 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

# **Desarrollo de una bomba de calor como circuito caliente del banco experimental de intercambiadores de calor torsionados del Laboratorio de Fluidos del ITM**

Andrés Felipe Pemberthy Builes

Jeniffer Taba Ledesma

Ingeniería electromecánica

Director: Juan Gonzalo Ardila Marín

**INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO**

**Junio 30 de 2016**

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## RESUMEN

---

El proyecto P13134 inició el desarrollo de un banco experimental para el estudio de la transferencia de calor en intercambiadores de calor torsionados, estudiantes de Ingeniería Electromecánica diseñaron y desarrollaron el experimento y el circuito frío del banco experimental, faltando solamente el desarrollo del circuito caliente y la instrumentación y puesta en marcha del banco completo para iniciar el desarrollo de correlaciones. Por lo anterior, el presente proyecto buscó desarrollar una bomba de calor que fuera el circuito caliente del banco experimental de intercambiadores de calor torsionados del Laboratorio de Fluidos del ITM, para lo cual diseñó la bomba de calor a partir de un sistema de aire acondicionado usado, que fue donado al ITM por la empresa Inducerv S.A.S. cubriendo las necesidades de instrumentación propias del uso que se le va a dar, posteriormente, se instaló la bomba de calor instrumentada en el banco experimental de intercambiadores torsionados que se implementó en el Banco Automatizado de Fluidos del Laboratorio G 404 del ITM, y al finalizar, se puso a punto el dispositivo instalado tras la instalación del software de los instrumentos que permitió el registro de temperaturas verificando su buen funcionamiento y la posibilidad de ejecución de los experimentos planeados.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

# TABLA DE CONTENIDO

---

1. INTRODUCCIÓN .....	4
2. ESTADO DEL ARTE .....	8
3. METODOLOGÍA.....	24
3.1. DISEÑO.....	24
3.2. MODELAMIENTO .....	28
3.3. INSTALACIÓN E INSTRUMENTACIÓN.....	31
3.4. PUESTA EN MARCHA .....	32
4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	33
4.1. DISEÑO.....	33
4.2. INSTALACIÓN Y PUESTA EN MARCHA DE LA BOMBA DE CALOR .....	34
4.3. INSTRUMENTACIÓN .....	37
4.4. PUESTA EN MARCHA .....	38
5. CONCLUSIONES .....	43
REFERENCIAS .....	44

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

# 1. INTRODUCCIÓN

---

La energía es un recurso natural limitado cuya generación en forma de calor tiene unos costos económicos y unos impactos ambientales de cierta envergadura, por lo que avanzar en su uso responsable contribuye al bienestar de todos. En este sentido, los gerentes de plantas industriales y de empresas terciarias, y en general, los responsables de procesos o servicios que implique la calefacción de agua, como profesionales encargados de la gestión y de la operación de los activos físicos y del buen funcionamiento de sus instalaciones, las empresas de mantenimiento, y el conjunto de usuarios, cada uno desde su ámbito profesional o de responsabilidad, constituyen agentes fundamentales en la estrategia colectiva de impulsar un uso más eficiente de la energía (García San José, 2008). La empresa local “E.S. Energía Solar Ltda.” cuenta con 30 años de experiencia ofreciendo sus servicios en proyectos de calentamiento de agua, climatización de piscinas, secado, bombas de calor y pisos radiantes. Sus propietarios se han interesado en el desarrollo de intercambiadores de calor de tubo espiral, fabricados mediante procesos de conformado por deformación plástica de metales y ensamble permanente por medio de unión soldada aplicados a tubos flexibles de cobre de ½” comerciales. “Energía Solar” se encuentra desde 2007 en el desarrollo de un dispositivo intercambiador de calor que permita calentar agua para un régimen de consumo residencial aprovechando las ventajas combinadas de su aplicación tradicional de intercambiadores de calor de tubo espiral, y por otro lado, de una adquisición tecnológica en el campo de colectores solares y aprovechamiento de radiación solar: tubos de vacío. La Figura 1 esquematiza el modelo realizado por el Ing. Juan Gonzalo Ardila Marín (Investigador Principal del proyecto en el cual se enmarca este trabajo de grado, y Director del mismo) para el análisis del sistema en estudio, dicho modelo no fue validado. Ahora están interesados en la aplicación de un producto innovador: intercambiador de calor de tubo de titanio torsionado y en hélice para la climatización de piscinas usando bomba de calor con refrigerante R-134a. La Figura 2 ilustra el dispositivo de interés.

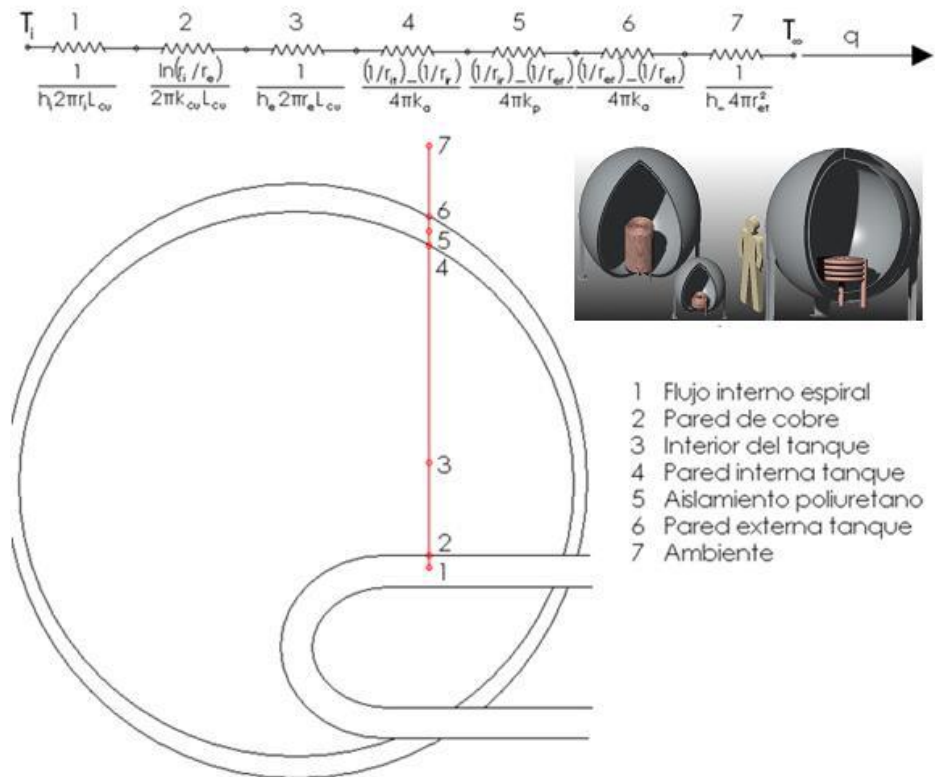


Figura 1 Esquema del modelo calentador de agua para consumo residencial. Aportado por el Director del Trabajo de Grado.

