones de la UNIVERSIDAD TÉCNICA LATINOAMERICANA. Se procedió:

PRIMERO: Que habiendo analizado el Trabajo de Graduación titulado:

**"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO PARA PRUEBAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONTACTO INDIRECTO ENTRE DOS FLUIDOS."**

Se dio por aprobada, la parte escrita.

SEGUNDO: Que con base a dicha aprobación de la parte escrita, se procedió a instalar la respectiva defensa oral del trabajo.

De conformidad a los resultados en dicha defensa, este Tribunal Examinador acuerda dar por APROBADO, con una calificación de OCHO PUNTO CINCO (8.5), el Trabajo de Graduación presentado por el alumno arriba detallado, obteniendo a partir de esta fecha su calidad de: INGENIERIO MECANICO

No habiendo más que hacer constar, damos por terminada el acta que firmamos.

ING. ARMANDO ANTONIO BOLAÑOS SANDOVAL

ING. JOSÉ BENJAMÍN CASTRO CHAVEZ

ING. SAÚL ERNESTO ESCAMILLA DOMINGUEZ

ING. ROOSELVEY ADOLFO OSORIO  
SECRETARIO GENERAL



## **AGRADECIMIENTOS**

Agradezco primeramente a Dios por saber guiarme en todo momento y brindarme la inteligencia para la toma de decisiones.

A mi compañera de vida Angela Gómez y mis padres Antonio Hernández y Vilma Monterroza por esas palabras de apoyo que me motivaron a siempre seguir adelante.

A mi profesor y amigo Ing. Pedro Alfonso Chanchan Jiménez. Gracias por su tiempo, por su apoyo en el desarrollo de mi formación profesional.

A mi asesor Ing. Obdulio Adalberto Calvo por haber guiado el desarrollo de este trabajo y llegar a la culminación del mismo.

De manera muy especial a Ing. Roberto Jiménez, que ahora ya se encuentra en la presencia de Dios, pero que durante su vida terrenal me apoyo en todo momento.

Agradezco a Holcim El Salvador por brindarme la oportunidad laboral, apoyo económico para el pago de aranceles universitarios y tiempo de calidad que me permitió estudiar esta carrera profesional sin ningún impedimento durante estos 5 años.

**¡GRACIAS TOTALES!**

Oscar

## CONTENIDO

|                                                                                                                        |    |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| INTRODUCCIÓN .....                                                                                                     | 1  |
| JUSTIFICACIÓN .....                                                                                                    | 2  |
| OBJETIVOS .....                                                                                                        | 3  |
| CAPÍTULO I: MARCO TEÓRICO.....                                                                                         | 4  |
| 1.1    Definición de conceptos de transferencia de calor .....                                                         | 4  |
| 1.1.1    Mecanismos de transferencia de calor.....                                                                     | 5  |
| 1.1.2    Intercambiadores de calor. ....                                                                               | 7  |
| 1.2    Parámetros necesarios para el diseño de los intercambiadores de calor.....                                      | 17 |
| 1.2.1    Conceptos básicos. ....                                                                                       | 17 |
| 1.2.2    Análisis de transferencia de calor.....                                                                       | 35 |
| 1.2.3    Coeficiente global de transferencia de calor. ....                                                            | 36 |
| 1.2.4    Diferencia de temperatura logarítmica media (DTLM). ....                                                      | 41 |
| 1.2.5    Efectividad formula general para intercambiadores de calor. ....                                              | 45 |
| 1.3    Bombas hidráulicas .....                                                                                        | 47 |
| 1.3.1    Descripción general y campos de aplicación.....                                                               | 47 |
| 1.3.2    Balance energético en una bomba. ....                                                                         | 47 |
| 1.4    Instalaciones hidráulicas .....                                                                                 | 51 |
| 1.4.1    Sistemas y ecuaciones características.....                                                                    | 51 |
| 1.4.2    Ecuación de Bernoulli generalizada. ....                                                                      | 51 |
| 1.4.3    Ecuación del sistema y punto de funcionamiento. ....                                                          | 54 |
| 1.4.4    Cálculo de pérdidas .....                                                                                     | 57 |
| 1.4.5    Potencia requerida por las bombas.....                                                                        | 66 |
| Capítulo II: Metodología para el diseño de un banco de pruebas .....                                                   | 69 |
| 2.1    Generalidades.....                                                                                              | 69 |
| 2.1.1    Análisis de características técnicas de equipos didácticos. ....                                              | 70 |
| 2.1.2    Intercambiador de calor de tubos concéntricos para TITCA.....                                                 | 71 |
| 2.1.3    Intercambiador de calor de carcasa y tubo para TICC. ....                                                     | 74 |
| 2.2    Características técnicas definidas para diseño y construcción. ....                                             | 76 |
| 2.2.1    Observación y registro de datos. ....                                                                         | 77 |
| Capítulo III: Diseño de un banco para pruebas de transferencia de calor por contacto indirecto entre dos fluidos ..... | 80 |

|        |                                                                                                                                                                               |     |
|--------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 3.1.   | Requerimientos iniciales para el diseño de un intercambiador de calor de tubos concéntricos.....                                                                              | 80  |
| 3.1.1. | Fases de diseño de un intercambiador de calor de tubos concéntricos.....                                                                                                      | 82  |
| 3.2.   | Diseño de intercambiador de calor de tubos concéntricos. ....                                                                                                                 | 83  |
| 3.2.1. | Propiedades físicas de los fluidos a las temperaturas de entrada definidas.....                                                                                               | 83  |
| 3.2.2. | Balance de energía, para determinar el caudal del aceite y las temperaturas máximas de salida en ambos los fluidos.....                                                       | 84  |
| 3.2.3. | Trasferencia de calor necesaria para que el agua enfríe el aceite.....                                                                                                        | 87  |
| 3.2.4. | Selección del material y diámetro de las tuberías a utilizar. ....                                                                                                            | 88  |
| 3.2.5. | Cálculo de diferencia de temperatura logarítmica media (DTLM). ....                                                                                                           | 90  |
| 3.2.6. | Coeficientes de transmisión de calor por convección forzada interna del aceite, convección forzada externa del agua y por conducción en la pared de la tubería de cobre. .... | 93  |
| 3.2.7. | Nuevo coeficiente de transferencia de calor total (U). ....                                                                                                                   | 97  |
| 3.2.8. | Longitud total de las tuberías del intercambiador de tubos concéntricos.....                                                                                                  | 98  |
| 3.2.9. | Efectividad. ....                                                                                                                                                             | 99  |
| 3.3.   | Requerimientos iniciales para el diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubos. ....                                                                                | 101 |
| 3.3.1. | Fases a seguir en el diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubos son: ....                                                                                        | 102 |
| 3.4.   | Diseño intercambiador de calor de carcasa y tubos. ....                                                                                                                       | 103 |
| 3.4.1. | Variables conocidas y datos asumidos. ....                                                                                                                                    | 103 |
| 3.4.2. | Balance de energía, para determinar el caudal del aceite y las temperaturas máximas de salida en ambos los fluidos.....                                                       | 104 |
| 3.4.3. | Configuración de flujo, para el cálculo de valores corregidos para la diferencia de temperatura logarítmica media (DTLM). ....                                                | 106 |
| 3.4.4. | Selección del material, diámetro y caudales típicos para los diámetros de tuberías supuestos. ....                                                                            | 109 |
| 3.4.5. | Coeficientes de transmisión de calor por conducción. ....                                                                                                                     | 112 |
| 3.4.6. | Coeficientes globales de transmisión de calor por convección. ....                                                                                                            | 113 |
| 3.4.7. | Coeficiente total de transferencia de calor U. ....                                                                                                                           | 117 |
| 3.4.8. | Trasferencia de calor real y la máxima transferencia de calor para que el agua enfríe el aceite. ....                                                                         | 117 |
| 3.4.9. | Efectividad. ....                                                                                                                                                             | 119 |
| 3.5.   | Perdidas del sistema y potencia de bombas.....                                                                                                                                | 120 |
| 3.5.1. | Factores de fricción, para flujo turbulento y laminar. ....                                                                                                                   | 122 |

|                                                                  |                                                         |     |
|------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------|-----|
| 3.5.2.                                                           | Perdidas en accesorios de tubería.....                  | 125 |
| 3.5.3.                                                           | Perdidas en accesorios de tubería de agua.....          | 127 |
| 3.5.4.                                                           | Perdidas en accesorios de tubería de aceite.....        | 130 |
| 3.5.5.                                                           | Ecuación del sistema o punto de funcionamiento. ....    | 133 |
| 3.5.6.                                                           | Potencia requerida, por las bombas.....                 | 135 |
| 3.6.                                                             | Diseños CAD.....                                        | 137 |
| 3.6.1.                                                           | Diseño CAD intercambiador de tubos concéntricos. ....   | 137 |
| 3.6.2.                                                           | Diseño CAD intercambiador de carcasa y tubos.....       | 138 |
| 3.6.3.                                                           | Plano estructura de soporte.....                        | 139 |
| 3.6.4.                                                           | Plano eléctrico de tablero de control .....             | 140 |
| 3.6.5.                                                           | Plano ensamblaje de banco de pruebas .....              | 141 |
| Capítulo IV: Fabricación banco de pruebas .....                  |                                                         | 142 |
| 4.1                                                              | Estructura de soporte (bancada) .....                   | 143 |
| 4.2                                                              | Intercambiador de calor de tubos concéntricos .....     | 144 |
| 4.3                                                              | Intercambiador de calor de tubos y coraza.....          | 146 |
| 4.4                                                              | Red de tuberías hidráulicas .....                       | 147 |
| 4.5                                                              | Tanque para agua y tanque para aceite.....              | 148 |
| 4.6                                                              | Tablero de control .....                                | 150 |
| Capítulo V: Pruebas y resultados .....                           |                                                         | 152 |
| 5.1                                                              | Pruebas intercambiador de calor tubos concéntricos..... | 153 |
| 5.2                                                              | Pruebas intercambiador de calor carcasa y tubos .....   | 161 |
| 5.3                                                              | Guías de laboratorio .....                              | 165 |
| CONCLUSIONES .....                                               |                                                         | 190 |
| RECOMENDACIONES .....                                            |                                                         | 191 |
| BIBLIOGRAFÍA.....                                                |                                                         | 192 |
| ANEXOS.....                                                      |                                                         | 193 |
| Manual de uso banco de pruebas para transferencia de calor ..... |                                                         | 193 |
| Localización y eliminación de anomalías .....                    |                                                         | 203 |
| Manual de mantenimiento .....                                    |                                                         | 208 |

## ABREVIATURAS, DESCRIPCIONES Y UNIDADES ADIMENSIONALES

$$Q = \text{Caudal} \left( \frac{m^3}{s} \right)$$

$$A = \text{Área} (m^2)$$

$$V = \text{Velocidad} \left( \frac{m}{s} \right)$$

$$\dot{m} = \text{Flujo másico} \left( \frac{Kg}{s} \right)$$

$$\rho = \text{Densidad} \left( \frac{Kg}{m^3} \right)$$

$$Re = \text{Número de Reynolds} (Adimencional)$$

$$\mu = \text{Viscosidad dinámica} \left( \frac{Kg}{m \cdot s} \right)$$

$$\nu = \text{Viscosidad cinética} \left( \frac{m^2}{s} \right)$$

$$Nu = \text{Número de Nusselt} (Adimencional)$$

$$h = \text{Coeficiente transferencia de calor por convección} \left( \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$$

$$D = \text{Diametro} (m)$$

$$k = \text{Conductividad térmica o propiedades térmicas del medio} \left( \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right)$$

$$n = 0.4 \text{ para calentamiento } 0.3 \text{ para enfriamiento del fluido} (Adimencional)$$

$Pr$  = Número de Prandtl (Adimencional)

$D_h$  = Diametro hidraulico (m)

$P$  = Perimetro mojado (m)

$D_i$  = Diametro interno seccion anular (m)

$D_o$  = Diametro externo seccion anular (m)

$N_{ui}$  = Numero de Nusselt en superficie interna del tubo (Adimencional)

$N_{uo}$  = Numero de Nusselt en superficie externa del tubo (Adimencional)

$h_i$  = coeficiente transferencia de calor por convección interna  $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$

$h_o$  = coeficiente transferencia de calor por convección externa  $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$

$\dot{Q}$  = Flujo de calor o transferencia de calor (W)

$R$  = Resistencia termica ( $^\circ C/W$ )

$T_i$  = Temperatura de entrada ( $^\circ C$ , K)

$T_o$  = Temperatura de salida ( $^\circ C$ , K)

$\Delta T$  = Cambio de Temperatura ( $^\circ C$ , K)

$U$  = Coeficiente Global de Transferencia de Calor ( $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ )

$R_T$  = Resistencia Térmica Total ( $m^2 \cdot K/W$ )

$\varepsilon$  =Eficacia (Adimensional)

$\dot{Q}_{max}$  =Maxima transferencia de calor (W)

$\Delta T_{lm}$  =Diferencia de temperatura logaritmica media( $^{\circ}C$ )

$T_c$  =Temperatura fluido caliente( $^{\circ}C$ )

$T_f$  =Temperatura fluido frio( $^{\circ}C$ )

$C$  =Capacidad calorifica(W/ $^{\circ}C$ )

$C_p$  =Calor especifico(kJ/ (kg  $^{\circ}C$ )

LMTD= Método de la diferencia de Temperatura Logarítmica Media

NTU= Efectividad y Número de Unidades de Transferencia

$f$  =Factor de fricción de Darcy (Adimensional)

$h_{f_i}$  = Pérdidas de energía del componente o conducto i (m)

P: Presión succión y descarga(Pa)

V: Velocidad del fluido succión y descarga( $\frac{m}{s}$ )

Z: Altura succión y descarga respecto a la bomba (m)

$\rho$  = Densidad del fluido( $\frac{Kg}{m^3}$ )

g = Coeficiente de gravedad.( $\frac{m}{s^2}$ )

$H_{sis}$  = Altura dinámica del sistema (energía añadida al sistema)(N.m/N)

$P_2$  : Extremo físicos del sistema Presión en la salida(Pa)

$V_2$ : Velocidad de flujo a la salida( $\frac{m}{s}$ )

$Z_2$ : Altura del intercambiador respecto a la bomba ( $m$ )

$P_1$  : Extremo físicos del sistema Presión en el nivel de toma de agua(Pa)

$V_1$  : Velocidad de flujo de agua en el tanque( $\frac{m}{s}$ )

$Z_1$  : Altura toma de agua respecto a bomba( $m$ )

$H_e$  = Altura estática( $m$ )

$H_d$  = Altura dinámica( $m$ )

$H_f$  = Pérdidas entre (1) y (2)( $m$ )

$r_{eq}$  = Resistencia hidráulica equivalente de la instalación( $m$ )

$A_s$  = Área sección de flujo( $m$ )

$h_{f_{total}}$  = Pérdida de carga debida a la fricción( $m$ ,  $Nm/N$ )

$L_{eq}$  = Longitud equivalente( $m$ )

$L$  = Longitud del conducto( $m$ )

$\varepsilon$  = Altura de las irregularidades de la superficie( $m$ )

$\Delta h_{f,s.}$  = Pérdida de carga singulares (Accesorios)( $m$ )

$K$  = Coeficiente de singularidad(*Adimensional*)

$\Delta h_{f,s.}$  = Pérdida de carga singulares (Accesorios)( $m$ )

$r_{eq}$  = Resistencia hidráulica equivalente de la instalación( $m$ )

$L_{total}$  : Longitud equivalente de accesorios ( $m$ )

$P_A$  = Potencia añadida a un fluido mediante una bomba( $Nm/s$ ) ó ( $W$ )

$\gamma$  = peso específico del fluido( $\frac{N}{m^3}$ )

$e_M$  = Eficiencia de la bomba(*Adimensional*)

$P_I$  = *Potencia de entrada a la bomba*( $Nm/s$ ) ó ( $W$ )

## INDICE DE ILUSTRACIONES

| <b>Descripción</b>                                                                                                                                                                                                     | <b>Página</b> |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------|
| Figura 1-1 Red de resistencias térmicas asociada con la transferencia de calor en un intercambiador de calor de doble tubo. ....                                                                                       | 9             |
| Figura 1-2 Diferentes regímenes de flujo y perfiles asociados de temperaturas en un intercambiador de calor de doble tubo. ....                                                                                        | 10            |
| Figura 1-3 Diferentes regímenes de flujo y perfiles asociados de temperaturas en un intercambiador de calor de coraza y tubos. ....                                                                                    | 11-12         |
| Figura 1-4 Disposiciones del flujo en pasos múltiples en los intercambiadores de calor de coraza y tubos. ....                                                                                                         | 12            |
| Figura 1-5 Configuraciones comerciales de carcasa y tubos, 1 pase por carcasa, n pases de tubos (conteo de tubos).....                                                                                                 | 18            |
| Figura 1-6 Disposición de los espejos de tubos.....                                                                                                                                                                    | 22            |
| Figura 1-7 Desarrollo de la capa límite y los diferentes regímenes de flujo .....                                                                                                                                      | 24            |
| Figura 1-8 Explicación de las partes del diagrama de Moody .....                                                                                                                                                       | 26            |
| Figura 1-9 Tabla A-9 Propiedades del agua saturada.....                                                                                                                                                                | 30            |
| Figura 1-10 Tabla A-13 Propiedades de los líquidos. ....                                                                                                                                                               | 31            |
| Figura 1-11 Un intercambiador de calor de tubo doble.....                                                                                                                                                              | 33            |
| Figura 1-12 Volumen de control para un intercambiador de calor .....                                                                                                                                                   | 35            |
| Figura 1-13 Analogía entre los conceptos de resistencia térmica .....                                                                                                                                                  | 37            |
| Figura 1-14 Red de resistencias térmicas asociada con la transferencia de calor en un intercambiador de calor de doble tubo. ....                                                                                      | 39            |
| Figura 1-15 Las dos áreas superficiales de transferencia de calor asociadas con un intercambiador de calor de doble tubo (para tubos delgados, $D_i \approx D_o$ .....                                                 | 41            |
| Figura 1-16 Diagramas del factor de corrección F para intercambiadores de calor..                                                                                                                                      | 44            |
| Figura 1-17 Aplicación de la ecuación generalizada de Bernoulli y líneas de energía de la línea media.....                                                                                                             | 52            |
| Figura 1-18 Diagrama de Moody. ....                                                                                                                                                                                    | 60            |
| Figura 2-1 Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos Ampliado para TICC.<br>Pantalla principal del Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos Ampliado (TITCA). Opción de operación: Contracorriente (CC). .... | 71            |

|                                                                                                                                                                                                                                                                                             |     |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| Figura 2-2 Intercambiador de calor de carcasa y tubo para TICC, Pantallas principales del Intercambiador de Calor de Carcasa y Tubo (TICT).....                                                                                                                                             | 74  |
| Figura 3-1 Ayuda para la selección del tamaño de tubería.....                                                                                                                                                                                                                               | 88  |
| Figura 3-2 Diagrama de temperaturas, disposición flujo paralelo.....                                                                                                                                                                                                                        | 90  |
| Figura 3-3 Diagrama de temperaturas, disposición a contraflujo.....                                                                                                                                                                                                                         | 91  |
| Figura 3-4 Relaciones de temperatura en un intercambiador de 1-2.....                                                                                                                                                                                                                       | 106 |
| Figura 3.5 Factor de corrección, un paso por la coraza y 2, 4, 6, etc. (cualquier múltiplo de 2) pasos por los tubos .....                                                                                                                                                                  | 107 |
| Figura 3-6 Relaciones Pt-D externo tubos.....                                                                                                                                                                                                                                               | 109 |
| Figura 3-7 Representación para la disposición de las tuberías. Usando los diámetros de los tubos internos, diámetro del tubo de carcasa calculado y $Pt = 15/16'' = 0.024 \text{ m}$ . La línea horizontal representa que el intercambiador es de dos pasos por las tuberías internas ..... | 111 |
| Figura 3.8 Esquemas generales de funcionamiento del intercambiador de calor de tubos concéntricos. Identificación de las variables conocidas. (A) intercambiador de calor de tubos concéntricos. (B) intercambiador de calor de carcasa y tubos 1-2. ....                                   | 120 |
| Figura 3.9 Explicación de una correcta lectura del diagrama de Moody, para determinar el factor de fricción.....                                                                                                                                                                            | 123 |
| Figura 3.10 Uso de monograma, para la determinación de pérdidas de cargas en accesorios. En metros de longitud de tubería equivalente.....                                                                                                                                                  | 125 |
| Figura 3.11 Diagrama general tuberías y accesorios, con arreglo de válvulas para direccionar fluido.....                                                                                                                                                                                    | 126 |
| Figura 3.12 Diagrama general tuberías y accesorios, aceite.....                                                                                                                                                                                                                             | 129 |
| Figura 3.13 Diagrama de conjunto de tuberías y accesorios para el aceite y agua ...                                                                                                                                                                                                         | 131 |
| Figura 4.1 Estructura de soporte.....                                                                                                                                                                                                                                                       | 142 |
| Figura 4.2 Fabricación intercambiador tubos concéntricos.....                                                                                                                                                                                                                               | 144 |
| Figura 4.3 Fabricación intercambiador carcasa y tubos 1-2.....                                                                                                                                                                                                                              | 145 |
| Figura 4.4 Fabricación y conexión de tuberías hidráulicas .....                                                                                                                                                                                                                             | 146 |
| Figura 4.5 Fabricación tanques almacenamiento .....                                                                                                                                                                                                                                         | 148 |
| Figura 4.6 Instalación y pruebas de tablero de control.....                                                                                                                                                                                                                                 | 149 |

## INDICE DE TABLAS

| Descripción                                                                                                                                                                               | Página |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------|
| Tabla 1-1. Propiedades de materiales para fabricación de intercambiadores de calor de tubos concéntricos .....                                                                            | 16     |
| Tabla 1-2 Diámetro hidráulico de secciones más habituales.....                                                                                                                            | 34     |
| Tabla 1-3 Comparativa entre las bombas rotodinámicas y volumétricas .....                                                                                                                 | 50     |
| Tabla 1-4 Rugosidad de la tubería —valores de diseño .....                                                                                                                                | 59     |
| Tabla 1-5 Valores del coeficiente de singularidad para codos y “T” estándar, en función de su diámetro nominal. ....                                                                      | 63     |
| Tabla 3-1 Capacidad Térmica de los Fluidos, Las propiedades de los fluidos a utilizar se detallan figura 1-7 Propiedades del agua saturada y figura 1-8 Propiedades de los líquidos. .... | 82     |
| Tabla 3-2 Las propiedades expuestas han sido extraídas de la tabla 1 .....                                                                                                                | 87     |
| Tabla 3-3 Diámetros de tuberías seleccionadas.....                                                                                                                                        | 89     |
| Tabla 3-4 Capacidad Térmica de los Fluidos, Las propiedades de los fluidos a utilizar se detallan figura 1-7 Propiedades del agua saturada y figura 1-8 Propiedades de los líquidos. .... | 102    |
| Tabla 3-5 Las propiedades expuestas han sido extraídas de la tabla 1 .....                                                                                                                | 108    |
| Tabla 3-6 Diámetros de tuberías seleccionadas.....                                                                                                                                        | 125    |
| Tabla 3-7 Sumatoria de longitudes equivalentes para las pérdidas en accesorios y longitudes de los intercambiadores de calor. Para un diámetro interno de tubería de 35 mm.....           | 119    |
| Tabla 3-8 Sumatoria de longitudes equivalentes para las pérdidas en accesorios y longitudes de los intercambiadores de calor. Para un diámetro interno de tubería de 19 mm.....           | 119    |
| Tabla 3-9 Sumatoria de longitudes equivalentes para las pérdidas en accesorios y longitudes de los intercambiadores de calor. Para un diámetro interno de tubería de 35 mm.....           | 127    |
| Tabla 3-10 Sumatoria de longitudes equivalentes para las pérdidas en accesorios y longitudes de los intercambiadores de calor. Para un diámetro interno de tubería de 19 mm.....          | 130    |

# INTRODUCCIÓN

El documento resume el procedimiento a llevar a cabo en el diseño y construcción de un banco para pruebas de transferencia de calor por contacto indirecto entre dos fluidos que permita mejorar el aprendizaje de las nuevas generaciones y aportar en la parte práctica de la carrera. El proceso de intercambio de calor entre dos fluidos que están a diferentes temperaturas y separados por una pared sólida se realiza en dispositivos denominados intercambiadores de calor.

Para la elaboración de un banco de pruebas de transferencia de calor por contacto indirecto entre dos fluidos, es necesario sentar las bases de diferentes áreas de la ingeniería mecánica como lo son: Termodinámica, mecánica de fluidos y transferencia de calor y masa. Todas las materias con una excelente base teórica, pero con ausencia de laboratorios prácticos por la falta de equipos.

El diseño se lleva a cabo en base a cálculos, así como el uso de herramientas de dibujo en software tipo CAD y hojas de cálculo.

La construcción incluye: procesos de torneado y fresado de piezas, corte y soldadura, procesos de pintura, entre otras actividades.

Los resultados de las pruebas nos ayudaran a comprender los diferentes conceptos relacionados con la transferencia de calor, dichas prácticas contribuirán al análisis del coeficiente de transferencia de calor total (Suponiendo que el flujo de fluido caliente, flujo de fluido frío y el coeficiente de transferencia de calor total permanecen constantes), y del funcionamiento de los intercambiadores de calor por su disposición del flujo, los cuales pueden ser de dos tipos: flujo paralelo y contraflujo

## JUSTIFICACIÓN

En la universidad técnica latinoamericana no existen bancos de pruebas de transferencia de calor por contacto indirecto entre dos fluidos. Con este trabajo se pretende diseñar y construir un banco de pruebas de transferencia de calor por contacto indirecto entre dos fluidos, explicar los conceptos fundamentales, características de los intercambiadores de calor según su composición estructural. Con la finalidad de fortalecer las teorías vistas en clases, se desarrollará este banco de pruebas de transferencia de calor equipado con dos tipos de intercambiadores de calor.

Dicho banco será equipado con la instrumentación necesaria con la cual se podrá obtener datos puntuales con los que se determinará al menos los siguientes factores:

- Flujo de calor involucrado en el proceso.
- Coeficientes de transferencia de calor por convección.
- El cambio de las temperaturas para compararlos con los valores teóricos.

# OBJETIVOS

## Objetivo general

Facilitar la comprensión de los conceptos relacionados con los procesos de transferencia de calor y el desarrollo de la capacidad de analizar e interpretar el funcionamiento de los intercambiadores de calor, por contacto indirecto entre dos fluidos, mediante la realización de prácticas en un banco didáctico de pruebas.

## Objetivos Específicos

- Reforzar el aprendizaje de conceptos y fundamentos teóricos sobre transferencia de calor vistos en clase, de una manera práctica y didáctica, mediante la resolución de guía de laboratorio.
- Que el estudiante comprenda el funcionamiento, la utilidad y las aplicaciones de los intercambiadores de calor.
- Interpretar conceptos fundamentales y realización de cálculos básicos sobre intercambiadores de calor, de flujo paralelo y contraflujo
- Generar la documentación técnica necesaria para el diseño de intercambiadores de calor de tubos concéntricos y tubos y coraza.

# CAPÍTULO I: MARCO TEÓRICO

## 1.1 Definición de conceptos de transferencia de calor

El calor es definido en el libro de Cengel como “la forma de la energía que se puede transferir de un sistema a otro como resultado de la diferencia de temperatura. La ciencia que trata de la determinación de las razones de esa transferencia es la transferencia de calor.” (Çengel & Ghajar, 2011)<sup>1</sup>

Nos podemos preguntar por qué necesitamos abordar un estudio detallado acerca de la transferencia de calor, si se supone que en termodinámica aprendimos a determinar la cantidad de transferencia de calor, para cualquier sistema que pase por cualquier proceso.

La respuesta a nuestra pregunta es: En termodinámica se interesa en la cantidad de transferencia de calor a medida que un sistema pasa por un proceso, de un estado de equilibrio a otro, y no indica cuánto tiempo transcurrirá. Entonces debemos entender que al realizar un análisis termodinámico sencillamente nos dice cuánto calor debe transferirse para que se realice un cambio de estado específico con el fin de satisfacer el principio de conservación de la energía. En la práctica tiene más interés la razón de la transferencia de calor (transferencia de calor por unidad de tiempo).

---

<sup>1</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa* (p. 2). México D.F.: McGraw Hill.

### 1.1.1 Mecanismos de transferencia de calor.

Como ingenieros mecánicos es importante que entendamos los mecanismos físicos que sirven de base a los modos de transferencia de calor y seamos capaces de usar los modelos que proporcionan la cantidad de energía que se transfiere por unidad de tiempo.

El calor se puede transferir en tres modos diferentes:

Conducción, convección y radiación. Todos los modos de transferencia de calor requieren la existencia de una diferencia de temperatura y todos ellos ocurren del medio que posee la temperatura más elevada hacia uno de temperatura más baja. En seguida se da una breve descripción de cada modo. (Çengel & Ghajar, 2011)<sup>2</sup>

- **Conducción.**

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases. En los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio. En los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una red y al transporte de energía por parte de los electrones libres.

La rapidez o razón de la conducción de calor a través de un medio depende de la configuración geométrica de éste, su espesor y el material de que esté hecho, así como de la diferencia de temperatura a través de él. (Çengel & Ghajar, 2011)<sup>3</sup>

---

<sup>2</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa* (p. 2). México D.F.: McGraw Hill.

<sup>3</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa* (p. 17). México D.F.: McGraw Hill.

- **Convección.**

La 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. Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de cualquier movimiento masivo de fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura. La presencia de movimiento masivo del fluido acrecienta la transferencia de calor entre la superficie sólida y el fluido, pero también complica la determinación de las razones de esa transferencia. (Çengel & Ghajar, 2011)<sup>4</sup>

- **Radiación.**

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación no requiere la presencia de un medio interventor. De hecho, la transferencia de calor por radiación es la más rápida (a la velocidad de la luz) y no sufre atenuación en un vacío. Ésta es la manera en la que la energía del Sol llega a la Tierra. (Çengel & Ghajar, 2011)<sup>5</sup>

---

<sup>4</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa* (p. 25). México D.F.: McGraw Hill.

<sup>5</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa* (p. 27). México D.F.: McGraw Hill.

### **1.1.2 Intercambiadores de calor.**

Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. En la práctica, los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire hasta los procesos químicos y la producción de energía en las plantas grandes. Los intercambiadores de calor difieren de las cámaras de mezclado en el sentido de que no permiten que se combinen los dos fluidos que intervienen. En un intercambiador la transferencia de calor suele comprender convección en cada fluido y conducción a través de la pared que los separa. En el análisis de los intercambiadores de calor resulta conveniente trabajar con un coeficiente total de transferencia de calor  $U$  que toma en cuenta la contribución de todos estos efectos sobre dicha transferencia. La razón de la transferencia de calor entre los dos fluidos en un punto dado a un intercambiador depende de la magnitud de la diferencia de temperatura local, la cual varía a lo largo de dicho intercambiador. Los intercambiadores de calor se fabrican en diversos tipos y, como consecuencia, se inicia este capítulo con su clasificación. A continuación, se discute la determinación del coeficiente total de transferencia de calor en los intercambiadores y de la diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD, logarithmic mean temperature difference) para algunas configuraciones. En seguida, se introduce el factor de corrección  $F$  para tomar en cuenta la desviación de la diferencia media de temperatura respecto de la LMTD, en configuraciones complejas. Después, se discute el método de efectividad-NTU, el cual permite analizar los intercambiadores de calor cuando no se conocen las temperaturas de salida de los fluidos. Por último, se analiza la selección de los intercambiadores de calor.

(Çengel & Ghajar, 2011)<sup>6</sup>

#### **1.1.2.1 Tipos de intercambiadores de calor.**

Las distintas aplicaciones de la transferencia de calor requieren diferentes tipos de componentes y configuraciones del equipo para dicha transferencia. El intento de acoplar los accesorios para la transferencia de calor a cada tipo de necesidades, dentro de las restricciones específicas, ha conducido a numerosos tipos de diseños innovadores de intercambiadores de calor. (Çengel & Ghajar, 2011)<sup>7</sup>

#### **1.1.2.2 Intercambiador de tubos concéntricos.**

El tipo más simple de intercambiador de calor consta de dos tubos concéntricos de diámetros diferentes, como se muestra en la figura 1-1, llamado intercambiador de calor de doble tubo o tubos concéntricos. En un intercambiador de este tipo uno de los fluidos pasa por el tubo más pequeño, en tanto que el otro lo hace por el espacio anular entre los dos tubos. (Çengel & Ghajar, 2011)<sup>8</sup>

---

<sup>6</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa* (p. 629). México D.F.: McGraw Hill.

<sup>7</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa* (p. 630). México D.F.: McGraw Hill.

<sup>8</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa* (p. 630). México D.F.: McGraw Hill.

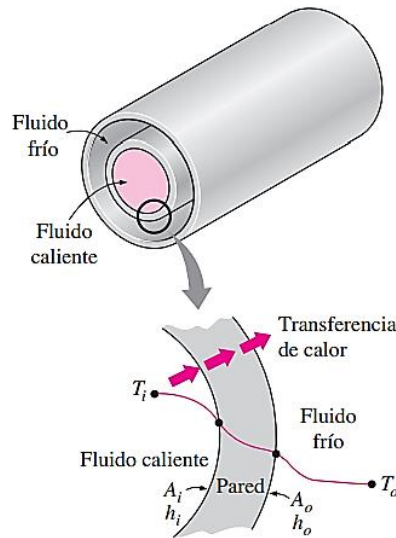


Figura 1-1 *Red de resistencias térmicas asociada con la transferencia de calor en un intercambiador de calor de doble tubo.* (Çengel & Ghajar, 2011).<sup>9</sup>

En un intercambiador de calor de doble tubo son posibles dos tipos de disposición del flujo: en el flujo paralelo los dos fluidos, el frío y el caliente, entran en el intercambiador por el mismo extremo y se mueven en la misma dirección, Como se muestra en la figura 1-2.

En el contraflujo los fluidos entran en el intercambiador por los extremos opuestos y fluyen en direcciones opuestas, Como se muestra en la figura 1-2.

<sup>9</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa.* (2011). (p. 633). [Figura 11-7]. México D.F.: McGraw Hill.

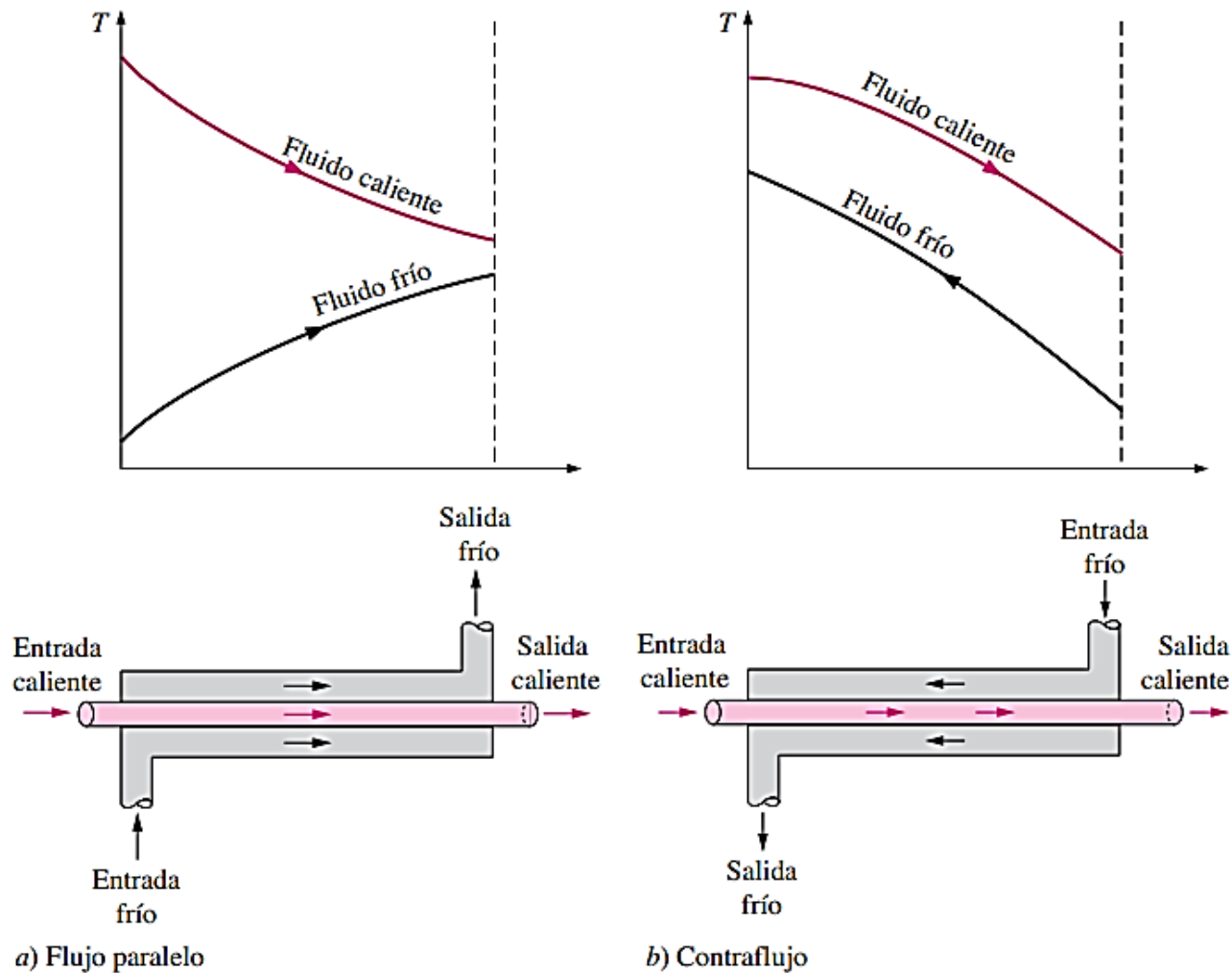


Figura 1-2 Diferentes regímenes de flujo y perfiles asociados de temperaturas en un intercambiador de calor de doble tubo. (Çengel & Ghajar, 2011).<sup>10</sup>

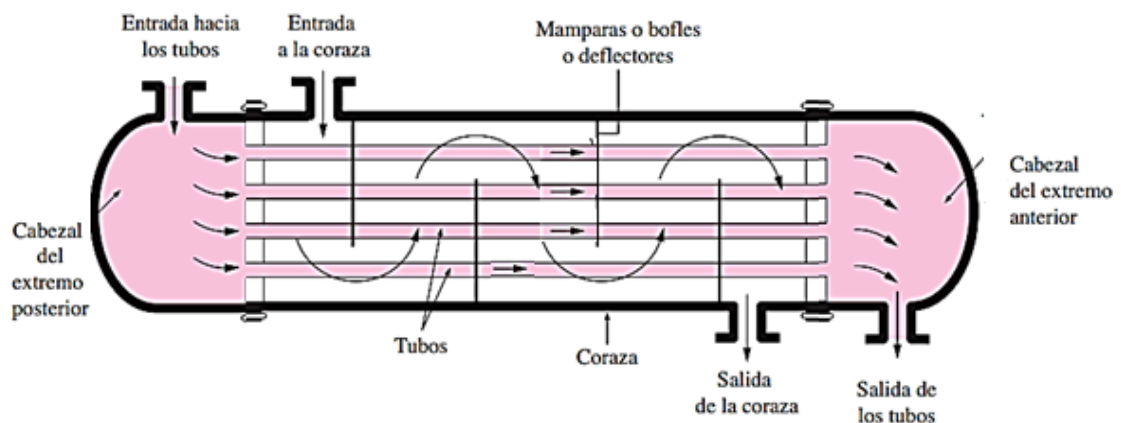
### 1.1.2.3 Intercambiador de tubos y coraza.

Quizás el tipo más común de intercambiador de calor en las aplicaciones industriales sea el de tubos y coraza, mostrado en la figura 1-3. Estos intercambiadores de calor contienen un gran número de tubos (a veces varios cientos) empacados en una carcasa con sus ejes

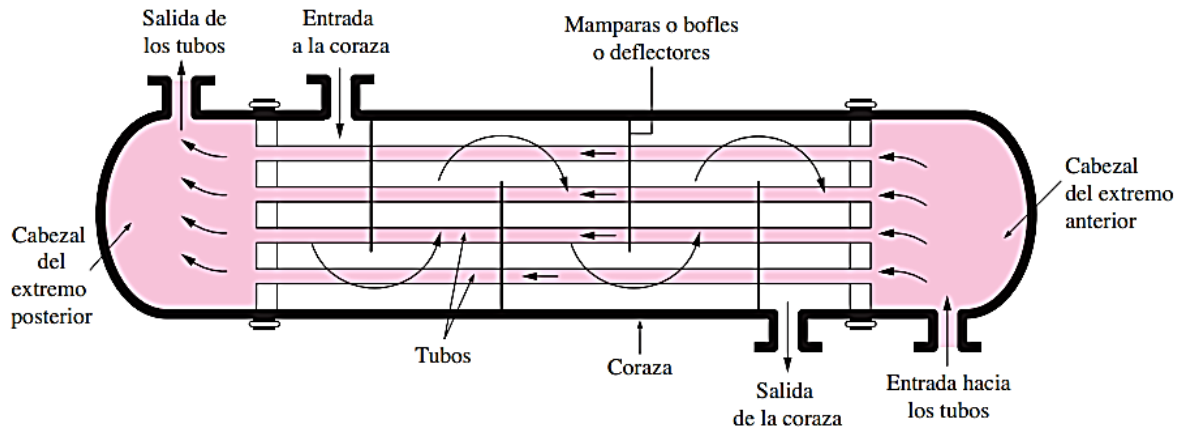
<sup>10</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa*. (2011). (p. 630). [Figura 11-1]. México D.F.: McGraw Hill.

paralelos al de éste. La transferencia de calor tiene lugar a medida que uno de los fluidos se mueve por dentro de los tubos, en tanto que el otro se mueve por fuera de éstos, pasando por la coraza. Es común la colocación de desviadores en la coraza para forzar al fluido a moverse en dirección transversal a dicha coraza con el fin de mejorar la transferencia de calor, y también para mantener un espaciamiento uniforme entre los tubos. Nótese que en un intercambiador de este tipo los tubos internos se direccionan hacia ciertas zonas grandes de flujo, llamadas cabezales, que se encuentran en ambos extremos de la coraza o carcasa, en donde el fluido del lado de los tubos se acumula antes de entrar y salir de ellos.

Los intercambiadores de tubos y coraza se clasifican todavía más según el número de pasos que se realizan por la coraza y por los tubos. Por ejemplo, los intercambiadores en los que todos los tubos forman una U en la coraza se dice que son de un paso por la coraza y dos pasos por los tubos. De modo semejante, a un intercambiador que comprende dos pasos en la coraza y cuatro pasos en los tubos se le llama de dos pasos por la coraza y cuatro pasos por los tubos (figura 1-4).



a) Flujo paralelo.



b) Contraflujo.

Figura 1-3 Diferentes regímenes de flujo y perfiles asociados de temperaturas en un intercambiador de calor de coraza y tubos. (Çengel & Ghajar, 2011).<sup>11</sup>

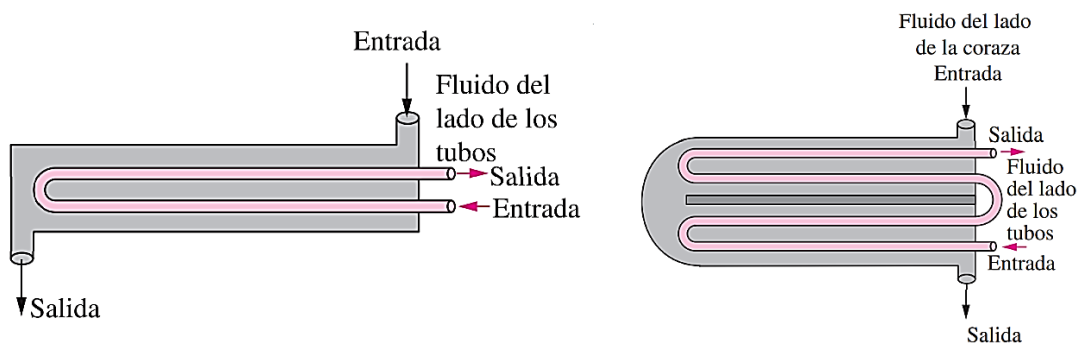


Figura 1-4 Disposiciones del flujo en pasos múltiples en los intercambiadores de calor de coraza y tubos. (Çengel & Ghajar, 2011).<sup>12</sup>

<sup>11</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa*. (2011). (p. 631). [Figura 11-4]. México D.F.: McGraw Hill.

<sup>12</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa*. (2011). (p. 632). [Figura 11-5]. México D.F.: McGraw Hill.

#### ***1.1.2.4 Materiales para fabricación de intercambiadores de calor.***

Los materiales que se usen en la construcción del intercambiador pueden constituir una consideración importante en la selección de los intercambiadores. Por ejemplo, no es necesario considerar los efectos de los esfuerzos térmicos y estructurales a presiones por debajo de 15 atm o temperaturas inferiores a 150°C. Pero estos efectos constituyen consideraciones importantes por arriba de 70 atm y 550°C y limitan mucho los materiales aceptables para el intercambiador. Una diferencia de temperatura de 50°C o más entre los tubos y la coraza es posible que plantee problemas de expansión térmica diferencial que necesitan considerarse. En el caso de fluidos corrosivos puede ser que tengan que seleccionarse materiales costosos resistentes a la corrosión, como el acero inoxidable o incluso el titanio, si no se desea reemplazar con frecuencia los intercambiadores de bajo costo.