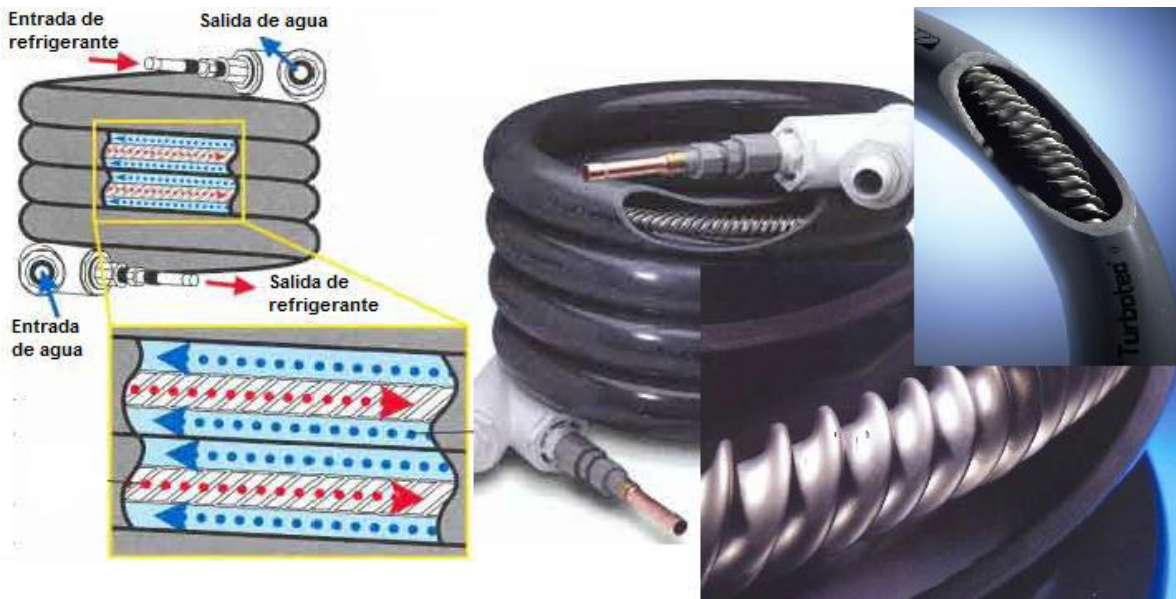


Figura 2 Intercambiador de tubo de titanio torsionado y en hélice. Adaptado de (Turbotec Products, Inc., 2010)

Por lo anterior, en 2011 se dio inicio al proyecto de desarrollar correlaciones de transferencia de calor y caída de presión en intercambiadores de calor de tubo torsionado

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

en espiral y hélice. Dichas correlaciones serían determinadas teóricamente mediante el desarrollo de un código computacional con ANSYS. Y posteriormente, en 2013, se dio inicio al proyecto de validar dichas correlaciones experimentalmente mediante el desarrollo de un banco de prueba que simule un circuito funcional realístico. En este proyecto es necesario proyectar un banco experimental que permita medir y controlar las variables que determinan la transferencia de calor y la caída de presión en intercambiadores de calor de tubo torsionado helicoidal, está es una fase fundamental para el desarrollo experimental de correlaciones.

Así que aunque Andrés Zachár en 2010 aborda el problema de incrementar aún más la transferencia de calor en tubos en hélice con técnicas pasivas como el torsionado o el tallado de hélices alrededor del tubo, lo hace de forma teórica y propone correlaciones numéricas, siendo este estudio lo más cercano a tubos torsionados disponible en la literatura actual (Zachár, 2010). La evaluación del estado del arte, discutida en el siguiente apartado, muestra la intensidad del trabajo investigativo, tanto numérico como experimental, alrededor de mejoras pasivas como el curvado de tubos, pero no se encuentra ni un solo estudio experimental sobre tubos con doble mejora (curvado y torsionado). Las correlaciones numéricas deben ser evaluadas en dispositivos experimentales similares a las aplicaciones reales que tendrán los intercambiadores de calor, o en lo posible, es necesario desarrollar correlaciones empíricas que validen los modelos numéricos y sirvan como herramientas para facilitar el diseño de aplicaciones de los intercambiadores e incentivar su fabricación, comercialización y uso en la industria local. Por lo anterior, el presente proyecto buscó desarrollar una bomba de calor que fuera el circuito caliente del banco experimental de intercambiadores de calor torsionados del Laboratorio de Fluidos del ITM, para lo cual diseñó la bomba de calor a partir de un sistema de aire acondicionado usado, que fue donado al ITM por la empresa Inducerv S.A.S. cubriendo las necesidades de instrumentación propias del uso que se le va a dar, posteriormente, se instaló la bomba de calor instrumentada en el banco experimental de intercambiadores torsionados que se implementó en el Banco Automatizado de Fluidos del

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Laboratorio G 404 del ITM, y al finalizar, se puso a punto el dispositivo instalado tras la instalación del software de los instrumentos que permitió el registro de temperaturas verificando su buen funcionamiento y la posibilidad de ejecución de los experimentos planeados.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 2. ESTADO DEL ARTE

---

Vimal Kumar, y otros, estudiaron la caída de presión y la transferencia de calor en intercambiadores de calor de tubos helicoidales concéntricos, su propósito fue determinar experimentalmente las variaciones hidrodinámicas y de transferencia de calor con caudales totalmente desarrollados para los tubos interior y exterior del intercambiador de calor. Se realizaron experimentos en condiciones de estado estacionario con agua como fluido de trabajo al interior y exterior. El caudal interno fue variado en un rango de 140 – 240 L/h para un caudal constante del lado externo. Fueron utilizados tres niveles del flujo externo: 1800, 2000, y 2500 L/h. Se registraron mediciones de temperatura desde los 300s cada diez segundos con fluctuaciones en la lectura de la temperatura de  $\pm 0.15^{\circ}\text{C}$ . Aunque los termopares tipo T tenían límites de error de  $0,5^{\circ}\text{C}$ , cuando se utilizan en agua común en estado estacionario las lecturas estuvieron dentro de  $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ . Todos los termopares fueron contruidos del mismo rollo de alambre, y por lo tanto la capacidad de repetición de las lecturas de temperatura era alta. Igualmente para el estudio de transferencia de calor en el tubo externo, el caudal interno fue mantenido constante en 240 L/h y la variación del caudal fue hecha en el anillo. En la entrada del tubo externo la temperatura del agua de enfriamiento fue de  $26-28^{\circ}\text{C}$ , y aumentaba de  $4 - 5^{\circ}\text{C}$  a la salida. Durante los experimentos la temperatura ambiente era  $27 - 28^{\circ}\text{C}$ , por lo tanto, no había mucha pérdida de calor de la pared externa (Kumar, Saini, Sharma, & Nigam, 2006).

H. Shokouhmand, M. R. Salimpour, y otros, investigaron experimentalmente los intercambiadores de calor de coraza y tubo en espiral usando el método de “Wilson Plots”. El rango de operación de los parámetros se estableció entre  $0.016 - 0.113 \text{ kg/s}$  para el flujo de agua al interior del tubo,  $0.019 - 0.136 \text{ kg/s}$  para el flujo de agua a través de la coraza,  $33.4 - 53.2^{\circ}\text{C}$  a la entrada del tubo, y  $10.9 - 19.2^{\circ}\text{C}$  a la entrada de la coraza, se verificaron temperaturas de salida de  $23.5 - 44.9^{\circ}\text{C}$  del tubo, y  $14.6 - 37.3^{\circ}\text{C}$  de la coraza. Como se



	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

puede verse hubo un extenso rango de caudales y se configuraron para flujo paralelo y para contra flujo. Las pruebas fueron realizadas para tres intercambiadores de calor de tubo en espiral con un total de 150 ejecuciones. El coeficiente global de transferencia de calor,  $U_o$ , fue calculado con los datos de temperatura y de caudal utilizando la siguiente ecuación:

$$U_o = \frac{\dot{Q}}{A_o LMTD} \quad (1)$$

Donde  $A_o$  es el área de la superficie exterior del tubo en espiral;  $\dot{Q}$  es la tasa de transferencia de calor; y  $LMTD$  es la diferencia de temperatura media logarítmica, con base a la diferencia de temperatura al interior,  $\Delta T_1$  y la diferencia de temperatura al exterior,  $\Delta T_2$ . Calculada utilizando la siguiente ecuación:

$$LMTD = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (2)$$

Los coeficientes de transferencia de calor para la coraza,  $h_o$ , y para el tubo,  $h_i$ , fueron calculados utilizando el método de “Wilson Plots”, los coeficientes de transferencia de calor pueden ser calculados con base a la diferencia de temperatura global y la tasa de transferencia de calor. El método de “Wilson Plots” se genera al calcular los coeficientes globales de transferencia de calor para un número de ensayos donde un fluido se mantiene constante y el otro es variado. En este trabajo, el flujo en el tubo en espiral se mantuvo constante y el flujo a través de la coraza fue variado para cinco diferentes caudales. El coeficiente global de transferencia de calor puede ser relacionado con los coeficientes de transferencia de calor interior y exterior mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{A_o \ln(d_o / d_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o} \quad (3)$$

Donde  $d_i$  y  $d_o$  son los diámetros interior y exterior del tubo, respectivamente;  $k$  es el coeficiente de conductividad térmica de la pared; y  $L$  es la longitud del intercambiador de calor. Después de calcular los coeficientes globales, las únicas variables desconocidas en la ecuación son los coeficientes de transferencia de calor. Al mantener constante el flujo másico al interior del tubo, entonces se puede asumir que el coeficiente de transferencia de calor al interior es constante. El coeficiente de transferencia de calor exterior se asume que se comporta de la siguiente manera con la velocidad del flujo en la coraza,  $v_o$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$h_o = C v_o^n \quad (4)$$

Sustituyendo en la ecuación de resistencias, se determinaron los valores para  $C$  y  $n$  con un ajuste de curvas. Los coeficientes de transferencia de calor interior y exterior fueron entonces calculados. Este proceso fue repetido para cada configuración, tamaño de bobina y tasa de flujo interno. Esto resultó en 30 repeticiones del método de “Wilson Plots”, y 30 coeficientes de transferencia de calor internos. Para cada ejecución del método de “Wilson Plots”, fueron calculados 5 coeficientes de transferencia de calor exteriores. En total fueron calculados 150 coeficientes de transferencia de calor exteriores. El análisis de incertidumbre fue realizado por el método propuesto por Schultz y Cole para todos los experimentos, y fue encontrado que el error experimental esperado estaba en  $\pm 8\%$  para todas las corridas (Shokouhmand, Salimpour, & Akhavan-Behabadi, 2008).

J.S. Jayakumar, y otros, estimaron la transferencia de calor, numérica y experimentalmente, de intercambiadores de calor de tubo en bobina helicoidal. Tomaron las medidas solamente después de que las temperaturas lograrán valores constantes. Se realizaron experimentos para cinco diferentes caudales a través de la bobina y para tres diferentes valores de temperatura en la entrada. Durante el transcurso de cada conjunto de experimentos, la tasa de flujo a través de la carcasa se mantuvo constante, garantizando un coeficiente de transferencia de calor constante en la parte exterior. Una vez que se logró un estado estacionario, se observaron los valores de índices de corriente de los líquidos, las temperaturas en la entrada y la salida de ambos fluidos, y la entrada de energía al calentador y a la bomba (Jayakumar, Mahajani, Mandal, Vijayan, & Bhoi, 2008).

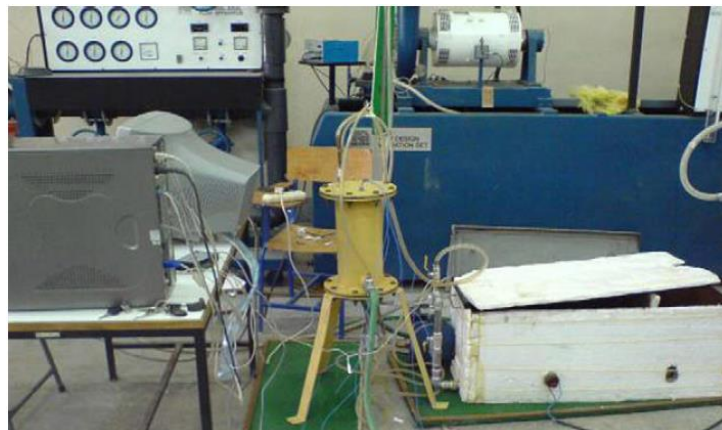
N. Ghorbani, y otros, estudiaron experimentalmente la transferencia de calor por convección en intercambiadores de calor de tubo helicoidal en posición vertical, las Figuras 3 y 4 muestran el aparato utilizado para los experimentos con el intercambiador de calor. Se utilizó agua como fluido de trabajo, pasando a través de seis calentadores eléctricos antes de entrar al tubo. Una válvula se instaló en la entrada del intercambiador de calor

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

para controlar la tasa de flujo y el agua fría se tomó de la red urbana para circular por la coraza. La tasa de flujo fue medida mediante el uso de un cilindro de medición calibrado y un cronometro posicionado en la salida del intercambiador de calor. La temperatura del agua de la entrada del tubo fue controlada por un termostato. Se evaluaron cuatro temperaturas: 50, 60, 70 and 80°C, la temperatura de entrada de la coraza fue la temperatura del agua del grifo. Estas temperaturas pretenden simular la temperatura de salida de un colector solar de placa plana. La tasa de flujo másico tanto para la coraza como para el tubo fue 0.03, 0.05, 0.09, y 0.113 kg/s. Las especificaciones del intercambiador de calor se muestran en la Tabla 1 (Ghorbani, Taherian, Gorji, & Mirgolbabaeei, 2010).

*Tabla 1. Características geométricas del intercambiador de calor estudiado por N. Ghorbani. Adaptado de (Ghorbani, Taherian, Gorji, & Mirgolbabaeei, 2010)*

No.	$D_{t,o}$ (mm)	$D_{t,i}$ (mm)	$D_c$ (mm)	$D_{s,i}$ (mm)	$D_{s,o}$ (mm)	$H$ (mm)	$\rho$ (mm)	$N$
<b>1</b>	9.47	7.77	125.71	88.9	157	383	16.47	23.25
<b>2</b>	12.59	10.82	128.31	88.9	157	383	16.47	23.25
<b>3</b>	12.59	10.82	128.31	88.9	157	383	23.57	16.25



*Figura 3 Banco experimental. Tomado de (Ghorbani, Taherian, Gorji, & Mirgolbabaeei, 2010)*

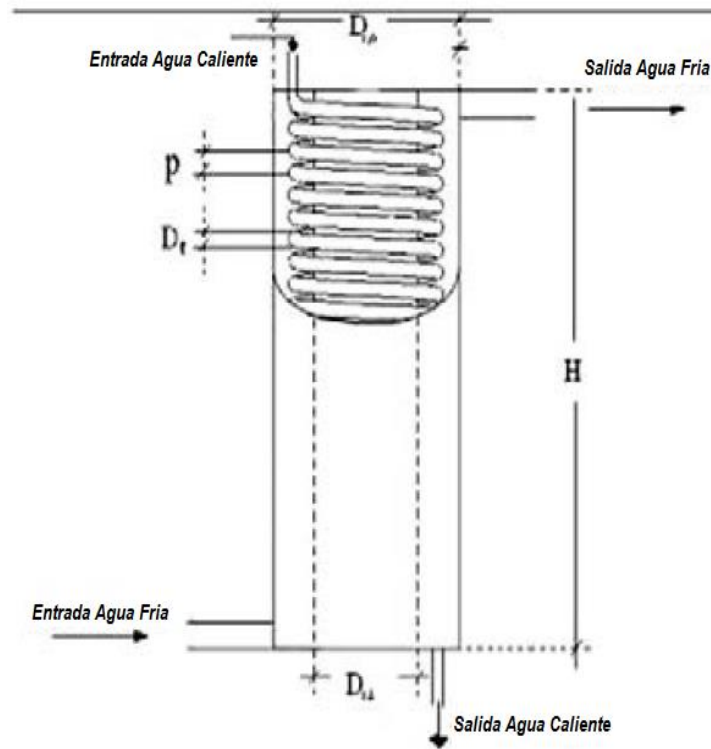


Figura 4 Diagrama esquemático del intercambiador de calor. Adaptado de (Ghorbani, Taherian, Gorji, & Mirgolbabaie, 2010)

La bobina fue formada cuidadosamente usando tubo recto de cobre OD de 9.52 y 12.5 mm. Se tuvo cuidado para localizar la bobina en el centro del espacio circular entre la parte interior y exterior de la coraza. Las temperaturas fueron medidas utilizando cuatro termopares tipo K localizados a igual distancia con el fin de medir la superficie del tubo y la temperatura del fluido. Otros cuatro termopares fueron localizados en las entradas y salidas del intercambiador de calor para medir las temperaturas de los fluidos. Un dispositivo de adquisición de datos hecho por Advantech modelo USB 4718 que tiene una capacidad para ocho canales de entradas analógicas en conexión con un PC fue usado para registrar todas las temperaturas medidas. Todas las pruebas fueron realizadas bajo condiciones de estado estacionario. Un código de Visual Basic fue creado para recuperar y almacenar los datos de temperatura y desarrollar los cálculos. Los valores fueron medidos aproximadamente en un periodo de 4 minutos (Ghorbani, Taherian, Gorji, & Mirgolbabaie, 2010).