(Çengel & Ghajar, 2011).<sup>13</sup>

- ***Acero al carbono.***

El acero al carbono es una aleación o combinación de hierro y carbono (alrededor de 0.05% hasta menos de 2%), presenta algunos elementos como magnesio, silicio, azufre fósforo, oxígeno, nitrógeno, hidrógeno, cromo, níquel u otros, cuya presencia se debe a diversos factores como los procesos de su producción, también debido a la dificultad de excluirlos totalmente del metal o a circunstancias casuales. El aumento del contenido de carbono en el acero eleva su resistencia a la tracción, pero incrementa el índice de fragilidad

---

<sup>13</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa*. (2011). (p. 663). México D.F.: McGraw Hill.

en frío y hace que disminuya la tenacidad y la ductilidad, así como disminuir su resistencia a la corrosión debido a la presencia de alto porcentaje de hierro.

- ***Acero inoxidable.***

Los aceros inoxidables son una gama de aleaciones formadas principalmente por una base de hierro con unos porcentajes del 12 a 30% de cromo, 0 a 22% de níquel y cantidades menores de carbono, molibdeno, selenio, tantalio y titanio. Estos elementos forman en la superficie del acero una película pasivante o inerte extremadamente delgada, continua y estable, dejando la superficie protegida a reacciones químicas, siendo esta la característica principal de resistencia a la corrosión de los aceros inoxidables. Tienen una gran resistencia mecánica, de al menos dos veces la del acero al carbono, son resistentes a temperaturas elevadas y a temperaturas criogénicas, son fáciles de transformar en gran variedad de productos y tiene una apariencia estética, que puede variarse sometiendo el acero a diferentes tratamientos superficiales, dado que es una aleación especial con diferentes elementos es necesario realizar un tratamiento térmico para mejorar sus propiedades generalmente elevando su costo, además haciendo costosa la mano de obra al hacer uso de este tipo de material, por su forma especial de trabajarlo siendo esto su principal debilidad. Existen tres grupos de aleaciones inoxidables:

1. **Aceros Inoxidables Martensíticos:** Contienen entre 12-20% de cromo, poseen elevada dureza por su contenido de carbono entre 0.2-1.2%, usado principalmente para fabricación de herramientas quirúrgicas y cuchillos.
2. **Aceros Inoxidables Ferríticos:** Contienen entre 15-30% de cromo y bajo contenido de carbono 0.1%, poseen buena maquinabilidad y ductilidad, con buena resistencia a la corrosión, mayormente usados para aplicaciones arquitectónicas.

3. Aceros Inoxidables Autensíticos: Contienen entre 16-26% de cromo y entre 8-22% de níquel con un contenido máximo de carbono de 0.08%, son los de mayor resistencia a la corrosión y tienen excelentes propiedades mecánicas.

- *Aluminio.*

El aluminio es un metal plateado muy ligero no ferroso, se produce prácticamente en todas las formas en las que se producen metales incluyendo vaciados. Sus características físicas lo hacen uno de los elementos más utilizados después del acero, por su excelente conductividad térmica y eléctrica que hace especial para aplicaciones de transferencia de calor. En estado puro es uno de los metales más fáciles de trabajar en maquinados por su ductilidad y de buena soldabilidad mediante técnicas de arco eléctrico o gas inerte.

El aluminio posee naturalmente gran resistencia a la corrosión, bajo condiciones atmosféricas, así como también a vapores y humos industriales, diferentes fluidos de trabajo y ácidos. Una de sus más importantes limitaciones, es que pierde resistencia mecánica considerablemente después de 150°C o a someterse a cambios bruscos de temperatura, es así que para aplicaciones de grandes exigencias tanto mecánicas como térmicas, es recomendable utilizar aleaciones que mejoren las propiedades del aluminio.

- *Cobre.*

Es un metal de transición de color rojizo, que se emplea para el procesamiento químico, sobre todo debido a su excelente conductividad térmica y eléctrica, siendo estos factores determinantes para una aplicación. La conductividad térmica del cobre equivale a un 69% mayor al del aluminio, y alcanza hasta un 90% la conductividad de la plata, siendo

este el elemento más usado en la industria para conducción de electricidad y calor, mediante el uso de varios tipos de aleaciones como latones y bronce.

El cobre tiene excelentes propiedades térmicas a bajas temperaturas y se utiliza hasta a 200°C, ya que al aumentar más su temperatura se vuelve dúctil y pierde resistencia mecánica.

Es un material de buena soldabilidad y tiene buena resistencia a la oxidación en atmósferas industriales de alta humedad o temperatura, aunque existen algunos ácidos que corroen con facilidad y rapidez el cobre, y con el paso del tiempo este pierde su apariencia estética.

Algunas de las propiedades más importantes de los materiales usados en la construcción de intercambiadores de calor, se muestran en la Tabla 1.

| Propiedades                                                  | Acero al Carbono    |                     | Acero Inoxidable    |                     | Aluminio 6061       | Cobre B-88          |
|--------------------------------------------------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
|                                                              | ASTM A53            | ASTM A106           | AISI 304            | AISI 316            |                     |                     |
| Conductividad térmica a 20°C (W/m °C)                        | 47                  | 52                  | 15                  | 15                  | 200                 | 338                 |
| Densidad (kg/m <sup>3</sup> )                                | 7850                | 7830                | 7930                | 7960                | 2740                | 7160                |
| Coefficiente de expansión térmica a 20°C (°C <sup>-1</sup> ) | 15x10 <sup>-6</sup> | 15x10 <sup>-6</sup> | 18x10 <sup>-6</sup> | 18x10 <sup>-6</sup> | 23x10 <sup>-6</sup> | 17x10 <sup>-6</sup> |
| Temperatura de fusión (°C)                                   | 1200                | 1250                | 1450                | 1400                | 657                 | 955                 |
| Resistencia a la tensión a 20°C (Mpa)                        | 330                 | 400                 | 460                 | 460                 | 214                 | 303                 |
| Resistencia a la corrosión                                   | Baja                | Baja                | Alta                | Alta                | Alta                | Media               |

Tabla 1-1. Propiedades de materiales para fabricación de intercambiadores de calor de tubos concéntricos. (INCROPERA & DeWITT, 1999).<sup>14</sup>

<sup>14</sup> La tabla 1 se adaptó tomándola de INCROPERA, F., & DeWITT, D. (1999). FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR (4th ed., p. 120). MEXICO: PABLO EDUARDO ROIG GONZALEZ. TABLA A.1

## 1.2 Parámetros necesarios para el diseño de los intercambiadores de calor

### 1.2.1 Conceptos básicos.

Para realizar el diseño de un intercambiador de calor es necesario tener claros diferentes conceptos técnicos básicos, para poder realizar un correcto cálculo.

- Longitud del intercambiador:

Debemos basarnos en el siguiente criterio; Cuanto más largo es un intercambiador, menos tubos contiene, menor es el diámetro de la carcasa, su diseño es más simple y menor es su costo. La ecuación que define este criterio de manera general es:

$$\frac{1}{15} < \frac{D_c}{L} < \frac{1}{5}$$

[1-1]

Donde

- $D_c$  = Diámetro de la carcasa
- $L$  = Longitud del intercambiador.

La longitud puede estar limitada por el espacio disponible para instalar el intercambiador. En todo caso se recomienda que el largo de los tubos sea igual a la mitad del espacio disponible, con el fin de facilitar la instalación y limpieza del haz de tubos. La longitud máxima de los intercambiadores convencionales es de 6 m; sin embargo, existen intercambiadores de gran tamaño, tales como los usados en plantas eléctricas, que pueden alcanzar los 30 m de largo.

- Número de tubos:

Con el fin de incrementar el coeficiente “h” de transferencia, se procura tener la velocidad más alta posible, para lo cual se usa el mayor número de tubos posible con el menor diámetro interno posible, lo cual está limitado por la caída de presión. Esta última se incrementa al aumentar el número de tubos ya que este incremento involucra una reducción en el diámetro de los tubos.

- Diámetro de los tubos:

De preferencia, tubos de 8 a 15 mm de diámetro interno, pero si se espera que haya problemas de limpieza, deben usarse tubos no menores de 20 mm.

- Arreglo de tubos:

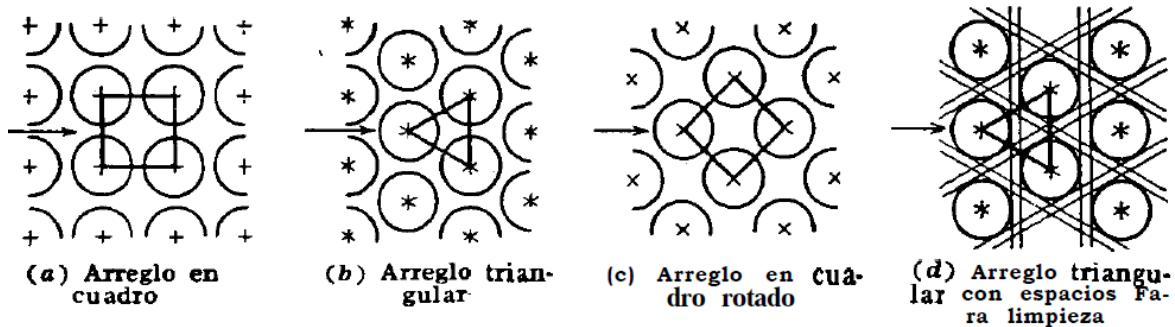


Figura 1-5 Configuraciones comerciales de carcasa y tubos, 1 pase por carcasa, n pases de tubos (conteo de tubos) (D. Kern., 1999).<sup>15</sup>

<sup>15</sup> Donald Q. Kern. (1999). *Procesos de transferencia de calor*. (1999). (p. 160). [Figura 7.3]. México D.F.: McGraw Hill.

Los orificios de los tubos no pueden taladrarse muy cerca uno de otro, ya que una franja demasiado estrecha de metal entre los tubos adyacentes, debilita estructuralmente el cabezal de tubos o espejo. La distancia más corta entre dos orificios adyacentes es el claro o ligadura, y éstos a la fecha, son casi estándar. Los tubos se colocan en arreglos ya sea triangulares o cuadrados, como se muestra en las Figuras. 1-5 (a) y (b). La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada en la Figura 1.5 (a).

El arreglo preferido es el triangular invertido o triangular de 30 °. El criterio usual es:

$$1.25 < \frac{P_t}{d_{extermo}} < 1.5$$

[1-2]

Donde:

- $P_t$  = Distancia entre los centros de los tubos, (del inglés pitch)
- $d_{extermo}$  = Diámetro externo de los tubos.

- Asignación de flujo:

Se recomienda colocar el fluido que más ensucia, o el más corrosivo, o el de mayor presión, a circular por los tubos. Para flujo por la coraza se recomienda la corriente con el menor coeficiente de convección, o la corriente con el menor flujo. Algunos de estos criterios son conflictivos y el ingeniero debe conseguir la configuración óptima.

- Diámetro de la carcasa:

La selección preliminar del diámetro de la carcasa se puede hacer a partir de la Tabla 3, conocido el número de tubos y la configuración de flujo. Otra forma consiste en hacer un primer estimado a partir de la siguiente correlación empírica:

$$D_c = 0.637 \sqrt{\frac{CL}{CTP}} \sqrt{\frac{A_{externa} \left(\frac{Pt}{d_{externo}}\right)^2 d_{externo}}{L}}$$

[1-3]

Donde:

- CL= Constante de configuración de tubos con un valor de 1 para arreglos cuadrados y un valor de 0,87 para arreglos triangulares.
- CTP= Constante de conteo de tubos y depende del número de pasos de tubos por la carcasa; así, para un paso de tubos. CTP es 1, para dos pasos de tubo, CTP es 0,9 y para 4 pasos de tubo, CTP es de 0,85.
- $A_{externa}$ = Área externa de los tubos
- Pt =Distancia entre los centros de los tubos, (del inglés pitch)
- $d_{externo}$ = Diámetro externo de los tubos.
- L= Longitud intercambiador (m)

- Número de tubos:

El número de tubos puede calcularse fácilmente, si se conoce el área requerida, según la expresión

$$N_t = \frac{A_{externa}}{\pi d_{ext} L}$$

[1-4]

Donde:

- $A_{externa}$  = Área externa de los tubos
- $N_t$  = Numero de tubos (Adimensional)
- $d_{ext}$  = Diámetro externo de los tubos (m)
- $L$  = Longitud intercambiador (m)

Tanto para determinar el diámetro de la carcasa, el número de tubos internos y la disposición de los tubos internos se puede realizar mediante el uso de tablas las cuales hay tanto para disposición en tubos con arreglo cuadrado y para arreglo triangular ejemplo de ello encontradas en el libro de D. Q. Kern, 1999.

| Tubos de $\frac{3}{4}$ " DE, arreglo triangular<br>de $1\frac{1}{4}$ plg |      |      |      |      |      | Tubos de $\frac{3}{4}$ " DE, arreglo triangular<br>de 1 plg |      |      |      |      |      |
|--------------------------------------------------------------------------|------|------|------|------|------|-------------------------------------------------------------|------|------|------|------|------|
| Coraza<br>DI, plg                                                        | 1-P  | 2-P  | 4-P  | 6-P  | 8-P  | Coraza<br>DI, plg                                           | 1-P  | 2-P  | 4-P  | 6-P  | 8-P  |
| 8                                                                        | 36   | 32   | 26   | 24   | 18   | 8                                                           | 37   | 30   | 24   | 24   |      |
| 10                                                                       | 62   | 56   | 47   | 42   | 36   | 10                                                          | 61   | 52   | 40   | 36   |      |
| 12                                                                       | 109  | 98   | 86   | 82   | 78   | 12                                                          | 92   | 82   | 76   | 74   | 70   |
| 13 $\frac{1}{4}$                                                         | 127  | 114  | 96   | 90   | 86   | 13 $\frac{1}{4}$                                            | 109  | 106  | 86   | 82   | 74   |
| 15 $\frac{1}{4}$                                                         | 170  | 160  | 140  | 136  | 128  | 15 $\frac{1}{4}$                                            | 151  | 138  | 122  | 118  | 110  |
| 17 $\frac{1}{4}$                                                         | 239  | 224  | 194  | 188  | 178  | 17 $\frac{1}{4}$                                            | 203  | 196  | 178  | 172  | 166  |
| 19 $\frac{1}{4}$                                                         | 301  | 282  | 252  | 244  | 234  | 19 $\frac{1}{4}$                                            | 262  | 250  | 226  | 216  | 210  |
| 21 $\frac{1}{4}$                                                         | 361  | 342  | 314  | 306  | 290  | 21 $\frac{1}{4}$                                            | 316  | 302  | 278  | 272  | 260  |
| 23 $\frac{1}{4}$                                                         | 442  | 420  | 386  | 378  | 364  | 23 $\frac{1}{4}$                                            | 384  | 376  | 352  | 342  | 328  |
| 25                                                                       | 532  | 506  | 468  | 446  | 434  | 25                                                          | 470  | 452  | 422  | 394  | 382  |
| 27                                                                       | 637  | 602  | 550  | 536  | 524  | 27                                                          | 559  | 534  | 488  | 474  | 464  |
| 29                                                                       | 721  | 692  | 640  | 620  | 594  | 29                                                          | 630  | 604  | 556  | 538  | 508  |
| 31                                                                       | 847  | 822  | 766  | 722  | 720  | 31                                                          | 745  | 728  | 678  | 666  | 640  |
| 33                                                                       | 974  | 938  | 878  | 852  | 826  | 33                                                          | 856  | 830  | 774  | 760  | 732  |
| 35                                                                       | 1102 | 1068 | 1004 | 988  | 958  | 35                                                          | 970  | 938  | 882  | 864  | 848  |
| 37                                                                       | 1240 | 1200 | 1144 | 1104 | 1072 | 37                                                          | 1074 | 1044 | 1012 | 986  | 870  |
| 39                                                                       | 1377 | 1330 | 1258 | 1248 | 1212 | 39                                                          | 1206 | 1176 | 1128 | 1100 | 1078 |

| Tubos de 3/4" DE, arreglo en cuadro de 1 plg |      |      |     |     |     | Tubos de 1" DE, arreglo en cuadro de 1 1/4 plg |     |     |     |     |     |
|----------------------------------------------|------|------|-----|-----|-----|------------------------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|
| Coraza DI, plg                               | 1-P  | 2-P  | 4-P | 6-P | S-P | Coraza DI, plg                                 | 1-P | 2-P | 4 P | 6-P | 8-P |
| 8                                            | 32   | 26   | 20  | 20  |     | 8                                              | 21  | 16  | 14  |     |     |
| 10                                           | 52   | 52   | 40  | 36  |     | 10                                             | 32  | 32  | 26  | 24  |     |
| 12                                           | 81   | 76   | 68  | 68  | 60  | 12                                             | 48  | 45  | 40  | 38  | 36  |
| 13 3/4                                       | 97   | 90   | 82  | 76  | 70  | 13 3/4                                         | 61  | 56  | 52  | 48  | 44  |
| 15 1/4                                       | 137  | 124  | 116 | 108 | 108 | 15 1/4                                         | 81  | 76  | 68  | 68  | 64  |
| 17 1/4                                       | 177  | 166  | 158 | 150 | 142 | 17 1/4                                         | 112 | 112 | 96  | 90  | 82  |
| 19 1/4                                       | 224  | 220  | 204 | 192 | 188 | 19 1/4                                         | 138 | 132 | 128 | 122 | 116 |
| 21 1/4                                       | 277  | 270  | 246 | 240 | 234 | 21 1/4                                         | 177 | 166 | 158 | 152 | 148 |
| 23 1/4                                       | 341  | 324  | 308 | 302 | 292 | 23 1/4                                         | 213 | 208 | 192 | 184 | 184 |
| 25                                           | 413  | 394  | 370 | 356 | 346 | 25                                             | 260 | 252 | 238 | 226 | 222 |
| 27                                           | 481  | 460  | 432 | 420 | 408 | 27                                             | 300 | 288 | 278 | 268 | 260 |
| 29                                           | 553  | 526  | 480 | 468 | 456 | 29                                             | 341 | 326 | 300 | 294 | 286 |
| 31                                           | 657  | 640  | 600 | 580 | 560 | 31                                             | 406 | 398 | 380 | 368 | 358 |
| 33                                           | 749  | 718  | 688 | 676 | 648 | 33                                             | 465 | 460 | 432 | 420 | 414 |
| 35                                           | 845  | 824  | 780 | 766 | 748 | 35                                             | 522 | 518 | 488 | 484 | 472 |
| 37                                           | 934  | 914  | 886 | 866 | 838 | 37                                             | 596 | 574 | 562 | 544 | 532 |
| 39                                           | 1049 | 1024 | 982 | 968 | 948 | 39                                             | 665 | 644 | 624 | 612 | 600 |

Figura 1-6 Disposición de los espejos de tubos, arreglo triangular y arreglo cuadrado

(Donald Q. Kern. 1999).<sup>16</sup>

- **Caudal.**

El caudal “Q” es el volumen de fluido por unidad de tiempo que pasa a través de una sección transversal a la corriente, así en una tubería el caudal es el volumen por unidad de tiempo de un fluido que circula a través de un plano transversal a la tubería.

Si la velocidad del flujo es perpendicular a la superficie, entonces existirá caudal, es decir que, si se descompone vectorialmente la velocidad, solo su componente normal producirá caudal

La ecuación que relaciona estas variables es la ecuación de continuidad de fluidos, la cual es válida para una velocidad del flujo constante.

$$Q = AV$$

[1-5]

<sup>16</sup> D. Q. Kern, *Procesos de Transferencia de Calor*, México D.F, McGraw Hill, 1999.

Donde:

- $Q = \text{Caudal} \left( \frac{m^3}{s} \right)$
- $A = \text{Área} (m^2)$
- $V = \text{Velocidad} \left( \frac{m}{s} \right)$

- ***Flujo Másico.***

La cantidad de masa que pasa por una sección transversal por unidad de tiempo, se llama flujo másico. Para un flujo tanto incompresible como compresible donde su densidad es uniforme en el área de la superficie, la ecuación del flujo másico es:

$$\dot{m} = \rho AV = \rho Q$$

[1-6]

Donde:

- $\dot{m} = \text{Flujo masico} \left( \frac{Kg}{s} \right)$
- $\rho = \text{Densidad} \left( \frac{Kg}{m^3} \right)$
- $Q = \text{Caudal} \left( \frac{m^3}{s} \right)$
- $A = \text{Área} (m^2)$

- **Regímenes de Flujo.**

El régimen de un flujo en una tubería puede ser laminar o turbulento, dependiendo de las condiciones del mismo. Un fluido es de comportamiento laminar cuando este sigue líneas de corriente a bajas velocidades o cuando su viscosidad es muy alta, pero se vuelve de régimen turbulento conforme se incrementa la velocidad más allá de un valor crítico en el cual la viscosidad del fluido no afecta el régimen desarrollado, creando un flujo inestable dentro de la tubería que lo contenga. La transición entre un flujo laminar a turbulento no ocurre de manera repentina, esta se presenta sobre algún intervalo de velocidad, donde el flujo fluctúa entre laminar y turbulento antes de volverse por completo turbulento. En la Figura 1-7 se observa el desarrollo de la capa límite para el flujo sobre una placa plana y los diferentes regímenes de flujo.

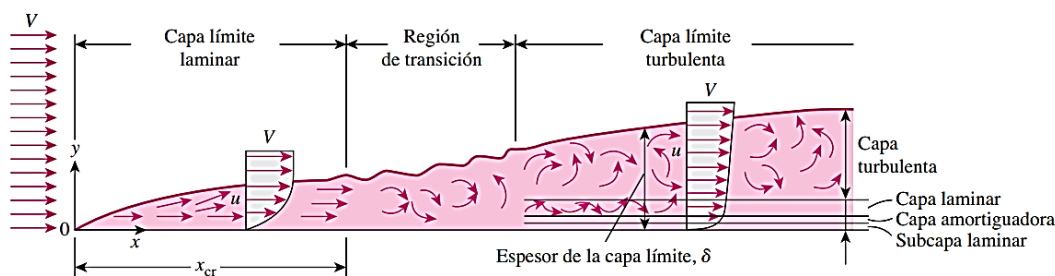


Figura 1-7 Desarrollo de la capa límite para el flujo sobre una placa plana y los diferentes regímenes de flujo. (Çengel & Ghajar, 2011).<sup>17</sup>

<sup>17</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa*. (2011). (p. 381). [Figura 6-14]. México D.F.: McGraw Hill.

- **Número de Reynolds.**

La transición de flujo laminar a turbulento depende de la configuración geométrica de la superficie, de la aspereza superficial, de la velocidad del flujo, de la temperatura de la superficie y del tipo de fluido, entre otras cosas. Después de experimentos exhaustivos, en la década de 1880, Osborn Reynolds descubrió que el régimen de flujo depende principalmente de la razón de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas en el fluido. Esta razón se conoce como número de Reynolds, el cual es una cantidad adimensional y se expresa para el flujo externo como Figura 1-8. (Çengel & Ghajar, 2011)<sup>18</sup>

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu}$$

[1-7]

Donde:

- $Re$  = Número de Reynolds (Adimensional)
- $V$  = Velocidad  $\left(\frac{m}{s}\right)$
- $\mu$  = Viscosidad dinámica  $\left(\frac{Kg}{m*s}\right)$
- $\nu$  = Viscosidad cinética  $\left(\frac{m^2}{s}\right)$
- $\rho$  = Densidad  $\left(\frac{Kg}{m^3}\right)$
- $D$  = Diámetro del tubo (m)

---

<sup>18</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa* (p. 385). México D.F.: McGraw Hill.

El número de Reynolds se puede concebir como la razón entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas que actúan sobre el elemento de un fluido. (Çengel & Ghajar, 2011).<sup>19</sup>

En las condiciones más prácticas para el cálculo de sistemas y modelos, el flujo en un tubo es laminar para  $Re < 2300$ , turbulento para  $Re > 10000$  y, en los valores intermedios, de transición. (Donald Q. Kern, 1999).<sup>20</sup>

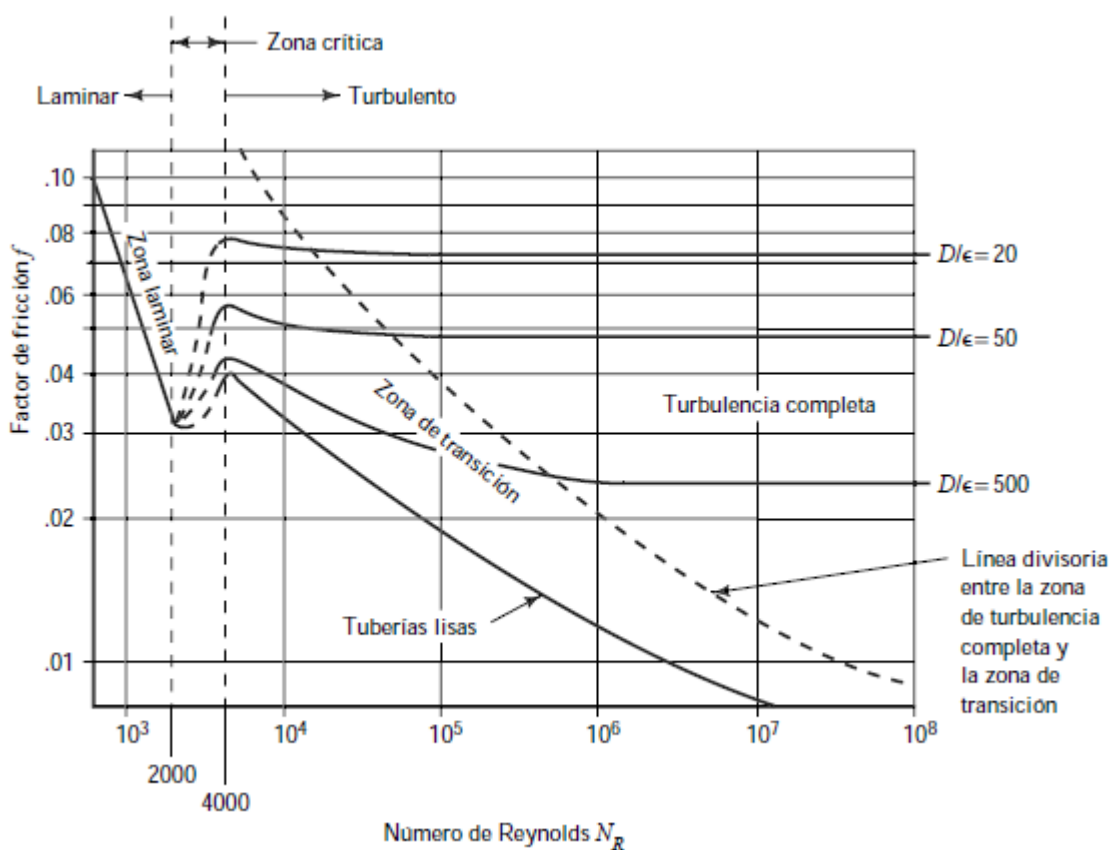


Figura 1-8 Explicación de las partes del diagrama de Moody. (Mott, R. y Untener, J., 2015.).<sup>21</sup>

<sup>19</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa*. (2011). (p. 387). [Figura 6-22]. México D.F.: McGraw Hill.

<sup>20</sup> D. Q. Kern, *Procesos de Transferencia de Calor*, México D.F, McGraw Hill, 1999.

<sup>21</sup> Mott, R. y Untener, J., 2015. *Mecánica de fluidos* (7a. Ed.). 7ª ed. Distrito Federal: Pearson Educación, p. 183. [Figura 8.8].

- **Número de Nusselt.**

En los estudios sobre convección, es práctica común quitar las dimensiones a las ecuaciones que rigen y combinar las variables, las cuales se agrupan en números adimensionales, con el fin de reducir el número de variables totales. También es práctica común quitar las dimensiones del coeficiente de transferencia de calor “h” con el número de Nusselt, que se define como:

$$Nu = \frac{hD}{k}$$

[1-8]

Donde:

- Nu=número de Nusselt(*Adimencional*)
- h =coeficiente transferencia de calor por convección  $\left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}\right)$
- $D = \text{Diametro (m)}$
- k = Conductividad térmica del fluido  $\left(\frac{W}{m \text{ } ^\circ C}\right)$

- **Número de Nusselt turbulento.**

La mayor parte de las correlaciones para los coeficientes de fricción y de transferencia de calor en el flujo turbulento se basan en estudios experimentales debido a la dificultad para

tratar en forma teórica con este tipo de flujo. Para el flujo turbulento completamente desarrollado en tubos lisos, se puede obtener una relación simple para el número de Nusselt.

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n$$

[1-9]

Donde:

- $Nu$ =número de Nusselt(*Adimencional*)
  - $n = 0.4$  para calentamiento,  $0.3$  para enfriamiento del fluido
  - $Re$  = Número de Reynolds (*Adimencional*)
  - $Pr$  = Número de Prandtl (*Adimencional*)
- **Número de Nusselt laminar en tubos circulares.**

Cuando se tiene un flujo laminar completamente desarrollado en un tubo circular sujeto a flujo de calor constante en una superficie de longitud desconocida, se supone que existe un número de Nusselt constante, debido a la conducción de calor presente lo largo del tubo. Así el número de Nusselt para un flujo de calor constante es:

$$Nu_{\text{Calor constante}} = \frac{hD}{k} = 4.36$$

[1-10]

Cuando existe un flujo laminar completamente desarrollado en un tubo circular de una determinada longitud, para el caso de una temperatura no uniforme a lo largo de un tubo de paredes lisas, la relación del número de Nusselt que se obtiene mediante la siguiente ecuación determina un número constante a partir del número de Prandtl y el número de Reynolds. En la Figura 1-9 y 1-10 se observan las propiedades del agua saturada y del aceite para motor.

$$Nu_{\text{Calor constante}} = 0.065 \frac{D}{L} Re * Pr$$

[1-11]

Donde:

- $Nu$  = Número de nusselt (Adimencional)
- $Re$  = Número de Reynolds (Adimencional)
- $Pr$  = Número de Prandtl (Adimencional)
- $D$  = Diámetro (m)
- $L$  = Longitud (m)

**TABLA A-9**

**Propiedades del agua saturada**

| Temp.,<br>$T$ °C | Presión de saturación,<br>$P_{sat}$ , kPa | Densidad,<br>$\rho$ kg/m <sup>3</sup> |        | Entalpía de vaporización,<br>$h_{fg}$ kJ/kg | Calor específico,<br>$C_p$ , J/kg · K |       | Conductividad térmica,<br>$k$ W/m · K |        | Viscosidad dinámica,<br>$\mu$ kg/m · s |                        | Número de Prandtl, Pr |       | Coeficiente de expansión volumétrica,<br>$\beta$ 1/K |
|------------------|-------------------------------------------|---------------------------------------|--------|---------------------------------------------|---------------------------------------|-------|---------------------------------------|--------|----------------------------------------|------------------------|-----------------------|-------|------------------------------------------------------|
|                  |                                           | Líquido                               | Vapor  |                                             | Líquido                               | Vapor | Líquido                               | Vapor  | Líquido                                | Vapor                  | Líquido               | Vapor | Líquido                                              |
| 0.01             | 0.6113                                    | 999.8                                 | 0.0048 | 2501                                        | 4217                                  | 1854  | 0.561                                 | 0.0171 | $1.792 \times 10^{-3}$                 | $0.922 \times 10^{-5}$ | 13.5                  | 1.00  | $-0.068 \times 10^{-3}$                              |
| 5                | 0.8721                                    | 999.9                                 | 0.0068 | 2490                                        | 4205                                  | 1857  | 0.571                                 | 0.0173 | $1.519 \times 10^{-3}$                 | $0.934 \times 10^{-5}$ | 11.2                  | 1.00  | $0.015 \times 10^{-3}$                               |
| 10               | 1.2276                                    | 999.7                                 | 0.0094 | 2478                                        | 4194                                  | 1862  | 0.580                                 | 0.0176 | $1.307 \times 10^{-3}$                 | $0.946 \times 10^{-5}$ | 9.45                  | 1.00  | $0.733 \times 10^{-3}$                               |
| 15               | 1.7051                                    | 999.1                                 | 0.0128 | 2466                                        | 4185                                  | 1863  | 0.589                                 | 0.0179 | $1.138 \times 10^{-3}$                 | $0.959 \times 10^{-5}$ | 8.09                  | 1.00  | $0.138 \times 10^{-3}$                               |
| 20               | 2.339                                     | 998.0                                 | 0.0173 | 2454                                        | 4182                                  | 1867  | 0.598                                 | 0.0182 | $1.002 \times 10^{-3}$                 | $0.973 \times 10^{-5}$ | 7.01                  | 1.00  | $0.195 \times 10^{-3}$                               |
| 25               | 3.169                                     | 997.0                                 | 0.0231 | 2442                                        | 4180                                  | 1870  | 0.607                                 | 0.0186 | $0.891 \times 10^{-3}$                 | $0.987 \times 10^{-5}$ | 6.14                  | 1.00  | $0.247 \times 10^{-3}$                               |
| 30               | 4.246                                     | 996.0                                 | 0.0304 | 2431                                        | 4178                                  | 1875  | 0.615                                 | 0.0189 | $0.798 \times 10^{-3}$                 | $1.001 \times 10^{-5}$ | 5.42                  | 1.00  | $0.294 \times 10^{-3}$                               |
| 35               | 5.628                                     | 994.0                                 | 0.0397 | 2419                                        | 4178                                  | 1880  | 0.623                                 | 0.0192 | $0.720 \times 10^{-3}$                 | $1.016 \times 10^{-5}$ | 4.83                  | 1.00  | $0.337 \times 10^{-3}$                               |
| 40               | 7.384                                     | 992.1                                 | 0.0512 | 2407                                        | 4179                                  | 1885  | 0.631                                 | 0.0196 | $0.653 \times 10^{-3}$                 | $1.031 \times 10^{-5}$ | 4.32                  | 1.00  | $0.377 \times 10^{-3}$                               |
| 45               | 9.593                                     | 990.1                                 | 0.0655 | 2395                                        | 4180                                  | 1892  | 0.637                                 | 0.0200 | $0.596 \times 10^{-3}$                 | $1.046 \times 10^{-5}$ | 3.91                  | 1.00  | $0.415 \times 10^{-3}$                               |
| 50               | 12.35                                     | 988.1                                 | 0.0831 | 2383                                        | 4181                                  | 1900  | 0.644                                 | 0.0204 | $0.547 \times 10^{-3}$                 | $1.062 \times 10^{-5}$ | 3.55                  | 1.00  | $0.451 \times 10^{-3}$                               |
| 55               | 15.76                                     | 985.2                                 | 0.1045 | 2371                                        | 4183                                  | 1908  | 0.649                                 | 0.0208 | $0.504 \times 10^{-3}$                 | $1.077 \times 10^{-5}$ | 3.25                  | 1.00  | $0.484 \times 10^{-3}$                               |
| 60               | 19.94                                     | 983.3                                 | 0.1304 | 2359                                        | 4185                                  | 1916  | 0.654                                 | 0.0212 | $0.467 \times 10^{-3}$                 | $1.093 \times 10^{-5}$ | 2.99                  | 1.00  | $0.517 \times 10^{-3}$                               |
| 65               | 25.03                                     | 980.4                                 | 0.1614 | 2346                                        | 4187                                  | 1926  | 0.659                                 | 0.0216 | $0.433 \times 10^{-3}$                 | $1.110 \times 10^{-5}$ | 2.75                  | 1.00  | $0.548 \times 10^{-3}$                               |
| 70               | 31.19                                     | 977.5                                 | 0.1983 | 2334                                        | 4190                                  | 1936  | 0.663                                 | 0.0221 | $0.404 \times 10^{-3}$                 | $1.126 \times 10^{-5}$ | 2.55                  | 1.00  | $0.578 \times 10^{-3}$                               |
| 75               | 38.58                                     | 974.7                                 | 0.2421 | 2321                                        | 4193                                  | 1948  | 0.667                                 | 0.0225 | $0.378 \times 10^{-3}$                 | $1.142 \times 10^{-5}$ | 2.38                  | 1.00  | $0.607 \times 10^{-3}$                               |
| 80               | 47.39                                     | 971.8                                 | 0.2935 | 2309                                        | 4197                                  | 1962  | 0.670                                 | 0.0230 | $0.355 \times 10^{-3}$                 | $1.159 \times 10^{-5}$ | 2.22                  | 1.00  | $0.653 \times 10^{-3}$                               |
| 85               | 57.83                                     | 968.1                                 | 0.3536 | 2296                                        | 4201                                  | 1977  | 0.673                                 | 0.0235 | $0.333 \times 10^{-3}$                 | $1.176 \times 10^{-5}$ | 2.08                  | 1.00  | $0.670 \times 10^{-3}$                               |
| 90               | 70.14                                     | 965.3                                 | 0.4235 | 2283                                        | 4206                                  | 1993  | 0.675                                 | 0.0240 | $0.315 \times 10^{-3}$                 | $1.193 \times 10^{-5}$ | 1.96                  | 1.00  | $0.702 \times 10^{-3}$                               |
| 95               | 84.55                                     | 961.5                                 | 0.5045 | 2270                                        | 4212                                  | 2010  | 0.677                                 | 0.0246 | $0.297 \times 10^{-3}$                 | $1.210 \times 10^{-5}$ | 1.85                  | 1.00  | $0.716 \times 10^{-3}$                               |
| 100              | 101.33                                    | 957.9                                 | 0.5978 | 2257                                        | 4217                                  | 2029  | 0.679                                 | 0.0251 | $0.282 \times 10^{-3}$                 | $1.227 \times 10^{-5}$ | 1.75                  | 1.00  | $0.750 \times 10^{-3}$                               |
| 110              | 143.27                                    | 950.6                                 | 0.8263 | 2230                                        | 4229                                  | 2071  | 0.682                                 | 0.0262 | $0.255 \times 10^{-3}$                 | $1.261 \times 10^{-5}$ | 1.58                  | 1.00  | $0.798 \times 10^{-3}$                               |
| 120              | 198.53                                    | 943.4                                 | 1.121  | 2203                                        | 4244                                  | 2120  | 0.683                                 | 0.0275 | $0.232 \times 10^{-3}$                 | $1.296 \times 10^{-5}$ | 1.44                  | 1.00  | $0.858 \times 10^{-3}$                               |
| 130              | 270.1                                     | 934.6                                 | 1.496  | 2174                                        | 4263                                  | 2177  | 0.684                                 | 0.0288 | $0.213 \times 10^{-3}$                 | $1.330 \times 10^{-5}$ | 1.33                  | 1.01  | $0.913 \times 10^{-3}$                               |

Figura 1-9 Propiedades del agua saturada. (Çengel & Ghajar, 2011).<sup>22</sup>

<sup>22</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa*. (2011). (p. 878). [Tabla A-9 Propiedades del agua saturada]. México D.F.: McGraw Hill.

**TABLA A-13**

Propiedades de líquidos

| Temp.,<br>$T$ , °C                  | Densi-<br>dad,<br>$\rho$ , kg/m <sup>3</sup> | Calor espe-<br>cífico, $c_p$ ,<br>J/kg · K | Conducti-<br>vidad<br>térmica,<br>$k$ , W/m · K | Difusividad<br>térmica,<br>$\alpha$ , m <sup>2</sup> /s | Viscosidad<br>dinámica,<br>$\mu$ , kg/m · s | Viscosidad<br>cinemática,<br>$\nu$ , m <sup>2</sup> /s | Número<br>de Prandtl,<br>$Pr$ | Coeficiente<br>de expan-<br>sión volu-<br>métrica, $\beta$ ,<br>1/K |
|-------------------------------------|----------------------------------------------|--------------------------------------------|-------------------------------------------------|---------------------------------------------------------|---------------------------------------------|--------------------------------------------------------|-------------------------------|---------------------------------------------------------------------|
| <i>Aceite para motor (no usado)</i> |                                              |                                            |                                                 |                                                         |                                             |                                                        |                               |                                                                     |
| 0                                   | 899.0                                        | 1 797                                      | 0.1469                                          | $9.097 \times 10^{-8}$                                  | 3.814                                       | $4.242 \times 10^{-3}$                                 | 46 636                        | 0.00070                                                             |
| 20                                  | 888.1                                        | 1 881                                      | 0.1450                                          | $8.680 \times 10^{-8}$                                  | 0.8374                                      | $9.429 \times 10^{-4}$                                 | 10 863                        | 0.00070                                                             |
| 40                                  | 876.0                                        | 1 964                                      | 0.1444                                          | $8.391 \times 10^{-8}$                                  | 0.2177                                      | $2.485 \times 10^{-4}$                                 | 2 962                         | 0.00070                                                             |
| 60                                  | 863.9                                        | 2 048                                      | 0.1404                                          | $7.934 \times 10^{-8}$                                  | 0.07399                                     | $8.565 \times 10^{-5}$                                 | 1 080                         | 0.00070                                                             |
| 80                                  | 852.0                                        | 2 132                                      | 0.1380                                          | $7.599 \times 10^{-8}$                                  | 0.03232                                     | $3.794 \times 10^{-5}$                                 | 499.3                         | 0.00070                                                             |
| 100                                 | 840.0                                        | 2 220                                      | 0.1367                                          | $7.330 \times 10^{-8}$                                  | 0.01718                                     | $2.046 \times 10^{-5}$                                 | 279.1                         | 0.00070                                                             |
| 120                                 | 828.9                                        | 2 308                                      | 0.1347                                          | $7.042 \times 10^{-8}$                                  | 0.01029                                     | $1.241 \times 10^{-5}$                                 | 176.3                         | 0.00070                                                             |
| 140                                 | 816.8                                        | 2 395                                      | 0.1330                                          | $6.798 \times 10^{-8}$                                  | 0.006558                                    | $8.029 \times 10^{-6}$                                 | 118.1                         | 0.00070                                                             |
| 150                                 | 810.3                                        | 2 441                                      | 0.1327                                          | $6.708 \times 10^{-8}$                                  | 0.005344                                    | $6.595 \times 10^{-6}$                                 | 98.31                         | 0.00070                                                             |

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Originalmente basados en varias fuentes.

Figura 1-10 Propiedades de los líquidos. (Çengel & Ghajar, 2011).<sup>23</sup>

<sup>23</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa*. (2011). (p. 882). [Tabla A-13 *Propiedades de los líquidos*]. México D.F.: McGraw Hill.

- ***Número de Nusselt laminar en Sección Anular.***

El flujo en un espacio anular está asociado con dos números de Nusselt,  $Nu_i$  sobre la superficie interior del tubo y  $Nu_o$  sobre la superficie exterior del tubo ya que puede estar relacionado con transferencia de calor en las dos superficies. Considerando un arreglo de tubos concéntricos de diámetro interior  $D_i$  y exterior  $D_o$  como se muestra en la Figura 1-11, entonces se tiene que el diámetro hidráulico entre los tubos es:

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{4\pi(D_o^2 - D_i^2)/4}{\pi(D_o + D_i)} = D_o - D_i$$

[1-12]

Donde:

- $D_h = \text{Diámetro hidráulico (m)}$
- $A = \text{Área de la sección transversal del tubo (m}^2\text{)}$
- $P = \text{Perímetro mojado por el fluido (m)}$
- $D_i = \text{Diámetro interno sección anular (m)}$
- $D_o = \text{Diámetro externo sección anular (m)}$

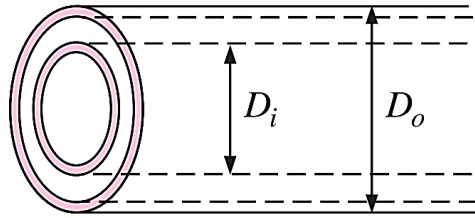


Figura 1-11 Un intercambiador de calor de tubo doble consta de dos tubos concéntricos.

(Çengel & Ghajar, 2011).<sup>24</sup>

En la Tabla 1-2 hemos agregado una tabla con Área de la sección transversal del conducto (A), perímetro mojado por el fluido (P) y diámetro hidráulico ( $D_h$ ).

Cuando se conocen los números de Nusselt, los coeficientes de convección para las superficies interior y exterior se determinan a partir de:

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{k} \quad y \quad Nu_o = \frac{h_o D_h}{k}$$

[1-13]

Donde:

- $Nu_i$  = Numero de Nusselt en superficie interna del tubo (Adimencional)
- $Nu_o$  = Numero de Nusselt en superficie externa del tubo (Adimencional)

<sup>24</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa*. (2011). (p. 387). [Figura 6-22]. México D.F.: McGraw Hill.

- $h_i$  = coeficiente transferencia de calor por convección interna  $\left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}\right)$
- $h_o$  = coeficiente transferencia de calor por convección externa  $\left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}\right)$
- $D_h$  = *Diámetro hidraulico (m)*

| Forma sección                                                                       | Área sección transversal       | Perímetro mojado         | Diámetro hidráulico                                                                          |
|-------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------|--------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------|
|    | $\frac{\pi D^2}{4}$            | $\pi \times D$           | D                                                                                            |
| <b>Mas de un tubo interno</b>                                                       |                                |                          | $D_h = \frac{D_i^2 - N_t * d_o^2}{D_i + N_t * d_o}$                                          |
| <b>Casco carcasa y tubos</b>                                                        |                                |                          | $d_e = \frac{4 * (\frac{1}{2} P_t * 0.86 P_t - \frac{1}{2} \pi d_o^2)}{\frac{1}{2} \pi d_o}$ |
|  | $a^2$                          | $4 \times a$             | a                                                                                            |
|  | $a \times b$                   | $2(a+b)$                 | $\frac{2 \times a \times b}{a + b}$                                                          |
|  | $\frac{\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4}$ | $\pi \times (D_1 + D_2)$ | $D_1 - D_2$                                                                                  |

Tabla 1-2 Diámetro hidráulico de secciones más habituales (Fuente: Elaboración propia.)

Área de la sección transversal del conducto (A), perímetro mojado por el fluido (P) y diámetro hidráulico ( $D_h$ ).

### 1.2.2 Análisis de transferencia de calor.

Para determinar la ecuación que determina la transferencia de calor en un intercambiador de calor, se realiza un análisis mediante la primera ley de la termodinámica o también conocida como el principio de la conservación de la energía, mediante la ecuación de balance energético de flujo, donde todo tipo de energía que entra a un volumen de control, debe ser igual a la energía que sale, bajo estado estacionario.

$$E_{Ent} - E_{Sal} = \Delta E_{Sistema} = 0$$

[1-14]

Donde los subíndices *Ent* y *Sal* denotan entrada y salida. Tomando la totalidad del intercambiador como volumen de control como se ve en la Figura 1-12, la ecuación se convierte en una ecuación de balance de entalpías debido a que en el sistema no se aplica trabajo externo y no se transfiere calor al sistema.

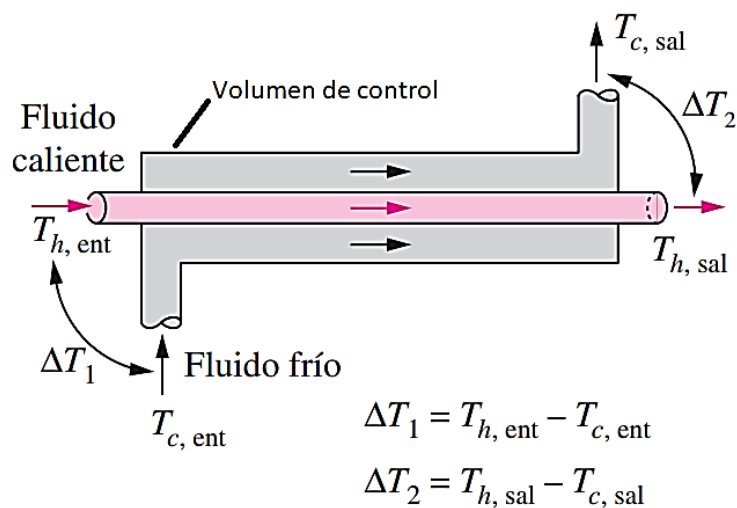


Figura 1-12 *Volumen de control para un intercambiador de calor con flujo en paralelo.* (Çengel & Ghajar, 2011).<sup>25</sup>

### 1.2.3 Coeficiente global de transferencia de calor.

Por lo general un intercambiador de calor funciona con dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida. En primer lugar, el calor se transfiere del fluido caliente hacia la pared por convección, después el calor se propaga a través de la pared por conducción y, por último, de la pared hacia el fluido frío de nuevo por convección. El efecto de la radiación suele incluirse en los coeficientes de transferencia de calor por convección, aunque no se aprecien directamente.

Para que exista una transferencia de calor, se presenta un fenómeno de resistencia del flujo del calor para cruzar una superficie, la cual depende de las propiedades térmicas del medio y de la configuración geométrica que se tenga. Dicha resistencia térmica se puede expresar en términos generales como:

$$\dot{Q} = \frac{T_o - T_i}{R} \quad [1-15]$$

Donde:

- $\dot{Q}$  = Flujo de calor (W)
- $R$  = Resistencia termica ( $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ )
- $T_o$  = Temperatura de salida ( $^{\circ}\text{C}$ , K)
- $T_i$  = Temperatura de entrada ( $^{\circ}\text{C}$ , K)
- $T_o - T_i = \Delta T$  = Cambio de Temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ , K)

---

<sup>25</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa*. (2011). (p. 643). [Figura 11-15]. México D.F.: McGraw Hill.



Figura 1-13 Analogía entre los conceptos de resistencia térmica. (Çengel & Ghajar, 2011).<sup>26</sup>

Las resistencias térmicas pueden ser de dos tipos, resistencia por conducción según la ley de Fourier de la conducción por una pared, y resistencia por convección según la ley del enfriamiento de Newton, las cuales dependen de propiedades térmicas del medio “ $k$ ”, coeficientes de transferencia de calor “ $h$ ” y del área o la geometría involucrada “ $A$ ”.

$$R_{\text{conducción}} = \frac{1}{kA} \quad \text{y} \quad R_{\text{convección}} = \frac{1}{hA}$$

[1-16]

Donde:

- $R_{\text{conducción}} = \text{Resistencia térmica por conducción } (^{\circ}\text{C}/\text{W})$
- $R_{\text{convección}} = \text{Resistencia térmica por convección } (^{\circ}\text{C}/\text{W})$
- $k = \text{Conductividad térmica o propiedades térmicas del medio } \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}\right)$
- $A = \text{Área superficial del tubo}(\text{m}^2)$
- $h = \text{coeficiente transferencia de calor por convección } \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2^{\circ}\text{C}}\right)$

<sup>26</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa*. (2011). (p. 137). [Figura 3-3]. México D.F.: McGraw Hill.

Se puede analizar la transferencia de calor mediante una red de resistencias térmicas asociadas con los dos flujos y la pared que los separa, la cual comprende dos resistencias por convección para los fluidos y una por conducción para la pared, como se muestra en la Figura 1-14.

En la figura se puede observar tres resistencias, la primera generada por el fluido caliente por convección en la pared interior del tubo, la segunda por la conducción del calor a través de la pared del tubo y la tercera debido a la convección del fluido frío en la pared exterior del tubo.

Es así que la resistencia total para una transferencia de calor en un intercambiador de tubos concéntricos es.

$$R = R_{Conv\ Int} + R_{Cond} + R_{Conv\ Ext}$$

[1-17]

Donde:

- $R_{Total} = \text{Resistencia termica total } (^{\circ} C/W)$
- $R_{conducción} = \text{Resistencia termica por conducción } (^{\circ} C/W)$
- $R_{Conv\ Int} = \text{Resistencia termica por convección interna } (^{\circ} C/W)$
- $R_{Conv\ Ext} = \text{Resistencia termica por convección externa } (^{\circ} C/W)$

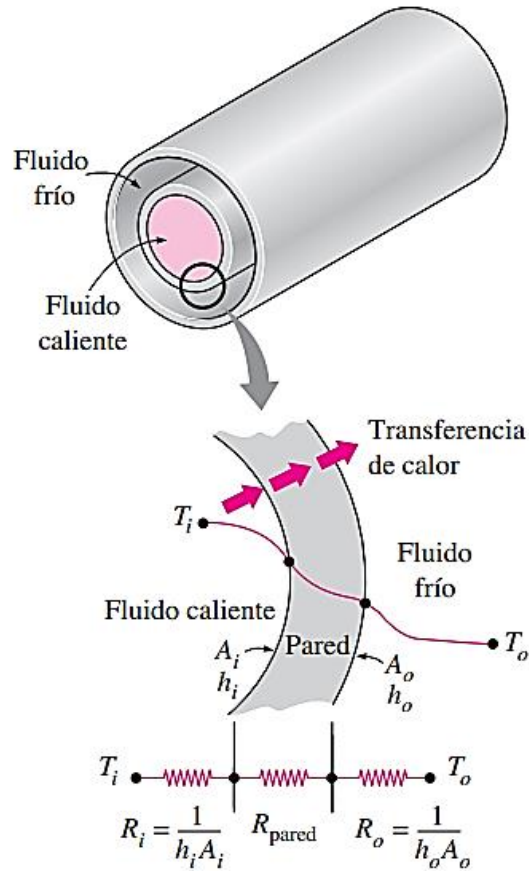


Figura 1-14 Red de resistencias térmicas asociada con la transferencia de calor en un intercambiador de calor de doble tubo. (Çengel & Ghajar, 2011).<sup>27</sup>

Se puede determinar el coeficiente global de transferencia de calor “U”, despejándolo de la siguiente ecuación.

$$R = \frac{1}{UA_{int}} = \frac{1}{h_{int}A} + R_{cond} + \frac{1}{h_{ext}A_{ext}} + R_{int} + R_{ext}$$

[1-18]

Donde:

- U = Coeficiente global de transferencia de calor ( $W/(m^2 \cdot K)$ )

<sup>27</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa*. (2011). (p. 633). [Figura 11-7]. México D.F.: McGraw Hill.

- $A_{int}$  = Área de la sección transversal del conducto interno ( $m^2$ )
- $R_{Cond}$  = Resistencia por conducción ( $^{\circ}C/W$ )
- $A_{Ext}$  = Área de la sección transversal del conducto externo ( $m^2$ )
- $h_{int}, h_{Ext}$  = Coeficiente de transferencia de calor por convección ( $W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$ )
- $R_{int} \approx R_{ext}$  = Resistencias térmicas de ensuciamiento para el fluido interno y externo ( $^{\circ}C/W$ )

$$R_{Cond} = \frac{e}{\kappa \cdot A}$$

[1-19]

Donde:

- $R_{Cond}$  = Resistencia por conducción ( $^{\circ}C/W$ )
- $e$  = Espesor del tubo (m)
- $k$  = Conductividad térmica de la pared ( $W/m^{\circ}C$ )

En la figura 1-15 se observan dos tubos concéntricos, en donde por el tubo interno pasa un fluido caliente que realiza la transferencia de calor hacia el fluido exterior.

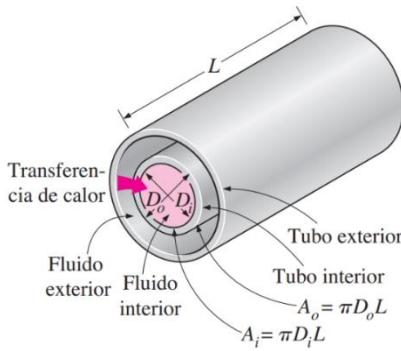


Figura 1-15 Las dos áreas superficiales de transferencia de calor asociadas con un intercambiador de calor de doble tubo (para tubos delgados,  $D_i \approx D_o$  y, como consecuencia,  $A_i \approx A_o$ ). (Çengel & Ghajar, 2011).<sup>28</sup>

#### 1.2.4 Diferencia de temperatura logarítmica media (DTLM).

La diferencia de temperaturas entre los fluidos caliente y frío varía a lo largo del intercambiador, debido a la transferencia de calor entre estos, ya sea en configuraciones de flujo con entradas paralelas o a contracorriente, como se observa en la figura 1-2 donde la diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío es grande en la entrada del intercambiador, pero disminuye en forma exponencial hacia la salida. (D. Q. Kern, 1999)<sup>29</sup>

En un intercambiador de calor con flujo en paralelo o en contracorriente, se define la diferencia de temperatura logarítmica media mediante un balance de energía para un flujo estacionario en un volumen de control, obteniendo la expresión adecuada para el cálculo de

<sup>28</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa*. (2011). (p. 633). [Figura 11-8]. México D.F.: McGraw Hill.

<sup>29</sup> D. Q. Kern, «Procesos de Transferencia de Calor,» México D.F, McGraw Hill, 1999.

la diferencia promedio que debe usarse en el cálculo y análisis en los intercambiadores de calor. (A. F. Mills, 1995)<sup>30</sup>

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)}$$

[1-20]

" $\Delta T_1$ " y " $\Delta T_2$ " representan la diferencia de temperatura entre los dos fluidos en ambos extremos (de entrada y de salida) del intercambiador. Las disposiciones de los signos varían según la disposición del flujo.

Flujo paralelo.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_c \text{ entrada} - T_f \text{ entrada}) - (T_c \text{ salida} - T_f \text{ salida})}{\ln \left( \frac{(T_c \text{ entrada} - T_f \text{ entrada})}{(T_c \text{ salida} - T_f \text{ salida})} \right)}$$

[1-21]

Contraflujo.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_c \text{ entrada} - T_f \text{ salida})_{\text{salida}} - (T_c \text{ salida} - T_f \text{ entrada})_{\text{entrada}}}{\ln \left( \frac{(T_c \text{ entrada} - T_f \text{ salida})_{\text{salida}}}{(T_c \text{ salida} - T_f \text{ entrada})_{\text{entrada}}} \right)}$$

[1-22]

Donde:

- $\Delta T_{lm}$  = Diferencia de temperatura logaritmica media ( $^{\circ}\text{C}$ )
- $T_c$  = Temperatura fluido caliente ( $^{\circ}\text{C}$ )
- $T_f$  = Temperatura fluido frio ( $^{\circ}\text{C}$ )

---

<sup>30</sup> A. F. Mills, «Transferencia de Calor,» Los ángeles, California, Mc Graw Hill, 1995, pp. 2,4.

Los intercambiadores de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado hacen uso de un factor de corrección “F”.

La relación para la diferencia media logarítmica de temperatura  $\Delta T_{lm}$  desarrollada con anterioridad sólo se limita a los intercambiadores de flujo paralelo o a contraflujo. También se desarrollan relaciones similares para los intercambiadores de flujo cruzado y de tubos y coraza de pasos múltiples, pero las expresiones resultantes son demasiado complicadas debido a las complejas condiciones de flujo. En esos casos resulta conveniente relacionar la diferencia equivalente de temperatura con la relación de la diferencia media logarítmica para el caso de contraflujo, como:

$$\Delta T_{lm} = F * \frac{(T_{C \text{ entrada}} - T_{f \text{ salida}}) - (T_{C \text{ salida}} - T_{f \text{ entrada}})}{\ln \left( \frac{(T_{C \text{ entrada}} - T_{f \text{ salida}})}{(T_{C \text{ salida}} - T_{f \text{ entrada}})} \right)}$$

[1-23]

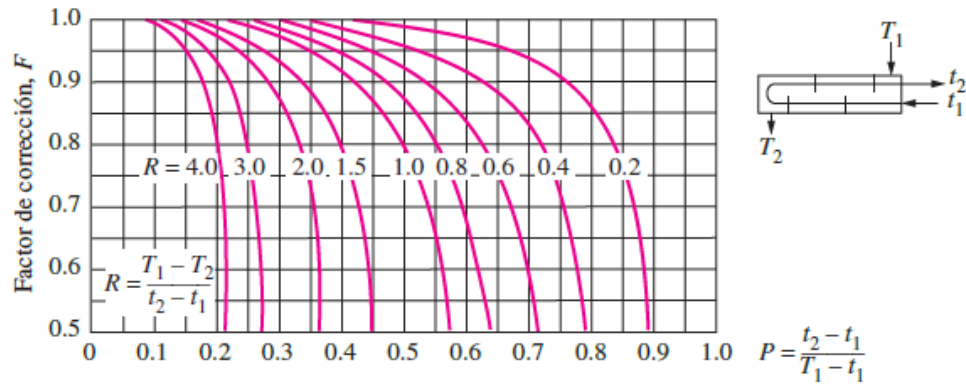
Para calcular “F” es necesario determinar “P” y “R” En la Figura 1-16 se da el factor de corrección “F”, para las configuraciones comunes de los intercambiadores de coraza y tubos en función de las razones P y R entre dos temperaturas, definidas como.

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

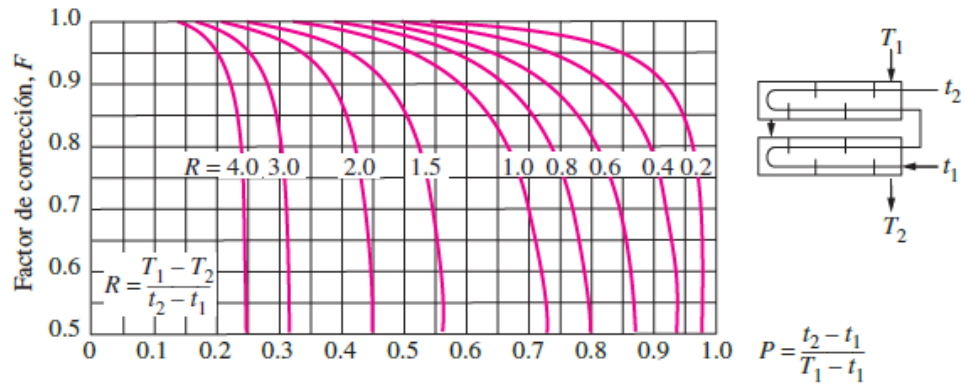
[1-24]

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_1 - t_2}$$

[1-25]



a) Un paso por la coraza y 2, 4, 6, etc. (cualquier múltiplo de 2) pasos por los tubos



b) Dos pasos por la coraza y 4, 8, 12, etc. (cualquier múltiplo de 4) pasos por los tubos

Figura 1-16 Diagramas del factor de corrección  $F$  para intercambiadores de calor comunes de tubos y coraza de flujo cruzado. (Çengel & Ghajar, 2011).<sup>31</sup>

Luego es posible escribir la transferencia de calor total en el intercambiador de calor de la siguiente manera:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} = (\dot{m} C_p)_c(T_{cent} - T_{csal}) = (\dot{m} C_p)_f(T_{fsal} - T_{fent})$$

[1-26]

<sup>31</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa*. (2011). (p. 645). [Figura 11-18]. México D.F.: McGraw Hill.

Donde:

- $\dot{Q}$  = *Transferencia de calor total* ( $W/m^2$ )
- $U$  = *Coeficiente global de transferencia de calor* ( $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ )
- $\Delta T_{lm}$  = *Diferencia de temperatura logaritmica media* ( $^\circ C$ )
- $A$  = *Área diámetro interno* ( $m^2$ )

### 1.2.5 Efectividad formula general para intercambiadores de calor.

Se define la efectividad “ $\varepsilon$ ” como un parámetro adimensional para determinar el rendimiento con respecto a la transferencia de calor específica y la máxima transferencia de calor que se puede transferir en un intercambiador de calor.

$$\text{Si } C_{fria} = C_{min}: \varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{C_{fria} (T_{fria, salida} - T_{fria, entrada})}{C_{fria} (T_{caliente, entrada} - T_{fria, entrada})}$$

$$\text{Si } C_{caliente} = C_{min}: \varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{C_{caliente} (T_{caliente, entrada} - T_{caliente, salida})}{C_{caliente} (T_{caliente, entrada} - T_{fria, entrada})}$$

[1-27]

Donde:

- $\varepsilon$  = efectividad (Adimensional)
- $\dot{Q}$  = *Transferencia de calor real* ( $W$ )
- $\dot{Q}_{max}$  = *Maxima transferencia de calor* ( $W$ )
- $C_{min}$  es el valor menor entre  $C_c$  y  $C_f$ .

Para determinar la transferencia de calor máxima, se definen las capacidades caloríficas de los fluidos frío y caliente, donde los subíndices “*f*” y “*c*” denotan frío y caliente.

$$C_c = \dot{m}_c C_{p_c} \quad y \quad C_f = \dot{m}_f C_{p_f}$$

[1-28]

Donde:

- $C = \text{Capacidad calorífica (W/}^{\circ}\text{C)}$
- $C_p = \text{Calor específico (kJ/ (kg }^{\circ}\text{C)}$
- $\dot{m} = \text{Flujo masico (kg/s)}$

## **1.3 Bombas hidráulicas**

### **1.3.1 Descripción general y campos de aplicación.**

Una máquina de fluido es un sistema mecánico que intercambia energía con el fluido que está contenido o que circula a través de ella. Son máquinas de fluido las bombas, los ventiladores, los compresores, las turbinas hidráulicas, las turbinas de vapor y de gas, pero también los tornillos de Arquímedes o las ruedas hidráulicas. La gran complejidad del flujo en estas máquinas, aun supuesto ideal, hace que su estudio sea motivo de investigación permanente y que su diseño se apoye tanto en la experimentación como en el desarrollo de teorías y simulaciones que analicen el flujo tridimensional.

En el sentido más amplio del término, una bomba hidráulica es una máquina generadora que trabaja con un fluido incompresible en la que se produce una transformación de energía mecánica en hidráulica. Aquí nos centraremos básicamente en las bombas rotodinámicas y en las volumétricas, puesto que son las más usuales.

*(Heras, S., 2011).*<sup>32</sup>

### **1.3.2 Balance energético en una bomba.**

En general, las máquinas de fluidos pueden clasificarse según el sentido de transmisión de la energía entre el fluido y la máquina (bombas frente a turbinas, es decir, generadoras frente a motoras), la compresibilidad del fluido (bombas hidráulicas frente a

---

<sup>32</sup> Heras, S., 2011. *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas*. 1ª ed. Barcelona, p.121.

compresores) o su principio de funcionamiento (por ejemplo, una bomba centrífuga frente a una volumétrica). Según este último criterio, las bombas hidráulicas pueden ser rotodinámicas o turbomáquinas, en las que el intercambio de energía se produce mediante la transferencia de cantidad de movimiento; de desplazamiento positivo o volumétricas; gravimétricas, en las que la energía intercambiada es de tipo potencial, y de otros tipos más singulares, como las capilares, de ariete, etc.

La misión de una bomba es transferir energía a un líquido para permitir su transporte en una instalación. Esto conlleva normalmente un aumento de la presión a la salida de la bomba que puede relacionarse con el caudal que se esté transportando en forma de curva característica. Esta curva característica es propia de cada bomba, y depende de su forma y principio de funcionamiento, de su tamaño, de la velocidad del accionamiento, etc., y también de algunas propiedades del fluido (aunque, sobre todo, de su viscosidad).

Cabe añadir, no obstante, que el transporte de un fluido puede producirse sin aumento de su presión, e incluso sin la existencia de mecanismo impulsor alguno, como ocurre en las mechas capilares o en el derrame de un líquido desde un depósito. Entre las máquinas destinadas a transportar líquidos a presión constante se encuentran las norias y los rosarios, en general poco comercializadas y de ejecución muy especial, y también los tornillos de Arquímedes, que actualmente tienen algunas aplicaciones industriales interesantes.

Las bombas hidráulicas más usuales son las bombas rotodinámicas o turbomáquinas y las de desplazamiento positivo o volumétricas. Se puede afirmar, sin más pretensión que ser objetivos, que son contados los procesos industriales en los que esté implicado un fluido que no utilice alguna de estas bombas. Una bomba rotodinámica es una máquina generadora que comunica energía al fluido a su paso por uno o varios rodets, rotores o impulsores,

incrementando su cantidad de movimiento, pero sin un cambio apreciable en su densidad.

Según la dirección del flujo en el rodete, estas bombas pueden clasificarse en:

- Centrífugas o radiales
- Axiales
- Flujo mixto.

Las bombas volumétricas son ingenios mecánicos que transportan el fluido en forma de paquetes discretos que no interaccionan entre sí. Esta forma de impulsión tiene una serie de consecuencias bastante evidentes: por un lado, interrumpe la vena fluida y, por tanto, la ecuación de la energía sólo se puede aplicar si se realiza un promedio temporal de sus términos; pero, por otro lado, favorece el transporte de fluidos viscosos a alta presión y hace que su caudal sea casi independiente de la presión a unas revoluciones dadas. Esta última circunstancia las hace muy indicadas en sistemas de transmisión de energía y de dosificación, sectores industriales en los que encuentran numerosas aplicaciones prácticas sin casi competencia. La tabla 1-3 presenta las características principales de estas bombas. (Heras, S., 2011).<sup>33</sup>

---

<sup>33</sup> Heras, S., 2011. *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas*. 1ª ed. Barcelona, p.121-122.

| <b>Bombas volumétricas</b>                                                                                                                         | <b>Bombas rotodinámicas</b>                                                                                                                                                                                                                                              |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| No pueden trabajar contra válvula de impulsión cerrada. Necesitan una válvula de seguridad que limite la presión máxima.                                                                                                            | Pueden trabajar contra válvula de impulsión cerrada pues la presión máxima está limitada por su principio de funcionamiento.                                                                                                                                                                                                                                |
| El caudal que impulsa la bomba es poco dependiente de la presión de trabajo, dentro de los límites de potencia del accionamiento conforme a las especificaciones de seguridad.                                                      | El caudal que impulsa la bomba depende de la presión de trabajo. Al cerrar la válvula de impulsión, la presión aumenta, el caudal efectivo se hace nulo y el líquido recircula por el interior de la máquina.                                                                                                                                               |
| El caudal de impulsión es proporcional a las revoluciones del accionamiento dentro del intervalo de velocidades facilitado por el fabricante.                                                                                       | El caudal impulsado es proporcional a las revoluciones en sistemas hidráulicos de altura estática nula. En otros casos, existe una cierta proporcionalidad, pero no una relación lineal tan evidente como en las volumétricas.                                                                                                                              |
| Tienen diversos elementos móviles para transportar el fluido de la entrada a la salida e impedir su retroceso. Estos elementos pueden ser válvulas, ruedas dentadas, paletas, pistones, etc., según su principio de funcionamiento. | Las bombas rotodinámicas utilizan uno o varios rodets para comunicar la energía al fluido. Por norma general, el rodete o los rodets son los únicos elementos móviles en el interior de la bomba (y el eje motor).                                                                                                                                          |
| El caudal impulsado es pulsante, lo que genera importantes picos de presión en el sistema. La oscilación de la presión provoca vibraciones y ruidos, efectos que han de ser atenuados en lo posible.                                | El caudal se impulsa de forma continua. La aparición de pulsos de presión suele ser debida a la frecuencia de paso de los álabes del rodete (y son, en general, de pequeña magnitud) o a la generación de fenómenos transitorios en la instalación (oscilaciones de masa o golpes de ariete) durante la puesta en marcha o la detención del grupo impulsor. |
| Las bombas de desplazamiento positivo son auto aspirantes. No obstante, su capacidad de aspiración, definida en términos de la altura de aspiración o de la presión máxima a su entrada, depende del tipo de bomba.                 | Por norma general, son de capacidad de aspiración limitada, muy inferior a la de las bombas de desplazamiento positivo. Han de ser cebadas para que puedan impulsar caudal. No obstante, existen tipologías de bombas rotodinámicas autocebantes.                                                                                                           |

Tabla 1-3. Comparativa entre las bombas rotodinámicas y volumétricas. (Heras, S., 2011).<sup>34</sup>

<sup>34</sup> Heras, S., 2011. *Fluidos e instalaciones hidráulicas*. 1ª ed. Barcelona, p.122. [Tabla 3.1 Comparativa entre las bombas rotodinámicas y volumétricas.]

## 1.4 Instalaciones hidráulicas

### 1.4.1 Sistemas y ecuaciones características.

Las instalaciones por conducción forzada pueden clasificarse en unidireccionales, ramificadas o redes de distribución. Cuanto más complejo es el sistema hidráulico, más difícil resulta abstraer sus características y describirlo por medio de ecuaciones simples, aunque, en general, y salvo excepciones, siempre es posible reducir el sistema inicial a una combinación de otros equivalentes, que podrán, a su vez, agruparse siguiendo determinadas reglas básicas.

### 1.4.2 Ecuación de Bernoulli generalizada.

El planteamiento de la ecuación de Bernoulli en términos de energía específica media permite su generalización al caso más general de flujo unidimensional en que no se pueda considerar que el fluido sea ideal y, por tanto, que sea constante a lo largo del tubo de corriente en su línea media. Este es el caso en que se plantea un balance energético en un conducto de sección variable en el que hay bombas, que incrementan la energía específica al comunicar potencia al fluido (o turbinas que la disminuyen), y accesorios (codos, válvulas, filtros y otras resistencias), que disipan potencia y disminuyen la energía específica de la corriente.

Cuando se aplica al fluido incompresible que fluye entre las secciones (1) y (2) de la figura 1-17, conduce al siguiente resultado:

$$\left[ \frac{P}{\rho g} + Z + \frac{v^2}{2g} \right]_2^1 = H_B - \sum_i h_{f_i}$$

[1-29]

Donde:

- $H_B$  = Altura dinámica (carga de trabajo de la bomba)(m)
- $h_{f_i}$  = Pérdidas de energía del componente o conducto i (m)
- P: Presión succión y descarga(Pa)
- V: Velocidad del fluido succión y descarga( $\frac{m}{s}$ )
- Z: Altura succión y descarga respecto a la bomba (m)
- $\rho$  = Densidad del fluido( $\frac{Kg}{m^3}$ )
- g = Coeficiente de gravedad.( $\frac{m}{s^2}$ )

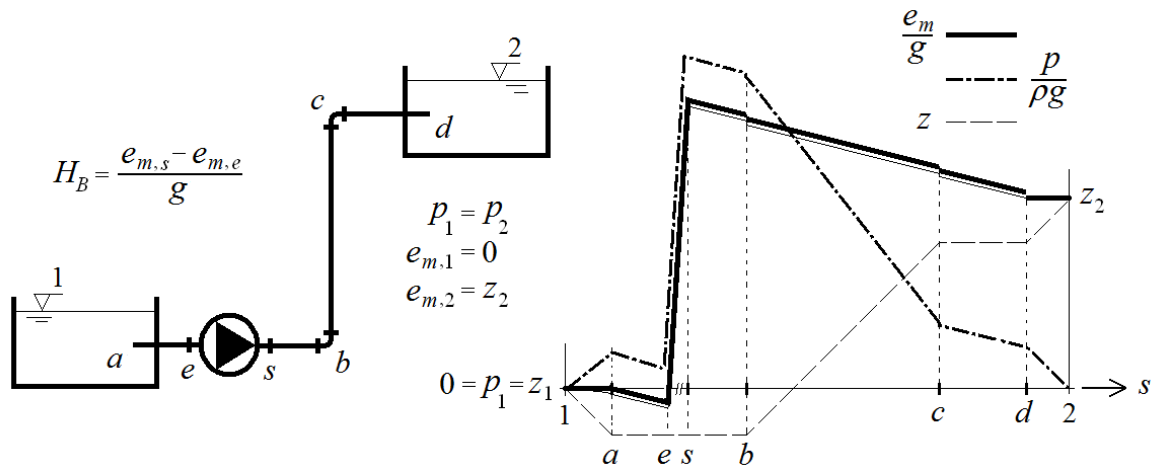


Figura 1-17. Aplicación de la ecuación generalizada de Bernoulli y líneas de energía de la línea media. (Heras, S., 2011).<sup>35</sup>

<sup>35</sup> Heras, S., 2011. Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas. 1ª ed. Barcelona, p.121. [Figura 2.5].

En la figura anterior, la evolución de las líneas energéticas entre las secciones de entrada y salida de la bomba es sólo orientativa. La línea continua que transcurre paralela y por debajo de la línea de energía total es la línea piezométrica. (Heras, S., 2011).<sup>36</sup>

Se denomina línea de carga o de altura total la línea energética definida por la evolución de “em/g” (en metros columna de fluido), que es, en todo punto, la suma de los tres términos energéticos. La línea resultante de sumar en las mismas unidades las energías de cota y presión es la línea de cotas piezométricas. Esta línea es paralela a la anterior si la sección del conducto es constante, pues entonces también lo es la velocidad en régimen permanente y el término cinético.

A la hora de representar las líneas energéticas de una instalación, es interesante tener presente: que la línea de energía cinética resulta del caudal y de la sección en cada punto y, en consecuencia, en una instalación dada no cambia si no lo hace el caudal; que la línea de cota, “z”, es definida por la situación de la instalación con respecto a un plano de referencia común, que puede ser el nivel del mar, en cuyo caso es geodésica, y que la línea de presión estática se obtiene de la diferencia entre la línea de carga y las energías de cota y velocidad en cada punto. Se puede afirmar, por tanto, que, para una instalación dada por la que circule un caudal constante, la energía en forma de presión es la variable libre que manifiesta los cambios experimentados por “ $e_m$ ” como consecuencia de las pérdidas y las aportaciones de energía entre dos puntos.

---

<sup>36</sup> Heras, S., 2011. *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas*. 1ª ed. Barcelona, p.121. [Figura 2.5].

### 1.4.3 Ecuación del sistema y punto de funcionamiento.

Se denomina característica del sistema la representación gráfica en ejes (Q, H) de:

$$H_{sis} = \left[ \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + Z_2 - Z_1 \right] + \left[ \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \right] + \sum_i h_{f_i}$$

[1-30]

Donde:

- $H_{sis}$  = Altura dinámica del sistema (energía añadida al sistema)(N.m/N)
- $h_{f_i}$  = Pérdidas de energía del componente o conducto i (m)
- $P_2$  : Extremo físicos del sistema. Presión en la salida(Pa)
- $V_2$ : Velocidad de flujo a la salida( $\frac{m}{s}$ )
- $Z_2$ : Altura del intercambiador respecto a la bomba (m)
- $P_1$  : Extremo físicos del sistema. Presión en el nivel de toma de agua(Pa)
- $V_1$  : Velocidad de flujo de agua en el tanque( $\frac{m}{s}$ )
- $Z_1$  : Altura toma de agua respecto a bomba (m)
- $\rho$  = Densidad del fluido( $\frac{Kg}{m^3}$ )
- $g$  = Coeficiente de gravedad.( $\frac{m}{s^2}$ )

Esta ecuación resulta de combinar los diferentes términos de [1-30], de forma que queden a un lado las características del grupo de bombeo y, al otro, las de la instalación. Los puntos (1) y (2) son los extremos físicos del sistema en los que está definida su energía específica, en términos de presión, cota y velocidad. Esta ecuación puede escribirse como:

$$H_{sis} = H_e + H_d + H_f$$

[1-31]

Donde:

- $H_e$  = Altura estática(m)
- $H_d$  = Altura dinámica(m)
- $H_f$  = Pérdidas entre (1) y (2)(m)

Definidas como sigue:

El primero de los términos es el único independiente del caudal y representa la ordenada en el origen de la ecuación del sistema. El término " $H_e$ " se interpreta, en muchas ocasiones, como la altura útil de la instalación. La altura dinámica, " $H_d$ ", es una función cuadrática del caudal y es nula si los puntos (1) y (2) se escogen sobre las superficies libres de dos depósitos. Esta situación es la más frecuente en la práctica, aunque no siempre es así. Entre los casos en que este término no es nulo, se encuentran las instalaciones en las que el punto final supone una descarga libre del caudal, en una manguera, por ejemplo, o cuando se aplica la ecuación de la energía entre un depósito y un nudo intermedio, "J", de una red de distribución. La altura de pérdidas, " $H_f$ ", siempre es positiva, como resultado de las diferentes pérdidas de energía asociadas al flujo defluido. A continuación, se verá que, en general, es admisible interpretarla como proporcional al cuadrado del caudal, aunque esto depende, en cada caso, del tipo de régimen que se establezca en los conductos de la instalación.

Teniendo en cuenta los comentarios del párrafo anterior, la ecuación [1-31] puede escribirse de la forma siguiente:

$$H_{sis} = H_e + A_s Q^2 \approx H_e + r_{eq} Q^2$$

[1-32]

Donde:

- $r_{eq}$  = Resistencia hidráulica equivalente de la instalación(m)
- $H_e$  = Altura dinámica(m)
- $A_s$  = Área sección de flujo(m)
- $Q$  = Caudal( $\frac{m^3}{s}$ )

Donde  $r_{eq}$  representa la resistencia hidráulica equivalente de la instalación (que coincide con " $A_s$ " cuando " $H_d=0$ "). Esta resistencia no es, en realidad, constante e independiente del caudal, dado que depende del número de Reynolds: siempre hay una región próxima al origen de caudales en la que el régimen es laminar y " $H_f = H_f$ " " $Q$ ", y no " $H_f = H_f$ " " $Q^2$ ", como se ha supuesto. En cualquier caso, esta región queda alejada de la zona de funcionamiento normal de la mayoría de las instalaciones (en las que " $Re$ " suele ser bastante elevado y el régimen, turbulento) y no es tenida en cuenta en [1-32].

#### 1.4.4 Cálculo de pérdidas

Las pérdidas de energía en una instalación son una manifestación de la resistencia asociada al flujo de fluido hidráulico. Las pérdidas deben ser reducidas en lo posible, pues cuantos mayores sean, menor será el rendimiento de la instalación y mayores sus gastos de explotación. Se sabe que la instalación de mayor diámetro provoca menos pérdidas para una misma longitud de conducto, pero también es más costosa en montaje y mantenimiento, por lo que la elección del diámetro resulta del compromiso de diversos factores que se analizarán más adelante.

- *Ecuación de la energía Darcy–Weisbach*

La ecuación de Darcy puede utilizarse para calcular la pérdida de energía debida a la fricción en las secciones rectas y largas de tubería redonda, tanto para el flujo laminar como para el turbulento. La diferencia entre los dos flujos reside en la evaluación del factor de fricción adimensional  $f$ , tal como se explica en las siguientes dos secciones. Tenga en cuenta que el cálculo de velocidad de flujo para una rapidez del flujo de volumen dada mediante determinado tamaño de tubería requiere el uso de la ecuación  $Q = AV$ , como se explicó la ecuación [1-5].

(Mott, R. y Untener, J., 2015.).<sup>37</sup>

---

<sup>37</sup> Mott, R. y Untener, J., 2015. Mecánica de fluidos (7a. Ed.). 7ª ed. Distrito Federal: Pearson Educación, p. 183.

$$h_{f_{total}} = f \cdot \frac{L_{eq}}{D} \cdot \frac{V_2^2}{2g}$$

[1-33]

Donde:

- $h_{f_{total}}$  = Pérdida de carga debida a la fricción( $m$ ,  $Nm/N$ )
- $f$  = *Factor de fricción de Darcy*(Adimencional)
- $L_{eq}$  = Longitud equivalente( $m$ )
- $D$  = Diámetro interior de la tubería( $m$ )
- $V$  = Velocidad del fluido en la tubería( $\frac{m}{s}$ )
- $g$  = Coeficiente de gravedad( $\frac{m}{s^2}$ )

Con la fórmula de Darcy–Weisbach es más práctico describir la pérdida de energía en términos del caudal, que para un conducto circular es:

$$h_{f_{total}} = f \frac{8L}{g \cdot \pi^2 \cdot D^5} Q^2$$

[1-34]

Donde:

- $h_{f_{total}}$  = Pérdida de carga debida a la fricción( $m$ )
- $f$  = *Factor de fricción de Darcy*(Adimencional)
- $L$  = Longitud del conducto( $m$ )
- $Q$  = Caudal( $\frac{m^3}{s}$ )
- $g$  = Coeficiente de gravedad( $\frac{m}{s^2}$ )
- $D$  = Diámetro interior de la tubería( $m$ )

- **Factor de fricción ( $f$ )**

El diagrama de Moody que aparece en la Figura 1-16 es un medio conveniente y lo suficientemente preciso como para determinar el valor del factor de fricción en la resolución de problemas mediante cálculos manuales. Sin embargo, cuando los cálculos son automatizados para resolver problemas en una computadora o calculadora programable, se necesitan ecuaciones para el factor de fricción.

| Rugosidad de la tubería —valores de diseño |                      |                      |
|--------------------------------------------|----------------------|----------------------|
| Material                                   | Rugosidad E (m)      | Rugosidad E (ft)     |
| Vidrio                                     | Liso                 | Liso                 |
| Plástico                                   | $3.0 \times 10^{-7}$ | $1.0 \times 10^{-6}$ |
| Tubo estirado; cobre, latón, acero         | $1.5 \times 10^{-6}$ | $5.0 \times 10^{-6}$ |
| Acero, comercial o soldado                 | $4.6 \times 10^{-5}$ | $1.5 \times 10^{-4}$ |
| Hierro galvanizado                         | $1.5 \times 10^{-4}$ | $5.0 \times 10^{-4}$ |
| Hierro dúctil —revestido                   | $1.2 \times 10^{-4}$ | $4.0 \times 10^{-4}$ |
| Hierro dúctil —sin revestir                | $2.4 \times 10^{-4}$ | $8.0 \times 10^{-4}$ |
| Concreto, bien hecho                       | $1.2 \times 10^{-4}$ | $4.0 \times 10^{-4}$ |
| Acero remachado                            | $1.8 \times 10^{-3}$ | $6.0 \times 10^{-3}$ |

Tabla 1-4. Rugosidad de la tubería —valores de diseño. (Mott, R. y Untener, J., 2015.).<sup>38</sup>

---

<sup>38</sup>Mott, R. y Untener, J., 2015. Mecánica de fluidos (7a. Ed.). 7ª ed. Distrito Federal: Pearson Educación, p. 185. [TABLA 8.2].

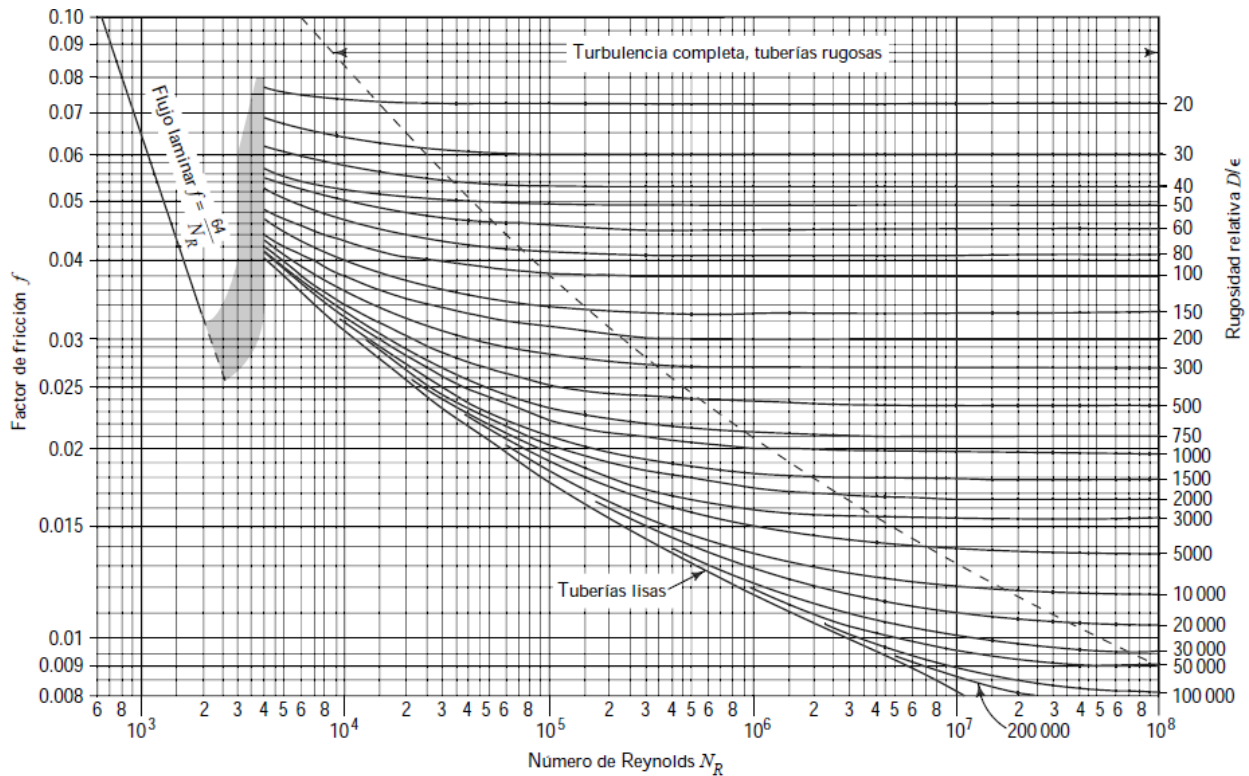


Figura 1-18 Diagrama de Moody. (Mott, R. y Untener, J., 2015.).<sup>39</sup>

Uno de los métodos más utilizados para evaluar el factor de fricción emplea el diagrama de Moody que se muestra en la figura 1.16. Este diagrama presenta el factor de fricción  $f$  graficado contra el número de Reynolds  $N_R$ , con una serie de curvas paramétricas relacionadas con la rugosidad relativa  $D/\epsilon$ . Estas curvas se generaron a partir de datos experimentales de L. F. Moody. Es posible hacer varias observaciones importantes a partir de estas curvas:

- Para un número de Reynolds del flujo en particular, a medida que aumenta la rugosidad relativa  $D/\epsilon$ , el factor de fricción “ $f$ ” disminuye.

<sup>39</sup>Mott, R. y Untener, J., 2015. Mecánica de fluidos (7a. Ed.). 7ª ed. Distrito Federal: Pearson Educación, p. 186. [Figura 8.7].

- Para una rugosidad relativa  $D/\varepsilon$  dada, el factor de fricción  $f$  disminuye con el aumento del número de Reynolds hasta que se alcanza la zona de turbulencia completa.
- Dentro de la zona de turbulencia completa, el número de Reynolds no tiene ningún efecto sobre el factor de fricción  $f$ .

$$f = \frac{D}{\varepsilon}$$

[1-35]

Donde:

- $f$  = Factor de fricción de Darcy
- $D$  = Diámetro de la tubería(m)
- $\varepsilon$  = Altura de las irregularidades de la superficie(m)

El factor de fricción de Darcy “ $f$ ”, es un valor que corresponde a la fricción presente entre un fluido y la superficie por donde fluye. Aquí se muestran dos ecuaciones que permiten la solución directa del factor de fricción; una cubre el flujo laminar y la otra el flujo turbulento.