Para la determinación de la tasa de flujo de calor, se asumió que la resistencia térmica de la pared del tubo de cobre era insignificante. La temperatura de la superficie de la bobina fue

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

tomada como igual a la temperatura del agua al interior de la bobina en la misma posición con el fin de calcular el flujo de calor local. De acuerdo con la investigación de Srinivasan (Srinivasan, Nadapurkar, & Holland, 1970), el número de Reynolds crítico para el flujo en la tubería helicoidal, el cual determina si el flujo es laminar o turbulento, está relacionado con la siguiente curva (Ghorbani, Taherian, Gorji, & Mirgolbabaei, 2010):

$$Re_{crit.} = 2100[1 + 12(d/D)^{0.5}] \quad (5)$$

Los valores de la razón de transferencia de calor y  $h_o$ , y los valores de los números de *Reynolds*, *Rayleigh* y *Nusselt*, fueron calculados utilizando las siguientes ecuaciones. Todas las propiedades fueron promediadas sobre la entrada y la salida del fluido en cada lado (Ghorbani, Taherian, Gorji, & Mirgolbabaei, 2010):

$$Q_h = \dot{m}_c c p_c (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (6)$$

$$\frac{1}{h_o} = \frac{1}{U} - \frac{1}{h_i} \quad (7)$$

$$Re_s = \frac{V_s L}{\nu} \quad (8)$$

$$Ra_s = \frac{g \beta \Delta T L^3}{\alpha \nu} \quad (9)$$

$$Nu = \frac{h_o d}{k} \quad (10)$$

*Dónde:  $Q_h$  es la razón de transferencia de calor del agua caliente,  $\dot{m}_c$  es el flujo másico en la bobina,  $T_{h,i}$  y  $T_{h,o}$  son las temperaturas de entrada y salida del agua caliente, respectivamente,  $T_{c,i}$  y  $T_{c,o}$  son las temperaturas de entrada y salida en la bobina, respectivamente,  $Re$  es el número de Reynolds,  $V_s$  es la velocidad,  $L$  es la longitud total de la bobina,  $Ra$  es el número de Rayleigh,  $g$  es la aceleración gravitacional,  $\beta$  es el coeficiente de expansión térmica volumétrica,  $\alpha$  es el coeficiente de difusividad térmica,  $Nu$  es el número de Nusselt,  $k$  es el coeficiente de conductividad térmica.*

Como todo informe de investigación experimental, el análisis de la incertidumbre experimental debe ser tratado de forma adecuada. El método propuesto por Kline y McClintock parece ser ampliamente aceptado por los autores de los documentos científicos. La incertidumbre en los parámetros hidráulicos y de transferencia de calor fue

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

evaluada con base en el método antes mencionado. Los resultados son reportados en la Tabla 2.

Tabla 2. Incertidumbres experimentales de parámetros importantes. Adaptado de (Ghorbani, Taherian, Gorji, & Mirgolbabaeei, 2010)

Parámetro	Incertidumbre (%)	Parámetro	Incertidumbre (%)
$LMTD$	5.8	$\dot{m}_c$	1
$U$	9.5	$\dot{m}_s$	1.6
$Nu_i$	1	$Re_{Deq}$	1.74
$Nu_{Deq}$	6.6	$Q$	2.47
$St$	7.1	$h_i$	1.14
$NTU$	11.97	$h_o$	6.43
$\epsilon'$	1	$\epsilon$	1

Conté & Peng, investigaron numérica y experimentalmente el rendimiento de la transferencia de calor de intercambiadores de bobina rectangular, la Figura 5 muestra un esquema del montaje experimental compuesto principalmente por una bomba, un depósito y un ducto de agua, que se empleó como fluido de trabajo. El circuito cerrado de agua fue hecho en acrílico transparente resistente a la abrasión para facilitar la visualización. La bomba es conducida por un motor de 245W, 2.35A, 230V, 6 $\mu$ F y 1320rpm. Las características del calentador son 220V, 50Hz y 1000W con una temperatura de trabajo desde 5 hasta 95°C. Las dimensiones del interior de la sección de prueba son 100mm de ancho por 100mm de alto por 400mm de largo, lo cual es mucho más largo que el intercambiador de calor. Debido a la dificultad experimental, la prueba no pudo ser realizada como en la simulación, y consecuentemente, solo algunas de las características importantes del flujo y de la transferencia de calor fueron comparadas. Antes del experimento el agua fue calentada hasta la temperatura deseada en el calentador 1 y entonces la bomba 2 fue usada para conducir el agua caliente hacia el intercambiador de calor 5. Desde el intercambiador, el agua fluyó hasta el calentador 1. Para el lado de la coraza, el agua fría fluyó desde el depósito 3 hacia el ducto de agua 4 y, las válvulas 6 fueron

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

utilizadas para el ajuste y control de los caudales deseados. Las temperaturas fueron medidas con un termopar calibrado teniendo 0.1° de incertidumbre. Las posiciones de los termopares utilizados para medir la temperatura son mostrados en la figura 5b donde las mediciones fueron hechas en posiciones equidistantes aguas arriba y aguas abajo del intercambiador de calor. Por lo tanto, los termopares fueron localizados a 75mm desde el intercambiador, con un punto de medida aguas arriba (o antes del intercambiador) y tres puntos de medición aguas abajo, como se muestra en la figura 5b. Las mediciones de temperatura fueron recolectadas y grabadas en un computador personal. Las dimensiones del cubo que abarca el intercambiador de calor usado para el experimento son 32X35X55mm. También, el intercambiador está compuesto con una bobina interior y una exterior con el mismo diámetro interior del tubo  $d=1.5$  mm y sección transversal circular. Sin embargo, la bobina exterior y la bobina interior tienen el mismo número de tubos rectos y codos: 9 tubos rectos y 8 codos, cada uno; ver Figura 5c (Conte & Peng, 2009).

En el presente trabajo experimental el coeficiente de transferencia de calor y la razón de transferencia fueron determinados con base en las mediciones de temperatura. El intercambio de calor entre el agua caliente fluyendo en el intercambiador y el agua fría fluyendo a través del ducto de agua fue calculado con las ecuaciones de flujo. La transferencia de calor en el tubo:

$$Q = \dot{m}_t C p_t (t_{in} - t_{out}) \quad (11)$$

*Dónde:  $Q$  es la transferencia de calor,  $\dot{m}_t$  es el flujo másico en el tubo,  $C p_t$  es el calor específico en el tubo,  $t_{in}$  y  $t_{out}$  son las temperaturas de entrada y salida, respectivamente.*

La transferencia de calor en la coraza:

$$Q = \dot{m}_s C p_s (t_{in} - t_{out}) \quad (12)$$

*Dónde:  $\dot{m}_s$  es el flujo másico en la coraza,  $C p_s$  es el calor específico en la coraza.*

La razón de flujo másico se estimó mediante el registro del flujo dentro de un cilindro graduado (750ml de volumen interior) desde el exterior del intercambiador y desde la válvula de aguas abajo del ducto de agua para la coraza. Las propiedades físicas fueron evaluadas con la temperatura media, o  $T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$ . El coeficiente de transferencia de

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

calor fue calculado. La transferencia de calor global en la superficie fue calculada con base al diámetro del tubo y a la longitud extendida de la tubería,  $A_{total} = \pi L d$ . La longitud extendida de la tubería fue cerca de  $L = 1\text{m}$ ; así,  $A_{total} = 0.0047\text{m}^2$  o  $A_{total} = 4710\text{mm}^2$ . La diferencia de temperatura media logarítmica fue determinada (Conte & Peng, 2009).

Reddy & Rao en 2013, registraron la tasa de flujo de masa de nanofluido y fluido caliente, nanofluidos con diferentes concentraciones de volumen se prepararon añadiendo la cantidad necesaria de nanopartículas para el fluido base EG/W. Para asegurar la dispersión uniforme de las nanopartículas en la base de fluido, la solución se agitó mecánicamente durante aproximadamente 8 h. El factor de fricción de nanofluido se mide en términos de caída de presión. Un manómetro de tubo en U se emplea para medir la caída de presión de nanofluido lo largo de la longitud de la sección de prueba, el montaje experimental puede apreciarse en las figuras 6 y 7 (Sekhara Reddy & Vasudeva Rao, 2013).

El manómetro de tubo en U está unido a los orificios de 4 mm en ambos extremos del tubo interior. El mercurio se utiliza como fluido manométrico. Además, los experimentos de transferencia de calor se llevaron a cabo con nanofluido en un tubo interior con insertos helicoidales que han sido diseñados con  $P/d = 1$  y  $2.5$  que se muestra en la Figura 8. El diámetro del alambre helicoidal es  $0,002\text{ m}$  y la longitud es de  $1,5\text{ m}$  insertados en el tubo desde un extremo de la sección de prueba. El número de Reynolds se calcula basándose en el diámetro equivalente cuando se utilizan insertos helicoidales. Los experimentos iniciales sobre la transferencia de calor y el factor de fricción se llevaron a cabo con fluido base que es una mezcla de etilenglicol y agua en la proporción de 40-60% en peso como fluido de trabajo, posteriormente, nanofluidos con diferentes concentraciones de volumen se introdujeron en el sistema (Sekhara Reddy & Vasudeva Rao, 2013).



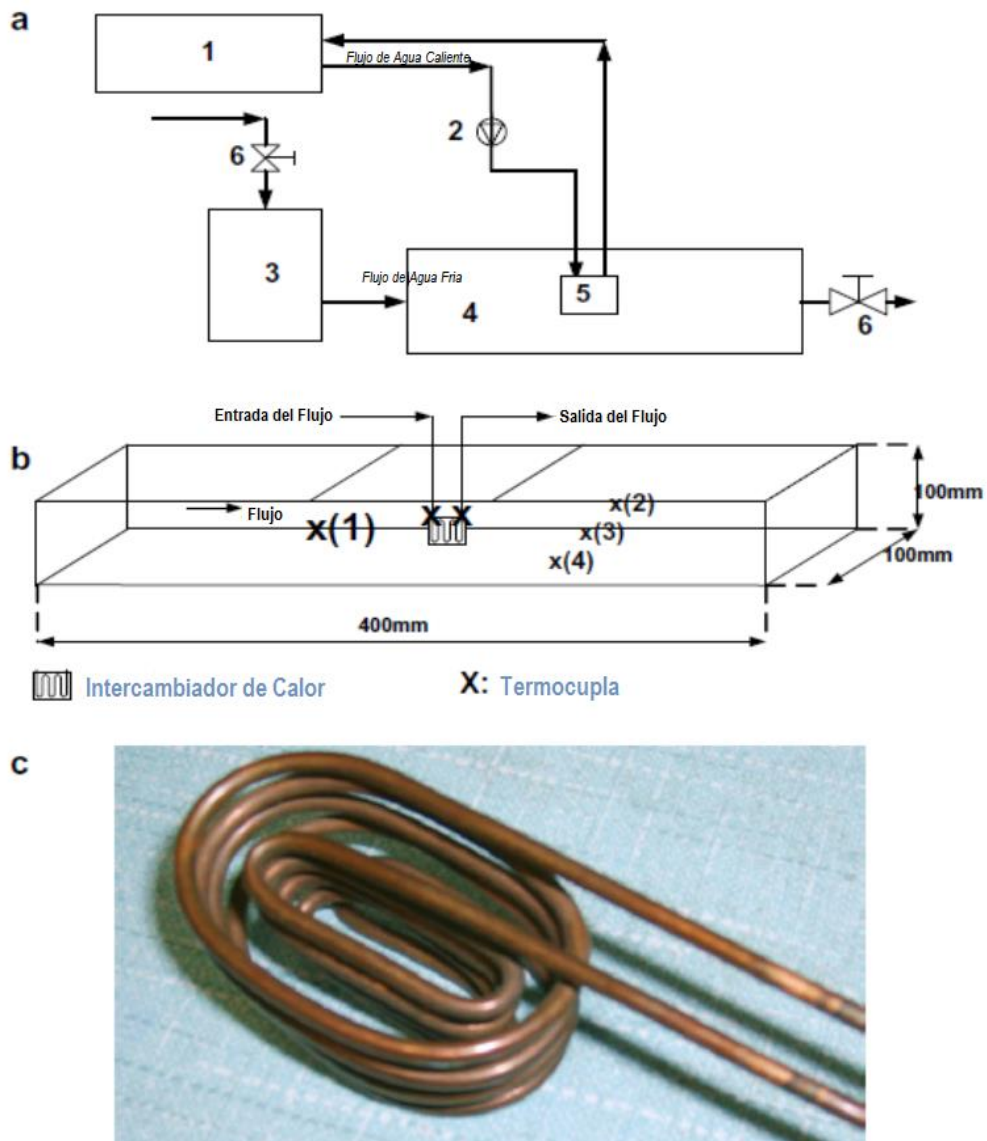


Figura 5 Montaje experimental. (a) Diagrama esquemático. (b) Sección de prueba y posición de termocuplas. (c) Intercambiador de calor. Adaptado de (Conte & Peng, 2009)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

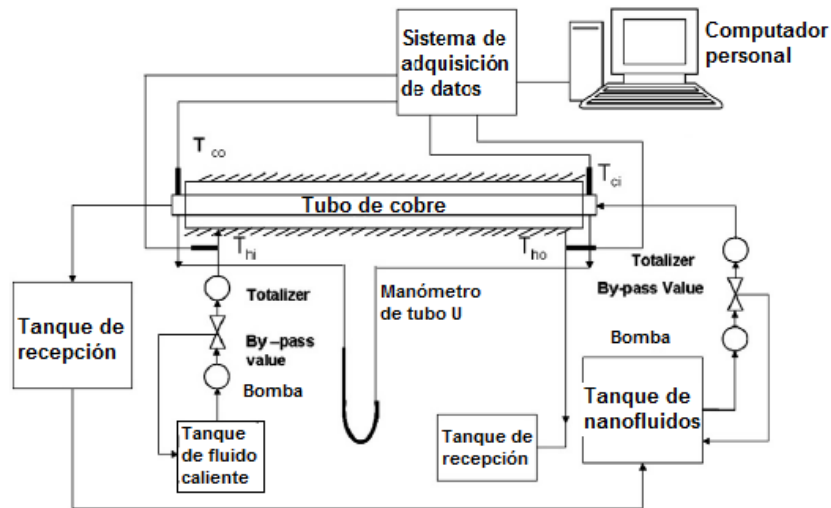


Figura 6 Diagrama esquemático de configuración experimental. Adaptado de (Sekhara Reddy & Vasudeva Rao, 2013)



Figura 7 Fotografía de montaje experimental. Tomado de (Sekhara Reddy & Vasudeva Rao, 2013)

La figura 9 muestra el dibujo esquemático del sistema experimental empleado por Simin Wang, y otros, en su investigación experimental de la mejora en la transferencia de calor de intercambiadores con baffles helicoidales. Se compone de un sistema de circuito de agua, un sistema de circuito de aceite y un sistema de adquisición de datos. El aceite se calienta mediante un calentador eléctrico y fluye entonces en el lado de coraza como fluido caliente. Los baffles deflectores son probados en el mismo intercambiador de calor para la comparación en condiciones de funcionamiento idénticas (Wang, Wen, Yang, Xue, & Tuo, 2014).