- **Factor de fricción para flujo laminar**

Para un flujo laminar completamente desarrollado en un tubo circular, este puede hallarse mediante la siguiente ecuación.

$$f = \frac{64\mu}{\rho DV} = \frac{64}{Re}$$

[1-36]

Donde:

- $f = \text{Factor de fricción de Darcy (Adimencional)}$
- $\mu = \text{Viscosidad dinámica} \left( \frac{Kg}{m \cdot s} \right)$
- $\rho = \text{Densidad del fluido a temperatura de entrada (kg/m}^3\text{)}$
- $D = \text{Diametro interno del tubo (m)}$
- $V = \text{Velocidad del fluido (m/s)}$
- $Re = \text{Número de Reynolds (Adimencional)}$

- **Factor de fricción para flujo turbulento**

$$f = \frac{0.25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3.7 \left( \frac{D}{\varepsilon} \right)} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2}$$

[1-37]

Donde:

- $f = \text{Factor de fricción de Darcy (Adimencional)}$
- $Re = \text{Número de Reynolds (Adimencional)}$
- $D = \text{Diámetro de la tubería (m)}$
- $\varepsilon = \text{Altura de las irregularidades de la superficie (m)}$

- **Pérdidas de carga singulares (Accesorios)**

Las pérdidas de carga singulares son función de la geometría de cada singularidad, del número de Reynolds y de la energía cinética media del fluido. Del análisis dimensional, se deriva:

$$\Delta h_{f,s.} = K. (Re, Geometria) \frac{V^2}{2g}$$

[1-38]

Donde:

- $\Delta h_{f,s.}$  = Pérdida de carga singulares (Accesorios)(m)
- K = Coeficiente de singularidad(Adimencional)
- Re = Número de Reynolds(Adimencional)
- D = Diámetro de la tubería(m)
- $\varepsilon$  = Altura de las irregularidades de la superficie(m)
- V = Velocidad a la entrada de la singularidad (m/s)

| Coeficiente de singularidad |      |      |      |      |      |      |      |      |      |
|-----------------------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Diámetro nominal            | ½"   | ¾"   | 1    | 1½"  | 2    | 3    | 4    | 6    | 10   |
| Codo estándar de 90°        | 0,80 | 0,75 | 0,69 | 0,63 | 0,57 | 0,54 | 0,51 | 0,45 | 0,42 |
| Codo estándar de 45°        | 0,43 | 0,40 | 0,37 | 0,34 | 0,30 | 0,29 | 0,27 | 0,24 | 0,22 |
| "T" en flujo directo        | 0,54 | 0,50 | 0,46 | 0,42 | 0,38 | 0,36 | 0,34 | 0,30 | 0,28 |
| "T" en flujo cruzado        | 1,62 | 1,50 | 1,38 | 1,26 | 1,14 | 1,08 | 1,02 | 0,90 | 0,84 |

Tabla 1-5. Valores del coeficiente de singularidad para codos y "T" estándar, en función de su diámetro nominal. (Heras, S., 2011).<sup>40</sup>

Un método alternativo de cálculo del efecto de una singularidad consiste en sustituir el accesorio por una longitud equivalente de conducto que produzca la misma pérdida de energía. La longitud correspondiente a una singularidad "K" se deduce de la identidad:

<sup>40</sup> Heras, S., 2011. *Fluidos, e instalaciones hidráulicas*. 1ª ed. Barcelona, p.281. [Tabla 5.3 valores del coeficiente de singularidad para codos y "T" estándar, en función de su diámetro nominal.]

$$K \frac{V^2}{2g} = f \cdot \frac{L_{eq.}}{D} \frac{V^2}{2g}$$

[1-39]

Donde:

- $K$  = Coeficiente de singularidad (*Adimencional*)
- $V$  = *Velocidad* a la entrada de la singularidad ( $m/s$ )
- $g$  = Coeficiente de gravedad ( $\frac{m}{s^2}$ )
- $f$  = *Factor de fricción de Darcy* (*Adimencional*)
- $L_{eq}$  = Longitud equivalente de accesorios ( $m$ )
- $D$  = Diámetro de la tubería ( $m$ )

Y conduce a la expresión:

$$L_{eq.} = \frac{K}{f} D$$

[1-40]

Donde:

- $L_{eq}$  = Longitud equivalente de accesorios ( $m$ )
- $K$  = Coeficiente de singularidad (*Adimencional*)
- $f$  = *Factor de fricción de Darcy* (*Adimencional*)

Evidentemente, es posible extender este principio a toda la instalación, de modo que las pérdidas totales se calculen en términos de una longitud equivalente total, suma de la longitud real y la longitud virtual que resulta de sumar las distintas longitudes equivalentes de cada singularidad. Esto es, para un conducto circular:

$$\Delta h_f = \left( f \frac{L}{D} + \sum_i K_i \right) \frac{V^2}{2g} = f \frac{8 L_{eq}}{g \cdot \pi^2 \cdot D^5} Q^2 = r_{eq} Q^2$$

[1-41]

Donde:

- $\Delta h_{f,s.}$  = Pérdida de carga singulares (Accesorios)( $m$ )
- $f$  = Factor de fricción de Darcy (Adimencional)
- $K$  = Coeficiente de singularidad(Adimencional)
- $g$  = Coeficiente de gravedad( $\frac{m}{s^2}$ )
- $L_{eq}$  : Longitud equivalente de accesorios ( $m$ )
- $Re$  = Número de Reynolds(Adimencional)
- $D$  = Diámetro de la tubería( $m$ )
- $\varepsilon$  = Altura de las irregularidades de la superficie( $m$ )
- $V$  = Velocidad a la entrada de la singularidad ( $m/s$ )
- $Q$  = Caudal( $\frac{m^3}{s}$ )
- $r_{eq}$  = Resistencia hidráulica equivalente de la instalación( $m$ )

Donde:

$$L_{total} = L + \sum_i L_{eq\ i}$$

[1-42]

Donde:

- $L_{total}$  : Longitud total requerida( $m$ )
- $L$  : Longitud de tubería lineal( $m$ )
- $L_{eq}$  : Longitud equivalente de accesorios ( $m$ )

Una de las ventajas de este planteamiento es que la longitud equivalente puede referirse a diámetros no instalados, con lo que es posible comparar energéticamente instalaciones de distinto diámetro entre sí, y también detectar la influencia relativa de los diferentes diámetros de una misma instalación, con la intención de intensificar esfuerzos sobre un determinado tramo para reducir las pérdidas.

#### 1.4.5 Potencia requerida por las bombas

La potencia se define como la rapidez con que se realiza el trabajo. En mecánica de fluidos se puede modificar este enunciado y considerar que la potencia es la rapidez a la que se transfiere energía. En primer lugar, se desarrollará el concepto básico de potencia en unidades del SI. Después se mostrarán las unidades para el sistema de uso común en Estados Unidos.

En la ecuación [1-43], se determina la energía añadida al sistema en N.m/N. Para calcular la potencia proporcionada al fluido, se debe determinar cuántos newtons fluyen por la bomba en la cantidad de tiempo dada. Esto se conoce como rapidez del flujo de peso “W”, la cual se define como:

$$W = \gamma Q$$

[1-43]

Donde:

- $W$  = Rapidez del flujo de peso(Nm/s)
- $\gamma$  = peso específico del fluido $\left(\frac{N}{m^3}\right)$
- $Q$  = Caudal $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

La potencia se calcula al multiplicar la energía transferida a cada newton de fluido por la rapidez del flujo de peso. Esto es:

$$P_A = H_{sis} \gamma Q$$

[1-44]

Donde:

- $P_A$  = Potencia añadida a un fluido mediante una bomba (Nm/s) ó (W)
- $H_{sis}$  = Altura dinámica del sistema (energía añadida al sistema) (N.m/N)
- $\gamma$  = peso específico del fluido  $\left(\frac{N}{m^3}\right)$
- $Q$  = Caudal o flujo de volumen  $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

Dado que  $1.0 \text{ W} = 1.0 \text{ N.m/s}$ , se puede expresar el resultado en watts:

- ***Eficiencia de las bombas***

El término eficiencia se utiliza para denotar la relación de la potencia suministrada por la bomba al fluido sobre la potencia suministrada a la bomba. Debido a las pérdidas de energía causadas por la fricción mecánica en los componentes de la bomba, la fricción del fluido en la bomba y la turbulencia excesiva del fluido en la bomba, no toda la potencia de entrada se suministra al fluido. Entonces, utilizando el símbolo  $e_M$  para indicar la eficiencia mecánica, se tiene:

$$e_M = \frac{\text{Potencia suministrada al fluido}}{\text{Potencia de entrada a la bomba}} = \frac{P_A}{P_I}$$

[1-45]

Donde:

- $e_M$  = Eficiencia de la bomba(Adimensional)
- $P_A$  = *Potencia suministrada al fluido*(Nm/s) o (W)
- $P_I$  = *Potencia de entrada a la bomba*(Nm/s) o (W)

El valor de  $e_M$  siempre será menor que 1.0. Para las bombas disponibles comercialmente, el valor de  $e_M$  se publica como parte de los datos de rendimiento. Por lo tanto, podemos obtener el valor de la potencia de entrada a la bomba.

$$P_I = \frac{\text{Potencia suministrada al fluido}}{\text{Eficiencia de la bomba}} = \frac{P_A}{e_M} \quad [1-46]$$

Donde:

- $P_I$  = *Potencia de entrada (real) a la bomba*(Nm/s) o (W)
- $P_A$  = *Potencia suministrada al fluido*(Nm/s) o (W)
- $e_M$  = Eficiencia de la bomba(Adimensional)

El valor de la eficiencia de las bombas depende no sólo del diseño de la bomba, sino también de las condiciones bajo las cuales esté funcionando, particularmente la carga total y la rapidez del flujo. Para bombas utilizadas en los sistemas hidráulicos, las eficiencias varían aproximadamente entre 70 y 90 por ciento. Para las bombas centrífugas utilizadas principalmente para transferir o hacer circular líquidos, las eficiencias varían entre 50 y 85 por ciento. (Mott, R. y Untener, J., 2015.)<sup>41</sup>

---

<sup>41</sup> Mott, R. y Untener, J., 2015. Mecánica de fluidos (7a. Ed.). 7ª ed. Distrito Federal: Pearson Educación, p. 163.

## **Capítulo II: Metodología para el diseño de un banco de pruebas**

### **2.1 Generalidades.**

En este trabajo de graduación se propone diseñar y construir un banco de pruebas para transferencia de calor por contacto indirecto entre dos fluidos. Este banco estará equipado con intercambiador de calor de tubos y coraza y también con un intercambiador de calor de tubos concéntricos, para que funcionen con aceite lubricante como fluido caliente y agua como fluido frío. Estos intercambiadores de calor se pueden encontrar en diferentes industrias, desde alimenticias, generadoras eléctricas, cementeras, etc., en donde es necesario enfriar o calentar un fluido de trabajo. La recopilación de datos se realizará mediante instrumentación análoga como, medidores de flujo, medidor de presión y medidores de temperatura colocados estratégicamente.

El aporte educativo del banco de pruebas será para comprender los diferentes conceptos relacionados con la transferencia de calor, en especial el coeficiente de transferencia de calor (Suponiendo que el flujo de fluido caliente, flujo de fluido frío y el coeficiente de transferencia de calor total permanecen constantes), y analizar el funcionamiento de los dos tipos de intercambiadores de calor por su disposición del flujo los cuales pueden ser dos tipos: flujo paralelo y contraflujo.

### **2.1.1 Análisis de características técnicas de equipos didácticos.**

Debe ser conocimiento de todos que en la industria existen diferentes empresas tales como “Edibon International”, “Armfield” entre otras más que se dedican a la fabricación de equipos didácticos para el aprendizaje en ingeniería, pero estas son empresas extranjeras y sus productos didácticos son muy costosos por la tecnología que estos incorporan.

En el mercado podemos encontrar diversos modelos de equipos de características similares que deben cumplir al menos con los siguientes requisitos de funcionamiento:

1. Calentamiento del agua controlado.
2. Bombeo del agua caliente.
3. Regulación y medida de los caudales de agua fría y agua caliente.
4. Medidas de las temperaturas de entrada y salida del agua fría y caliente.
5. Medida de la pérdida de carga en el intercambiador.

Como referencia de diseño se tomarán las características técnicas detalladas por la empresa “Edibon International”. Ya que la información disponible aporta parámetros de diseño y materiales de construcción de un banco para pruebas de transferencia de calor por contacto indirecto entre dos fluidos.

- Los equipos a tomar como base para el diseño son: Intercambiador de calor de tubos concéntricos para TITCA. (Edibon International)
- Intercambiador de calor de carcasa y tubo para TICC. (Edibon International)

## 2.1.2 Intercambiador de calor de tubos concéntricos para TITCA.



Figura 2-1 Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos Ampliado para TICC. Pantalla principal del Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos Ampliado (TITCA). Opción de operación: Contracorriente (CC), (Edibon International, 2021).<sup>42</sup>

Este Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos Ampliado para TICC nos permite el estudio de la transferencia de calor entre el agua caliente que circula por un tubo interior y el agua fría que circula por la zona anular entre el tubo interior y el tubo exterior.

Este intercambiador nos permite medir las temperaturas en distintos puntos, tanto en el agua fría como en la caliente.

“TITCA” es un equipo más sofisticado que “TITC”, ya que tiene el cuádruple de longitud, proporcionando un área de transferencia cuatro veces mayor, y además sobre la que se toman mediciones de temperatura en tres puntos intermedios diferentes para cada fluido.

El área de transferencia de calor de este intercambiador es suficiente para demostrar las condiciones típicas del flujo en contracorriente, donde la salida del agua fría tiene mayor temperatura que la salida del agua caliente.

<sup>42</sup> Edibon INTERNATIONAL. 2021. *Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos para TICC* | EDIBON®. [online] Disponible en: <<https://www.edibon.com/es/intercambiador-de-calor-de-tubos-concentricos-para-ticc>> [Consultado el 25 de diciembre de 2021].

El intercambiador está formado por dos tubos concéntricos de cobre. El agua caliente circula por el tubo interior y el agua fría circula por el espacio entre el tubo interior y el tubo exterior. Este intercambiador dispone de cuatro tramos iguales, de 1000 mm cada uno, en los que se produce la transferencia de calor.

Longitud del intercambiador:  $L=4 \times 1=4$  m.

Tubo interno:

Diámetro interno:  $D_{int} = 16 \cdot 10^{-3}$  m.

Diámetro externo:  $D_{ext} = 18 \cdot 10^{-3}$  m.

Grosor =  $10^{-3}$  m.

Área interna de transferencia de calor:  $A_h = 0.0503$  m<sup>2</sup>.

Área externa de transferencia de calor:  $A_c = 0.0565$  m<sup>2</sup>.

Tubo externo:

Diámetro interno:  $D_{int} = 26 \cdot 10^{-3}$  m.

Diámetro externo:  $D_{ext} = 28 \cdot 10^{-3}$  m.

Grosor =  $10^{-3}$  m.

Diez sensores de temperatura (tipo “J”):

Cinco sensores de temperatura para medir la temperatura en el agua fría:

En la entrada.

En diferentes puntos intermedios (3).

En la salida.

Cinco sensores de temperatura para medir la temperatura en el agua caliente:

En la entrada.

En diferentes puntos intermedios (3).

En la salida.

Fácil conexión con la Unidad Base y de Servicio, “TIUS”.

Este equipo se suministra con 8 manuales: Servicios requeridos, Montaje e Instalación, Interface y Software de Control, Puesta en marcha, Seguridad, Mantenimiento, Calibración y manual de Prácticas.

- Balance global de energía en el intercambiador y estudio de las pérdidas.
- Determinación de la eficiencia del intercambiador. Método NTU.
- Estudio de la transferencia de calor en condiciones de flujo contracorriente y en condiciones de flujo paralelo.
- Influencia del caudal en la transferencia de calor. Cálculo del número de Reynolds.
- Sistema de control: Calibración de los sensores de temperatura.
- Sistema de control: Calibración de los sensores de caudal.

(Edibon International, 2021).<sup>43</sup>

---

<sup>43</sup> Edibon INTERNATIONAL. 2021. *Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos para TICC* | EDIBON®. [online] Disponible en: <<https://www.edibon.com/es/intercambiador-de-calor-de-tubos-concentricos-para-ticc>> [Consultado el 25 de diciembre de 2021].

### 2.1.3 Intercambiador de calor de carcasa y tubo para TICC.

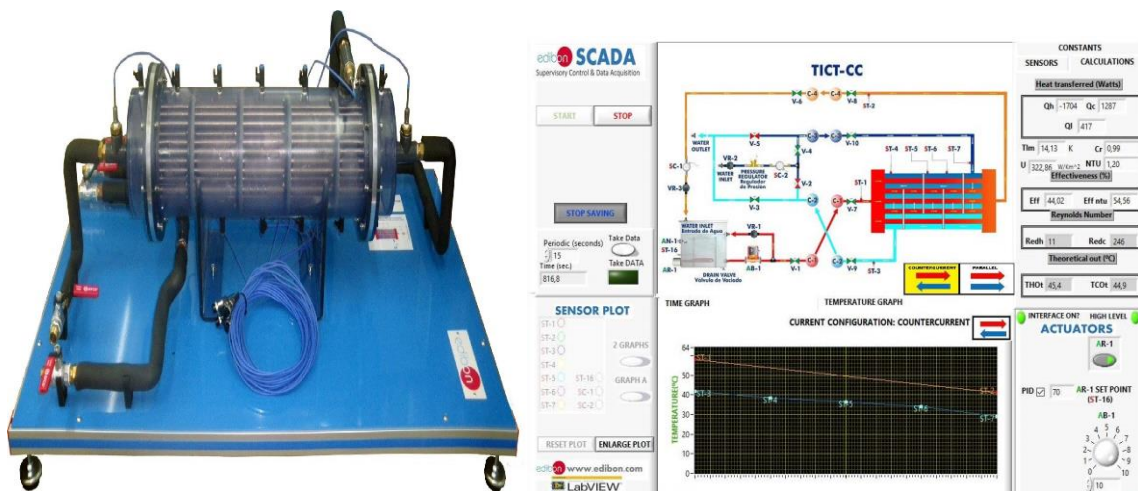


Figura 2-2 Intercambiador de calor de carcasa y tubo para TICC, Pantallas principales del Intercambiador de Calor de Carcasa y Tubo (TICT). Opción de operación: Contracorriente (CC), (Edibon INTERNATIONAL. 2021).<sup>44</sup>

El Intercambiador de Calor de Carcasa y Tubo para TICC consiste en una serie de tubos dentro del intercambiador de calor. El agua caliente fluye por los tubos internos y el agua de enfriamiento circula por el espacio que existe entre los tubos internos y la carcasa. Hay deflectores colocados de forma transversal en la carcasa para dirigir la corriente de agua fría y aumentar al máximo la transferencia de calor. Formado por tubos de acero inoxidable con agua caliente circulando por el interior.

Cuatro deflectores segmentados situados de forma transversal en la carcasa. Longitud de intercambio de la carcasa y de cada tubo:  $L=0,5$  m.

Tubo interno (21 tubos):

Diámetro interno:  $D_{int} = 8 \cdot 10^{-3}$  m.

<sup>44</sup> Edibon. 2021. *Intercambiador de Calor de Carcasa y Tubo para TICC* | EDIBON ®. [online] Disponible en: <<https://www.edibon.com/es/intercambiador-de-calor-de-carcasa-y-tubo-para-ticc>> [Consultado el 25 de diciembre de 2021].

Diámetro externo:  $D_{ext} = 10 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ .

Grosor =  $10^{-3} \text{ m}$ .

Área interna de transferencia de calor:  $A_h = 0.0126 \text{ m}^2$ .

Área externa de transferencia de calor:  $A_c = 0.0157 \text{ m}^2$ .

Carcasa:

Diámetro interno:  $D_{int}$ ,  $c = 0.148 \text{ m}$ .

Diámetro externo:  $D_{ext}$ ,  $c = 0.160 \text{ m}$ .

Grosor =  $6 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ .

Siete sensores de temperatura (tipo “J”) para medir la temperatura en el agua fría y caliente en diferentes puntos del intercambiador. Fácil conexión con la Unidad Base y de Servicio, “TIUS”.

Este equipo se suministra con 8 manuales: Servicios requeridos, Montaje e Instalación, Interface y Software de Control, Puesta en marcha, Seguridad, Mantenimiento, Calibración y manual de Prácticas.

- Balance global de energía en el intercambiador y estudio de las pérdidas.
- Determinación de la eficiencia del intercambiador. Método NTU.
- Estudio de la transferencia de calor en condiciones de flujo contracorriente y en condiciones de flujo paralelo.
- Influencia del caudal en la transferencia de calor. Cálculo del número de Reynolds.

(Edibon INTERNATIONAL. 2021).<sup>45</sup>

---

<sup>45</sup> Edibon. 2021. *Intercambiador de Calor de Carcasa y Tubo para TICC* | EDIBON ®. [online] Disponible en: <<https://www.edibon.com/es/intercambiador-de-calor-de-carcasa-y-tubo-para-ticc>> [Consultado el 25 de diciembre de 2021].

## **2.2 Características técnicas definidas para diseño y construcción.**

Para este trabajo de graduación, partiendo como base de diseño las características investigadas y necesarias para diseñar y construir un banco para pruebas de transferencia. Además, tomando en cuenta los recursos disponibles se detallan a continuación las características de nuestro equipo didáctico:

- Cambio de temperaturas:

Para evidenciar un adecuado cambio de temperaturas, se planteó que con los caudales máximos se debería evidenciar un cambio mínimo de  $1^{\circ}\text{C}$ , entre las temperaturas de los fluidos.

- Área del equipo:

El tamaño propuesto del banco de pruebas será con las dimensiones de 1.2 m de largo, 0.55 m de base y 1.5 m de altura. Se determinará en cumplimiento al área asignada en metros cuadrados por las autoridades de la Universidad Técnica Latinoamericana. La estructura a soportar los intercambiadores, tiene que tener buena resistencia mecánica, de tal forma que no se pandeen o deformen los elementos por el peso que esta soportara.

- Peso del equipo:

Para poder transportar y trasladar el equipo de forma sencilla, se determinó un peso máximo de 100Kg, para poder manejarlo y ubicarlo fácilmente.

- Voltaje de la red eléctrica:

El banco de pruebas necesitara de una alimentación eléctrica de 110V. Para el funcionamiento de la bomba de agua, bomba de aceite, resistencia eléctrica para calentar el aceite y para energizar el tablero de controladores de temperatura.

- Conductividad térmica de los materiales:

Como es necesario que el equipo sea resistente a la corrosión y al desgaste además de tener una buena conductividad térmica para evidenciar la transferencia de calor los materiales las idóneos para la construcción del banco de pruebas son aluminio y cobre. Ya que las propiedades [tabla 1-1] de estos materiales tiene una muy buena conductividad térmica y un costo económico menor que el acero inoxidable.

- Control:

El control del equipo se planeó de forma manual de tal manera que el estudiante interactuara de forma directa con el equipo y determinara fácilmente el proceso.

### **2.2.1 Observación y registro de datos.**

Es un momento crucial dentro del proceso, puesto que implica estar atento a la realidad observada para poder tomar nota de la mayor cantidad de detalles posible, lo ideal es que esta observación no altere las condiciones naturales en las que se da el fenómeno o la situación a estudiar.

- ***Decodificación y categorización de la información.***

Para determinar la capacidad del equipo, se realizarán pruebas en donde se determinará experimentalmente el cambio de temperaturas de los fluidos, realizando variaciones en los caudales, para poder determinar el coeficiente de transferencia de calor total en el equipo.

- ***Análisis***

Se tendrán que realizar pruebas para analizar el funcionamiento de los dos tipos de intercambiadores de calor por su disposición del flujo los cuales pueden ser dos tipos: flujo paralelo y contraflujo. Pruebas con caudales máximos, caudales iguales, caudales diferentes y caudales mínimos.



## **Capítulo III: Diseño de un banco para pruebas de transferencia de calor por contacto indirecto entre dos fluidos**

### **3.1. Requerimientos iniciales para el diseño de un intercambiador de calor de tubos concéntricos.**

A partir del análisis de bancos de pruebas existentes y tomados como referencia de la empresa “Edibon International”, se determinaron las especificaciones técnicas básicas que debe tener un banco de pruebas de transferencia de calor.

Se han determinado diferentes parámetros básicos a tener en cuenta, para iniciar con el proceso de diseño del banco de pruebas para transferencia de calor de dos fluidos por contacto indirecto y así poder ser competitivo frente a los equipos didácticos que ofrece la industria.

***Funcionabilidad:*** Enfriar aceite para motor a 40°C, utilizando agua a 20°C.

***Disposición del flujo:*** Se requiere el uso de válvulas, que permitan la orientación del fluido en condiciones de flujo contracorriente y en condiciones de flujo paralelo.

***•Datos de temperaturas iniciales del fluido de enfriamiento:***

Debido a que, en Santa Tecla durante el transcurso del año, la temperatura generalmente varía de 16 °C a 29 °C y rara vez baja a menos de 14 °C o sube a más de 31 °C. según registros del ministerio de medio ambiente y recursos naturales (MARN).

Se asumirá 20°C como la temperatura para el fluido frío (El enfriamiento del fluido frío será mediante el uso de hielo), ya que este banco es para fines didácticos y como especifica nuestro objetivo es para facilitar la comprensión de conceptos sobre la transferencia de calor y funcionamiento de intercambiadores de calor.

$$\bullet T_{ent \text{ frio}} = 20^{\circ}C$$

**•*Datos de temperaturas iniciales máximas del fluido caliente:***

El aceite para motor puede alcanzar temperaturas máximas de trabajo de  $160^{\circ}$ , pero como el equipo tiene fines didácticos no es necesario alcanzar temperaturas tan altas, ya que se debe garantizar la seguridad de los usuarios y mantener la integridad y el buen funcionamiento de la bomba, teniendo una temperatura recomendada en bombas comerciales de uso agrícolas.

$$\bullet T_{ent \text{ caliente}} = 40^{\circ}C$$

Dicho esto, sabemos que el diseño satisfactorio de un intercambiador de calor dependerá de factores tales como, diferencia de temperaturas, seguridad del usuario, caudales y costos. Además de las características técnicas detalladas en la sección 2.2 refiriéndose a “Características técnicas definidas para diseño y construcción”, se tienen consideraciones asumidas de funcionamiento tales como.

- Las propiedades físicas de los fluidos son constantes con la temperatura.
- Los coeficientes de convección (h) no son en función de la temperatura.
- Los coeficientes globales de transferencia de calor (U) no son en función de la temperatura.
- Se trabaja en condiciones adiabáticas (No hay intercambio de calor con el entorno).

### **3.1.1. Fases de diseño de un intercambiador de calor de tubos concéntricos.**

1. Definir las propiedades físicas de los fluidos a las temperaturas de entrada definidas.
2. Realizar un balance de energía, para determinar el caudal del aceite y las temperaturas máximas de salida en ambos los fluidos.
3. Calcular la transferencia de calor necesaria para que el agua enfríe el aceite.
4. Seleccionar el material, diámetro y caudales típicos para los diámetros de tuberías supuestos.
5. Cálculo de diferencia de temperatura logarítmica media (DTLM).
6. Coeficientes de transmisión de calor por convección forzada interna del aceite, convección forzada externa del agua y por conducción en la pared de la tubería de cobre.
7. Determinar el nuevo coeficiente de transferencia de calor total ( $U$ ).
8. Determinar el área de transferencia necesaria.
9. Determinar la longitud total de las tuberías del intercambiador de tubos concéntricos.
10. Determinar nuevos flujos masicos.
11. Efectividad.

### 3.2. Diseño de intercambiador de calor de tubos concéntricos.

#### 3.2.1. Propiedades físicas de los fluidos a las temperaturas de entrada definidas.

| Propiedades de los fluidos a utilizar | Unidades                 | Agua a 20°C            | Aceite de motor (SAE 50) a 40°C |
|---------------------------------------|--------------------------|------------------------|---------------------------------|
| Densidad                              | $\frac{kg}{m^3}$         | 998.0                  | 876.0                           |
| Calor Específico ( $C_p$ )            | $\frac{J}{kg\ ^\circ C}$ | 4182                   | 1 964                           |
| Conductividad Térmica (k)             | $\frac{W}{m\ ^\circ C}$  | 0.598                  | 0.1444                          |
| Viscosidad Dinámica ( $\mu$ )         | $\frac{kg}{m * s}$       | $1.002 \times 10^{-3}$ | 0.2177                          |
| Viscosidad cinemática ( $\nu$ )       | $\frac{m^2}{s}$          |                        | $2.485 \cdot 10^{-4}$           |
| Número de Prandtl                     | Adimensional             | 7.1                    | 2 962                           |

Tabla 3-1 Capacidad Térmica de los Fluidos, Las propiedades de los fluidos a utilizar se detallan figura 1-7 Propiedades del agua saturada y figura 1-8 Propiedades de los líquidos. (Fuente: Elaboración propia.)

•Pasamos el flujo de volumen establecido ( $m^3/s$ ) , a flujo de masa ( $kg/s$ ).

Ya que para efectos de cálculos debemos conocer el caudal y con la limitante que en el país no se ha encontrado un proveedor de rotámetros para medir el flujo de volumen a utilizar en el banco de pruebas. Se ha buscado en páginas de venta en línea y se ha encontrado

variedad de rotámetros tanto en precio y escalas de medición. el rotámetro de menor caudal y con entrega en el país de no menos de 30 días es un rotámetro con escala de 4-26 LPM.

Partiendo de la limitante mencionada y para efectos de cálculo, definimos el caudal medio para el agua como 13 LPM. Para efectos de cálculo debemos transformar el flujo volumétrico a flujo de masa.

Convertimos LPM a  $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

$$13 \text{ LPM} * \left( \frac{1 \frac{m^3}{s}}{60000 \text{ LPM}} \right) = 0.000216667 \left( \frac{m^3}{s} \right)$$

Ahora transformamos el flujo de volumen a flujo de masa. Para lo cual se debe multiplicar el flujo de masa por su densidad (Agua a 20°C)

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 0.000216667 \left( \frac{m^3}{s} \right) * 998.0 \frac{kg}{m^3} = 0.2162 \frac{Kg}{s}$$

### 3.2.2. Balance de energía, para determinar el caudal del aceite y las temperaturas máximas de salida en ambos los fluidos.

El flujo masico del agua tiene que ir acorde al flujo masico del aceite y al cambio de temperatura requerido para el aceite. Este lo podemos determinar mediante el uso de la ecuación [1-26].

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} = (\dot{m} C_p)_c (T_{cent} - T_{csal}) = (\dot{m} C_p)_f (T_{fsal} - T_{fent})$$

Consideramos el cambio de temperatura mínimo de 1°C, para el aceite. Realizamos un balance térmico y determinar el flujo másico necesario para que el aceite transfiera calor al agua.

$$\dot{m}_{aceite} = \frac{\dot{m}_{agua} C_{p_{agua}}}{C_{p_{aceite}}} = \frac{0.2162 \frac{Kg}{s} * 4182 \frac{J}{Kg^{\circ}C}}{1964 \frac{J}{Kg^{\circ}C}}$$

$$\dot{m}_{aceite} = 0.4604 \frac{kg}{s}$$

Transformamos el flujo másico a flujo de volumen, ya que los equipos de medición están en escalas de LPM. Para ello aremos uso de la ecuación [1-6].

$$Q = \frac{\dot{m}_{aceite}}{\rho} = Q = \frac{0.4604 \frac{kg}{s}}{876 \frac{kg}{m^3}} = 5.2561 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

Convirtiendo m<sup>3</sup>/s a l/min tenemos:

$$5.2561 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} * \frac{60000 \text{ LPM}}{1 \left( \frac{m^3}{s} \right)}$$

$$Q = 31.5364 \text{ LPM}$$

Así que el caudal calculado permitirá una adecuada transferencia de calor entre los fluidos.

Y la reducción de temperatura requerida del aceite.

#### •Determinación de la temperatura de salida para el agua:

La temperatura de salida del fluido caliente “aceite” se asume a conveniencia de costo de fabricación como 37°C. Ya que, al tener diferencias de temperaturas elevadas en el fluido a enfriar, es necesario tener una mayor área de transferencia de calor y esto se puede lograr incrementando el diámetro o la longitud de las tuberías a utilizar.

Dicho esto, se debe aclarar que el banco para pruebas de transferencia de calor será usado para la enseñanza de funcionamiento de los intercambiadores de calor, por contacto

indirecto entre dos fluidos, lo cual facilitará la comprensión de los conceptos relacionados con los procesos de transferencia de calor.

La temperatura de salida del fluido caliente será asumida para efectos de cálculos como:

$$T_{Aceite, salida} = 37^{\circ}C$$

**•Determinamos los coeficientes de transferencia de calor del fluido frío y caliente.**

Haciendo uso de los flujos masicos calculados en el apartado 3.2.1 y 3.2.2 determinamos los coeficientes

$$C_{Agua} = C_p * \dot{m} = 4182 \frac{J}{kg^{\circ}C} \left( 0.0003333 \frac{Kg}{s} \right) = 904.2878 \frac{W}{^{\circ}C}$$
$$C_{Aceite} = C_p * \dot{m} = 1964 \frac{J}{kg^{\circ}C} \left( 0.4604 \frac{kg}{s} \right) = 904.2878 \frac{W}{^{\circ}C}$$

En el libro de Cengel se advierte que la única ocasión en que la elevación de la temperatura de un fluido frío es igual a la caída de temperatura del fluido caliente es cuando las razones de capacidad calorífica de los dos fluidos son iguales en un intercambiador de calor bien aislado. En un intercambiador de calor con una capacidad calorífica grande en su fluido experimenta un cambio pequeño en la temperatura. Y en un intercambiador de calor con una razón de capacidad calorífica pequeña en su fluido experimentará un cambio grande en la temperatura. Por lo tanto, si se duplica el gasto de masa de un fluido mientras al mismo tiempo se deja todo lo demás inalterado (Área de transferencia de calor, temperaturas de

entrada y disposiciones de flujo), se reducirá a la mitad el cambio de temperatura en ese fluido.

### 3.2.3. Trasterencia de calor necesaria para que el agua enfríe el aceite.

Posterior al cálculo de los coeficientes de transferencia de calor definiremos el flujo de calor con la ecuación [1-27]. Es decir, la razón de la transferencia de calor en un intercambiador es igual a la razón de capacidad calorífica de cualquiera de los dos fluidos multiplicada por el cambio de temperatura en ese fluido. Para este cálculo utilizaremos la diferencia de temperatura más pequeña. Siendo esta 3°C, la cual corresponde al fluido caliente (aceite SAE 50).

$$\dot{Q} = \dot{m} * C_p (T_{Caliente, entrada} - T_{Caliente, salida})$$

$$\dot{Q} = 904.2878 \frac{W}{^{\circ}C} * (40 - 37) ^{\circ}C$$

$$\dot{Q} = 2712.8634 W$$

Con el flujo de calor determinado, hacemos el despeje de la temperatura de salida para el fluido frio “agua”.

$$T_{fsal} = \frac{\dot{Q}}{(\dot{m} C_p)_f (T_{fent})}$$

$$T_{fsal} = \frac{2712.8634 \frac{J}{s}}{(0.4604 \frac{kg}{s} * 1964 \frac{J}{kg^{\circ}C} * (20^{\circ}C))}$$

$$T_{fsal} = 22.99 ^{\circ}C$$

### 3.2.4. Selección del material y diámetro de las tuberías a utilizar.

#### •*Materiales a utilizar*

Se analizaron las propiedades de los materiales en la Tabla 1-1, donde se comparan los materiales: aceros inoxidables, las aleaciones de aluminio y cobre, y en base a propiedades y precio en el mercado salvadoreño, los materiales más idóneos para la fabricación de intercambiadores de calor para un banco de pruebas son el aluminio y cobre estos materiales tienen una excelente conductividad térmica. y ya que este banco de pruebas no será usado en un proceso industrial.

#### •*Propiedades de los Materiales a utilizar.*

| Propiedades                                        | Aluminio<br>6061    | Cobre<br>B-88       |
|----------------------------------------------------|---------------------|---------------------|
| Conductividad térmica a 20°C<br>(W/m °C)           | 200                 | 338                 |
| Densidad (kg/m3)                                   | 2740                | 7160                |
| Coefficiente de expansión<br>térmica a 20°C (°C-1) | $23 \times 10^{-6}$ | $17 \times 10^{-6}$ |
| Temperatura de fusión (°C)                         | 657                 | 955                 |
| Resistencia a la tensión a 20°C<br>(Mpa)           | 214                 | 303                 |

Tabla 3-2 Las propiedades expuestas han sido extraídas de la tabla 1

(Fuente: Elaboración propia.)

•**Selección de diámetros de las tuberías.**

El criterio para la selección de los diámetros de tubería se realiza mediante los flujos volumétricos calculados en el apartado 3.2.1 y 3.2.2.  $Q_{\text{agua}} = 13 \text{ LPM}$  o  $3.43 \text{ GPM}$ ,  $Q_{\text{aceite}} = 31.5364 \text{ LPM}$  o  $8.33 \text{ GPM}$ .

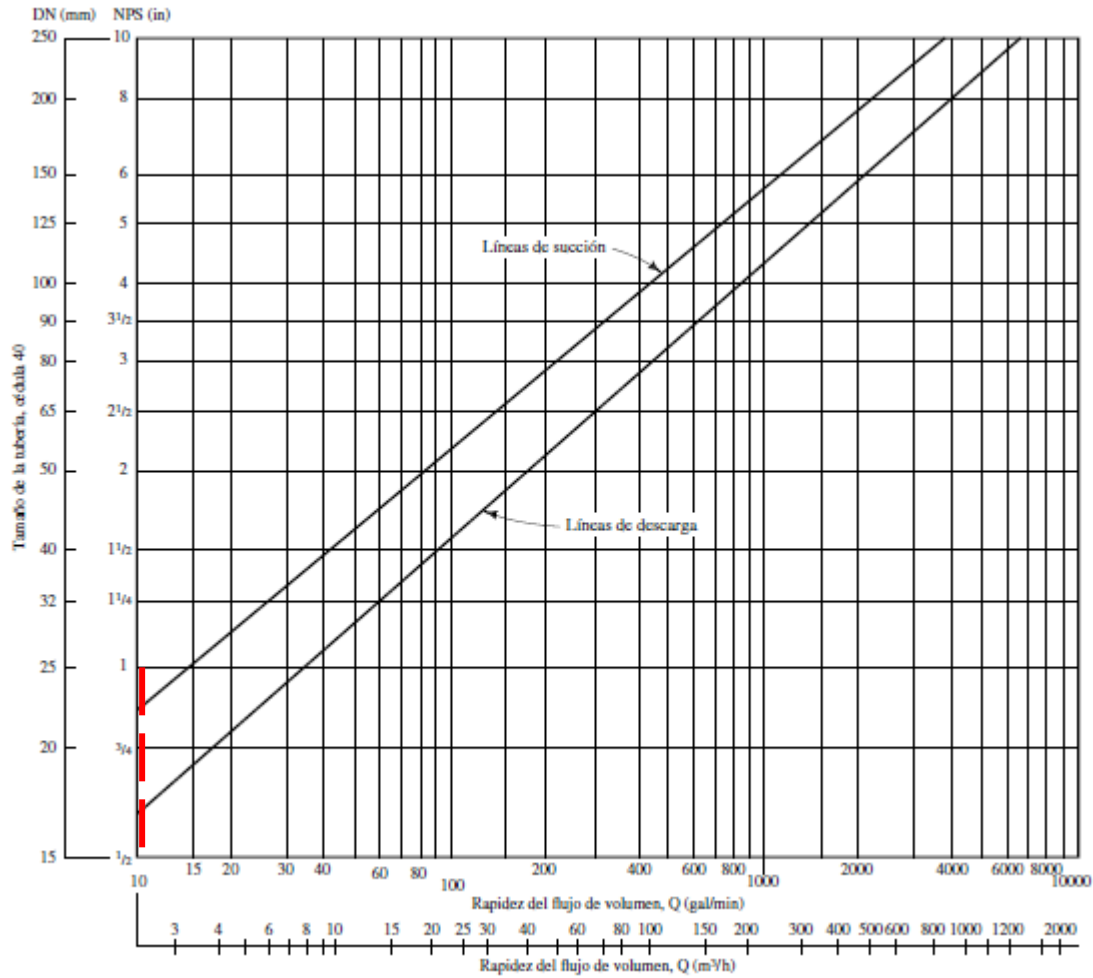


Figura 3-1 Ayuda para la selección del tamaño de tubería. (Mott, R. y Untener, J., 2015.).<sup>46</sup>

<sup>46</sup>Mott, R. y Untener, J., 2015. Mecánica de fluidos (7a. Ed.). 7ª ed. Distrito Federal: Pearson Educación, p. 125. [Figura 6.3].

Tomando como base los criterios “Diámetro-Caudal” Se hará uso de tubería de 1" en línea de succión y 3/4" línea de descarga la cual es acorde al caudal y de bajo costo para uso en equipos con fin didáctico.

| <b>DIAMETROS DE TUBERIAS A USAR EN EL INTERCAMBIADOR</b> |                 |                               |                     |
|----------------------------------------------------------|-----------------|-------------------------------|---------------------|
|                                                          | <b>Unidades</b> | <b>Tubo externo o carcasa</b> | <b>Tubo interno</b> |
| <b>Diámetro Interno</b>                                  | <b>m</b>        | 0.035                         | 0.019               |
| <b>Diámetro Externo</b>                                  | <b>m</b>        | 0.0416                        | 0.022               |
| <b>Diámetro hidráulico tubo Interno</b>                  | <b>m</b>        |                               | 0.019               |
| <b>Diámetro hidráulico tubo Externo o carcasa</b>        | <b>m</b>        | 0.013                         |                     |

Tabla 3-3 Diámetros de tuberías seleccionadas (Fuente: Elaboración propia.)

### 3.2.5. Cálculo de diferencia de temperatura logarítmica media (DTLM).

Para determinar la transferencia de calor necesaria para que el agua enfríe el aceite y aumento de su temperatura en un intercambiador de longitud desconocida, es necesario calcular la diferencia de temperatura logarítmica media, utilizando la ecuación (1-21) para la disposición de flujo paralelo y la ecuación [1-22] para la disposición contraflujo.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{Ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)}$$

• *Flujo paralelo.*

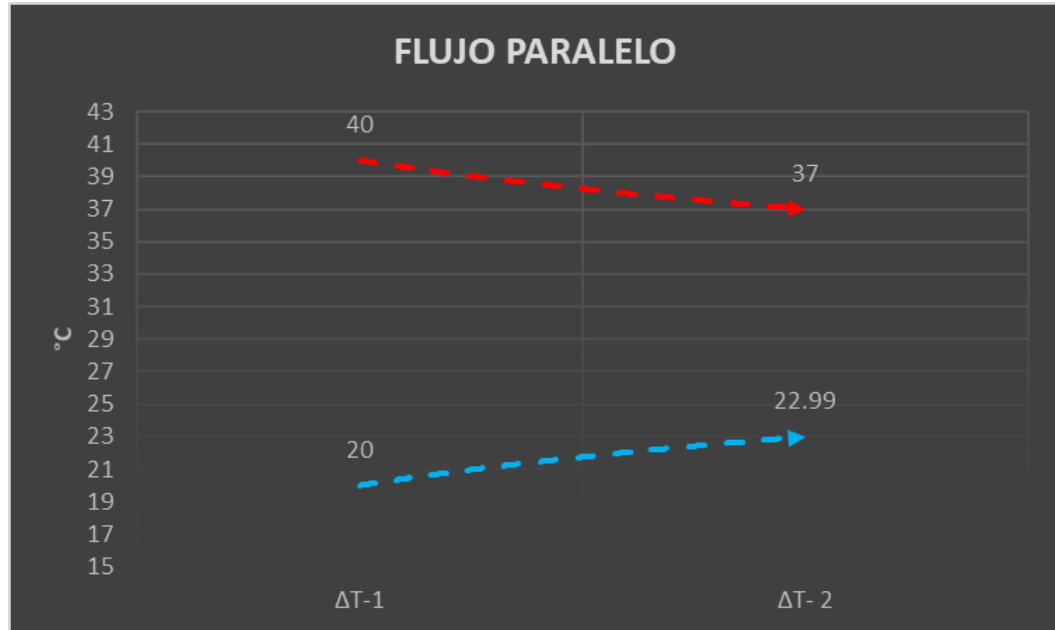


Figura 3-2 Diagrama de temperaturas, disposición flujo paralelo. (Fuente: Elaboración propia.)

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_c \text{ entrada} - T_f \text{ entrada}) - (T_c \text{ salida} - T_f \text{ salida})}{\ln \left( \frac{(T_c \text{ entrada} - T_f \text{ entrada})}{(T_c \text{ salida} - T_f \text{ salida})} \right)}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(40 - 20) - (37 - 22.99)}{\ln \left( \frac{(40 - 20)}{(37 - 22.99)} \right)} = 16.8276 \text{ } ^\circ\text{C}$$

•**Contraflujo.**

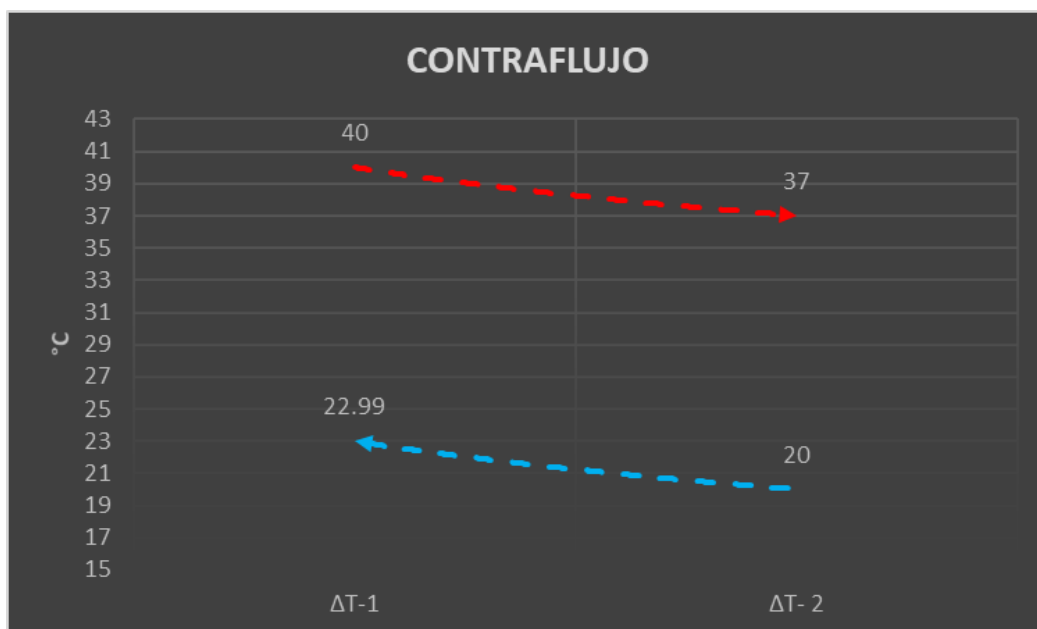


Figura 3-3 Diagrama de temperaturas, disposición a contraflujo. (Fuente: Elaboración propia.)