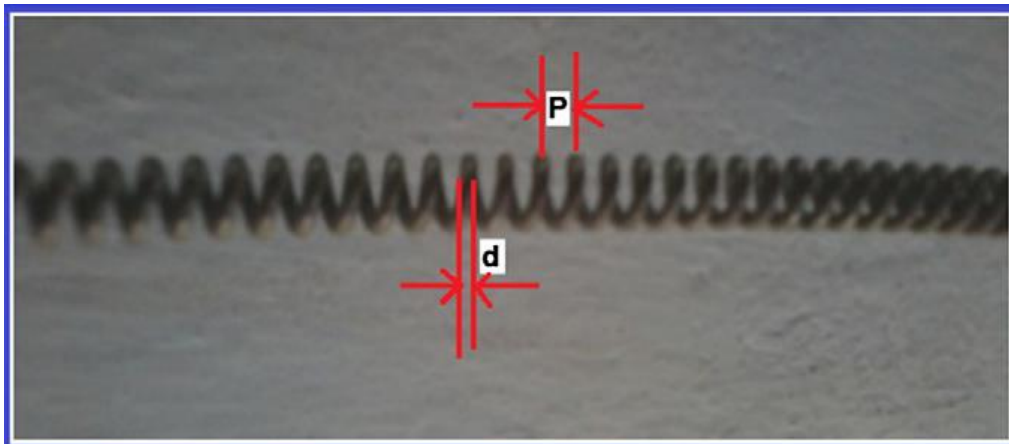


Figura 8 Fotografía de insertos de alambre de la bobina. Tomado de (Sekhara Reddy & Vasudeva Rao, 2013)

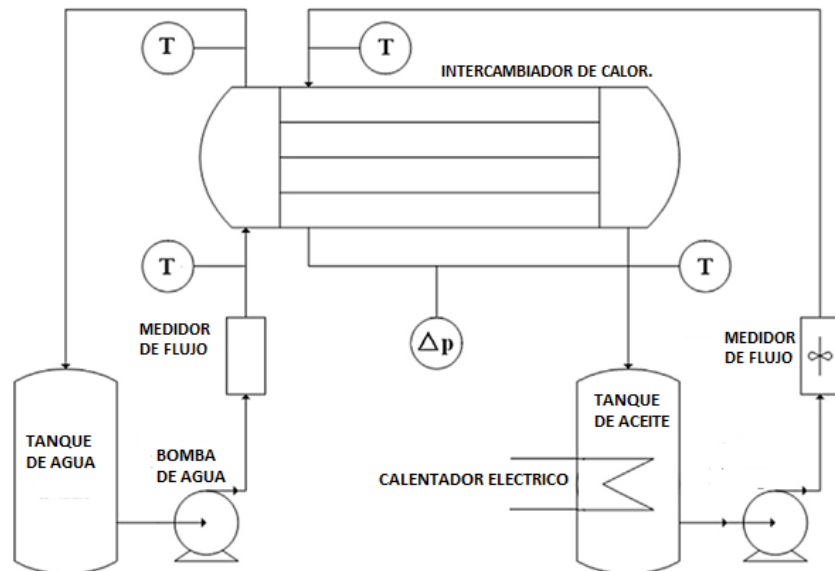


Figura 9 Esquema del montaje experimental. Adaptado de (Wang, Wen, Yang, Xue, & Tuo, 2014)



Figura 10 La disposición del banco experimental. Tomado de (Wang, Wen, Yang, Xue, & Tuo, 2014)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

El sistema de adquisición de datos se compone de sensores, tarjeta de adquisición, programa de adquisición y PC. Se analizan los efectos de la configuración mejorada en la caída de presión y en el rendimiento de la transferencia de calor. La disposición del banco experimental se muestra en la Figura 10. El diámetro interno del lado de la carcasa es de 250 mm y el diámetro externo del tubo es de 19 mm. Hay 57 tubos, como se muestra en la Figura 11, con la longitud de 2500 mm. Dos bombas centrífugas QB-100 se utilizaron en el experimento para determinar el flujo de agua y aceite, respectivamente. Hay dos tanques para el aceite y el agua con una capacidad de 1 m<sup>3</sup> y 4 m<sup>3</sup>, respectivamente. Un rotámetro LZB-100 se utilizó para medir el flujo de agua y el error de medición fue menor que 2,0%. La temperatura se mide mediante termopares de cobre con errores de medida de menos de 0,1 °C (Wang, Wen, Yang, Xue, & Tuo, 2014).

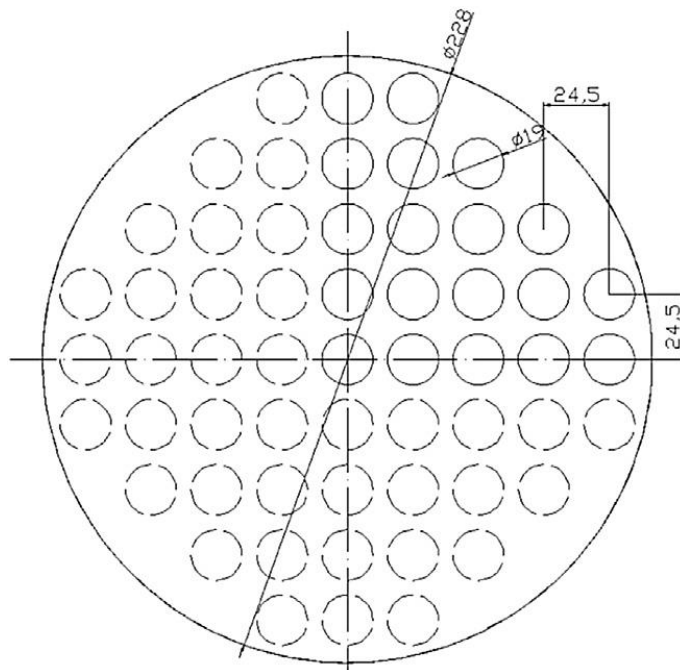


Figura 11 Figura esquemática de la distribución de tubo. Tomado de (Wang, Wen, Yang, Xue, & Tuo, 2014)

El diagrama esquemático del montaje experimental, para la realización de experimentos de transferencia de calor agua-agua, que se muestra en la Figura 12, fue empleado por Rane & Tandale en su estudio experimental y analítico de intercambiadores de tubos concéntricos. Incluyó un módulo cubierto con aislamiento en la sección de prueba, un calentador de agua eléctrico, válvulas, bomba e instrumentación para la medición. El montaje experimental se

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

compone de dos circuitos de fluido. El primer circuito, como se muestra en la Figura, es de agua caliente. El agua caliente se genera en un calentador de agua eléctrico, que tiene una capacidad de aproximadamente 9 kW. El caudal de agua caliente del calentador es controlado por la válvula y su temperatura en la entrada a la sección de prueba está controlada por un Variac de tres fases. La temperatura del agua caliente en la entrada y la salida de la sección de prueba se miden por termopares de tipo K. El segundo circuito es el de refrigeración como se muestra en la mitad superior de la Figura 12. Este es de bucle abierto con un medidor de turbina digital para la medición de la tasa de enfriamiento del flujo de agua y la presión de la válvula de control para regular la velocidad de flujo. La tasa de flujo de agua se ajustó a diferentes valores (Rane & Tandale, 2005).