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{c\text{ entrada}} - T_{s\text{ salida}}) - (T_{c\text{ salida}} - T_{f\text{ salida}})}{\ln\left(\frac{(T_{c\text{ entrada}} - T_{f\text{ entrada}})}{(T_{c\text{ salida}} - T_{f\text{ salida}})}\right)}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(40 - 22.99) - (37 - 20)}{\ln\left(\frac{(40 - 22.99)}{(37 - 20)}\right)} = 17.0049\text{ }^{\circ}\text{C}$$

### 3.2.6. Coeficientes de transmisión de calor por convección forzada interna del aceite, convección forzada externa del agua y por conducción en la pared de la tubería de cobre.

Tomando como base los valores previamente definidos podemos asemejar nuestro problema de diseño como:

Se necesita un intercambiador de calor para enfriar  $0.4604 \text{ kg/s}$  de aceite desde  $40^\circ\text{C}$  hasta  $37^\circ\text{C}$ , utilizando  $0.2162 \text{ Kg/s}$  de agua que entra a  $20^\circ\text{C}$  y sale a  $22.99^\circ\text{C}$ . Se va a enfriar el aceite caliente en un intercambiador de calor de tubos concéntricos. El tubo interior de cobre tiene un diámetro interno de  $0.019 \text{ m}$  y un diámetro externo de  $0.022 \text{ m}$ . El diámetro interior del tubo exterior (la coraza) es de  $0.035 \text{ m}$ . Por el tubo exterior fluye agua a razón de  $0.2127 \text{ kg/s}$  y el aceite por el tubo interno a razón de  $0.4525 \text{ kg/s}$ . Tomando las temperaturas promedio del agua y del aceite como  $20^\circ\text{C}$  y  $40^\circ\text{C}$ . Determinamos el coeficiente total de transferencia de calor de este intercambiador.

El coeficiente total de transferencia de calor  $U$  se puede determinar a partir de la ecuación [1-18], como:

$$R = \frac{1}{UA_{int}} = \frac{1}{h_{int}A} + R_{cond} + \frac{1}{h_{Ext}A_{ext}} + R_{int} + R_{ext}$$

Despejando  $U$  tenemos.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e}{\kappa \cdot A} + \frac{1}{h_o}}$$

Los coeficientes de transferencia de calor por convección interior y exterior del tubo, se deben determinar usando las relaciones de la convección forzada.

La velocidad media del aceite en el tubo es:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A_s}$$

El diámetro hidráulico lo podemos calcular con las ecuaciones expuestas en la Tabla 1-2, para un tubo circular es el diámetro del propio tubo,  $D_h = D = 0.019 \text{ m}$ .

$$V = \frac{0.4604 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{876 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left( \frac{\pi * (0.019\text{m})^2}{4} \right)} = 1.8538 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Y el número de Reynolds utilizando la ecuación [1-7] es:

$$Re = \frac{VD}{\nu}$$

$$Re = \frac{1.8218 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.019\text{m}}{2.485 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 141.7396$$

El flujo en un tubo es laminar para  $Re < 2300$  Por lo tanto, el flujo del aceite es laminar. Si se supone un flujo completamente desarrollado, con base a la ecuación [1-10] el número de Nusselt laminar en tubos circulares es:

$$Nu_{\text{aceite}} = 4.36$$

Entonces, despejando el coeficiente de transferencia de calor por convección de la ecuación [1-13] tenemos:

$$h_i = \frac{k}{D} Nu$$

$$h_i = \frac{0.1444 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}}{0.019\text{m}} 4.36 = 33.136 \frac{\text{W}}{\text{m}^2^\circ\text{C}}$$

Ahora se repite el análisis que se acaba de realizar. Considerando la temperatura del agua a 20°C, las propiedades también han sido previamente identificadas en la tabla 3-2

El diámetro hidráulico lo podemos calcular con las ecuaciones expuestas en la Tabla 1-2, para un tubo circular:

$$Dh = D_1 - D_2 = 0.035 - 0.019 = 0.013 \text{ m}$$

La velocidad media del agua en el tubo es:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A_s}$$

$$V = \frac{0.2162 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left( \frac{\pi * (0.013 \text{ m})^2}{4} \right)} = 1.6323 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Y el número de Reynolds utilizando la ecuación [1-7] es:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

$$Re = \frac{998 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1.6323 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.013 \text{ m}}{1.002 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} * \text{s}}} = 21135.9458$$

El flujo en un tubo es turbulento para  $Re > 10000$ , suponiendo que el flujo está completamente desarrollado, el número de Nusselt se puede determinar a partir de la ecuación [1-11].

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$$

$$Nu = 0.023(20790.5766)^{0.8}(7.1)^{0.4}$$

$$Nu = 145.2942$$

Entonces, despejando el coeficiente de transferencia de calor por convección de la ecuación [1-13] tenemos:

$$h_o = \frac{k}{D} Nu$$

$$h_o = \frac{0.598 \frac{W}{m^{\circ}C}}{0.022 m} * 143.391887 = 3949.3627 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

Entonces el coeficiente de transferencia de calor total [1-18] para este intercambiador queda:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{33.136 \frac{W}{m^2^{\circ}C}} + \frac{1}{3949.3627 \frac{W}{m^2^{\circ}C}}} = 32.8602 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

En este caso,  $U = h_i$  ya que  $h_i < h_o$ . Esto confirma la información detallada en el libro de Cengel. “el coeficiente de transferencia de calor total en un intercambiador es dominado por el coeficiente de transferencia de calor más pequeño, cuando la diferencia entre los dos valores es grande”.

Se debe recalcular el valor de Nusselt para el aceite ya que un coeficiente de transferencia de calor por convección  $h_i$  bajo nos conlleva a tener un intercambiador de área de transferencia de calor enormes.

Para el nuevo número de Nusselt “Calor constante” usaremos la ecuación [1-11]. Se considera "L" como 6m debido al espacio disponible en el laboratorio y costo de los materiales.

$$Nu = 0.065 * \left(\frac{D}{L}\right) * Re * Pr$$

$$Nu = 0.065 * \left(\frac{0.019\text{ m}}{6\text{ m}}\right) * 141.7396 * 2962 = 86.4155$$

El nuevo coeficiente de transferencia de calor por convección para el aceite es:

$$h_i = \frac{0.1444 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}}{0.019\text{m}} 86.4155 = 656.7582 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

### 3.2.7. Nuevo coeficiente de transferencia de calor total (U).

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor se realiza el análisis de resistencias de los diferentes mecanismos de transferencia presentes en el intercambiador, utilizando la ecuación [1-18]:

$$R = \frac{1}{UA_{int}} = \frac{1}{h_{int}A} + R_{cond} + \frac{1}{h_{Ext}A_{ext}} + R_{int} + R_{ext}$$

Despejando U tenemos.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e}{\kappa.A} + \frac{1}{h_o}}$$

Donde  $K$  es la conductividad térmica la cual podemos encontrar en la tabla 1-1, teniendo un valor de  $338 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$  a  $20^\circ\text{C}$ .

$$R_{cond} = \frac{e}{\kappa.A} = \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2 * \pi * \kappa.L}$$

$$R_{Cond} = \frac{\ln(\frac{0.022}{0.019})}{2 * \pi * 338 * 6} = 1.1505 \times 10^{-5} \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

Los factores de incrustación serán evaluados con valor de cero debido a que es un intercambiador nuevo, la incrustación aumenta con el tiempo a medida que se acumulan los depósitos sólidos sobre la superficie de transferencia de calor. El factor de incrustación depende de la temperatura de operación y de la velocidad de los fluidos, así como de la duración del servicio. La incrustación se incrementa al aumentar la temperatura y disminuir la velocidad.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{645.4445 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} + 1.1505 \times 10^{-5} \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} + \frac{1}{3897.650615 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} + 0.001 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}}$$

$$U = 563.1151 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

### 3.2.8. Longitud total de las tuberías del intercambiador de tubos concéntricos.

El coeficiente global de transferencia de calor calculado se utiliza para determinar la longitud o el área de transferencia, usando la ecuación [1-26]. Con los valores obtenidos anteriormente, se utiliza la ecuación de diseño y se despeja la longitud, para determinar la longitud inicial propuesta para cambiar las temperaturas con los valores dados de caudales.

$$\dot{Q} = U * A * \Delta T_{lm}$$

Donde se tiene que  $A = P * L$

$$L = \frac{\dot{Q}}{U * P * \Delta T_{lm}}$$

- Flujo paralelo.

$$L = \frac{2712.8634 \text{ W}}{563.1151 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}} * \pi * 0.019 \text{ m} * 16.8276 \text{ °C}} = 4.1422 \text{ m}$$

Con el fin de lograr la transferencia de calor deseada, el tubo interior y exterior de este intercambiador de flujo paralelo necesita tener 4.5 m de largo como longitud mínima.

- Contraflujo.

$$L = \frac{2712.8634 \text{ W}}{563.1151 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}} * \pi * 0.019 \text{ m} * 17.0049 \text{ °C}} = 4.7472 \text{ m}$$

Con el fin de lograr la transferencia de calor deseada, el tubo interior y exterior de este intercambiador de flujo paralelo necesita tener 5 m de largo como longitud mínima.

### 3.2.9. Efectividad.

La efectividad de un intercambiador de calor depende de su configuración geométrica, así como de la configuración del flujo. Por lo tanto, los diferentes tipos de intercambiadores tienen relaciones diferentes para la efectividad. Definiremos la eficiencia de este intercambiador con la formula general, ecuación [1-27]. Haremos uso de los coeficientes de transferencia de calor del fluido frio y caliente determinados el apartado 3.2.2.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{C_{caliente} (T_{caliente, entrada} - T_{caliente, salida})}{C_{caliente} (T_{caliente, entrada} - T_{fria, entrada})}$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{904.2878 \frac{W}{^{\circ}C} * (40 - 37)^{\circ}C}{904.2878 \frac{W}{^{\circ}C} (40 - 20)^{\circ}C}$$

$$\varepsilon = \frac{2712.8234 W}{18085.756 W} = 0.15$$

Por lo tanto, la efectividad de un intercambiador de calor permite determinar la razón de la transferencia de calor sin conocer las temperaturas de salida de los fluidos.

### **3.3. Requerimientos iniciales para el diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubos.**

#### Suposiciones

- Las propiedades físicas de los fluidos son constantes con la temperatura.
- Los coeficientes de convección ( $h$ ) no son en función de la temperatura.
- Los coeficientes globales de paso de calor ( $U$ ) no son en función de la temperatura.
- Se trabaja en condiciones adiabáticas (No hay intercambio de calor con el entorno).

Las reglas aplicables para determinar que fluido va por el casco y cual por los tubos son:

- El fluido a mayor presión va en los tubos.
- El fluido más corrosivo va en los tubos.
- Los fluidos más sucios van en los tubos

### **3.3.1. Fases a seguir en el diseño de un intercambiador de calor de carcasa y tubos son:**

1. Determinar variables conocidas y datos asumidos. como propiedades de los fluidos, flujos de volumen asumidos para el fluido de enfriamiento y cálculo de su flujo masico.
2. Realizar un balance de energía, para determinar el flujo masico del aceite y las temperaturas de salida en ambos los fluidos.
3. Determinar la configuración de flujo, para el cálculo de valores corregidos para la diferencia de temperatura logarítmica media (DTLM).
4. Seleccionar el material, diámetro y caudales típicos para los diámetros de tuberías supuestos.
5. Determinar los coeficientes de transmisión de calor por conducción.
6. Calcular los coeficientes globales de transmisión de calor por convección.
7. Determinar el coeficiente total de transferencia de calor  $U$ .
8. Tránsito de calor necesaria para que el agua enfríe el aceite.
9. Efectividad.

### 3.4. Diseño intercambiador de calor de carcasa y tubos.

#### 3.4.1. Variables conocidas y datos asumidos.

| Propiedades de los fluidos a utilizar | Unidades                | Agua a 20°C            | Aceite de motor (SAE 50) a 40°C |
|---------------------------------------|-------------------------|------------------------|---------------------------------|
| Densidad                              | $\frac{kg}{m^3}$        | 998.0                  | 876.0                           |
| Calor Específico ( $C_p$ )            | $\frac{J}{kg^{\circ}C}$ | 4182                   | 1 964                           |
| Conductividad Térmica (k)             | $\frac{W}{m^{\circ}C}$  | 0.598                  | 0.1444                          |
| Viscosidad Dinámica ( $\mu$ )         | $\frac{kg}{m * s}$      | $1.002 \times 10^{-3}$ | 0.2177                          |
| Viscosidad cinemática ( $\nu$ )       | $\frac{m^2}{s}$         |                        | $2.485 \cdot 10^{-4}$           |
| Número de Prandtl                     | Adimensional            | 7.1                    | 2 962                           |

Tabla 3-4 Capacidad Térmica de los Fluidos, Las propiedades de los fluidos a utilizar se detallan figura 1-7 Propiedades del agua saturada y figura 1-8 Propiedades de los líquidos. (Fuente: Elaboración propia.)

•Pasamos el flujo de volumen establecido ( $m^3/s$ ) , a flujo de masa ( $kg/s$ ).

Ya que para efectos de cálculos debemos conocer el caudal y con la limitante que en el país no se ha encontrado un proveedor de rotámetros para medir el flujo de volumen a utilizar en el banco de pruebas. Se ha buscado en páginas de venta en línea y se ha encontrado

variedad de rotámetros tanto en precio y escalas de medición. el rotámetro de menor caudal y con entrega en el país de no menos de 30 días es un rotámetro con escala de 4-26 LPM.

Partiendo de la limitante mencionada y para efectos de cálculo, definimos el caudal medio para el agua como 13 LPM. Para efectos de cálculo debemos transformar el flujo volumétrico a flujo de masa.

Convertimos LPM a  $\left(\frac{m^3}{s}\right)$

$$13 \text{ LPM} * \left( \frac{1 \frac{m^3}{s}}{60000 \text{ LPM}} \right) = 0.000216667 \left( \frac{m^3}{s} \right)$$

Ahora transformamos el flujo de volumen a flujo de masa. Para lo cual se debe multiplicar el flujo de masa por su densidad (Agua a 20°C)

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 0.000216667 \left( \frac{m^3}{s} \right) * 998.0 \frac{kg}{m^3} = 0.2162 \frac{Kg}{s}$$

### 3.4.2. Balance de energía, para determinar el caudal del aceite y las temperaturas máximas de salida en ambos los fluidos.

El flujo masico del aceite tiene que ir acorde al flujo masico del agua. Este lo podemos determinar mediante el uso de la ecuación [1-26].

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} = (\dot{m} C_p)_c (T_{cent} - T_{csal}) = (\dot{m} C_p)_f (T_{fsal} - T_{fent})$$

Consideramos el cambio de temperatura mínimo de 1°C, para esto es necesario hacer un balance térmico y determinar el flujo másico necesario para que el aceite transfiera calor al agua.

$$\dot{m}_{aceite} = \frac{\dot{m}_{agua} C_{p_{agua}}}{C_{p_{aceite}}} = \frac{0.2162 \frac{Kg}{s} * 4182 \frac{J}{Kg^{\circ}C}}{1964 \frac{J}{Kg^{\circ}C}}$$

$$\dot{m}_{aceite} = 0.4604 \frac{kg}{s}$$

Transformamos el flujo másico a flujo de volumen, ya que los equipos de medición están en escalas de LPM. Para ello aremos uso de la ecuación [1-6].

$$Q = \frac{\dot{m}_{aceite}}{\rho} = Q = \frac{0.4604 \frac{kg}{s}}{876 \frac{kg}{m^3}} = 5.2561 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s}$$

Convirtiendo m<sup>3</sup>/s a l/min tenemos:

$$5.2561 \times 10^{-4} \frac{m^3}{s} * \frac{60000 \text{ LPM}}{1 \left( \frac{m^3}{s} \right)} \\ = 31.5364 \text{ LPM}$$

Así que el caudal calculado permitirá una adecuada transferencia de calor entre los fluidos.

#### •Determinación de la temperatura de salida para el agua:

Las temperaturas de salida se asumen a conveniencia de costo de fabricación. Ya que, al tener diferencias de temperaturas elevadas en el fluido a calentar, es necesario tener una mayor área de transferencia de calor y esto se puede lograr incrementando el diámetro o la longitud de las tuberías a utilizar. Además del área de transferencia de calor se debe incrementar el flujo masico, esto afectaría de gran manera el costo de fabricación del banco debido a que las bombas con más capacidad de flujo de volumen tienen un mayor costo económico.

Dicho esto, se debe aclarar que el banco para pruebas de transferencia de calor será usado para la enseñanza de funcionamiento de los intercambiadores de calor, por contacto indirecto entre dos fluidos. Lo cual facilitará la comprensión de los conceptos relacionados con los procesos de transferencia de calor.

Las temperaturas de salida de los fluidos serán asumidas para efectos de cálculos como:

$$T_{\text{Agua, salida}} = 27^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{Aceite, salida}} = 37^{\circ}\text{C}$$

### **3.4.3. Configuración de flujo, para el cálculo de valores corregidos para la diferencia de temperatura logarítmica media (DTLM).**

La configuración más usual para estos intercambiadores es de un pase de fluido por la carcasa y de uno o dos pases de tubos por la carcasa (configuración 1-1 y 1-2). En nuestro diseño hemos seleccionado la configuración 1-2 la cual se representa de la siguiente manera.

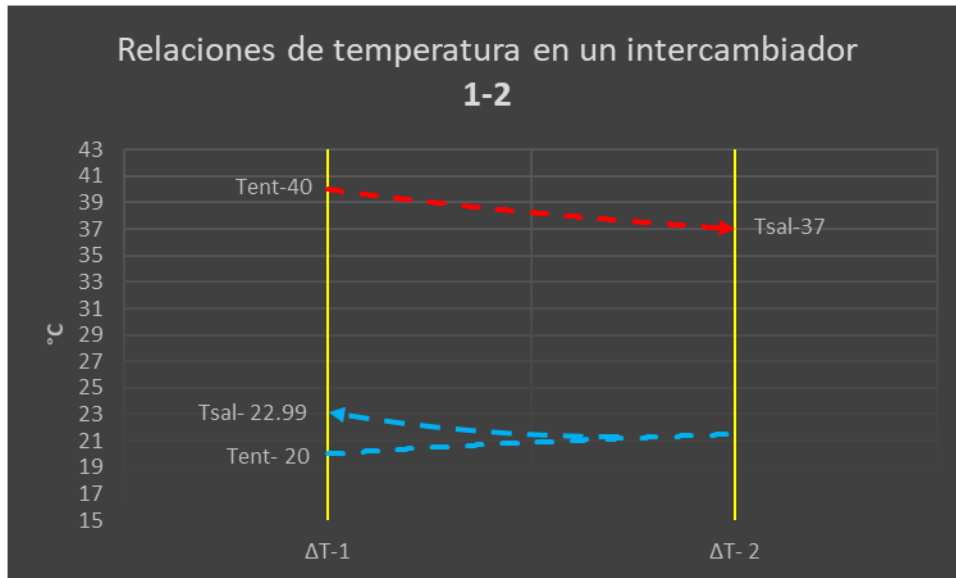


Figura 3-4 Relaciones de temperatura en un intercambiador de 1-2. (Fuente: Elaboración propia.)

Para el cálculo de la de valores corregidos para la diferencia de temperatura logarítmica media (DTLM) tenemos la ecuación [1-23].

$$\Delta T_{lm} = F * \frac{(T_{C \text{ entrada}} - T_{f \text{ salida}}) - (T_{c \text{ salida}} - T_{f \text{ entrada}})}{\ln \left( \frac{(T_{C \text{ entrada}} - T_{f \text{ salida}})}{(T_{c \text{ salida}} - T_{f \text{ entrada}})} \right)}$$

Para calcular F es necesario determinar “P” y “R”

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{22.99 - 20}{40 - 20} = 0.1495$$

F= 1 (figura 3-7)

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_1 - t_2} = \frac{40 - 37}{22.99 - 20} = 1.0033$$

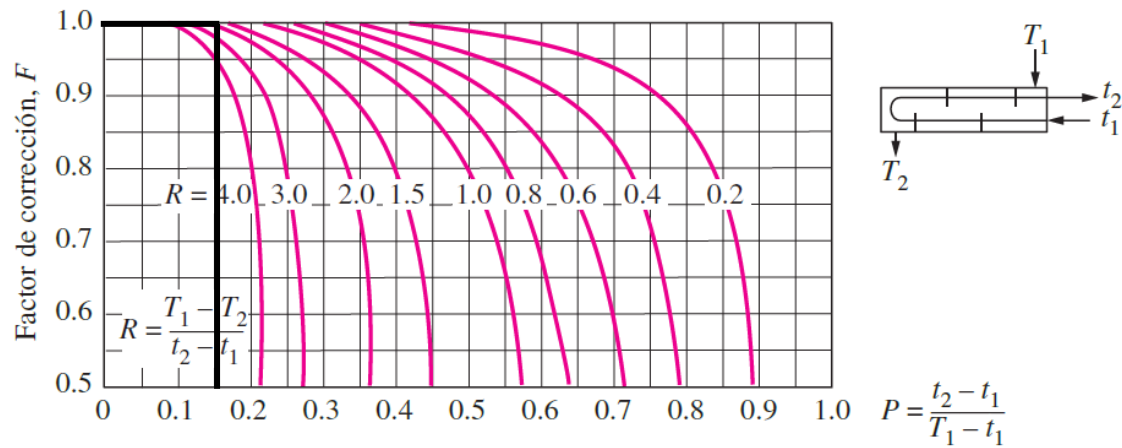


Figura 3.5 Factor de corrección, un paso por la coraza y 2, 4, 6, etc. (cualquier múltiplo de 2) pasos por los tubos (Çengel & Ghajar, 2011).<sup>47</sup>

$$\Delta T_{lm} = F * \frac{(T_c \text{ entrada} - T_f \text{ salida}) - (T_c \text{ salida} - T_f \text{ entrada})}{\ln \left( \frac{(T_c \text{ entrada} - T_f \text{ salida})}{(T_c \text{ salida} - T_f \text{ entrada})} \right)}$$

$$\Delta T_{lm} = 1 * \frac{(40 - 22.99) - (37 - 20)}{\ln \left( \frac{(40 - 22.99)}{(37 - 20)} \right)} = 17.0049 \text{ } ^\circ\text{C}$$

<sup>47</sup> Çengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *Transferencia de calor y de masa*. (2011). (p. 645). [Figura 11-18a]. México D.F.: McGraw Hill.

### 3.4.4. Selección del material, diámetro y caudales típicos para los diámetros de tuberías supuestos.

#### •*Materiales a utilizar*

Se analizaron las propiedades de los materiales en la Tabla 1-1, donde se comparan los materiales: aceros inoxidables y las aleaciones de aluminio y cobre, y en base a propiedades y precio en el mercado salvadoreño, los materiales más idóneos para la fabricación de intercambiadores de calor para un banco de pruebas son el aluminio y cobre estos materiales tienen una excelente conductividad térmica. y ya que este banco de pruebas no será usado en un proceso industrial son los materiales idóneos.

#### •*Propiedades de los Materiales a utilizar.*

| Propiedades                                    | Aluminio<br>6061    | Cobre<br>B-88       |
|------------------------------------------------|---------------------|---------------------|
| Conductividad térmica a 20°C (W/m °C)          | 200                 | 338                 |
| Densidad (kg/m3)                               | 2740                | 7160                |
| Coeficiente de expansión térmica a 20°C (°C-1) | $23 \times 10^{-6}$ | $17 \times 10^{-6}$ |
| Temperatura de fusión (°C)                     | 657                 | 955                 |
| Resistencia a la tensión a 20°C (Mpa)          | 214                 | 303                 |

Tabla 3-5 Las propiedades expuestas han sido extraídas de la tabla 1

(Fuente: Elaboración propia.)

• ***Diámetros de la tubería y caudales a utilizar.***

Para determinar los diámetros de la tubería de la carcasa determinaremos el número de tubos internos con la ecuación [1-4]. El área de transferencia de calor para este diseño será asumida como  $0.3 \text{ m}^2$ . Y para los tubos internos usaremos un diámetro de 3/8" de diámetro interno, el cual tiene un diámetro externo de  $1/2'' = 0.0127\text{m}$ . Ya que esto nos facilitara la selección del tubo de carcasa. Sustituyendo valores en la ecuación, tenemos.

$$N_t = \frac{A_{\text{externa}}}{\pi * d_{\text{ext}} * L}$$

$$N_{\text{tubo, interno}} = \frac{0.3 \text{ m}^2}{\pi * 0.0127 \text{ m} * 0.55 \text{ m}} = 13.67 \text{ UN} = 14 \text{ UN}$$

• ***Diámetro de la carcasa:***

Como valor de diseño se ha seleccionado de la Figura 1-6, el valor para  $P_t = 15/16''$  equivalente a  $0.024 \text{ m}$ .

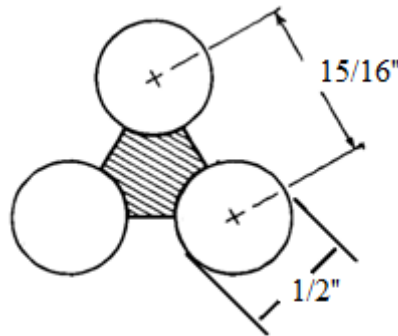


Figura 3-6 Relaciones  $P_t$ -D externo tubos. (Fuente: Elaboración propia.)

Calculamos el número de tubos y la configuración de flujo. Determinaremos el diámetro del tubo para la coraza con la ecuación [1-3].

CL=0,87, para arreglos triangulares.

CTP= 0.9, para dos pasos de tubo.

$$D_c = 0.637 \sqrt{\frac{CL}{CTP}} \sqrt{\frac{A_o \left( \frac{Pt}{d_{externo}} \right)^2 d_{externo}}{L}}$$

$$D_c = 0.637 * \sqrt{\frac{0.87}{CTP}} * \sqrt{\frac{0.3 \text{ m}^2 \left( \frac{0.024 \text{ m}}{0.0127 \text{ m}} \right)^2 0.0127 \text{ m}}{0.55 \text{ m}}} = 0.0985 \text{ m}$$

El valor obtenido es muy cercano al equivalente de una tubería de 4.0” =0.1098 m, dicho eso se hará uso de una tubería de 4.0” para el diámetro interno del tubo de la carcasa.

| DIAMETROS DE TUBERIAS A USAR EN EL INTERCAMBIADOR |          |                           |              |
|---------------------------------------------------|----------|---------------------------|--------------|
|                                                   | Unidades | Tubo externo<br>o carcasa | Tubo interno |
| <b>Diámetro Interno</b>                           | <b>m</b> | 0.1098                    | 0.0095       |
| <b>Diámetro Externo</b>                           | <b>m</b> | 0.1143                    | 0.0127       |

Tabla 3-6 Diámetros de tuberías seleccionadas (Fuente: Elaboración propia.)

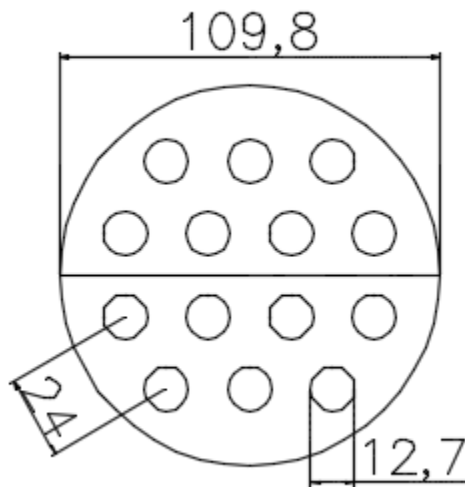


Figura 3-7 Representación para la disposición de las tuberías. Usando los diámetros de los tubos internos, diámetro del tubo de carcasa calculado y  $Pt = 15/16'' = 0.024$  m. La línea horizontal representa que el intercambiador es de dos pasos por las tuberías internas  
(Fuente: Elaboración propia.)

### 3.4.5. Coeficientes de transmisión de calor por conducción.

Donde  $K$  es la conductividad térmica la cual podemos encontrar en la tabla 1-1, teniendo un valor de  $338 \frac{W}{m^{\circ}C}$  a  $20^{\circ}C$ .

$$R_{Cond} = \frac{e}{\kappa \cdot A}$$

$$R_{Cond} = \frac{(0.0127m - 0.0095m)}{338 \frac{W}{m^{\circ}C} * 0.35 m^2}$$

$$R_{Cond} = 2.7049 \times 10^{-5} \frac{^{\circ}C}{W}$$

Los factores de incrustación serán evaluados con valor de cero debido a que es un intercambiador nuevo, la incrustación aumenta con el tiempo a medida que se acumulan los depósitos sólidos sobre la superficie de transferencia de calor. El factor de incrustación depende de la temperatura de operación y de la velocidad de los fluidos, así como de la duración del servicio. La incrustación se incrementa al aumentar la temperatura y disminuir la velocidad.

### 3.4.6. Coeficientes globales de transmisión de calor por convección.

• *Coeficiente global de transmisión de calor,  $h_o$  aceite SAE 50.*

Los coeficientes de transferencia de calor por convección interior y exterior del tubo, se deben determinar usando las relaciones de la convección forzada.

La velocidad media del aceite en el tubo es:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A_s}$$

El diámetro hidráulico lo podemos calcular con la siguiente ecuación, para el arreglo en triángulo mostrado en la Figura 1-5 el perímetro húmedo del elemento corresponde a medio tubo. El  $D_h = d_e$

Para hacer uso de la siguiente ecuación será necesario usar unidades inglesas. Por tanto, se debe trabajar con unidades coherentes

$$d_e = \frac{4 * (\frac{1}{2} P_t * 0.86 P_t - \frac{\frac{1}{2} \pi d_o^2}{4})}{\frac{1}{2} \pi d_o}$$

$$d_e = \frac{4 * (0.024 \text{ m}/2) * (0.86 * 0.024 \text{ m}) - \left(\frac{\pi * (0.0127 \text{ m})^2}{4}\right)}{\frac{\pi * 0.0127 \text{ m}}{2}} = 1.4247 \text{ plg}$$

$$d_e = 1.4247 \text{ plg} * \frac{0.0254 \text{ m}}{1 \text{ plg}} = 0.03618 \text{ m}$$

La velocidad media del aceite en la coraza o casco es:

$$V = \frac{0.4604 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{876 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \left(\frac{\pi * (0.03618 \text{ m})^2}{4}\right)} = 0.5109 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Y el número de Reynolds utilizando la ecuación [1-7] es:

$$Re = \frac{VD}{\nu}$$

$$Re = \frac{0.4212 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.0361 \text{ m}}{2.485 \times 10^{-4} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 61.44$$

El flujo en un tubo es laminar para  $Re < 2300$  Por lo tanto, el flujo del aceite es laminar. Si se supone un flujo completamente desarrollado, con base a la ecuación [1-11] el número de Nusselt laminar en tubos circulares es:

$$Nu = 0.065 * \left(\frac{D}{L}\right) * Re * Pr$$

$$Nu = 0.065 * \left(\frac{0.01359 \text{ m}}{0.55 \text{ m}}\right) * 74.4103 * 2962 = 712.3928$$

Entonces, despejando el coeficiente de transferencia de calor por convección de la ecuación [1-13] tenemos:

$$h_i = \frac{k}{D} Nu$$

$$h_o = \frac{0.1444 \frac{W}{m} ^\circ C}{0.0361 m} * 712.3928 = 2842.5310 \frac{W}{m^2 ^\circ C}$$

• ***Coficiente global de transmisión de calor,  $h_i$  agua.***

Ahora se repite el análisis que se acaba de realizar. Considerando la temperatura del agua a 20°C, las propiedades también han sido previamente identificadas en la tabla 3-2

El diámetro hidráulico lo podemos calcular con las ecuaciones expuestas en la tabla 1-3, para un intercambiador de calor con más de un tubo interno:

$$D_h = \frac{D_i^2 - N_t * d_o^2}{D_i + N_t * d_o}$$

$$D_h = \frac{0.1098^2 - 14 * 0.0127^2}{0.1098 + 14 * 0.0127} = 0.03406 m$$

La velocidad media del agua en el tubo es:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A_s}$$

$$V = \frac{0.2162 \frac{kg}{s}}{998 \frac{kg}{m^3} (\frac{\pi * (0.03406 m)^2}{4})} = 0.2376 \frac{m}{s}$$

Y el número de Reynolds utilizando la ecuación [1-7] es:

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu}$$

$$Re = \frac{998 \frac{kg}{m^3} * 0.2376 \frac{m}{s} * 0.0509 m}{1.002 \times 10^{-3} \frac{kg}{m * s}} = 8063.998$$

El número de Reynolds resultante para el agua está en la zona crítica (transición). El flujo en un tubo es turbulento cuando  $Re > 10000$ , Suponemos que es un flujo turbulento para efectos de cálculos, y el número de Nusselt se puede determinar a partir de la ecuación [1-11].

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$$

$$Nu = 0.023 (8063.998)^{0.8} (7.1)^{0.4}$$

$$Nu = 67.2158$$

Entonces, despejando el coeficiente de transferencia de calor por convección de la ecuación [1-13] tenemos:

$$h_i = \frac{k}{D} Nu$$

$$h_i = \frac{0.598 \frac{W}{m^{\circ}C}}{0.03406 m} * 8063.998 = 1179.8452 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

### 3.4.7. Coeficiente total de transferencia de calor U.

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor se realiza el análisis de resistencias de los diferentes mecanismos de transferencia presentes en el intercambiador, utilizando la ecuación [1-18]:

$$R = \frac{1}{UA_{int}} = \frac{1}{h_{Int}A} + R_{cond} + \frac{1}{h_{Ext}A_{ext}} + R_{int} + R_{ext}$$

Despejando U tenemos.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e}{\kappa \cdot A} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1179.8452 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} + 2.7049 \times 10^{-5} \frac{^\circ C}{W} + \frac{1}{2842.5310 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}}}$$
$$U = 858.6234 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

### 3.4.8. Transferencia de calor real y la máxima transferencia de calor para que el agua enfríe el aceite.

•Determinamos los coeficientes de transferencia de calor del fluido frío y caliente.

$$C_{Agua} = C_p * \dot{m} = 4182 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C} \left( 0.2162 \frac{kg}{s} \right) = 904.2256 \frac{W}{^\circ C}$$

$$C_{Aceite} = C_p * \dot{m} = 1964 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C} \left( 0.4604 \frac{kg}{s} \right) = 904.1484 \frac{W}{^\circ C}$$

Posterior al cálculo de los coeficientes de transferencia de calor definiremos el flujo de calor con la ecuación [1-26]. Es decir, la razón de la transferencia de calor en un intercambiador es igual a la razón de capacidad calorífica de cualquiera de los dos fluidos multiplicada por el cambio de temperatura en ese fluido.

$$\text{Si } C_{caliente} = C_{min}: \varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{C_{caliente} (T_{caliente, entrada} - T_{caliente, salida})}{C_{caliente} (T_{caliente, entrada} - T_{fria, entrada})}$$

Para este cálculo de la transferencia de calor real utilizaremos la diferencia de temperatura más pequeña. Siendo esta 3°C, la cual corresponde al fluido caliente (aceite SAE 50).

$$\dot{Q} = 904.1484 \frac{W}{^{\circ}C} * (40 - 37) ^{\circ}C$$

$$\dot{Q} = 2712.6768 W$$

Según los valores calculados  $C_{aceite} < C_{agua}$  es decir que la capacidad calorífica del aceite es el  $C_{min}$  con el cual se calcula la máxima transferencia de calor posible con la temperatura de entrada de los fluidos.

$$\dot{Q}_{max} = C_{caliente} (T_{caliente, entrada} - T_{fria, entrada})$$

$$\dot{Q}_{max} = 904.1484 \frac{W}{^{\circ}C} * (40 - 20) ^{\circ}C$$

$$\dot{Q}_{max} = 18082.968 W$$

### 3.4.9. Efectividad.

La efectividad de un intercambiador de calor depende de su configuración geométrica, así como de la configuración del flujo. Por lo tanto, los diferentes tipos de intercambiadores tienen relaciones diferentes para la efectividad. Definiremos la eficiencia de este intercambiador con la formula general 1-27. Ya que desconocemos las unidades de transferencia de calor (NTU).

$$\varepsilon = \frac{Q}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\text{Tranferencia de calor real}}{\text{Maxima transferencia de calor}}$$
$$\frac{2712.6768 \text{ W}}{18082.968 \text{ W}} = 0.15$$

Por lo tanto, la efectividad de un intercambiador de calor permite determinar la razón de la transferencia de calor sin conocer las temperaturas de salida de los fluidos.

### 3.5. Pérdidas del sistema y potencia de bombas

Este análisis debe hacerse posterior al análisis de transferencia de calor. En este apartado es necesario aplicar conceptos vistos en mecánica de fluidos. Previo al análisis enlistamos las variables conocidas.

#### •Intercambiador de calor de tubos concéntricos.

| Intercambiador de calor de tubos concéntricos |                    |                                 |
|-----------------------------------------------|--------------------|---------------------------------|
|                                               | Fluido frio (agua) | Fluido caliente (aceite SAE 50) |
| Temperatura entrada (°C)                      | 20                 | 40                              |
| Temperatura salida (°C)                       | 22.99              | 37                              |
| Flujo masico (kg/s)                           | 0.2162             | 0.4604                          |
| Diámetro hidráulico (m)                       | 0.019              | 0.013                           |
| Velocidad media en los tubos (m/s)            | 1.6323             | 1.8588                          |
| Número de Reynolds (adimensional)             | 21135.9458         | 141.7396                        |

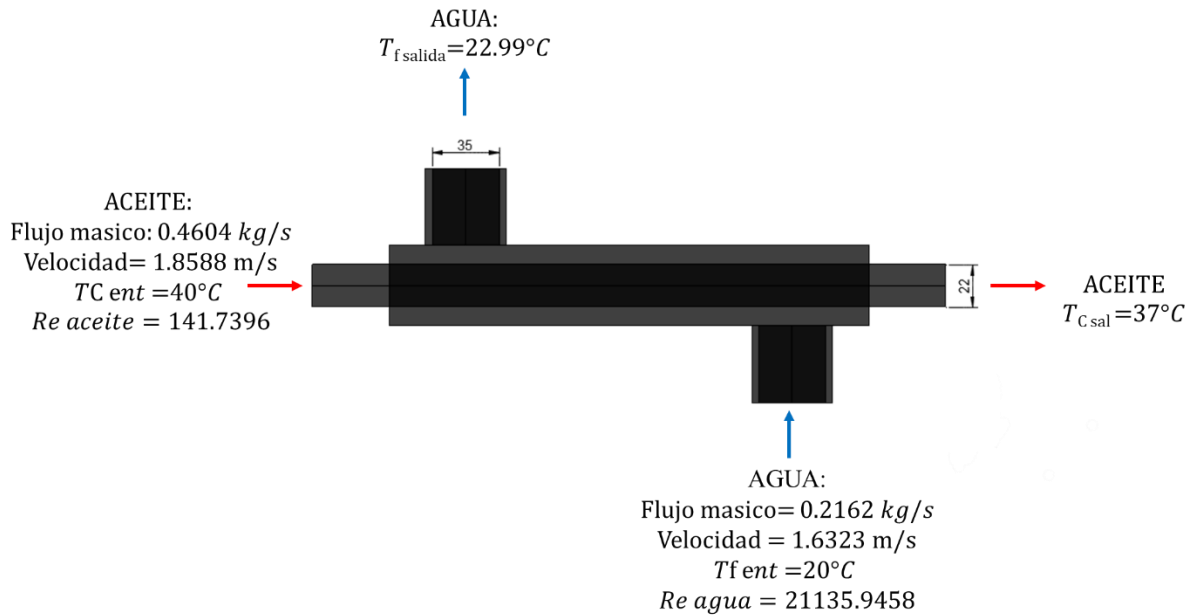
Tabla 3-7 Variables conocidas, para el intercambiador de calor de tubos concéntricos (Fuente: Elaboración propia.)

#### •Intercambiador de calor con una pasada de carcasa y 2 pasadas en tubos.

| Intercambiador de calor de tubos concéntricos |                    |                                 |
|-----------------------------------------------|--------------------|---------------------------------|
|                                               | Fluido frio (agua) | Fluido caliente (aceite SAE 50) |
| Temperatura entrada (°C)                      | 20                 | 40                              |
| Temperatura salida (°C)                       | 22.99              | 37                              |
| Flujo masico (kg/s)                           | 0.2162             | 0.4604                          |
| Diámetro hidráulico (m)                       | 0.03406            | 0.0361                          |
| Velocidad media en los tubos (m/s)            | 0.2376             | 0.5109                          |
| Número de Reynolds (adimensional)             | 8063.99816         | 61.44                           |

Tabla 3-8 Variables conocidas, para el intercambiador de calor de carcasa y tubos (Fuente: Elaboración propia.)

•(A) Esquema general del intercambiador de calor de tubos concéntricos.



•(B) Esquema general del intercambiador de calor de carcasa y tubos 1-2.

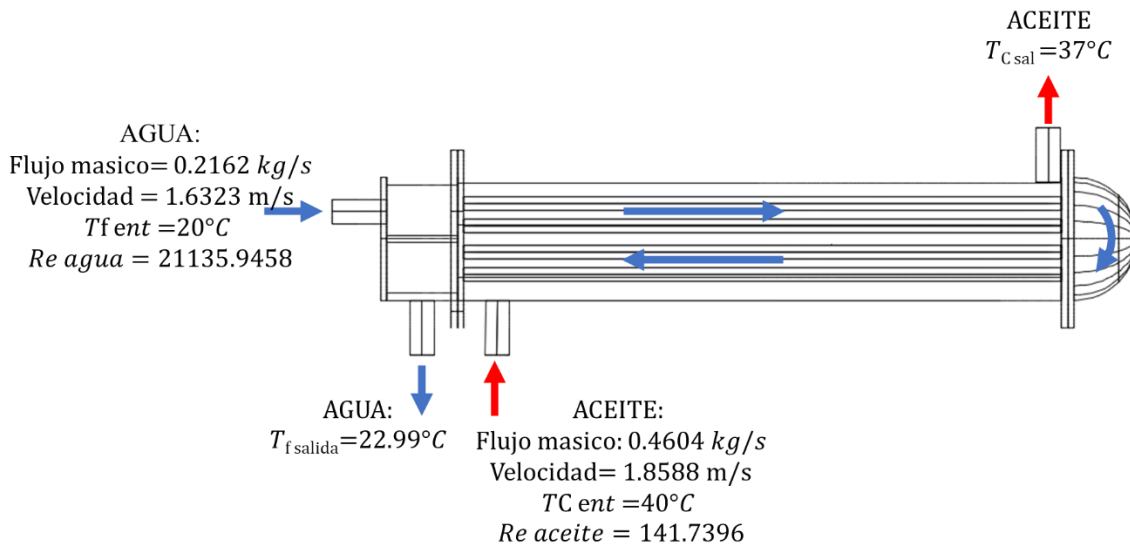


Figura 3.8 Esquemas generales de funcionamiento del intercambiador de calor de tubos concéntricos. Identificación de las variables conocidas. (A) intercambiador de calor de tubos concéntricos. (B) intercambiador de calor de carcasa y tubos 1-2 (Fuente: Elaboración propia.)

### 3.5.1. Factores de fricción, para flujo turbulento y laminar.

El factor de fricción de Darcy “ $f$ ”, es un valor que corresponde a la fricción presente entre un fluido y la superficie por donde fluye. Aquí se muestran dos ecuaciones que permiten la solución directa del factor de fricción; una cubre el flujo laminar [1-36] y la otra el flujo turbulento [1-37].

Para un flujo laminar completamente desarrollado en un tubo circular, este puede hallarse mediante la siguiente ecuación.

- **Factor de fricción para flujo laminar) (<2300)**

- **Intercambiador de calor de doble tubo.**

$$f_{aceite} = \frac{64}{Re} = \frac{64}{141.7396} = 0.4515$$

- **Intercambiador de calor con una pasada de carcasa y 2 pasadas en tubos.**

$$f_{aceite} = \frac{64}{Re} = \frac{64}{61.44} = 0.43$$

- **Factor de fricción para flujo turbulento (>10000)**

$$f = \frac{0.25}{\left[ \log\left( \frac{1}{3.7\left(\frac{D}{\varepsilon}\right)} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2}$$

Haciendo uso de la ecuación [1-37] determinamos el factor de fricción para flujos turbulentos. En este cálculo haremos uso del número de Reynolds del agua calculado con datos de intercambiador de tubos concéntricos. Ya que el número de Reynolds para el agua en el intercambiador de carcasa y tubos está en la zona critica (transición).

En el casco del tubo se usará tubería de hierro galvanizado el cual tiene una rugosidad “ $\varepsilon$ ” de  $1.5 \cdot 10^{-4}$ . Los datos de las rugosidades para diferentes materiales están detallados en la Tabla 1-4.

Sustituyendo los datos tenemos.

$$f = \frac{0.25}{\left[ \log\left( \frac{1}{3.7 \left( \frac{0.035 \text{ m}}{0.00015 \text{ m}} \right)} + \frac{5.74}{21135.9458^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$f_{\text{tubo, agua}} = 0.03372$

Ya que el factor de fricción también se puede determinar mediante el uso del diagrama de Moody Figura 1-18. Determinaremos el factor de fricción del fluido turbulento. Sirviéndonos esta comparativa como explicación de como leer y hacer uso del diagrama. verificaremos la exactitud del resultado mediante el uso del diagrama comparándolo con el valor obtenido de la ecuación. Para hacer una correcta lectura del diagrama es necesario:

- Calcular el número de Reynolds,  $Re = 21135.9458$
- Calcular la rugosidad relativa,  $(D/\varepsilon) = (0.035\text{m}/0.00015\text{m}) = 233.33$
- Identificar el tipo de flujo, Turbulento.

Como primer paso se debe buscar la línea correspondiente a la rugosidad relativa (la representaremos con un color rojo), en la línea vertical del lado derecho del diagrama. En la línea horizontal inferior buscamos el número de Reynolds y proyectamos una línea vertical a  $90^\circ$  que se intercepte con la línea curva que representa la rugosidad relativa (la representaremos con un color azul). Para encontrar el factor de fricción se debe proyectar una

línea horizontal hacia la columna de los factores de fricción ubicados en el costado izquierdo del diagrama de Moody. (Para una mejor identificación se ha proyectado una línea discontinua color verde).

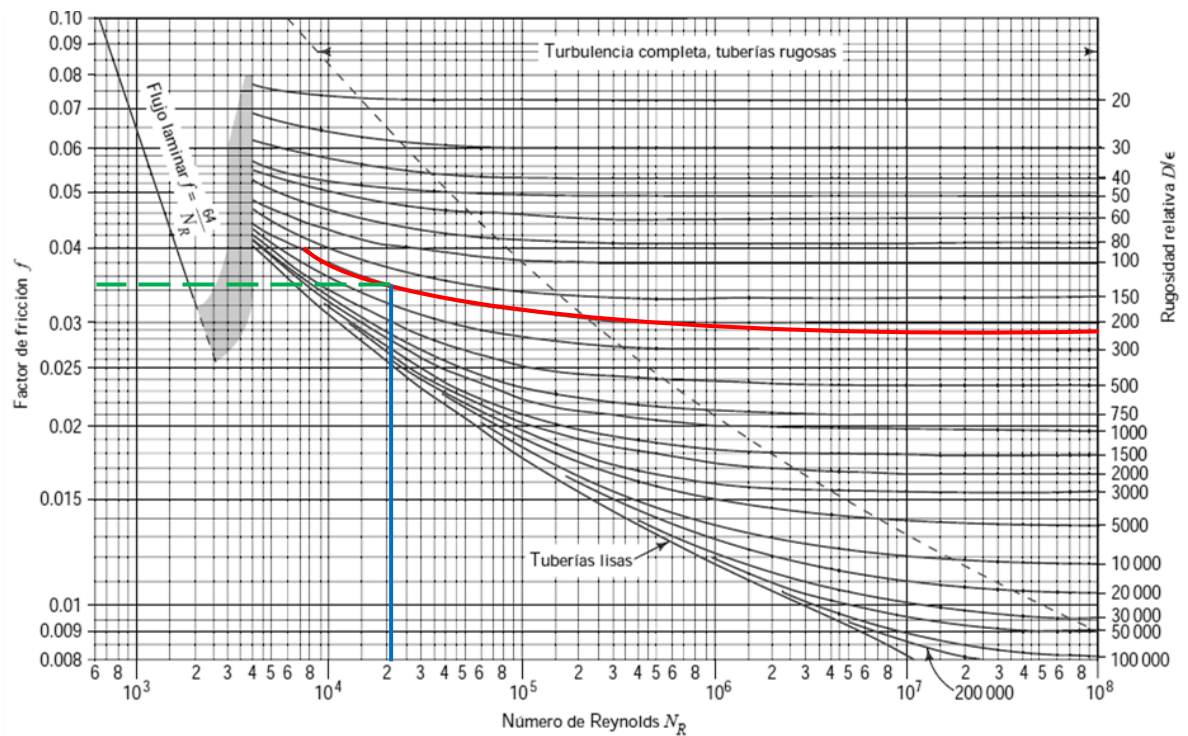


Figura 3.9 Explicación de una correcta lectura del diagrama de Moody, para determinar el factor de fricción. (Fuente: Elaboración propia.)

Como resultado para el factor de fricción hemos obtenido un valor de 0.035 un valor con muy poca desviación del valor obtenido mediante el uso de la ecuación 0.03372.

Partiendo de la determinación de los factores de fricción haremos dos análisis. El primer análisis será para las pérdidas en las tuberías donde se conduce el agua de enfriamiento. Por consiguiente, evaluamos las pérdidas en las tuberías donde se conduce el aceite.

### 3.5.2. Pérdidas en accesorios de tubería.

Como se ha definido en la ecuación (1-38) el factor de Darcy–Weisbach es más práctico describir la pérdida de energía en términos del caudal, en un conducto circular.

Ya que se nos da la variable de la longitud y como bien hemos visto que cada accesorio genera pérdidas y que estas se pueden representar como una longitud equivalente a la tubería que estamos usando como conducto para el fluido.

También sabemos que las longitudes equivalentes se definen con la ecuación (1-44) donde puede resultar algo engorroso, si no se dispone de una tabla con el coeficiente de singularidad del accesorio a evaluar.

Pero ya que el enfoque principal de este trabajo es estudiar los procesos de la transferencia de calor. los cálculos de las pérdidas singulares en accesorios se realizarán con el uso del Abaco en el cual se hace referencia en la Figura (1-17)

Tomaremos como ejemplo de uso de la Figura 1.17 un codo normal de  $90^\circ$ . Resumiremos su uso de la siguiente manera: Se debe hacer un trazo de una línea recta que haga coincidir el accesorio y el diámetro interno de la tubería. El valor detallado en la intersección de la línea trazada se refiere a la longitud equivalente del accesorio evaluado.

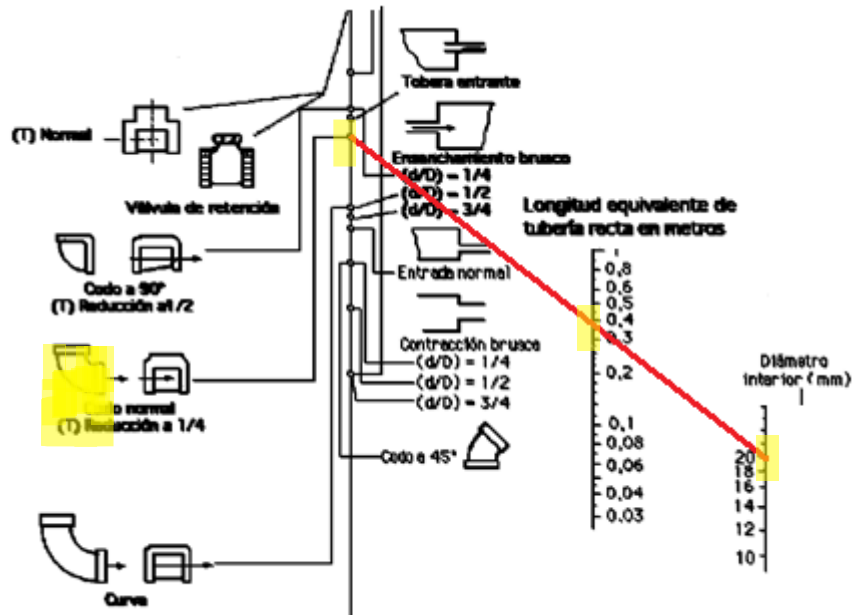


Figura 3.10 Uso de monograma, para la determinación de pérdidas de cargas en accesorios.

En metros de longitud de tubería equivalente.

Dicho en otras palabras. Si tenemos una tubería con un diámetro interno de 19 mm, con una longitud 8 metros y un codo normal de 90°. Como resultado del uso de monograma de la Figura 1-17 se tiene que, las pérdidas de carga son iguales a tener otra tubería de diámetro interno de 19 mm y 8,35 metros.

Ya que se ha explicado el uso del monograma, las longitudes equivalentes por las perdidas debido a la fricción serán enlistadas en los siguientes apartados. Ya que las perdidas deben detallarse tanto en los accesorios de la tubería donde se conduce el agua y en la tubería que conduce el aceite.

### 3.5.3. Pérdidas en accesorios de tubería de agua.

El diagrama general de los accesorios a utilizar en la red de tubería de agua, se detalla de la siguiente manera.

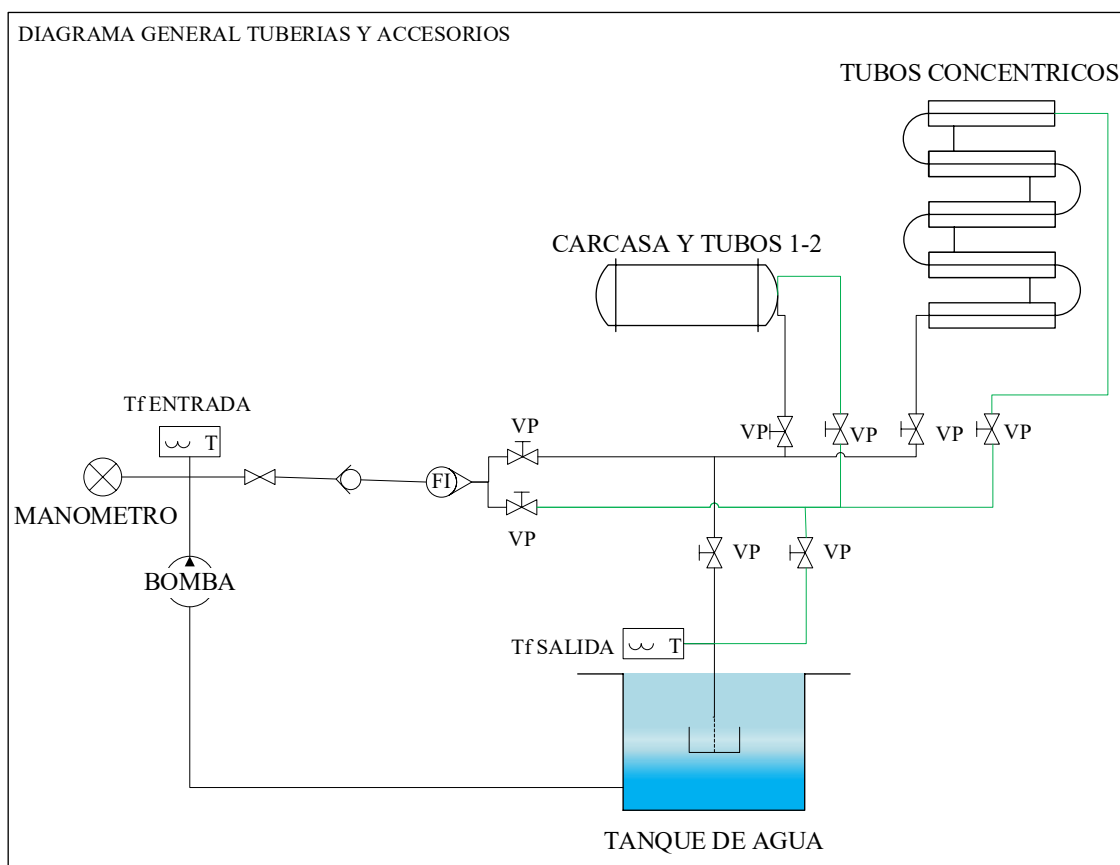


Figura 3.11 Diagrama general tuberías y accesorios, con arreglo de válvulas para direccionar fluido (Fuente: Elaboración propia)

| Pérdidas en accesorios, para un diámetro interno de tubería de 35 mm                    |                       |                       |                      |
|-----------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------|
| ACCESORIOS                                                                              | L. equivalente<br>(m) | Cantidad<br>instalada | L equivalente<br>(m) |
| Pérdidas en expansiones y salidas<br>(0.75/4)                                           | 0.45                  | 2                     | 0.9                  |
| Pérdidas en codos 90°                                                                   | 0.7                   | 7                     | 4.9                  |
| Tee                                                                                     | 1.4                   | 18                    | 25.2                 |
| Válvula de mariposa cerrada 75%                                                         | 10                    | 1                     | 10                   |
| Válvulas esféricas                                                                      | 5                     | 8                     | 40                   |
| Válvulas antirretornos                                                                  | 0.75                  | 1                     | 0.75                 |
| Pérdidas por medidores                                                                  | 8                     | 1                     | 8                    |
| Longitud de intercambiador carcasa y tubo                                               |                       | 1                     | 0.55                 |
| Longitud de intercambiador tubos concéntricos. En disposición de flujo contracorriente. |                       | 1                     | 5                    |
| L equivalente (m) TOTAL                                                                 |                       |                       | 95.3                 |

Tabla 3-9 Sumatoria de longitudes equivalentes para las pérdidas en accesorios y longitudes de los intercambiadores de calor. Para un diámetro interno de tubería de 35 mm

(Fuente: Elaboración propia.)

- *Perdidas de carga, debido a la fricción en el conducto del agua.*

Con la longitud equivalente definida, podemos emplear la ecuación 1-38 para determinar las pérdidas totales. Generadas por la fricción en el conducto del agua.

Factor de fricción de Darcy: 0.03372

Longitud de la tubería: 95.3 m

Diámetro: 13 mm = 0.013 m

Caudal que circula por la tubería: 13 LPM =  $0.00021663 \text{ m}^3/\text{s}$

Sustituyendo tenemos:

$$h_{f_{total}} = f \frac{8 L}{g \cdot \pi^2 \cdot D^5} Q^2$$

$$h_{f_{total}} = 0.03372 * \frac{8 * (95.3 \text{ m})}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \pi^2 \cdot (0.013)^5} (0.00021663 \text{ m}^3/\text{s})^2$$

$$h_{f_{total, \text{ agua}}} = 33.5630 \text{ m}$$

### 3.5.4. Pérdidas en accesorios de tubería de aceite.

El diagrama general de los accesorios a utilizar en la red de tubería de aceite, se detalla de la siguiente manera.

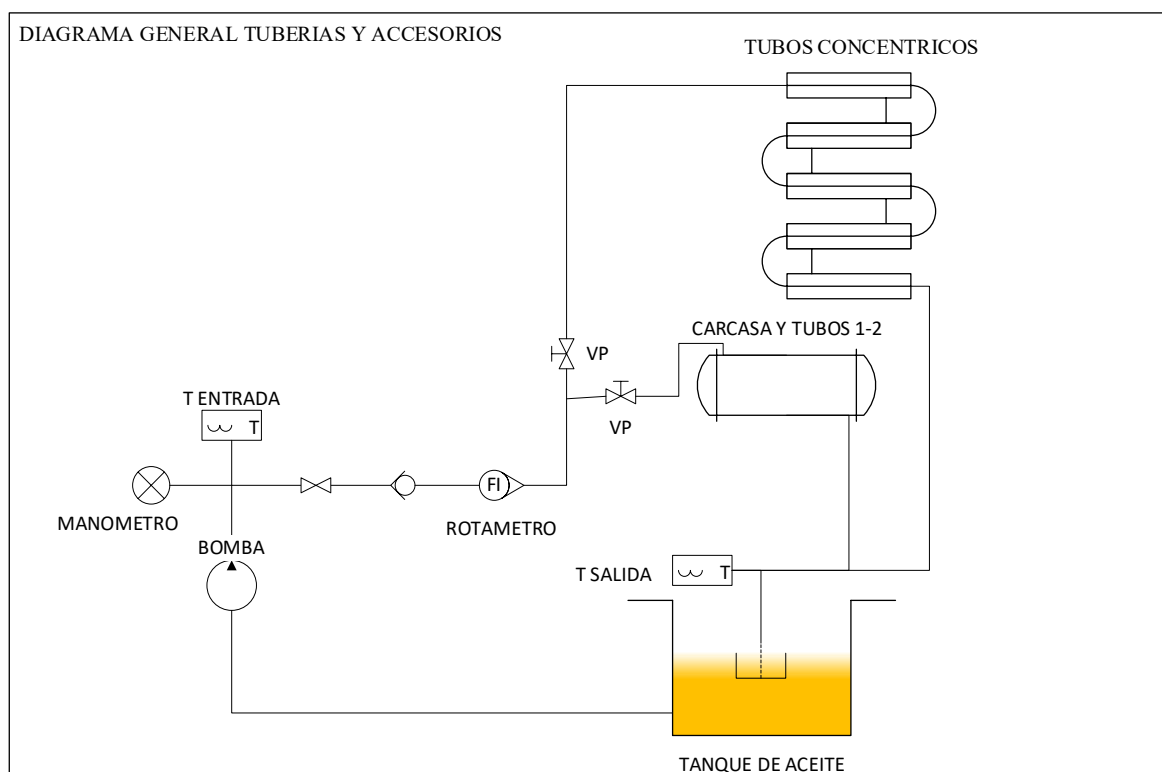


Figura 3.12 Diagrama general tuberías y accesorios, aceite (Fuente: Elaboración propia)

| Pérdidas en accesorios, para un diámetro interno de tubería de 19 mm                           |                       |                       |                      |
|------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------|
| ACCESORIOS                                                                                     | L. equivalente<br>(m) | Cantidad<br>instalada | L equivalente<br>(m) |
| Pérdidas en expansiones y salidas<br>(0.75/4)                                                  | 0.25                  | 2                     | 0.5                  |
| Pérdidas en codos 90°                                                                          | 0.35                  | 7                     | 2.45                 |
| Tee                                                                                            | 0.8                   | 2                     | 1.6                  |
| Pérdidas en curvas 180°                                                                        | 0.9                   | 7                     | 6.3                  |
| Válvula de mariposa cerrada 75%                                                                | 6                     | 1                     | 6                    |
| Válvulas esféricas                                                                             | 2.75                  | 2                     | 5.5                  |
| Válvulas antirretornos                                                                         | 0.75                  | 1                     | 0.75                 |
| Pérdidas por medidores                                                                         | 4                     | 1                     | 4                    |
| Longitud de intercambiador tubos<br>concéntricos. Con disposición de flujo<br>contracorriente. |                       |                       | 5                    |
| L equivalente (m) TOTAL                                                                        |                       |                       | 32.1                 |

Tabla 3-10 Sumatoria de longitudes equivalentes para las pérdidas en accesorios y longitudes de los intercambiadores de calor. Para un diámetro interno de tubería de 19 mm

(Fuente: Elaboración propia.)

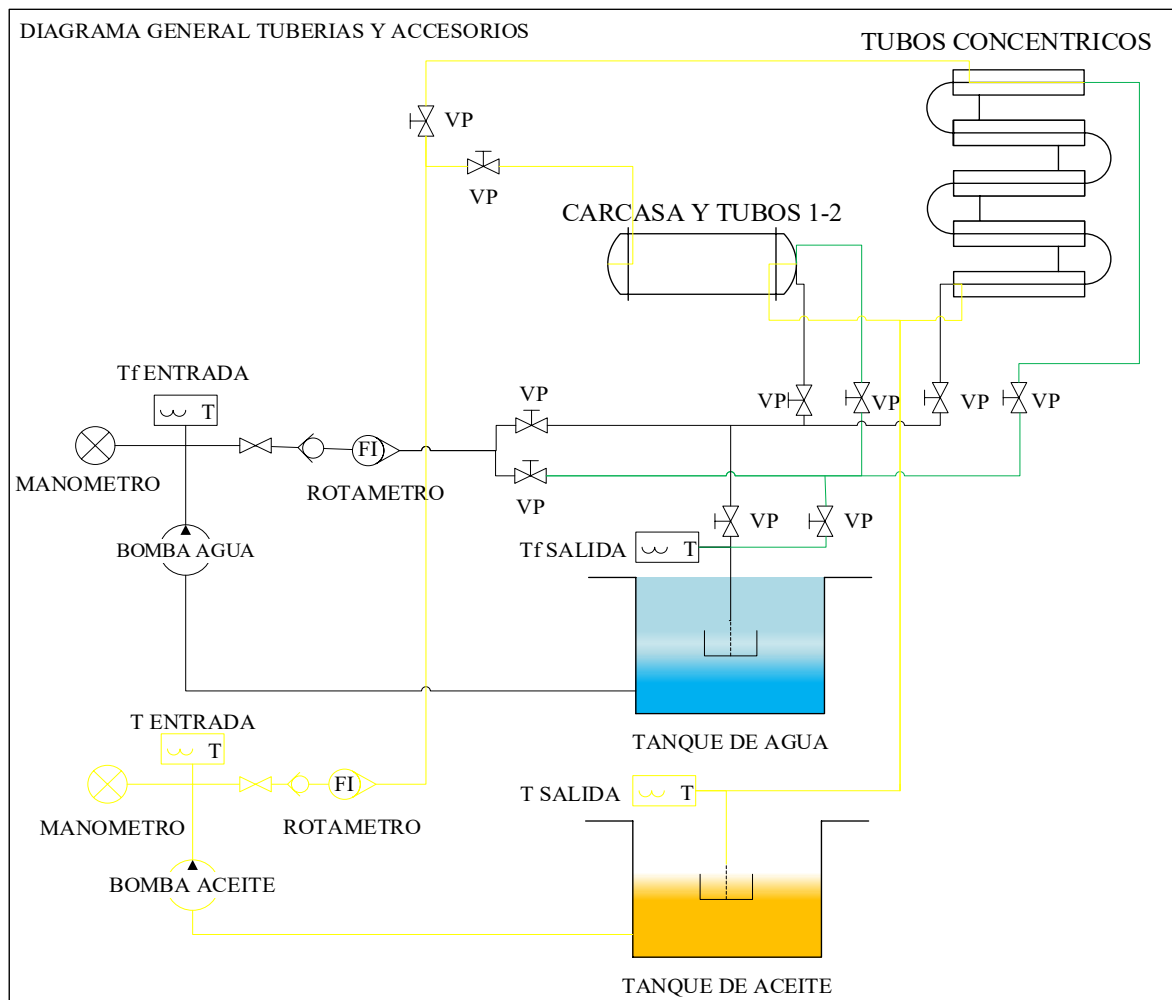


Figura 3.13 Diagrama de conjunto de tuberías y accesorios para el aceite y agua (Fuente:  
Elaboración propia)

- **Perdidas de carga, debido a la fricción en la tubería del aceite.**

Con la longitud equivalente definida, podemos emplear la ecuación 1-38 para determinar las pérdidas totales. Generadas por la fricción en el conducto del agua.

Factor de fricción de Darcy: 0.4515 m

Longitud de la tubería: 31.93 m

Diámetro: 19 mm = 0.019 m

Caudal que circula por la tubería: 31.54 LPM =  $0.000525607 \text{ m}^3/\text{s}$

Sustituyendo tenemos:

$$h_{f_{total}} = f \frac{8 L}{g \cdot \pi^2 \cdot D^5} Q^2$$

$$h_{f_{total}} = 0.43 * \frac{8 * (32.1 \text{ m})}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \pi^2 \cdot (0.019 \text{ m})^5} (0.000525607 \text{ m}^3/\text{s})^2$$

$$h_{f_{total, \text{ aceite}}} = 133.6097 \text{ m}$$

### 3.5.5. Ecuación del sistema o punto de funcionamiento.

Haciendo uso de la ecuación de la altura dinámica del sistema, podemos hacer la sustitución de variables conocidas y determinar la energía añadida al sistema.

$$H_{sis} = \left[ \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + Z_2 \right] + \left[ \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \right] + \sum_i h_{f_i}$$

$$H_{sis} = H_e + H_d + H_f$$

Asumimos en  $H_e$  = Altura estática como cero el valor de la presión 1 y la altura de toma de agua respecto a la bomba “Z1”. Para presión 2 se tomará en cuenta la presión atmosférica de santa tecla la cual tiene un valor de 1011 Pa. Según un estudio... (Contaminación del aire de ITCA, Santa Tecla., s. f.) Quedando la ecuación como.

$$H_{sis} = \left[ \frac{P_2}{\rho g} + Z_2 \right] + \left[ \frac{V_2^2}{2g} \right] + h_{f_{total}}$$

- **Energía añadida al sistema en la tubería del agua.**

Sustituyendo valores obtenemos,  $H_{sis}$ . Para la tubería del agua.

$$H_{sis} = \left[ \frac{1011 \text{ Pa}}{998 \frac{kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^2}} + 1.5 \text{ m} \right] + \left[ \frac{(1.6321 \frac{m}{s})^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} \right] + 33.5630 \text{ m}$$

$$H_{sis \text{ tubería agua}} = 35.3020 \text{ m}$$

- **Energía añadida al sistema en la tubería del aceite.**

Sustituyendo valores obtenemos,  $H_{sis}$ . Para la tubería del agua.

$$H_{sis} = \left[ \frac{1011 \text{ Pa}}{876 \frac{kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^2}} + 1.5 \text{ m} \right] + \left[ \frac{(1.8536 \frac{m}{s})^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} \right] + 133.6097 \text{ m}$$

$$H_{sis \text{ tubería aceite}} = 135.4025 \text{ m}$$

### 3.5.6. Potencia requerida, por las bombas.

Haciendo uso de la ecuación (1-44).

$$P_{A=H_{sis}\gamma Q}$$

Como la densidad ( $\rho$ ) de una sustancia se define como  $m/V$ , se puede escribir al peso específico como.

$$\gamma = \rho * g$$

- **Potencia requerida para la bomba de agua.**

$$P_{Bomba, agua} = H_{sis} * (\rho * g) * Q$$

$$P_{Bomba, agua} = 35.3020m * \left(998 \frac{kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^2}\right) * 0.00021663 \frac{m^3}{s}$$

$$P_{Bomba, agua} = 74.8728 Nm/s = 74.8728 W$$

Para impulsar el fluido de enfriamiento (agua) por la tubería se necesita una potencia de 74.8728 W = 0.1 Hp. Debido a la poca potencia necesaria se hará uso de la bomba con la potencia inmediata superior a la calculada. Y en el mercado salvadoreño se dispone de la bomba marca FOSET, modelo BOAP-1/2F. Es una bomba periférica de uso agrícola. La cual cumple con el flujo de volumen calculado de 13 LPM, teniendo un caudal máximo de 31 LPM y una potencia de 1/2 Hp = 372.85 W.

- **Potencia requerida para la bomba de aceite.**

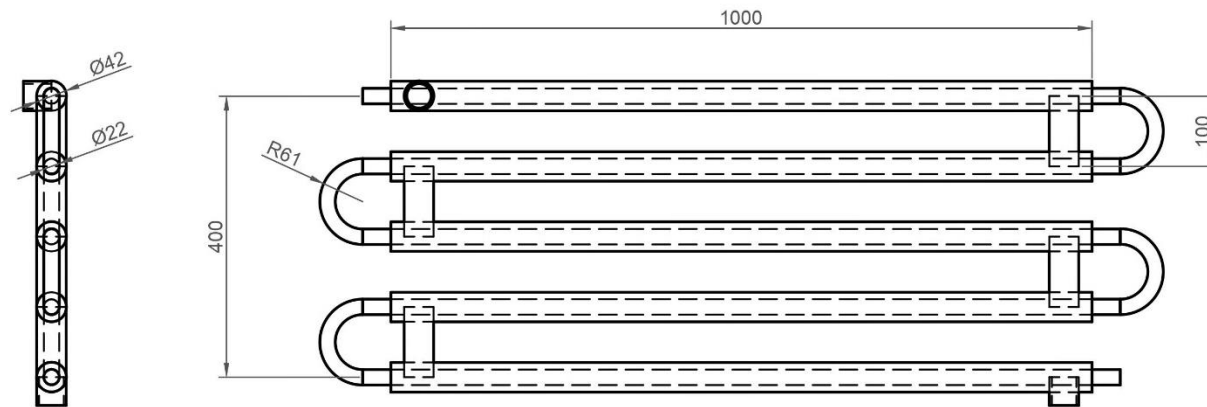
$$P_{Bomba, \text{ aceite}} = 135.4025m * \left( 876 \frac{kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^2} \right) * 0.00052557 \frac{m^3}{s}$$

$$P_{Bomba, \text{ aceite}} = 611.5489 \frac{Nm}{s}$$

Para impulsar el fluido caliente (aceite) por la tubería se necesita una potencia de 611.5489 Nm/s = 0.80 Hp, Se puede considerar el uso de una bomba centrífuga ya que este tipo de bombas pueden bombear líquidos de baja viscosidad como lo es el aceite SAE 50. En el mercado salvadoreño se dispone de una bomba centrífuga marca INGCO, modelo UCPM7508. La cual cumple con el flujo de volumen calculado de 31.53 LPM, teniendo un caudal máximo de 120 LPM y una potencia de 1 Hp = 746 W.

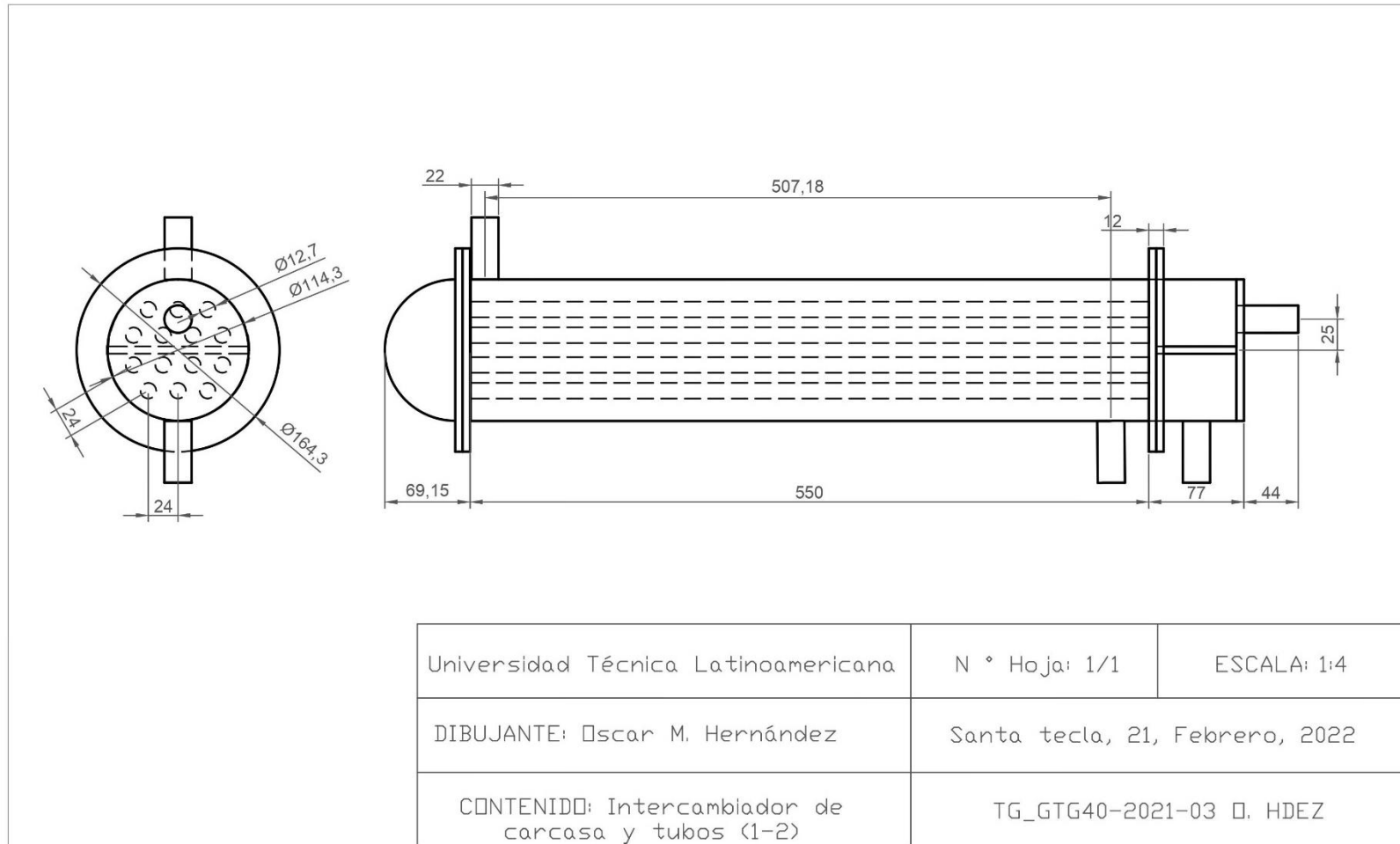
### 3.6. Diseños CAD.

#### 3.6.1. Diseño CAD intercambiador de tubos concéntricos.

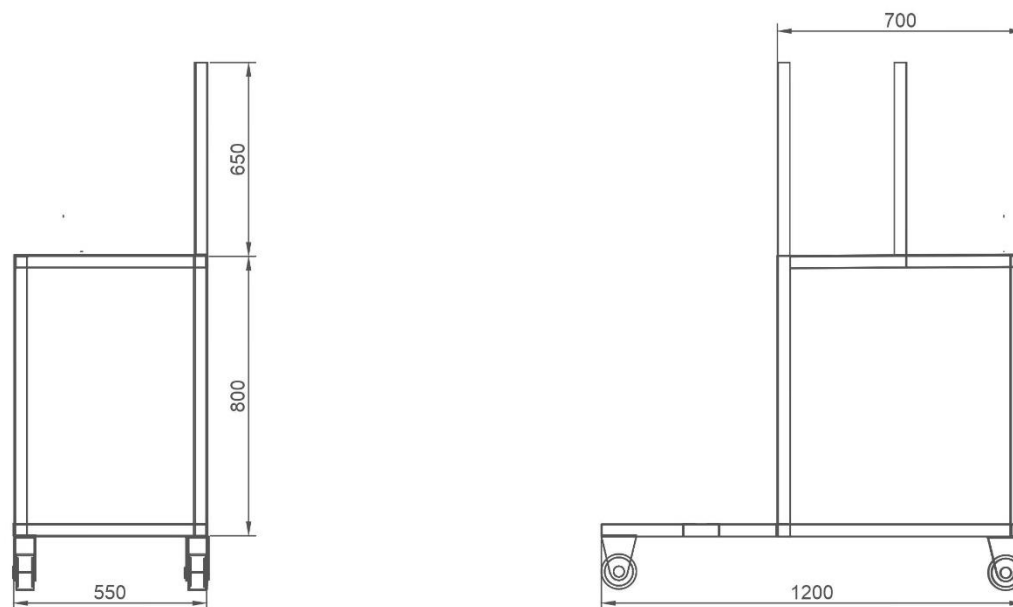


|                                              |                                |             |
|----------------------------------------------|--------------------------------|-------------|
| Universidad Técnica Latinoamericana          | N ° Hoja: 1/1                  | ESCALA: 1:8 |
| DIBUJANTE: Oscar M. Hernández                | Santa tecla, 21, Febrero, 2022 |             |
| CONTENIDO: Intercambiador tubos concéntricos | TG_GTG40-2021-03 O. HDEZ       |             |

### 3.6.2. Diseño CAD intercambiador de carcasa y tubos.

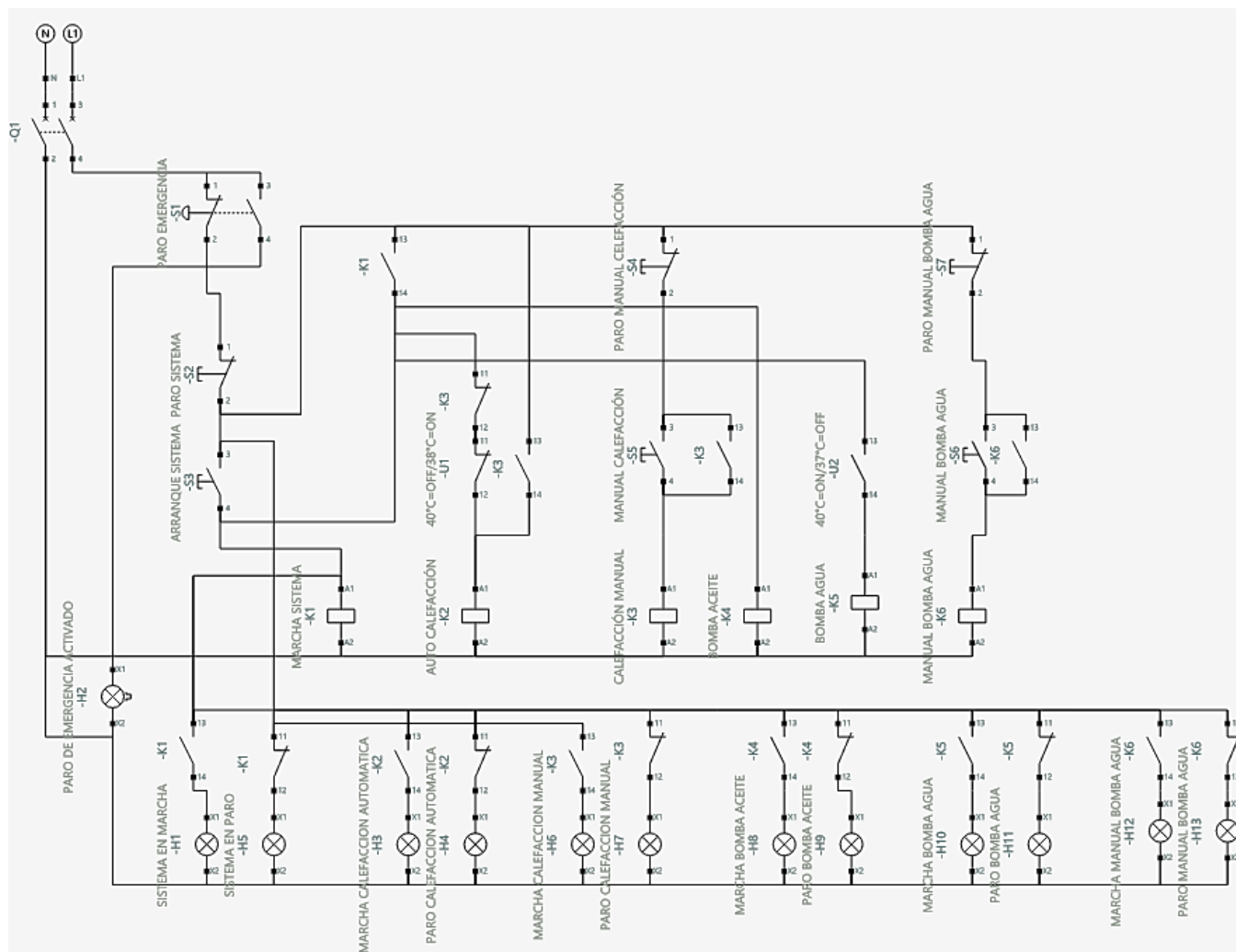


### 3.6.3. Plano estructura de soporte

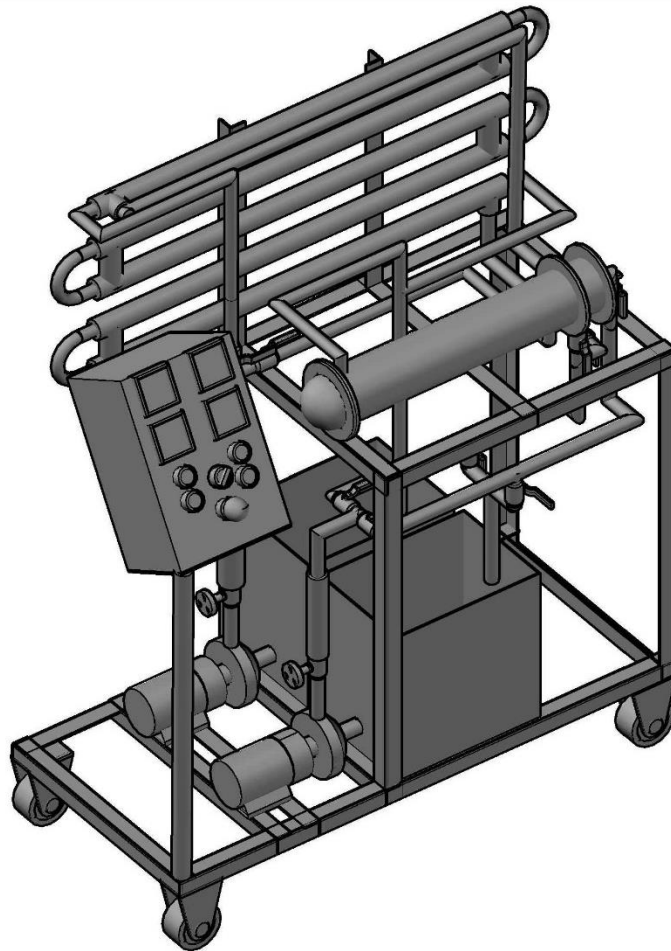


|                                            |                                |              |
|--------------------------------------------|--------------------------------|--------------|
| Universidad Técnica Latinoamericana        | N ° Hoja: 1/1                  | ESCALA: 1:16 |
| DIBUJANTE: Oscar M. Hernández              | Santa tecla, 21, Febrero, 2022 |              |
| CONTENIDO: Estructura de soporte (bancada) | TG_GTG40-2021-03 O. HDEZ       |              |

### 3.6.4. Plano eléctrico de tablero de control



### 3.6.5. Plano ensamblaje de banco de pruebas



Universidad Técnica Latinoamericana

DIBUJANTE: Oscar M. Hernández

CONTENIDO: Ensamble banco de  
pruebas transferencia de calor

N ° Hoja: 1/2

ESCALA: 1:11

Santa tecla, 21, Febrero, 2022

TG\_GTG40-2021-03 O. HDEZ

## **Capítulo IV: Fabricación banco de pruebas**

Como punto de partida se tienen los planos que se realizaron en el capítulo del diseño.

Para la construcción de dicho banco el proceso se divide en diferentes etapas, para que al final se ensamble el banco con todos sus componentes.

El proceso de construcción se divide en:

- Fabricación mecánica estructura de soporte (bancada)
- Fabricación mecánica intercambiador de calor de tubos concéntricos
- Fabricación mecánica intercambiador de calor de tubos y coraza
- Fabricación e instalación de red de tuberías hidráulicas.
- Fabricación mecánica tanque para agua y tanque para aceite.
- Fabricación e instalación de tablero de control de bombas e instrumentación para control de temperaturas.
- Proceso de pintura general del banco.

En el proceso constructivo se incluyen procesos de fabricación tales como: corte, soldadura eléctrica, soldadura autógena, esmerilado, mecanizado en torno para fabricación de bridas y roscas en caños de 1.1/4" y 3/4", perforación y pintura. A continuación, se detalla cada una de las partes antes mencionadas.

#### 4.1 Estructura de soporte (bancada)

La estructura metálica se realizará con perfil de acero estructural de 1.5"x1.5"x 1/8".

Las dimensiones de dicha estructura se especificaron en el apartado 3.6.3.



Figura 4.1 Estructura de soporte (Fuente: Elaboración propia)

El proceso a seguir en la fabricación de la estructura de soporte (bancada) fue el siguiente:

1. Medir y marcar en los perfiles estructurales las piezas de la bancada.
2. Corte de los perfiles estructurales en las diferentes piezas.

3. Armar la base de la estructura, juntando las esquinas de la base.
4. Aplicar puntos para armar la base de la estructura.
5. Verificar que todas las esquinas se encuentren a escuadra a 90°.
6. Realizar los cordones de soldadura de la base.
7. Retirar la escoria generada por los cordones de soldadura.
8. Armar la parte superior de la estructura.
9. Aplicar puntos de soldadura, y revisar que todo se encuentre a escuadra.
10. Soldadura y retirar la escoria generada.
11. Limpiar todas las zonas donde se aplicó soldadura con cepillo de alambre y esmeril angular.

#### **4.2 Intercambiador de calor de tubos concéntricos**

El intercambiador de tubos concéntricos será fabricado con tubería interna de cobre de 3/4” y tubería galvanizada de 1.1/4” para la carcasa del intercambiador. Este comprenderá de 5 secciones o tramos de tuberías que serán dispuestas según el plano de fabricación, estas secciones de tuberías se unirán mediante el uso de accesorios “tee” para garantizar una correcta hermeticidad en las uniones las cuales serán roscadas. Las dimensiones se especificaron en el apartado 3.6.1.