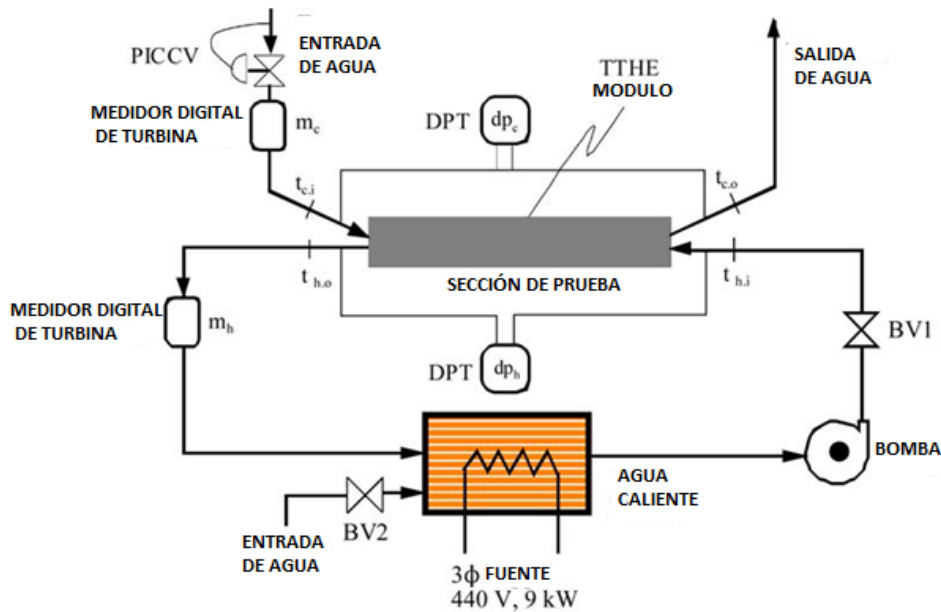
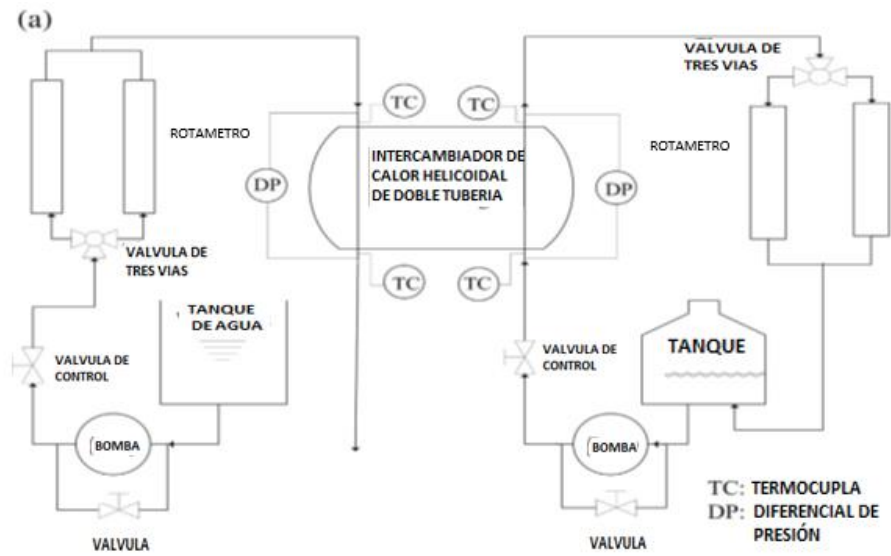


Figura 12 Esquema de la configuración experimental para la transferencia de calor agua-agua. Adaptado de (Rane & Tandale, 2005)

Zan Wu, y otros, estudiaron la caída de presión, la transferencia de calor por convección y el empleo de nanofluidos en intercambiadores de tubos concéntricos en bobina helicoidal. Una ilustración esquemática de la configuración experimental empleada se muestra en la Figura 13a. Se compone de dos bucles, para los líquidos fríos y calientes, respectivamente. El agua caliente o nanofluido corre en el circuito cerrado, mientras que el agua fría es forzada por el lazo abierto. El nanofluido se calienta en un depósito de 50 L por un

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

calentador eléctrico incrustado de 6 kW fijo en la parte inferior del depósito. El fluido caliente se bombea desde el depósito, y luego pasa a una válvula de control, entra en el tubo interno del intercambiador enrollado helicoidalmente, entra en un rotámetro, y vuelve al depósito. Para el bucle frío, el agua fluye a través de la bomba desde un tanque de agua, pasa a una válvula de control, entra en el rotámetro para medir el caudal, y luego entra en el intercambiador en contracorriente. Cada circuito tiene dos rotámetros de medición de caudal. Un transductor de presión diferencial con una precisión de 0,075% se utilizó para medir la caída de presión a través del tubo interior. Todos los rotámetros fueron calibrados para el agua y nanofluidos de diferentes concentraciones a diferentes temperaturas mediante el uso de un cronómetro y medición en los cilindros. Las temperaturas de entrada y de salida del tubo interno y el anillo se midieron con cuatro termopares de cobre calibrados con una precisión de 0,1 K, respectivamente. Todas las mediciones de temperatura fueron grabadas por un registrador. El intercambiador de calor enrollado helicoidalmente de doble tubo fue construido por tubos de cobre y conexiones de cobre estándar. El tubo interior enrollado helicoidalmente, que se muestra en la Figura 13b, tiene un diámetro interior ( $d_i$ ) de 13,28 mm. La superficie exterior del tubo interior se ha mejorado con aletas circulares (no mostrados en la Figura) Con una altura de la aleta de 3,2 mm. La relación de la superficie exterior ( $A_o$ ) a la superficie interior ( $A_i$ ) del tubo interior es 4,83. El tubo exterior enrollado helicoidalmente tiene un diámetro interior de 26 mm. El diámetro hidráulico aproximado del lado del anillo ( $d_a$ ) es de 8 mm (sin considerar las aletas). El número de vueltas ( $n$ ) de las bobinas helicoidales es 4,5, y cada bobina tiene un diámetro de curvatura ( $D_c$ , medida desde el centro del tubo interior) de 254 mm. El paso de la espiral helicoidal ( $p$ ) es de 34,5 mm. La longitud total del intercambiador de calor helicoidal evaluado es de 3,591 m. La temperatura de entrada del fluido caliente se mantuvo a  $28,0 \pm 3,0^\circ\text{C}$ . La temperatura de entrada del fluido frío se mantuvo a  $5,5 \pm 0,5^\circ\text{C}$ . Para cada condición de ensayo, se registraron y promediaron cuatro mediciones. Además, la repetitividad de los experimentos era muy buena, con una desviación de menos de 1,0% (Wu, Wang, & Sundén, 2013).



(b)

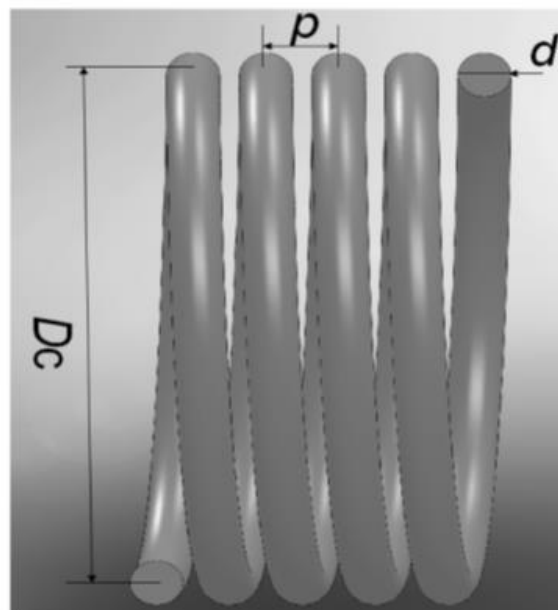


Figura 13 Ilustraciones esquemáticas de (a) instalación experimental, y (b) del tubo enrollado helicoidalmente. Adaptado de (Wu, Wang, & Sundén, 2013)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 3. METODOLOGÍA

### 3.1. DISEÑO

Para el diseño de la bomba de calor se realizó un bosquejo de la idea para proceder al dimensionamiento de los elementos, como se muestra en la figura 14.