Figura 4.2 Fabricación intercambiador tubos concéntricos (Fuente: Elaboración propia)

El proceso a seguir en la fabricación del intercambiador de tubos concéntricos fue el siguiente:

1. Medir y cortar las secciones de tuberías de 1.1/4" a utilizar para la carcasa.
2. Elaborar roscas 1.1/4 NPT en los dos extremos de los 5 tubos que se utilizaran como carcasa.
3. Ensamblaje de las 5 secciones de carcasa del intercambiador de carcasa y tubos mediante el uso de uniones galvanizadas "tee 1.1/4 NPT"
4. Fabricación de prensaestopas, para colocarlas en los extremos de cada una de las 5 secciones de las carcasas.
5. Enderezar y cortar secciones rectas de tuberías de cobre de 3/4"
6. Ensamblar prensa estopas.
7. Soldar tubería de cobre en prensaestopas.
8. Soldar 4 curvas en tuberías de cobre ara unir las 5 secciones de tuberías.
9. Limpiar todas las zonas donde se aplicó soldadura con cepillo de alambre
10. Soldar conectores de 3/4" NPT en los extremos de entrada y salida de la tubería de cobre

### 4.3 Intercambiador de calor de tubos y coraza

Para la fabricación de este intercambiador de carcasa y tubos es necesaria la fabricación de 4 bridas. Ya que los cabezales del intercambiador deben ser desmontables para facilitar limpieza interna en caso de obstrucciones por contaminantes externos “suciedad”. Las dimensiones se especificaron en el apartado 3.6.2.



Figura 4.3 Fabricación intercambiador carcasa y tubos 1-2 (Fuente: Elaboración propia)

El proceso a seguir en la fabricación del intercambiador de tubos concéntricos fue el siguiente:

1. Medir y cortar 4 bridas en chapa de acero 1020, espesor 3/8"
2. Mecanizar 4 bridas en torno (refrentado y cilindrado),
3. Trazar agujeros en bridas y perforar.
4. Cortar sección de tubo de 4.0" que se utilizara como carcasa.

5. Fabricación de 2 cabezales para los extremos del intercambiador.
6. Soldar 4 codos de 3/4" NPT. Para la entrada y la salida de los fluidos.
7. Enderezar y cortar los 14 tubos de cobre 3/8" de diámetro.
8. Ensamblar los 14 tubos en el tubo de carcasa y las dos bridas extremas de la carcasa.
9. Soldar los 14 tubos de cobre en las bridas extremas de la carcasa.
10. Limpiar todas las zonas donde se aplicó soldadura con cepillo de alambre.
11. Elaborar dos empaquetaduras para unión hermética de los dos cabezales extremos del intercambiador.
12. Armado de intercambiador, unión de cabezales extremos.

#### 4.4 Red de tuberías hidráulicas

Para hacer un correcto dimensionamiento de las tuberías es necesario determinar el punto de origen y final, en este caso el origen es la salida de las bombas, por lo cual es necesario instalarlas previamente y con el uso de instrumentos de medición determinar las longitudes de los niples a utilizar o mangueras.

Cuando se hacen instalaciones hidráulicas siempre es necesario hacer uso de uniones universales para facilitar el recambio de elementos o corrección de fugas en el sistema.



Figura 4.4 Fabricación y conexión de tuberías hidráulicas (Fuente: Elaboración propia)

El proceso a seguir en la fabricación de la red de tubería hidráulica fue el siguiente:

1. Instalar bombas de 1Hp y 1/2 Hp, verificar que las tomas de agua queden a la misma altura, ya que los tanques serán instalados de forma paralela. Para que las tomas de agua queden simétricas es necesario aumentar 32 mm la altura de la bancada de la bomba de 1/2 Hp.
2. Instalación de válvulas e instrumentación para medición de flujo.
3. Fabricación de niples en tubería galvanizada de 3/4" con longitudes mayores a 4".
4. Ya que la instalación de la red de tubería más compleja es la que conducirá el agua de enfriamiento, por lo cual será la primera en ser instalada. Para garantizar un correcto funcionamiento de la bomba de agua de enfriamiento se ha instalado un controlador de presión y sensor de flujo. Debido a que en esta red de tuberías se dispondrá de 9 válvulas la probabilidad de dejar cerrada una válvula es alta, este controlador apagará la bomba en caso de no censar flujo de agua o una presión mayor a 80 PSI.
5. Instalación de tubería para fluido caliente "aceite", ya que la disposición de flujo no será variable para este fluido la conexión de la red hidráulica es más fácil. Ya que la salida de la bomba será conectada en la confección extrema inferior de ambos intercambiadores. Y la salida del intercambiador ira directo al tanque.
6. Se verifico el buen funcionamiento de las 12 válvulas después de la instalación, ya que estas podrían dañarse debido a una mala instalación.

#### **4.5 Tanque para agua y tanque para aceite**

Para un correcto funcionamiento de las bombas es necesario mantener un nivel superior a la succión de la tubería, y debido a que al poner en marcha la bomba tanto de aceite o agua el nivel bajará debido a que una parte del fluido estará en el sistema de red de tuberías y en el interior de los intercambiadoras. Se dimensionará un tanque con capacidad de almacenamiento de 20 litros máximo también se debe tomar la cuenta que se dará un margen para una capacidad total de 30 litros para evitar rebalses o salpicaduras durante traslados del

banco de pruebas. Estos tanques tendrán una tapa superior desmontable, un nivel para verificación de llenado lateral y una válvula de drenaje en caso de ser necesario vaciar los tanques.



Figura 4.5 Fabricación tanques almacenamiento (Fuente: Elaboración propia)

El proceso a seguir en la fabricación de los tanques fue el siguiente:

1. Marcar y cortar las 5 caras principales del tanque.
2. Conformer y unir mediante puntos de soldadura los tanques
3. Verificar un correcto escuadre de las 5 caras del tanque.
4. Perforar las tomas de agua y en el caso del tanque que almacenara aceite se soldó una camisa galvanizada de 1" NPT en la cual ira instalada la resistencia eléctrica para calentar el fluido almacenado.
5. Soldar mediante unión de puntos las secciones de láminas que conforman el tanque de almacenamiento.
6. Limpiar todas las zonas donde se aplicó soldadura con cepillo de alambre.

7. Se llenaron los tanques con agua para verificar la ausencia de fugas por las soldaduras.

#### 4.6 Tablero de control

La elaboración del tablero de control es una parte fundamental para este proyecto ya que con la ayuda de este podremos fijar parámetros en los controladores de temperatura que dispondrá y así se podrá operar el banco de prueba de una forma automática. Esto ayuda a que el estudiante este más concentrado en la toma de datos del equipo y observación del funcionamiento

Se dispondrá de un mando de marcha y paro manual para la bomba de agua para verificar su correcto funcionamiento previo a iniciar la marcha automática. para la resistencia eléctrica también se dispondrá un mando de marcha y paro manual para poder precalentar el fluido caliente.



Figura 4.6 Instalación y pruebas de tablero de control (Fuente: Elaboración propia)

El proceso a seguir en la fabricación del tablero de control fue el siguiente:

1. Se solicito asesoramiento para el diseño del control eléctrico con un electricista conocedor en el tema, ya que con él se aclararon dudas e hizo recomendaciones sobre que componentes y marcas de fabricantes usar.
2. En base al diagrama eléctrico de control se enlistaron todos los componentes necesarios a utilizar, llámense estos: autómatos, relés, contactores, pulsadores, señalizaciones luminosas, controladores de temperatura.
3. Se busco una caja de registro con dimensiones suficientes para almacenar todos los componentes eléctricos, ya que se desconocía el tamaño real de los componentes.
4. Se hizo una distribución preliminar del tablero de control, para posteriormente hacer las perforaciones para alojar todos los componentes en base a lo antes visto.
5. Se realizaron las conexiones eléctricas y pruebas de funcionamiento del tablero de control. Sin conectar los equipos (bombas, resistencia eléctrica)
6. Se realizo la programación de los dos controladores de temperatura, la cual fue necesaria para el control automático de la bomba agua y resistencia eléctrica.
7. Se hicieron pruebas simulando los incrementos de temperatura haciendo uso de un encendedor para inducir calor en las termocuplas y verificar que el tablero de control funcionara como se requería.
8. Posterior se fabricó una base de soporte para la caja de control.
9. Se realizaron las conexiones en los equipos a controlar

Se llenaron los tanques con agua para hacer trabajar las bombas Ya que se tiene una presión positiva, no es necesario cebar las bombas. Durante las pruebas de funcionamiento se detectaron 5 fugas en las soldaduras, las cuales fueron corregidas.

El banco de pruebas ha tenido un resultado exitoso ya que se ha verificado que si hay una transferencia de calor efectiva en ambos intercambiadores. Se realizarán arreglos estéticos en el banco de pruebas como pintura y señalizaciones de seguridad e identificación de válvulas para brindar al usuario una interfaz de fácil comprensión de uso.

## Capítulo V: Pruebas y resultados

Se realizó pruebas de funcionamiento a los dos intercambiadores de calor, donde se hizo uso de las variables previamente definidas y calculadas en el capítulo 3 correspondientes al diseño. Las cuáles serán detalladas en la tabla 5.1. tomando estos parámetros como base para la operación del banco de pruebas. Se realizarán pruebas tanto en el intercambiador de calor de tubos concéntricos como en el intercambiador de calor de carcasa y tubos. Pruebas a realizarse con disposiciones de flujo en paralelo y como flujo a contracorriente para el intercambiador de calor de tubos concéntricos.

| Parámetros de<br>operación banco<br>de pruebas | Unidades | Fluido frio | Fluido caliente |
|------------------------------------------------|----------|-------------|-----------------|
| Temperatura de<br>entrada                      | °C       | 20          | 40              |
| Caudal                                         | LPM      | 13          | 32              |

Con los parámetros de operación previamente detallados se obtuvieron los siguientes resultados:

## 5.1 Pruebas intercambiador de calor tubos concéntricos

Se realizó dos tipos de pruebas, operando el intercambiador de calor de tubos concéntricos con disposición de flujo en paralelo y contracorriente, se obtuvieron los siguientes resultados:

### Flujo paralelo:

| Tiempo (minuto) | Caudal Agua (LPM) | Caudal Aceite (LPM) | Temperaturas del Agua |             | Temperaturas del Aceite |             |
|-----------------|-------------------|---------------------|-----------------------|-------------|-------------------------|-------------|
|                 |                   |                     | T entrada °C          | T salida °C | T entrada °C            | T salida °C |
| 1               | 13                | 32                  | 18                    | 20          | 42                      | 42          |
| 2               |                   |                     | 19                    | 20          | 43                      | 42          |
| 3               |                   |                     | 19                    | 20          | 43                      | 40          |
| 4               |                   |                     | 20                    | 20          | 43                      | 39          |
| 5               |                   |                     | 21                    | 21          | 42                      | 38          |
| 6               |                   |                     | 22                    | 22          | 42                      | 38          |
| 7               |                   |                     | 22                    | 23          | 42                      | 38          |
| 8               |                   |                     | 22                    | 23          | 41                      | 38          |
| 9               |                   |                     | 22                    | 23          | 41                      | 38          |
| 10              |                   |                     | 22                    | 23          | 41                      | 38          |
| Promedio        |                   |                     | 20.7                  | 21.5        | 42                      | 39.1        |

Para determinar la transferencia de calor máxima, se definen las capacidades caloríficas de los fluidos frío y caliente, donde los subíndices “f” y “c” denotan frío y caliente.

$$C_c = \dot{m}_c C_{p_c} \quad y \quad C_f = \dot{m}_f C_{p_f}$$

Para hacer uso de la ecuación es necesario Pasamos el flujo de volumen establecido ( $m^3/s$ ) , a flujo de masa ( $kg/s$ ).

•**Determinación de flujo masico del fluido frio (Agua):**

$$13 \text{ LPM} * \left( \frac{1 \frac{m^3}{s}}{60000 \text{ LPM}} \right) = 0.000216667 \left( \frac{m^3}{s} \right)$$

Ahora transformamos el flujo de volumen a flujo de masa. Para lo cual se debe multiplicar el flujo de masa por su densidad (Agua a 20.7 °C)

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 0.000216667 \left( \frac{m^3}{s} \right) * 998.0 \frac{kg}{m^3} = 0.2162 \frac{Kg}{s}$$

•**Determinación de flujo masico del fluido caliente (Aceite):**

$$32 \text{ LPM} * \left( \frac{1 \frac{m^3}{s}}{60000 \text{ LPM}} \right) = 0.000533333 \left( \frac{m^3}{s} \right)$$

Ahora transformamos el flujo de volumen a flujo de masa. Para lo cual se debe multiplicar el flujo de masa por su densidad (Aceite 42 °C)

$$\dot{m}_{\text{aceite}} = 0.000533333 \left( \frac{m^3}{s} \right) * 876.0 \frac{kg}{m^3} = 0.4672 \frac{Kg}{s}$$

Utilizando los datos promedios de las temperaturas obtenidas en la prueba determinaremos el calor especifico de los fluidos mediante el uso de la Figura 1-9 Propiedades del agua saturada y Figura 1-10 Propiedades de los líquidos. Ya que los valores obtenidos de las temperaturas promedio son intermedios a los datos presentados en las tablas es necesario encontrarlos por medio del método de interpolación lineal.

| Propiedades de los fluidos a utilizar | Unidades                | Agua a 20.7 °C | Aceite de motor (SAE 50) a 42 °C |
|---------------------------------------|-------------------------|----------------|----------------------------------|
| Calor Específico ( $C_p$ )            | $\frac{J}{kg^{\circ}C}$ | 4181.72        | 1972.4                           |

•Determinamos los coeficientes de transferencia de calor del fluido frio y caliente.

$$C_{Agua} = C_p * \dot{m} = 4181.72 \frac{J}{kg^{\circ}C} \left( 0.2162 \frac{Kg}{s} \right) = 904.087864 \frac{W}{^{\circ}C}$$

$$C_{Aceite} = C_p * \dot{m} = 1972.4 \frac{J}{kg^{\circ}C} \left( 0.4672 \frac{kg}{s} \right) = 921.50528 \frac{W}{^{\circ}C}$$

Posterior al cálculo de los coeficientes de transferencia de calor definiremos el flujo de calor con la ecuación [1-27]. Es decir, la razón de la transferencia de calor en un intercambiador es igual a la razón de capacidad calorífica de cualquiera de los dos fluidos multiplicada por el cambio de temperatura en ese fluido.

$$\text{Si } C_{fria} = C_{min}: \varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{C_{fria} (T_{fria, salida} - T_{fria, entrada})}{C_{fria} (T_{caliente, entrada} - T_{fria, entrada})}$$

Para este cálculo de la transferencia de calor real utilizaremos la diferencia de temperatura promedio. Siendo esta 0.8 °C, la cual corresponde al fluido frio (Agua).

$$\dot{Q} = C_{fria} (T_{fria, salida} - T_{fria, entrada})$$

$$\dot{Q} = 904.087864 \frac{W}{^{\circ}C} * (21.5 - 20.7) ^{\circ}C$$

$$\dot{Q} = 723.2702912 W$$

Según los valores calculados  $C_{agua} < C_{aceite}$  es decir que la capacidad calorífica del agua es el  $C_{min}$  con el cual se calcula la máxima transferencia de calor posible con la temperatura de entrada de los fluidos.

$$\dot{Q}_{max} = C_{fria} (T_{caliente, entrada} - T_{fria, entrada})$$

$$\dot{Q}_{max} = 904.087864 \frac{W}{^{\circ}C} * (42 - 20.7) ^{\circ}C$$

$$\dot{Q}_{max} = 19257.0715 W$$

•**Determinamos la efectividad**

Definiremos la eficiencia de este intercambiador con la formula general 1-27. Ya que desconocemos las unidades de transferencia de calor (NTU).

$$\varepsilon = \frac{Q}{\dot{Q}_{max}} = \frac{Tranferencia\ de\ calor\ real}{Maxima\ transferencia\ de\ calor}$$

$$\frac{723.2702912 W}{19257.0715 W} = 0.037558685$$

**Flujo contracorriente:**

| Tiempo<br>(minuto) | Caudal<br>Agua<br>(LPM) | Caudal<br>Aceite<br>(LPM) | Temperaturas del Agua |             | Temperaturas del Aceite |             |
|--------------------|-------------------------|---------------------------|-----------------------|-------------|-------------------------|-------------|
|                    |                         |                           | T entrada °C          | T salida °C | T entrada °C            | T salida °C |
| 1                  | 13                      | 32                        | 19                    | 20          | 40                      | 40          |
| 2                  |                         |                           | 19                    | 20          | 40                      | 39          |
| 3                  |                         |                           | 19                    | 20          | 40                      | 39          |
| 4                  |                         |                           | 20                    | 21          | 40                      | 39          |
| 5                  |                         |                           | 21                    | 21          | 40                      | 39          |
| 6                  |                         |                           | 21                    | 22          | 39                      | 39          |
| 7                  |                         |                           | 21                    | 22          | 39                      | 39          |
| 8                  |                         |                           | 21                    | 22          | 39                      | 39          |
| 9                  |                         |                           | 22                    | 23          | 39                      | 39          |
| 10                 |                         |                           | 22                    | 23          | 39                      | 39          |
| Promedio           |                         |                           | 20.5                  | 21.4        | 39.5                    | 39.1        |

Para determinar la transferencia de calor máxima, se definen las capacidades caloríficas de los fluidos frío y caliente, donde los subíndices “f” y “c” denotan frío y caliente.

$$C_c = \dot{m}_c C_{p_c} \quad y \quad C_f = \dot{m}_f C_{p_f}$$

Para hacer uso de la ecuación es necesario Pasamos el flujo de volumen establecido ( $m^3/s$ ) , a flujo de masa ( $kg/s$ ).

**•Determinación de flujo masico del fluido frio (Agua):**

$$13 \text{ LPM} * \left( \frac{1 \frac{m^3}{s}}{60000 \text{ LPM}} \right) = 0.000216667 \left( \frac{m^3}{s} \right)$$

Ahora transformamos el flujo de volumen a flujo de masa. Para lo cual se debe multiplicar el flujo de masa por su densidad (Agua a 20.5 °C)

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 0.000216667 \left( \frac{m^3}{s} \right) * 998.0 \frac{kg}{m^3} = 0.2162 \frac{Kg}{s}$$

•**Determinación de flujo masico del fluido caliente (Aceite):**

$$32 \text{ LPM} * \left( \frac{1 \frac{m^3}{s}}{60000 \text{ LPM}} \right) = 0.000533333 \left( \frac{m^3}{s} \right)$$

Ahora transformamos el flujo de volumen a flujo de masa. Para lo cual se debe multiplicar el flujo de masa por su densidad (Aceite 39.5 °C)

$$\dot{m}_{\text{aceite}} = 0.000533333 \left( \frac{m^3}{s} \right) * 876.0 \frac{kg}{m^3} = 0.4672 \frac{Kg}{s}$$

Utilizando los datos promedios de las temperaturas obtenidas en la prueba determinaremos el calor especifico de los fluidos mediante el uso de la Figura 1-9 Propiedades del agua saturada y Figura 1-10 Propiedades de los líquidos. Ya que los valores promedios obtenidos en tablas es necesario encontrarlos por medio del método de interpolación lineal.

| Propiedades de los fluidos a utilizar | Unidades                | Agua a 20.5 °C | Aceite de motor (SAE 50) a 39.5 °C |
|---------------------------------------|-------------------------|----------------|------------------------------------|
| Calor Específico ( $C_p$ )            | $\frac{J}{kg^{\circ}C}$ | 4181.8         | 1961.925                           |

•Determinamos los coeficientes de transferencia de calor del fluido frio y caliente.

$$C_{Agua} = C_p * \dot{m} = 4181.8 \frac{J}{kg^{\circ}C} \left( 0.2162 \frac{Kg}{s} \right) = 904.10516 \frac{W}{^{\circ}C}$$

$$C_{Aceite} = C_p * \dot{m} = 1961.925 \frac{J}{kg^{\circ}C} ^{\circ}C \left( 0.4672 \frac{kg}{s} \right) = 916.61136 \frac{W}{^{\circ}C}$$

Posterior al cálculo de los coeficientes de transferencia de calor definiremos el flujo de calor con la ecuación [1-27]. Es decir, la razón de la transferencia de calor en un intercambiador es igual a la razón de capacidad calorífica de cualquiera de los dos fluidos multiplicada por el cambio de temperatura en ese fluido.

$$\text{Si } C_{fria} = C_{min}: \varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{C_{fria} (T_{fria, salida} - T_{fria, entrada})}{C_{fria} (T_{caliente, entrada} - T_{fria, entrada})}$$

Para este cálculo de la transferencia de calor real utilizaremos la diferencia de temperatura promedio. Siendo esta 0.9 °C, la cual corresponde al fluido frio (Agua).

$$\dot{Q} = C_{fria} (T_{fria, salida} - T_{fria, entrada})$$

$$\dot{Q} = 904.087864 \frac{W}{^{\circ}C} * (21.4 - 20.5) ^{\circ}C$$

$$\dot{Q} = 813.694644W$$

Según los valores calculados  $C_{agua} < C_{aceite}$  es decir que la capacidad calorífica del agua es el  $C_{min}$  con el cual se calcula la máxima transferencia de calor posible con la temperatura de entrada de los fluidos.

$$\dot{Q}_{max} = C_{fria} (T_{caliente, entrada} - T_{fria, entrada})$$

$$\dot{Q}_{max} = 904.087864 \frac{W}{^{\circ}C} * (39.5 - 20.5) ^{\circ}C$$

$$\dot{Q}_{max} = 17177.99804 W$$

•**Determinamos la efectividad**

Definiremos la eficiencia de este intercambiador con la formula general 1-27. Ya que desconocemos las unidades de transferencia de calor (NTU).

$$\varepsilon = \frac{Q}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\textit{Tranferencia de calor real}}{\textit{Maxima transferencia de calor}}$$

$$\frac{813.694644 \textit{ W}}{17177.99804 \textit{ W}} = 0.04736842$$

## 5.2 Pruebas intercambiador de calor carcasa y tubos

Se realizó dos tipos de pruebas, operando el intercambiador de calor de carcasa y tubos de 1 paso por la carcasa y dos pasos por los tubos, se obtuvieron los siguientes resultados:

| Tiempo<br>(minuto) | Caudal<br>Agua<br>(LPM) | Caudal<br>Aceite<br>(LPM) | Temperaturas del Agua |             | Temperaturas del Aceite |             |
|--------------------|-------------------------|---------------------------|-----------------------|-------------|-------------------------|-------------|
|                    |                         |                           | T entrada °C          | T salida °C | T entrada °C            | T salida °C |
| 1                  | 13                      | 32                        | 6                     | 7           | 44                      | 43          |
| 2                  |                         |                           | 6                     | 7           | 45                      | 43          |
| 3                  |                         |                           | 6                     | 7           | 45                      | 43          |
| 4                  |                         |                           | 6                     | 7           | 45                      | 43          |
| 5                  |                         |                           | 7                     | 8           | 44                      | 42          |
| 6                  |                         |                           | 7                     | 8           | 43                      | 42          |
| 7                  |                         |                           | 7                     | 8           | 43                      | 42          |
| 8                  |                         |                           | 7                     | 8           | 43                      | 41          |
| 9                  |                         |                           | 8                     | 9           | 43                      | 41          |
| 10                 |                         |                           | 8                     | 9           | 42                      | 41          |
| Promedio           |                         |                           | 6.8                   | 7.8         | 43.7                    | 42.1        |

Para determinar la transferencia de calor máxima, se definen las capacidades caloríficas de los fluidos frío y caliente, donde los subíndices “f” y “c” denotan frío y caliente.

$$C_c = \dot{m}_c C_{p_c} \quad y \quad C_f = \dot{m}_f C_{p_f}$$

Para hacer uso de la ecuación es necesario Pasamos el flujo de volumen establecido ( $m^3/s$ ) , a flujo de masa ( $kg/s$ ).

•**Determinación de flujo masico del fluido frio (Agua):**

$$13 \text{ LPM} * \left( \frac{1 \frac{m^3}{s}}{60000 \text{ LPM}} \right) = 0.000216667 \left( \frac{m^3}{s} \right)$$

Ahora transformamos el flujo de volumen a flujo de masa. Para lo cual se debe multiplicar el flujo de masa por su densidad (Agua a 6.8 °C)

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 0.000216667 \left( \frac{m^3}{s} \right) * 998.0 \frac{kg}{m^3} = 0.2162 \frac{Kg}{s}$$

•**Determinación de flujo masico del fluido caliente (Aceite):**

$$32 \text{ LPM} * \left( \frac{1 \frac{m^3}{s}}{60000 \text{ LPM}} \right) = 0.000533333 \left( \frac{m^3}{s} \right)$$

Ahora transformamos el flujo de volumen a flujo de masa. Para lo cual se debe multiplicar el flujo de masa por su densidad (Aceite 43.7 °C)

$$\dot{m}_{\text{aceite}} = 0.000533333 \left( \frac{m^3}{s} \right) * 876.0 \frac{kg}{m^3} = 0.4672 \frac{Kg}{s}$$

Utilizando los datos promedios de las temperaturas obtenidas en la prueba determinaremos el calor especifico de los fluidos mediante el uso de la Figura 1-9 Propiedades del agua saturada y Figura 1-10 Propiedades de los líquidos. Ya que los valores promedios obtenidos en tablas es necesario encontrarlos por medio del método de interpolación lineal.

| Propiedades de los fluidos a utilizar | Unidades                | Agua a 6.8 °C | Aceite de motor (SAE 50) a 43.7 °C |
|---------------------------------------|-------------------------|---------------|------------------------------------|
| Calor Específico ( $C_p$ )            | $\frac{J}{kg^{\circ}C}$ | 2485.68       | 1979.54                            |

•Determinamos los coeficientes de transferencia de calor del fluido frio y caliente.

$$C_{Agua} = C_p * \dot{m} = 2485.68 \frac{J}{kg^{\circ}C} \left( 0.2162 \frac{Kg}{s} \right) = 537.404016 \frac{W}{^{\circ}C}$$

$$C_{Aceite} = C_p * \dot{m} = 1979.54 \frac{J}{kg^{\circ}C} ^{\circ}C \left( 0.4672 \frac{kg}{s} \right) = 924.841088 \frac{W}{^{\circ}C}$$

Posterior al cálculo de los coeficientes de transferencia de calor definiremos el flujo de calor con la ecuación [1-27]. Es decir, la razón de la transferencia de calor en un intercambiador es igual a la razón de capacidad calorífica de cualquiera de los dos fluidos multiplicada por el cambio de temperatura en ese fluido.

$$\text{Si } C_{fria} = C_{min}: \varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{C_{fria} (T_{fria, salida} - T_{fria, entrada})}{C_{fria} (T_{caliente, entrada} - T_{fria, entrada})}$$

Para este cálculo de la transferencia de calor real utilizaremos la diferencia de temperatura promedio. Siendo esta 0.9 °C, la cual corresponde al fluido frio (Agua).

$$\dot{Q} = C_{fria} (T_{fria, salida} - T_{fria, entrada})$$

$$\dot{Q} = 537.404016 \frac{W}{^{\circ}C} * (7.8 - 6.8) ^{\circ}C$$

$$\dot{Q} = 537.404016 W$$

Según los valores calculados  $C_{agua} < C_{aceite}$  es decir que la capacidad calorífica del agua es el  $C_{min}$  con el cual se calcula la máxima transferencia de calor posible con la temperatura de entrada de los fluidos.

$$\dot{Q}_{max} = C_{fria} (T_{caliente, entrada} - T_{fria, entrada})$$

$$\dot{Q}_{max} = 924.841088 \frac{W}{^{\circ}C} * (43.7 - 6.8) ^{\circ}C$$

$$\dot{Q}_{max} = 19830.20819 W$$

•**Determinamos la efectividad**

Definiremos la eficiencia de este intercambiador con la formula general [1-27].

$$\varepsilon = \frac{Q}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\textit{Tranferencia de calor real}}{\textit{Maxima transferencia de calor}}$$

$$\frac{537.404016 W}{19830.20819 W} = 0.027100271$$

### 5.3 Guías de laboratorio



UNIVERSIDAD TECNICA LATINOAMERICANA

#### PRACTICA DE LABORATORIO 1

**MATERIA:** TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA

**TEMA:** Intercambiador de calor de tubos concéntricos

#### 1. OBJETIVOS

- Establecer el balance de energía del intercambiador de tubos concéntricos.
- Calcular la eficiencia y el coeficiente global de transferencia de calor en dos sentidos de flujo.

#### 2. METODO

Mediante la determinación de la energía transferida se pretende determinar las características de un intercambiador de calor de tubos concéntricos, por medio de su eficiencia y su coeficiente global de transferencia de calor.

#### 3. EQUIPO Y MATERIALES

Banco para pruebas de transferencia de calor, entre dos fluidos por contacto indirecto.

#### 4. MARCO TEORICO.

##### 4.1 Intercambiadores de calor.

Los intercambiadores de calor son equipos que permiten transferir energía (calor) de un fluido a otro sin ponerlos en contacto directo. la transferencia se produce a través de una pared sólida que los separa.

Un fluido transfiere calor por convección a una pared sólida, el calor atraviesa esta por conducción y por último el otro fluido recibe la transferencia por convección.

Los tipos de intercambiadores de calor disponibles en este banco de pruebas son de dos tipos:

- Intercambiador de tubos concéntricos.
- Intercambiador de carcasa y tubos

## **4.2 Intercambiadores de calor de doble tubo**

Es el tipo más sencillo de intercambiador de calor. Está constituido por dos tubos concéntricos de diámetros diferentes. En un intercambiador de calor de doble tubo, el fluido caliente circula por un tubo (usualmente el tubo interno), descendiendo su temperatura desde un valor de entrada, “ $T_e$ ”, hasta uno de salida, “ $T_s$ ”. mientras que el fluido frío lo hace por el segundo tubo (tubo externo o carcasa), las disposiciones de flujo pueden ser dos ya sea está flujo paralelo o contraflujo. Desde un valor de entrada, “ $T_e$ ”, hasta uno de salida, “ $T_s$ ”.

### **4.1.1 Operación Flujo Paralelo**

Los dos fluidos ingresan por el mismo extremo y fluyen en el mismo sentido. La temperatura de salida del fluido frío nunca puede ser mayor que la temperatura de salida del fluido caliente.

### **4.2.1 Operación contraflujo**

Los dos fluidos ingresan por extremos contrarios y por lo tanto fluyen en sentidos opuestos. La temperatura de salida del fluido frío puede ser superior a la temperatura de salida del fluido caliente.

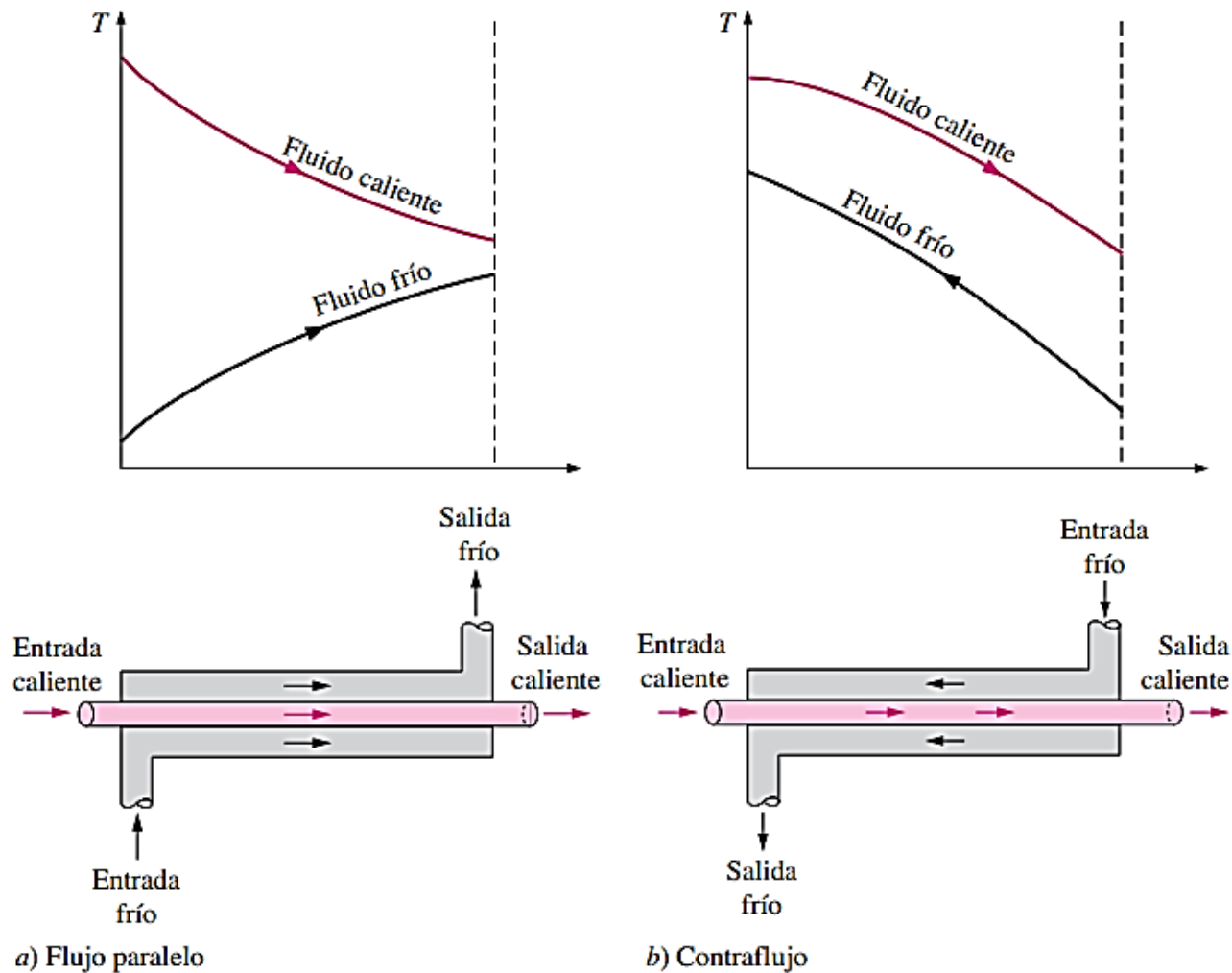


Figura 1-1 Diferentes regímenes de flujo y perfiles asociados de temperaturas en un intercambiador de calor de doble tubo. (*Çengel & Ghajar, 2011*).

### 4.3 Preparación, ajuste y puesta en marcha del banco de pruebas para transferencia de calor.

Consultar el manual de usuario ubicado en la parte posterior del tablero de control.

#### 4.4 Cálculos y resultados

Algunas constantes y formulas necesarias para esta práctica de laboratorio son:

| DIAMETROS DE TUBERIAS A USAR EN EL INTERCAMBIADOR |          |                        |              |
|---------------------------------------------------|----------|------------------------|--------------|
|                                                   | Unidades | Tubo externo o carcasa | Tubo interno |
| Diámetro Interno                                  | m        | 0.035                  | 0.019        |
| Diámetro Externo                                  | m        | 0.0416                 | 0.022        |
| Diámetro hidráulico tubo Interno                  | m        |                        | 0.019        |
| Diámetro hidráulico tubo Externo o carcasa        | m        | 0.013                  |              |

##### 4.4.1 Propiedades físicas de los fluidos a las temperaturas de entrada definidas.

| Propiedades de los fluidos a utilizar | Unidades                | Agua a __°C | Aceite de motor (SAE 50) a __°C |
|---------------------------------------|-------------------------|-------------|---------------------------------|
| Densidad                              | $\frac{kg}{m^3}$        |             |                                 |
| Calor Específico ( $C_p$ )            | $\frac{J}{kg^{\circ}C}$ |             |                                 |
| Conductividad Térmica (k)             | $\frac{W}{m^{\circ}C}$  |             |                                 |
| Viscosidad Dinámica ( $\mu$ )         | $\frac{kg}{m * s}$      |             |                                 |
| Viscosidad cinemática ( $\nu$ )       | $\frac{m^2}{s}$         |             |                                 |
| Número de Prandtl                     | Adimensional            |             |                                 |

Las propiedades de los fluidos a utilizar se detallan en la figura 1-9 (p.43) Propiedades del agua saturada y figura 1-10 (p. 43) Propiedades de los líquidos. (Fuente: Hernández, O. (2022). Diseño y construcción de un banco para pruebas de transferencia de calor por contacto indirecto entre dos fluidos. Universidad Técnica Latinoamericana.)

|                                                       | Unidades                 | Formulas                                                                                                                                                                                 |
|-------------------------------------------------------|--------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Flujo masico                                          | $\frac{kg}{s}$           | $\dot{m} = Q * \rho$                                                                                                                                                                     |
| (DTLM) Flujo paralelo.                                | $^{\circ}C$              | $\Delta T_{lm}$ $= \frac{(T_{c\ entrada} - T_{f\ entrada}) - (T_{c\ salida} - T_{f\ salida})}{Ln\left(\frac{(T_{c\ entrada} - T_{f\ entrada})}{(T_{c\ salida} - T_{f\ salida})}\right)}$ |
| (DTLM) Flujo Contracorriente.                         | $^{\circ}C$              | $\Delta T_{lm}$ $= \frac{(T_{c\ entrada} - T_{f\ salida}) - (T_{c\ salida} - T_{f\ entrada})}{Ln\left(\frac{(T_{c\ entrada} - T_{f\ salida})}{(T_{c\ salida} - T_{f\ entrada})}\right)}$ |
| Velocidad del fluido                                  | $\frac{m}{s}$            | $V = \frac{\dot{m}}{\rho A_s}$                                                                                                                                                           |
| Número de Reynolds                                    | Adimensional             | $Re = \frac{VD}{\nu}$                                                                                                                                                                    |
| Número de Nusselt laminar en tubos circulares         | Adimensional             | $Nu = 0.065 * \left(\frac{D}{L}\right) * Re * Pr$                                                                                                                                        |
| Número de Nusselt turbulento en tubos circulares      | Adimensional             | $Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$                                                                                                                                                               |
| coeficiente de transferencia de calor por convección  | $\frac{W}{m^2^{\circ}C}$ | $h = \frac{k}{D} Nu$                                                                                                                                                                     |
| coeficiente de transferencia de calor por conducción. | $\frac{^{\circ}C}{W}$    | $R_{cond} = \frac{e}{\kappa . A}$                                                                                                                                                        |

|                                                                   |                          |                                                                                                                                                                                                                   |
|-------------------------------------------------------------------|--------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
|                                                                   |                          | Donde $K$ es la conductividad térmica del tubo de cobre, $338 \frac{W}{m^{\circ}C}$ a $20^{\circ}C$ .                                                                                                             |
| Coeficiente total de transferencia de calor $U$ .                 | $\frac{W}{m^2^{\circ}C}$ | $U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e}{\kappa \cdot A} + \frac{1}{h_o}}$                                                                                                                                          |
| Coeficientes de transferencia de calor del fluido frío y caliente | $\frac{W}{^{\circ}C}$    | $C = C_p * \dot{m}$                                                                                                                                                                                               |
| efectividad                                                       | Adimensional             | $\text{Si } C_{fria} = C_{min}: \varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}$ $= \frac{C_{fria} (T_{fria, salida} - T_{fria, entrada})}{C_{fria} (T_{caliente, entrada} - T_{fria, entrada})}$                     |
| efectividad                                                       | Adimensional             | $\text{Si } C_{caliente} = C_{min}: \varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}$ $= \frac{C_{caliente} (T_{caliente, entrada} - T_{caliente, salida})}{C_{caliente} (T_{caliente, entrada} - T_{fria, entrada})}$ |

#### 4.5 Actividades del alumno

**Disposición de flujo paralelo:**

| Tiempo<br>(minuto) | Caudal<br>Agua<br>(LPM) | Caudal<br>Aceite<br>(LPM) | Temperaturas del Agua |             | Temperaturas del Aceite |             |
|--------------------|-------------------------|---------------------------|-----------------------|-------------|-------------------------|-------------|
|                    |                         |                           | T entrada °C          | T salida °C | T entrada °C            | T salida °C |
| 1                  |                         |                           |                       |             |                         |             |
| 2                  |                         |                           |                       |             |                         |             |
| 3                  |                         |                           |                       |             |                         |             |
| 4                  |                         |                           |                       |             |                         |             |
| 5                  |                         |                           |                       |             |                         |             |
| 6                  |                         |                           |                       |             |                         |             |
| 7                  |                         |                           |                       |             |                         |             |
| 8                  |                         |                           |                       |             |                         |             |
| 9                  |                         |                           |                       |             |                         |             |
| 10                 |                         |                           |                       |             |                         |             |

**Disposición de flujo contracorriente:**

| Tiempo<br>(minuto) | Caudal<br>Agua<br>(LPM) | Caudal<br>Aceite<br>(LPM) | Temperaturas del Agua |             | Temperaturas del Aceite |             |
|--------------------|-------------------------|---------------------------|-----------------------|-------------|-------------------------|-------------|
|                    |                         |                           | T entrada °C          | T salida °C | T entrada °C            | T salida °C |
| 1                  |                         |                           |                       |             |                         |             |
| 2                  |                         |                           |                       |             |                         |             |
| 3                  |                         |                           |                       |             |                         |             |
| 4                  |                         |                           |                       |             |                         |             |
| 5                  |                         |                           |                       |             |                         |             |
| 6                  |                         |                           |                       |             |                         |             |
| 7                  |                         |                           |                       |             |                         |             |
| 8                  |                         |                           |                       |             |                         |             |
| 9                  |                         |                           |                       |             |                         |             |
| 10                 |                         |                           |                       |             |                         |             |

Llenar tabla durante el uso del banco de pruebas, ya que los datos obtenidos serán necesarios para resolución de los siguientes cálculos:

- Cálculo de diferencia de temperatura logarítmica media (DTLM). Con disposiciones de flujo paralelo y contracorriente.
- Determinar los coeficientes de transmisión de calor por convección forzada interna del aceite, convección forzada externa del agua y por conducción en la pared de la tubería de cobre.
- Determinar el coeficiente de transferencia de calor total (U).
- Determinar la transferencia de calor real y la máxima transferencia de calor para que el agua enfríe el aceite.
- Efectividad.

#### **4.6 Cuestionario**

- Realizar dos gráficos, donde se pueda observar el incremento o caída de la temperatura tanto en disposición de flujo paralelo como contracorriente. Tomando como base las temperaturas de entrada y salida del fluido frío y fluido caliente.
- ¿Cómo afecta el cambio en el valor de los caudales del fluido de enfriamiento y fluido caliente en la transferencia de calor? ¿influye de alguna manera el área superficial de transferencia?
- ¿Cómo influye la disposición del flujo a la transferencia de calor, ya sea disposición paralela o contracorriente?



**PRACTICA DE LABORATORIO 2**

**MATERIA: TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA**

**TEMA: Intercambiador de carcasa y tubos**

**1. OBJETIVOS**

- Establecer el balance de energía del intercambiador de carcasa y tubos.
- Calcular la eficiencia y el coeficiente global de transferencia de calor

**2. METODO**

Mediante la determinación de la energía transferida se pretende determinar las características de un intercambiador de calor de carcasa y tubos por medio de su eficiencia y su coeficiente global de transferencia de calor.

**3. EQUIPO Y MATERIALES**

Banco para pruebas de transferencia de calor, entre dos fluidos por contacto indirecto.

**4. MARCO TEORICO.**

**4.1. Intercambiadores de calor.**

Los intercambiadores de calor son equipos que permiten transferir energía (calor) de un fluido a otro sin ponerlos en contacto directo. la transferencia se produce a través de una pared sólida que los separa.

Un fluido transfiere calor por convección a una pared sólida, el calor atraviesa esta por conducción y por último el otro fluido recibe la transferencia por convección.

Los tipos de intercambiadores de calor disponibles en este banco de pruebas son de dos tipos:

- Intercambiador de tubos concéntricos.
- Intercambiador de carcasa y tubos

#### **4.2. Intercambiadores de calor de carcasa y tubos.**

Se emplean para servicios en los que se necesita grandes superficies de transferencia de calor que generalmente se asocian a caudales elevados y economía. El intercambiador está constituido por un haz de tubos montados sobre dos placas tubulares que llevan un número determinado de placas deflectoras. Por cada extremo se fijan las cajas de distribución que aseguran la circulación del fluido por el interior del haz, en varias fases. El haz está alojado en una carcasa provisto de una tobera de entrada y otra de salida para el segundo fluido que circula por el exterior de los tubos, siguiendo el camino impuesto por las placas deflectoras.

Los procesos típicos que nos permiten seleccionar el tipo de intercambiador más adecuado son: Calentadores, enfriadores, condensadores, evaporadores, cambiadores, re hervidores.

De los diversos tipos de intercambiadores de calor, éste es el más utilizado en las refinerías y plantas químicas en general debido a que:

- a) Proporciona flujos de calor elevados en relación con su peso y volumen.
- b) Es relativamente fácil de construir en una gran variedad de tamaños.
- c) Es bastante fácil de limpiar y de reparar.
- d) Es versátil y puede ser diseñado para cumplir prácticamente con cualquier aplicación.

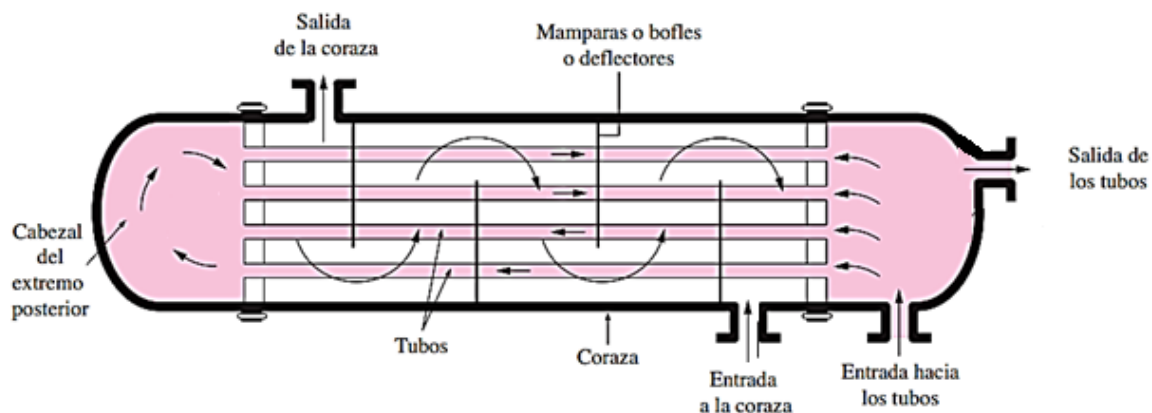


Figura 2-1 Diferentes regímenes de flujo y perfiles asociados de temperaturas en un intercambiador de calor de coraza y tubos. (Çengel & Ghajar, 2011).

Este tipo de equipo, mostrado en la figura 2-1 consiste en una carcasa cilíndrica que contiene un arreglo de tubos paralelo al eje longitudinal de la carcasa. Los tubos pueden o no tener aletas y están sujetos en cada extremo por láminas perforadas. Estos atraviesan a su vez a una serie de láminas denominadas deflectores que, al ser distribuidas a lo largo de toda la carcasa, sirven para soportar los tubos y dirigir el flujo que circula por la misma, de tal forma que la dirección del fluido sea siempre perpendicular a los tubos. El fluido que va por dentro de los tubos es dirigido por unos ductos especiales conocidos como cabezales o canales. Hay dos tipos básicos de intercambiadores de tubo y carcasa: El de tipo fijo o de tubos estacionario, que tiene los dos extremos de los tubos fijos a la carcasa, y el que tiene un sólo extremo de los tubos sujeto a la coraza. En el primer caso, se requiere de una junta de dilatación debido a la expansión diferencial que sufren los materiales que conforman el equipo. En el segundo caso los problemas originados por la expansión diferencial se pueden eliminar empleando un cabezal de tubos flotantes que se mueve libremente.

#### 4.3. Método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica corregida

La diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío varía a lo largo del intercambiador de calor y resulta conveniente tener una diferencia de temperatura media  $\Delta T_m$  para usarse en la relación de transferencia de calor  $Q = U A_s \Delta T_m$ . (Cengel, 2011)

Realizando este balance de energía a los flujos y sustituyendo convenientemente en las ecuaciones apropiadas citadas por el autor, se obtiene:

$$\Delta T_{lm} = F * \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)}$$

La diferencia de temperatura entre los dos fluidos disminuye desde  $\Delta T_1$  a la entrada hasta  $\Delta T_2$  a la salida. Por lo tanto, resulta tentador usar la diferencia de temperatura media aritmética como la diferencia de temperatura promedio. La diferencia de temperatura media logarítmica  $\Delta T_m$  se obtiene siguiendo el perfil real de temperaturas de los fluidos a lo largo del intercambiador y es una representación exacta de la diferencia de temperatura promedio entre los fluidos caliente y frío. En verdad refleja el decaimiento exponencial de la diferencia de temperatura local.

#### 4.4. Coeficiente global de transferencia de calor U

El primer paso a realizar en el análisis térmico de un intercambiador de calor de coraza y tubos consiste en evaluar el coeficiente global de transferencia de calor entre las dos corrientes de flujo. Sabemos que el coeficiente de transferencia térmica global entre un fluido caliente a temperatura  $T_C$  y otro frío a temperatura  $T_F$  separados por una pared en la pared de la tubería circular, se define mediante la ecuación:

Tomando como base los valores previamente definidos podemos asemejar nuestro problema de diseño como:

$$R = \frac{1}{UA_{int}} = \frac{1}{h_{int}A} + R_{cond} + \frac{1}{h_{Ext}A_{ext}} + R_{int} + R_{ext}$$

Despejando U tenemos.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e}{\kappa \cdot A} + \frac{1}{h_o}}$$

Los coeficientes de transferencia de calor por convección interior y exterior del tubo, se deben determinar usando las relaciones de la convección forzada.

La velocidad del fluido dentro de la tubería se define mediante:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A_s}$$

Y el número de Reynolds utilizando la ecuación:

$$Re = \frac{VD}{\nu}$$

En las condiciones más prácticas para el cálculo de sistemas y modelos, el flujo en un tubo es laminar para  $Re < 2300$ , turbulento para  $Re > 10000$  y, en los valores intermedios, de transición. (Donald Q. Kern, 1999).

Si se supone un flujo completamente desarrollado, con base a la ecuación [1-10] el número de Nusselt laminar en tubos circulares es:

$$Nu_{aceite} = 4.36 = 0.065 * \left(\frac{D}{L}\right) * Re * Pr$$

El flujo en un tubo es turbulento cuando  $Re > 10000$ , el número de Nusselt se puede determinar a partir de la ecuación.

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^n$$

Finalmente hallamos el coeficiente convectivo:

$$h_i = \frac{k}{D}Nu$$

#### 4.5. Preparación, ajuste y puesta en marcha del banco de pruebas para transferencia de calor.

Consultar el manual de usuario ubicado en la parte posterior del tablero de control.

#### 4.6. Cálculos y resultados

Algunas constantes y formulas necesarias para esta práctica de laboratorio son:

| DIÁMETROS DE TUBERIAS A USAR EN EL INTERCAMBIADOR |          |                        |              |
|---------------------------------------------------|----------|------------------------|--------------|
|                                                   | Unidades | Tubo externo o carcasa | Tubo interno |
| <b>Diámetro Interno</b>                           | <b>m</b> | 0.1098                 | 0.0095       |
| <b>Diámetro Externo</b>                           | <b>m</b> | 0.1143                 | 0.0127       |
| <b>Diámetro hidráulico tubos Interno</b>          | <b>m</b> |                        | 0.03406      |
| <b>Diámetro hidráulico tubo Externo o carcasa</b> | <b>m</b> | 0.03618                |              |

**Propiedades físicas de los fluidos a las temperaturas de entrada definidas.**

| Propiedades de los fluidos a utilizar | Unidades                | Agua a __°C | Aceite de motor (SAE 50) a __°C |
|---------------------------------------|-------------------------|-------------|---------------------------------|
| Densidad                              | $\frac{kg}{m^3}$        |             |                                 |
| Calor Específico ( $C_p$ )            | $\frac{J}{kg^{\circ}C}$ |             |                                 |
| Conductividad Térmica (k)             | $\frac{W}{m^{\circ}C}$  |             |                                 |
| Viscosidad Dinámica ( $\mu$ )         | $\frac{kg}{m * s}$      |             |                                 |
| Viscosidad cinemática ( $\nu$ )       | $\frac{m^2}{s}$         |             |                                 |
| Número de Prandtl                     | Adimensional            |             |                                 |

Las propiedades de los fluidos a utilizar se detallan en la figura 1-9 (p.43) Propiedades del agua saturada y figura 1-10 (p. 43) Propiedades de los líquidos. (Fuente: Hernández, O. (2022). Diseño y construcción de un banco para pruebas de transferencia de calor por contacto indirecto entre dos fluidos. Universidad Técnica Latinoamericana.)

|                                                       | Unidades              | Formulas                                                                                                                                                                     |
|-------------------------------------------------------|-----------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Flujo masico                                          | $\frac{kg}{s}$        | $\dot{m} = Q * \rho$                                                                                                                                                         |
| coeficiente de transferencia de calor por conducción. | $\frac{^{\circ}C}{W}$ | $R_{cond} = \frac{e}{\kappa.A}$ <p>Donde <math>K</math> es la conductividad térmica del tubo de cobre, <math>338 \frac{W}{m^{\circ}C}</math> a <math>20^{\circ}C</math>.</p> |

|                                                                   |                       |                                                                                                                                                                                                                   |
|-------------------------------------------------------------------|-----------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Coeficientes de transferencia de calor del fluido frio y caliente | $\frac{W}{^{\circ}C}$ | $C = C_p * \dot{m}$                                                                                                                                                                                               |
| efectividad                                                       | Adimensional          | $\text{Si } C_{fria} = C_{min}: \varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}$ $= \frac{C_{fria} (T_{fria, salida} - T_{fria, entrada})}{C_{fria} (T_{caliente, entrada} - T_{fria, entrada})}$                     |
| efectividad                                                       | Adimensional          | $\text{Si } C_{caliente} = C_{min}: \varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}$ $= \frac{C_{caliente} (T_{caliente, entrada} - T_{caliente, salida})}{C_{caliente} (T_{caliente, entrada} - T_{fria, entrada})}$ |

#### 4.7. Actividades del alumno

| Tiempo (minuto) | Caudal Agua (LPM) | Caudal Aceite (LPM) | Temperaturas del Agua |             | Temperaturas del Aceite |             |
|-----------------|-------------------|---------------------|-----------------------|-------------|-------------------------|-------------|
|                 |                   |                     | T entrada °C          | T salida °C | T entrada °C            | T salida °C |
| 1               |                   |                     |                       |             |                         |             |
| 2               |                   |                     |                       |             |                         |             |
| 3               |                   |                     |                       |             |                         |             |
| 4               |                   |                     |                       |             |                         |             |
| 5               |                   |                     |                       |             |                         |             |
| 6               |                   |                     |                       |             |                         |             |
| 7               |                   |                     |                       |             |                         |             |
| 8               |                   |                     |                       |             |                         |             |
| 9               |                   |                     |                       |             |                         |             |
| 10              |                   |                     |                       |             |                         |             |

Llenar tabla durante el uso del banco de pruebas, ya que los datos obtenidos serán necesarios para resolución de los siguientes cálculos:

- Cálculo de diferencia de temperatura logarítmica media corregida (DTLM).
- Determinar los coeficientes de transmisión de calor por convección forzada interna del aceite, convección forzada externa del agua y por conducción en la pared de la tubería de cobre.
- Determinar el coeficiente de transferencia de calor total (U).
- Determinar la transferencia de calor real y la máxima transferencia de calor para que el agua enfríe el aceite.
- Efectividad.

#### **4.8. Cuestionario**

- Realizar dos gráficos, donde se pueda observar el incremento o caída de la temperatura tanto en disposición de flujo paralelo como contracorriente. Tomando como base las temperaturas de entrada y salida del fluido frío y fluido caliente.
- ¿Cómo afecta el cambio en el valor de los caudales del fluido de enfriamiento y fluido caliente en la transferencia de calor? ¿influye de alguna manera el área superficial de transferencia?
- ¿Cómo influye la disposición del flujo a la transferencia de calor, ya sea disposición paralela o contracorriente?



**PRACTICA DE LABORATORIO 3**

**MATERIA: TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA**

**TEMA: Influencia del número de Reynolds en el coeficiente convectivo en intercambiadores de calor de tubos concéntricos.**

## **1. OBJETIVO**

- Determinar la influencia de los regímenes de flujo, tanto caliente y frío, en el Coeficiente global de transferencia de calor y en la efectividad de intercambiadores de calor de tubos concéntricos y carcasa y tubos.

## **2. METODO**

Mediante la determinación de la energía transferida se pretende determinar las características de un intercambiador de calor de carcasa y tubos por medio de su eficiencia y su coeficiente global de transferencia de calor.

En el banco de pruebas podemos visualizar temperaturas de la entrada y salida del fluido frío y caliente. Además, se pueden modificar los regímenes de flujo (LPM o GPM) de ambos flujos. La presente practica es experimental, porque durante la práctica de laboratorio las variables de estudio serán alteradas a criterio.

## **3. EQUIPO Y MATERIALES**

Banco para pruebas de transferencia de calor, entre dos fluidos por contacto indirecto.

## **4. MARCO TEORICO.**

### **4.1. Intercambiadores de calor.**

Los intercambiadores de calor son equipos que permiten transferir energía (calor) de un fluido a otro sin ponerlos en contacto directo. la transferencia se produce a través de una pared sólida que los separa.

Un fluido transfiere calor por convección a una pared sólida, el calor atraviesa esta por conducción y por último el otro fluido recibe la transferencia por convección.

Los tipos de intercambiadores de calor disponibles en este banco de pruebas son de dos tipos:

- Intercambiador de tubos concéntricos.
- Intercambiador de carcasa y tubos

### **4.2. Método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica**

La diferencia de temperatura entre los fluidos caliente y frío varía a lo largo del intercambiador de calor y resulta conveniente tener una diferencia de temperatura media  $\Delta T_m$  para usarse en la relación de transferencia de calor  $Q = U A_s \Delta T_m$ . (Cengel, 2011)

Realizando este balance de energía a los flujos y sustituyendo convenientemente en las ecuaciones apropiadas citadas por el auto, se obtiene:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left( \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)}$$

La diferencia de temperatura entre los dos fluidos disminuye desde  $\Delta T_1$  a la entrada hasta  $\Delta T_2$  a la salida. Por lo tanto, resulta tentador usar la diferencia de temperatura media aritmética como la diferencia de temperatura promedio. La diferencia de temperatura media

logarítmica  $\Delta T_m$  se obtiene siguiendo el perfil real de temperaturas de los fluidos a lo largo del intercambiador y es una representación exacta de la diferencia de temperatura promedio entre los fluidos caliente y frío. En verdad refleja el decaimiento exponencial de la diferencia de temperatura local.

#### 4.3. Coeficiente global de transferencia de calor U

El primer paso a realizar en el análisis térmico de un intercambiador de calor de coraza y tubos consiste en evaluar el coeficiente global de transferencia de calor entre las dos corrientes de flujo. Sabemos que el coeficiente de transferencia térmica global entre un fluido caliente a temperatura TC y otro frío a temperatura TF separados por una pared en la pared de la tubería circular, se define mediante la ecuación:

Tomando como base los valores previamente definidos podemos asemejar nuestro problema de diseño como:

$$R = \frac{1}{UA_{int}} = \frac{1}{h_{int}A} + R_{cond} + \frac{1}{h_{ext}A_{ext}} + R_{int} + R_{ext}$$

Despejando U tenemos.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e}{\kappa \cdot A} + \frac{1}{h_o}}$$

Los coeficientes de transferencia de calor por convección interior y exterior del tubo, se deben determinar usando las relaciones de la convección forzada.

La velocidad del fluido dentro de la tubería se define mediante:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A_s}$$

Y el número de Reynolds utilizando la ecuación:

$$Re = \frac{VD}{\nu}$$

En las condiciones más prácticas para el cálculo de sistemas y modelos, el flujo en un tubo es laminar para  $Re < 2300$ , turbulento para  $Re > 10000$  y, en los valores intermedios, de transición. (Donald Q. Kern, 1999).

Si se supone un flujo completamente desarrollado, con base a la ecuación [1-10] el número de Nusselt laminar en tubos circulares es:

$$Nu_{aceite} = 4.36 = 0.065 * \left(\frac{D}{L}\right) * Re * Pr$$

El flujo en un tubo es turbulento cuando  $Re > 10000$ , el número de Nusselt se puede determinar a partir de la ecuación.

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n$$

Finalmente hallamos el coeficiente convectivo:

$$h_i = \frac{k}{D} Nu$$

#### **4.4. Preparación, ajuste y puesta en marcha del banco de pruebas para transferencia de calor.**

Consultar el manual de usuario ubicado en la parte posterior del tablero de control.

#### 4.5. Cálculos y resultados

Algunas constantes y formulas necesarias para esta práctica de laboratorio son:

| DIAMETROS DE TUBERIAS A USAR EN EL INTERCAMBIADOR |          |                        |              |
|---------------------------------------------------|----------|------------------------|--------------|
|                                                   | Unidades | Tubo externo o carcasa | Tubo interno |
| Diámetro Interno                                  | m        | 0.035                  | 0.019        |
| Diámetro Externo                                  | m        | 0.0416                 | 0.022        |
| Diámetro hidráulico tubo Interno                  | m        |                        | 0.019        |
| Diámetro hidráulico tubo Externo o carcasa        | m        | 0.013                  |              |

Propiedades físicas de los fluidos a las temperaturas de entrada definidas.

| Propiedades de los fluidos a utilizar | Unidades                | Agua a __°C | Aceite de motor (SAE 50) a __°C |
|---------------------------------------|-------------------------|-------------|---------------------------------|
| Densidad                              | $\frac{kg}{m^3}$        |             |                                 |
| Calor Específico ( $C_p$ )            | $\frac{J}{kg^{\circ}C}$ |             |                                 |
| Conductividad Térmica (k)             | $\frac{W}{m^{\circ}C}$  |             |                                 |
| Viscosidad Dinámica ( $\mu$ )         | $\frac{kg}{m * s}$      |             |                                 |
| Viscosidad cinemática ( $\nu$ )       | $\frac{m^2}{s}$         |             |                                 |
| Número de Prandtl                     | Adimensional            |             |                                 |

Las propiedades de los fluidos a utilizar se detallan en la figura 1-9 (p.43) Propiedades del agua saturada y figura 1-10 (p. 43) Propiedades de los líquidos. (Fuente: Hernández, O.

(2022). Diseño y construcción de un banco para pruebas de transferencia de calor por contacto indirecto entre dos fluidos. Universidad Técnica Latinoamericana.)

|                                                                   | Unidades              | Formulas                                                                                                                                                                                                                                 |
|-------------------------------------------------------------------|-----------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Flujo masico                                                      | $\frac{kg}{s}$        | $\dot{m} = Q * \rho$                                                                                                                                                                                                                     |
| coeficiente de transferencia de calor por conducción.             | $\frac{^{\circ}C}{W}$ | $R_{cond} = \frac{e}{\kappa \cdot A}$ <p>Donde <math>K</math> es la conductividad térmica del tubo de cobre, <math>338 \frac{W}{m^{\circ}C}</math> a <math>20^{\circ}C</math>.</p>                                                       |
| Coeficientes de transferencia de calor del fluido frio y caliente | $\frac{W}{^{\circ}C}$ | $C = C_p * \dot{m}$                                                                                                                                                                                                                      |
| efectividad                                                       | Adimensional          | <p>Si <math>C_{fria} = C_{min}</math>: <math>\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}</math></p> $= \frac{C_{fria} (T_{fria, salida} - T_{fria, entrada})}{C_{fria} (T_{caliente, entrada} - T_{fria, entrada})}$                     |
| efectividad                                                       | Adimensional          | <p>Si <math>C_{caliente} = C_{min}</math>: <math>\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}}</math></p> $= \frac{C_{caliente} (T_{caliente, entrada} - T_{caliente, salida})}{C_{caliente} (T_{caliente, entrada} - T_{fria, entrada})}$ |

#### 4.6. Actividades del alumno

| Prueba           | Caudal Agua (LPM) | Caudal Aceite (LPM) | Temperaturas del Agua |             | Temperaturas del Aceite |             |
|------------------|-------------------|---------------------|-----------------------|-------------|-------------------------|-------------|
|                  |                   |                     | T entrada °C          | T salida °C | T entrada °C            | T salida °C |
| Caudales mínimos |                   |                     |                       |             |                         |             |
| Caudales medios  |                   |                     |                       |             |                         |             |
| Caudales máximos |                   |                     |                       |             |                         |             |
| Caudales iguales |                   |                     |                       |             |                         |             |

Llenar tabla durante el uso del banco de pruebas, ya que los datos obtenidos serán necesarios para resolución de los siguientes cálculos:

- Cálculo de diferencia de temperatura logarítmica media corregida (DTLM).
- Determinar los coeficientes de transmisión de calor por convección forzada interna del aceite, convección forzada externa del agua y por conducción en la pared de la tubería de cobre.
- Determinar el coeficiente de transferencia de calor total (U).
- Llenar tabla resumen.

| Prueba           | Caudal Agua (LPM) | Caudal Aceite (LPM) | Régimen de Flujo | Coeficiente convectivo |      | Coeficiente global de transferencia de calor (U) |
|------------------|-------------------|---------------------|------------------|------------------------|------|--------------------------------------------------|
|                  |                   |                     |                  | Caliente               | Frio |                                                  |
| Caudales mínimos |                   |                     |                  |                        |      |                                                  |
| Caudales medios  |                   |                     |                  |                        |      |                                                  |
| Caudales máximos |                   |                     |                  |                        |      |                                                  |
| Caudales iguales |                   |                     |                  |                        |      |                                                  |

#### 4.7. Cuestionario

- ¿Cómo influye en los coeficientes convectivos de los fluidos si se presenta un incremento en el número de Reynolds?
- ¿Como influye un aumento en el régimen de flujo “Numero de Reynolds” si este cambia de régimen laminar a turbulento?

## CONCLUSIONES

- Se comprobó el funcionamiento de ambos intercambiadores de calor. El intercambiador de tubos concéntricos se puede utilizar con disposiciones de flujo a contracorriente y en flujo paralelo, siendo más eficiente cuando se opera con los flujos paralelos, mostrando un mayor cambio en las temperaturas de salida en aproximadamente  $1^{\circ}\text{C}$ , comparadas con las temperaturas de salida con los flujos en contracorriente.
- El intercambiador de calor de carcasa y tubos es de un paso por la carcasa y dos pasos por las tuberías y debido a la instalación horizontal se ha observado que la manera más eficiente de operarlo es utilizando las entradas inferiores para mantener una columna constante del fluido, ya que al tener la salida del fluido por la parte más alta se garantiza un contacto de al menos un 95% en la superficie de las tuberías internas.
- Las pruebas de funcionamiento se realizaron con los parámetros calculados, pero cuando el caudal de agua es mayor al caudal del aceite, se realiza una mayor transferencia de calor dicho de otra manera un mayor enfriamiento del aceite.
- En la guía de laboratorio el estudiante podrá identificar los elementos principales del banco y la función de cada uno de los componentes. Además, se presentan asignaciones para complementar el conocimiento adquirido durante la realización de la prueba de laboratorio.

## **RECOMENDACIONES**

- Antes de utilizar el banco de pruebas leer el manual de operación, para utilizar correctamente el equipo.
- Siempre colocar tapadera en depósito de aceite y asegurar un sellado hermético para evitar la acumulación de vapores en el laboratorio.
- La construcción del banco se debe de realizar en un taller especializado que cuente con todas las herramientas necesarias, ya que incluye procesos de corte, esmerilado, soldadura, perforación y ajuste.
- Realizar el mantenimiento del equipo pertinente para evitar futuros daños y garantizar una buena vida útil del equipo.
- Estudiar la viabilidad de colocar un sistema de enfriamiento para el fluido de enfriamiento (Agua). Ya que actualmente es necesario agregar hielo al tanque de agua para bajar su temperatura.

## BIBLIOGRAFÍA

- Çengel, Y. &. (2011). *Transferencia de calor y de masa* . México D.F.: McGraw Hill.
- Edibon. (25 de Diciembre de 2021). *EDIBON* ®. Obtenido de <https://www.edibon.com/es/intercambiador-de-calor-de-carcasa-y-tubo-para-ticc>
- Heras, S. (2011). *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas. 1ª ed.* Barcelona.
- INCROPERA, F. &. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor (4th ed.)*. México: PEARSON.
- INTERNATIONAL, E. (25 de Diciembre de 2021). *EDIBON* ®. Obtenido de <https://www.edibon.com/es/intercambiador-de-calor-de-tubos-concentricos-para-ticc>
- Kern, D. Q. (1999). *Procesos de transferencia de calor*. México D.F: McGraw Hill.
- Mott, R. y. (2015). *Mecánica de fluidos (7a. Ed.)*. México D.F: PEARSON Educación.

## ANEXOS

### Manual de uso banco de pruebas para transferencia de calor



Antes de trabajar con este equipo, este manual debe ser leído cuidadosamente y claramente entendido.



No modifique el banco de pruebas bajo ningún motivo, y no utilice de otra manera que para sus propósitos destinados.

## INTRODUCCIÓN

La operación del banco de pruebas debe realizarse bajo ciertos parámetros para evitar ocasionar problemas en él, u ocasionar accidentes en las personas que lo manipulan. Con el adecuado cuidado y su respectivo mantenimiento se garantiza el correcto funcionamiento de este mismo. Su operación y control son semi automatizados. Se requiere energía eléctrica para y llenado de los tanques para agua y aceite para un correcto funcionamiento, además no olvide seguir las indicaciones dadas en este manual de uso.

### Equipo de protección personal

El equipo de protección personal sirve para proteger a las personas de las alteraciones en la seguridad y la salud durante el trabajo. Durante las distintas tareas en y con la máquina, el personal debe llevar el equipo de protección personal.



- La ropa de protección es ropa de trabajo ajustada con poca resistencia de rotura, con mangas estrechas y sin elementos salientes. Sirve, principalmente, para proteger de los enganches ocasionados por componentes móviles de la máquina. No se deben llevar anillos, collares ni otras joyas.



- Las gafas de protección sirven para proteger los ojos de piezas o partículas de polvo en el aire



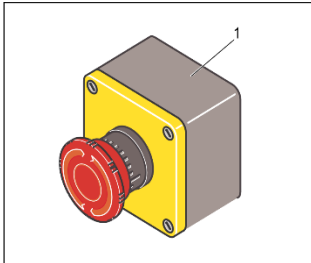
- Los guantes de protección protegen las manos de la fricción, la excoiación, los pinchazos y las lesiones profundas, así como del contacto con superficies calientes.



- El calzado de seguridad sirve para proteger de las caídas de piezas pesadas y de los resbalamientos en suelos resbaladizos.

## Dispositivos de parada de emergencia

### PULSADOR EMERGENCIA.



El botón de parada de emergencia [1] se encuentra en el mando. Al ejercer presión sobre el botón de parada de emergencia, se dispara una parada de emergencia que activa las acciones siguientes:

- Se interrumpe el suministro energético de la máquina.
- Los movimientos de la máquina se paran inmediatamente.

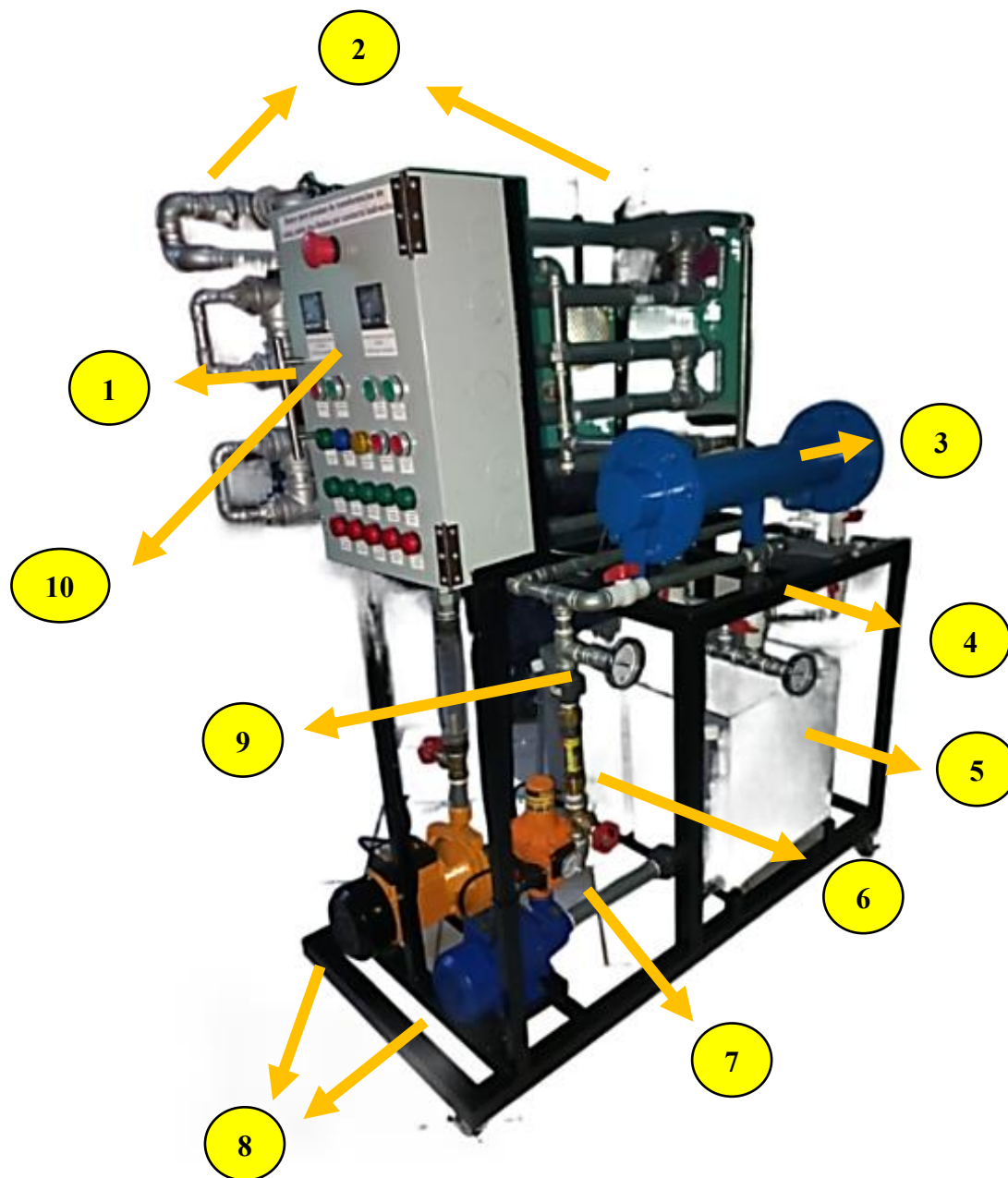
El botón de parada de emergencia [1] debe volver a desenclavarse con un giro para que la máquina pueda reestablecer el suministro de energía eléctrica al tablero de control.

### Equipos principales

El banco de pruebas de transferencia de calor está compuesto de 10 elementos principales, a continuación, se muestran los elementos principales del equipo.

- 1) Tablero de control.
- 2) Intercambiador de Tubos Concéntricos.
- 3) Intercambiador de Coraza y Tubos.
- 4) Estructura.
- 5) Tanque Agua y Aceite.
- 6) Rotámetro de Agua y Aceite.
- 7) Válvulas de Control.
- 8) Bomba Agua y Aceite.
- 9) Termómetros, para la medición de temperatura en la entrada y salida del Agua.
- 10) Controladores temperatura, para la medición de temperatura en la entrada y salida del aceite.

## Equipos principales



## **Configuración temperaturas entrada y salida de aceite**

- 1) Para setear la temperatura máxima de trabajo en el aceite. Presionar una vez la tecla “ $\Delta T$ ” en el controlador de entrada o salida, para ajustar la temperatura a un nuevo valor, oprimir la tecla las flechas de ‘arriba y abajo’ para aumentar o disminuir el valor. (Para garantizar un uso sin riesgos al usuario y una larga vida útil de la bomba de aceite no se debe usar temperaturas mayores a 40°C)
- 2) Para guardar el cambio del nuevo valor máximo de temperatura en el aceite se realiza oprimiendo el botón color rojo ‘SET’.

## **Operación Intercambiador de Calor de Carcaza y Tubos**

- 1) Abrir la válvula “A” un 50 %, esta válvula está ubicada en la salida de bomba agua (color azul) y antes del rotámetro. Su función principal es poder restringir el caudal del agua en la salida de la bomba.
  - i. Cerrar válvulas: “1A”, “4A”, “7A” y “8A”
  - ii. Abrir válvulas: “2A”, “3A”, “5A” y “6A”
- 2) Abrir la válvula “B” un 50 %, esta válvula está ubicada en la salida de bomba aceite (color amarillo) y antes del rotámetro. Su función principal es poder restringir el caudal del aceite en la salida de la bomba.
  - i. Cerrar válvula: “2B”
  - ii. Abrir válvula: “1B”

- 3) Encender la bomba Agua en manual desde el tablero de control presionando una vez el pulsador color verde “BOMBA AGUA ARRANQUE MANUAL”
  - i. Si la bomba se apaga al transcurrir un tiempo aproximado de 15 segundo, revisar que las válvulas anteriormente indicadas en el “ITEM 1” estén en las posiciones de abertura o cierre correctas.
  - ii. Regular el caudal de la bomba agua con la válvula “A” visualizando el rotámetro de agua, según el caudal a usar en la práctica.
  - iii. Con la bomba de agua en marcha, agregar la cantidad de hielo necesaria para que el fluido frio alcance la temperatura deseada en caso de ser necesario.
- 4) Encender el banco de pruebas solo si se han realizado y supervisado los 5 pasos anteriores.
  - i. Posterior a la marcha del banco de pruebas, Regular el caudal de la bomba aceite con la válvula “B” visualizando el rotámetro de aceite, según el caudal a usar en la práctica.

## **Operación Intercambiador de Calor de tubos concéntricos:**

### **a) Flujo paralelo:**

- 1) Abrir la válvula “A” un 50 %, esta válvula está ubicada en la salida de bomba agua (color azul) y antes del rotámetro. Su función principal es poder restringir el caudal del agua en la salida de la bomba.
  - i. Cerrar válvulas: “1A”, “4A”, “5A” y “6A”
  - ii. Abrir válvulas: “2A”, “3A”, “7A” y “8A”
- 2) Abrir la válvula “B” un 50 %, esta válvula está ubicada en la salida de bomba aceite (color amarillo) y antes del rotámetro. Su función principal es poder restringir el caudal del aceite en la salida de la bomba.
  - i. Cerrar válvula: “1B”
  - ii. Abrir válvula: “2B”
- 3) Encender la bomba Agua en manual desde el tablero de control presionando una vez el pulsador color verde “BOMBA AGUA ARRANQUE MANUAL”
  - i. Si la bomba se apaga al transcurrir un tiempo aproximado de 15 segundo, revisar que las válvulas anteriormente indicadas en el “ITEM 1” estén en las posiciones de abertura o cierre correctas.
  - ii. Regular el caudal de la bomba agua con la válvula “A” visualizando el rotámetro de agua, según el caudal a usar en la práctica.
  - iii. Con la bomba de agua en marcha, agregar la cantidad de hielo necesaria para que el fluido frio alcance la temperatura deseada en caso de ser necesario.

- 4) Encender el banco de pruebas solo si se han realizado y supervisado los 5 pasos anteriores.
  - i. Posterior a la marcha del banco de pruebas, Regular el caudal de la bomba aceite con la válvula “B” visualizando el rotámetro de aceite, según el caudal a usar en la práctica.

**b) Contracorriente:**

- 1) Abrir la válvula “A” un 50 %, esta válvula está ubicada en la salida de bomba agua (color azul) y antes del rotámetro. Su función principal es poder restringir el caudal del agua en la salida de la bomba.
  - i. Cerrar válvulas: “2A”, “3A”, “5A” y “6A”
  - ii. Abrir válvulas: “1A”, “4A”, “7A” y “8A”
- 2) Abrir la válvula “B” un 50 %, esta válvula está ubicada en la salida de bomba aceite (color amarillo) y antes del rotámetro. Su función principal es poder restringir el caudal del aceite en la salida de la bomba.
  - i. Cerrar válvula: “1B”
  - ii. Abrir válvula: “2B”
- 3) Encender la bomba Agua en manual desde el tablero de control presionando una vez el pulsador color verde “BOMBA AGUA ARRANQUE MANUAL”
  - i. Si la bomba se apaga al transcurrir un tiempo aproximado de 15 segundo, revisar que las válvulas anteriormente indicadas en el “ITEM 1” estén en las posiciones de abertura o cierre correctas.

- ii. Regular el caudal de la bomba agua con la válvula “A” visualizando el rotámetro de agua, según el caudal a usar en la práctica.
  - iii. Con la bomba de agua en marcha, agregar la cantidad de hielo necesaria para que el fluido frío alcance la temperatura deseada en caso de ser necesario.
- 4) Encender el banco de pruebas solo si se han realizado y supervisado los 5 pasos anteriores.
- i. Posterior a la marcha del banco de pruebas, Regular el caudal de la bomba aceite con la válvula “B” visualizando el rotámetro de aceite, según el caudal a usar en la práctica.

### **Preparación de equipo previo a su funcionamiento**

- Antes de conectar el equipo, revisar los niveles de llenado del tanque de aceite y nivel de llenado del tanque de agua, Si está por debajo del nivel mínimo, agregar la cantidad necesaria.
- Con la ayuda del procedimiento de “operación intercambiadora de calor de carcasa y tubos” o “operación intercambiadora de calor de tubos concéntricos” hacer los arreglos de válvulas necesarios.
- Asegurarse que los 4 autómatos dentro del tablero de control se encuentran en la posición “ON” antes de conectar el equipo y que el paro de emergencia no este activo.
- Conectar el equipo a la toma corriente de 110 V.

- Verificar que las válvulas de control de flujo estén abiertas como mínimo un 50 %, antes de dar marcha al banco de pruebas.
- Verificar en la primera puesta en marcha del banco de pruebas que no existan fugas en las uniones de las tuberías.

### **Recomendaciones:**

- No utilizar el equipo si este no cuenta con el nivel mínimo de aceite, ya que se puede quemar la resistencia eléctrica.
- No encender la bomba si las tuberías de succión y descarga se encuentran con las válvulas cerradas.
- Antes de dar paso a los fluidos por los intercambiadores, asegurarse que la ruta del flujo es la correcta y tiene las válvulas correctamente configuradas.
- Si es necesario acceder al tablero de control, desenergizar el equipo poniendo el paro de emergencia y desconectándolo de la pared.
- Si el aceite térmico no calienta, hacer uso de “localización y eliminación de anomalías”

## Localización y eliminación de anomalías

En este manual se definen:

- Las medidas de seguridad que debe tomar el usuario.
- Las anomalías que señalan las indicaciones de anomalía.
- La forma en que el personal cualificado localiza y elimina las anomalías.

### Consejos de seguridad para la reparación de anomalías



#### *Corriente eléctrica*

- Antes de comenzar cualquier trabajo en la máquina, apague el desconector de potencia o el interruptor principal y asegure la máquina contra una reconexión.
- Los trabajos en componentes conductores de tensión pueden provocar descargas de corriente y quemaduras.
- Bloquee el área de trabajo.
- Coloque una señal de advertencia que indique que se está trabajando en la máquina.
- Utilice únicamente herramientas apropiadas para realizar trabajos en componentes conductores de tensión.



### ***Localización y eliminación inadecuada de anomalías***

Si la localización y eliminación de anomalías las lleva a cabo personal no cualificado existe peligro de lesiones.

### **Comportamiento en caso de anomalías**

- 1) En el caso de anomalías que supongan un peligro directo para personas o bienes de valor, active la parada de emergencia inmediatamente.
- 2) Comunicar la causa de la anomalía.
- 3) Si la reparación de la anomalía requiere la realización de tareas en la zona de peligro, desconectar la máquina y asegurarla contra una reconexión.
- 4) Informar inmediatamente de la anomalía al responsable de las prácticas de laboratorio.
- 5) En función del tipo de anomalía, encargar su reparación al personal especializado autorizado por el responsable de la práctica de laboratorio.

| Falla                          | Significado/Causa                                                                                                         | Medida                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  | Personal                                    |
|--------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------|
| Tablero de control no enciende | 1.Verificar la correcta conexión de la alimentación eléctrica 110V.                                                       | 1.1.Falta de tensión: Controlar el valor de la tensión en línea y la conexión eléctrica.<br>1.2. Verificar que los automatismos dentro del tablero de control del banco de pruebas estén en posición "ON".<br>1.3. Verificar si el indicador luminoso color amarillo este encendido, en caso de estar activo Cerrar el circuito de seguridad.                                                                                                                                                                                                           | Operario                                    |
| Falla                          | Significado/Causa                                                                                                         | Medida                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  | Personal                                    |
| Bomba agua                     | 1. El motor no arranca.<br>2. El motor gira sin bombear agua.<br>3. Caudal insuficiente.<br>4. Se dispara automato motor: | 1.1.Falta de tensión: Controlar el valor de la tensión en línea y la conexión eléctrica.<br>1.2. Impulsor bloqueado: Sena necesario desmontar el rodete y limpiarlo.<br>1.3. Defecto de la parte eléctrica: Consultar a un electricista especializado.<br>2.1. Verificar el nivel estático del agua, rellenar tanque de ser necesario.<br>2.2. Filtro en el interior del tanque parcialmente obstruido: Desmontar y limpiarlo<br>2.3. Aire en la aspiración: Verificar la estanqueidad en el tubo de aspiración y nivel de llenado estático del tanque. | Operario /personal eléctrico Especializado. |

|              |                                                                                                                                                                                                     | <p>2.4. Rodete obstruido:<br/>Desmontar la bomba y limpiar cuidadosamente el cuerpo interno de la bomba y el rodete.</p> <p>3.1. El motor se recalienta:<br/>Verificar el voltaje y la ventilación.</p> <p>3.2. Rodete bloqueado:<br/>Desbloquear el rodete.</p>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                            |                                             |
|--------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------|
| Falla        | Significado/Causa                                                                                                                                                                                   | Medida                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                      | Personal                                    |
| Bomba aceite | <ol style="list-style-type: none"> <li>1. El motor no arranca.</li> <li>2. El motor gira sin bombear agua.</li> <li>3. Caudal insuficiente.</li> <li>4. se protege el sistema eléctrico.</li> </ol> | <p>1.1. Falta de tensión: Controlar el valor de la tensión en línea y la conexión eléctrica.</p> <p>1.2. Impulsor bloqueado: Sena necesario desmontar el rodete y limpiarlo.</p> <p>1.3. Defecto de la parte eléctrica: Consultar a un electricista especializado.</p> <p>2.1. Verificar el nivel estático del agua, rellenar tanque de ser necesario.</p> <p>2.2. Filtro en el interior del tanque parcialmente obstruido: Desmontar y limpiarlo</p> <p>2.3. Aire en la aspiración: Verificar la estanqueidad en el tubo de aspiración y nivel de llenado estático del tanque.</p> <p>3.1 Rodete obstruido:<br/>Desmontar la bomba y limpiar cuidadosamente el cuerpo interno de la bomba y el rodete.</p> | Operario /personal eléctrico Especializado. |

|                                  |                                                                                                                                                                  | <p>4.1. El motor se recalienta:<br/>Verificar el voltaje y la ventilación.</p> <p>4.2. Rodete bloqueado:<br/>Desbloquear el rodete.</p>                                                                                                                                                                                                                                                                                |                                   |
|----------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------|
| Falla                            | Significado/Causa                                                                                                                                                | Medida                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                 | Personal                          |
| Calentador aceite                | <p>1. se protege los sistemas eléctricos.</p> <p>2. No calienta.</p>                                                                                             | <p>1.1. ineficiente y el gasto de energía se incrementa.</p> <p>1.2. La resistencia debe ser remplazada entre 2 a 3 años de uso ya que al ser corroídas empiezan a provocar fallas.</p>                                                                                                                                                                                                                                | personal eléctrico especializado. |
| Cuerpo de la tubería y válvulas. | <p>1. Falla en el cuerpo del tubo o accesorios</p> <p>2. Válvula deja pasar flujo en posición cerrada</p> <p>3. Indicador de rotámetro fijo en una posición.</p> | <p>1.1. Reapretar sección o tramo de tubería</p> <p>1.2. Reemplazar tramo.</p> <p>2.1. Reemplazar válvula.</p> <p>3.1 La válvula regulación de flujo esta daña:<br/>Verificar el correcto funcionamiento, de ser necesario realizar el cambio de la misma.</p> <p>3.2 Obstrucción en cuerpo de rotámetro:<br/>Desmontarlo y hacer limpieza con agua, verificar que no haya presencia de partículas en el interior.</p> | Operario                          |

## **Manual de mantenimiento**

Para garantizar la seguridad del usuario y un correcto funcionamiento del banco de pruebas se debe realizar los siguientes procedimientos.

### **Mantenimiento Eléctrico:**

- Comprobar que las conexiones están bien ajustadas, apretando los tornillos de las borneras y demás puntos de conexión.
- Verificar que el cableado se encuentre en buen estado para evitar posibles cortos, si existen cables pelados o deteriorados cambiarlos por unos nuevos.
- Identificar que las bobinas de los contactores y relés funcionan correctamente, midiendo el voltaje de entrada y salida con un multímetro, además de conmutarlos pasando corriente directamente.
- Examinar el estado de la toma que conecta a la pared, revisar que los contactos no estén oxidados ya que puede causar un corto.
- Inspeccionar el cableado eléctrico de la resistencia y de las bombas

### **Mantenimiento Hidráulico:**

- Desmontar y limpiar filtros en la succión de las bombas, estos están ubicados en la parte interna de los tanques.
- Realizar una vez al año una limpieza general de las tuberías de conexión, soltando las conexiones universales con una llave de tubo, lavar internamente con agua y aditivos para limpiar posibles sedimentos.

- Desacoplar el intercambiador de coraza y tubos anualmente, soltar los cabezales para realizar una limpieza interna de la coraza con agua y aditivos quitando sedimentos internos.
- Revisar y verificar el estado de todas las tuberías, válvulas y demás accesorios, identificando posibles puntos de óxido para su limpieza, además de asegurar el correcto funcionamiento de las válvulas de tal manera que abran y cierren suavemente sin dejar pasar el fluido.
- Verificar que no exista ningún tipo de fuga en las roscas de los accesorios en la tubería en general

### **Mantenimiento Mecánico:**

- Inspeccionar visualmente el estado de las bombas, asegurando que estas no presentan fugas. Si existe fuga realizar reparación o cambio de la bomba dañada.
- Limpiar el ventilador de enfriamiento del motor de la bomba, soltando la tapa trasera de la bomba, asegurando que el equipo se encuentra desenergizado.
- Verificar que las ruedas de la estructura giran normalmente y que el freno se acciona y suelta con facilidad. Aplicar un poco de grasa en el rodamiento para mejorar su movimiento.
- Revisar que la chapa del tablero de control abre y cierra con facilidad, si no es así aplicar un poco de grafito para que gire con suavidad.