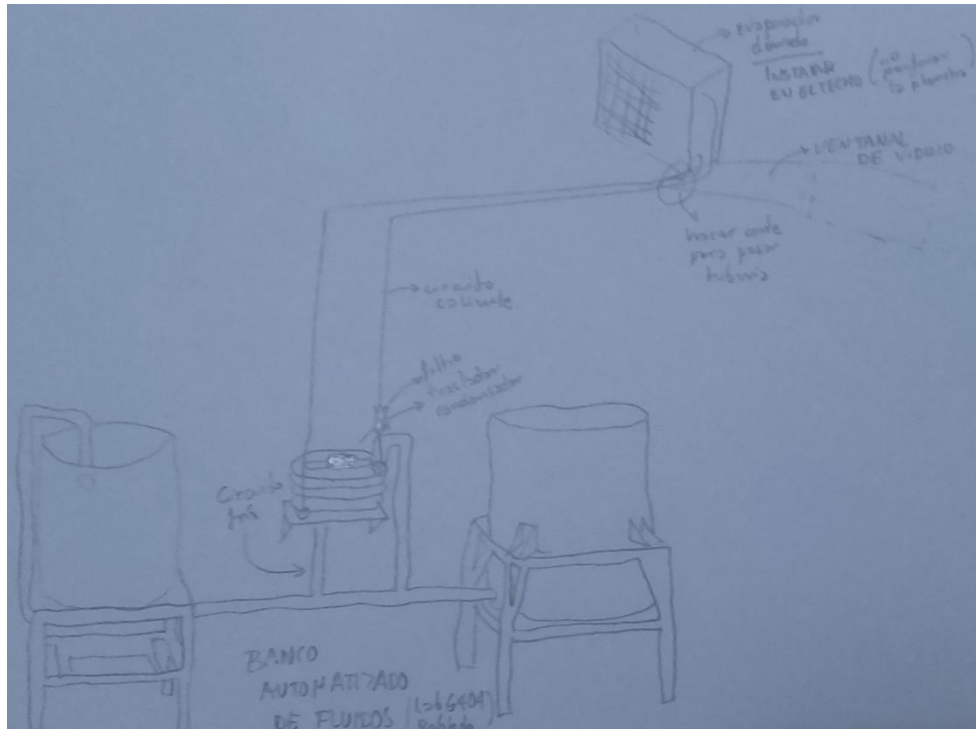


Figura 14 Ilustración esquemática del circuito caliente: Diseño Conceptual. Fuente propia

En este diseño se muestra la ubicación y un tamaño aproximado de cada dispositivo, la unidad evaporadora se ubicó en el techo del laboratorio de fluidos para absorber el calor del medio ambiente, el compresor debido a su tamaño compacto se ubicó en medio del intercambiador de calor, y la longitud de los tubos se pudo estimar de una forma más aproximada; la elección del refrigerante se basó en los refrigerantes recomendados por Turbotec® fabricante del intercambiador, de los cuales se descartaron dos refrigerantes que tienen prohibida su distribución por el protocolo de Montreal, la selección con los demás refrigerantes se hará teniendo en cuenta las temperaturas de funcionamiento del mismo, eligiendo uno que presente, en el condensador, una temperatura mayor a la del fluido del circuito frío (temperatura crítica), y en el evaporador sea menor a la temperatura del medio ambiente (temperatura de ebullición), como todos los refrigerantes cumplen con esta condición, según las fichas técnicas de los refrigerantes reportadas



 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

en las figuras 15, 16 y 17, se seleccionó el refrigerante con mayor conductividad térmica para transferir el calor más rápido.

PROPIEDADES FISICAS	R404A
Mezcla Ternaria	R125 / R143A / R134A
Composición (%)	44 / 52 / 4
Peso molecular (Kg/Kmol)	97.61
Temperatura ebullición a (1,013 bar) (°C)	-46.7
Deslizamiento (Glide) (°C)	0.5
Temperatura crítica (°C)	73
Presión crítica (bar)	37.35
Densidad crítica (Kg/m <sup>3</sup> )	485
Densidad del líquido (25°C) (Kg/l)	1.05
Densidad del líquido (-25°C) (Kg/l)	1.24
Densidad del vapor (Kg/m <sup>3</sup> )	5.3
Tensión del vapor (25°C) (bar)	12.8
Tensión del vapor (-25°C) (bar)	2.8
Calor latente de evaporación (KJ/Kg)	199
Conductibilidad térmica del líquido (25°C) (W/mK)	0.064
Conductibilidad térmica del vapor (1,013 bar) (W/mK)	0.0143
Solubilidad con el agua (25°C) (ppm)	650
Límite de inflamabilidad (25°C) (% vol)	Ninguno
Toxicidad (AEL) (ppm)	1000
ODP	0

Figura 15 Ficha técnica Refrigerante 404a (Ies Nuestra Sra. Remedios)

PROPIEDADES FISICAS	R407C
Mezcla ternaria	R32 / R125 / R134A
Composición (%)	23 / 25 / 52
Punto Molecular (Kg/Kmol)	86.2
Temperatura ebullición (°C)	-44.2 (burbuja)
Temperatura ebullición (°C)	-36.8 (rocío)
Temperatura crítica (°C)	87
Presión crítica (bar)	54.5
Densidad crítica (Kg/l)	0.487
Densidad del líquido (25°C) (Kg/l)	1.15
Densidad del líquido(-25°C) (Kg/l)	1.34
Densidad del vapor (Kg/m <sup>3</sup> )	4.6
Presión del vapor (25°C) (bar)	11.9
Presión del vapor (-25°C) (bar)	2.31
Calor de vaporización (KJ/Kg)	253
Conductibilidad térmica del líquido (W/mK)	0.086
Conductibilidad térmica del vapor (W/mK)	0.0131
Solubilidad con el agua (ppm)	950
Límite de inflamabilidad (% vol)	Ninguna
Toxicidad (AEL) (ppm)	1000
ODP	0

Figura 16 Ficha técnica Refrigerante 407c (Ies Nuestra Sra. Remedios)

Ya en el diagrama P-h del refrigerante, con las temperaturas del mismo en el condensador y evaporador, y por medio del diagrama del ciclo inverso Carnot real, se calculó la potencia del compresor adecuada para el sistema usando el software CoolPack®, ver figura 18, y la ecuación (13).

PROPIEDADES FÍSICAS		R410A
<b>Mezcla binaria</b>		
Composición	(%)	50 / 50
Peso molecular	(Kg/Kmol)	72.6
Temperatura ebullición	(°C)	-52.7
Deslizamiento temperatura (Glide)	(°C)	0.5
Temperatura crítica	(°C)	72.5
Presión crítica	(bar)	49.5
Densidad del líquido (25°C)	(Kg/l)	1.07
Densidad del líquido (-25°C)	(Kg/l)	1.27
Densidad del vapor	(kg/m <sup>3</sup> )	4.2
Presión del vapor (25°C)	(bar)	16.5
Presión del vapor (-25°C)	(bar)	3.34
Calor de vaporización	(KJ/Kg)	257
Capacidad calor del líquido (25°C)	(KJ/Kg K)	1.71
Capacidad calor del vapor (25°C)	KJ/Kg K)	1.28
Conductibilidad térmica del líquido (25°C)	(W/mK)	0.091
Conductibilidad térmica del vapor (25°C)	(W/mK)	0.013
Solubilidad con el agua (25°C)	ppm	2500
Límite de inflamabilidad	(% vol.)	Ninguno
Toxicidad (AEL)	ppm	1000
ODP	-	0

Figura 17 Ficha técnica Refrigerante 410a (les Nuestra Sra. Remedios)

$$\dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (13)$$

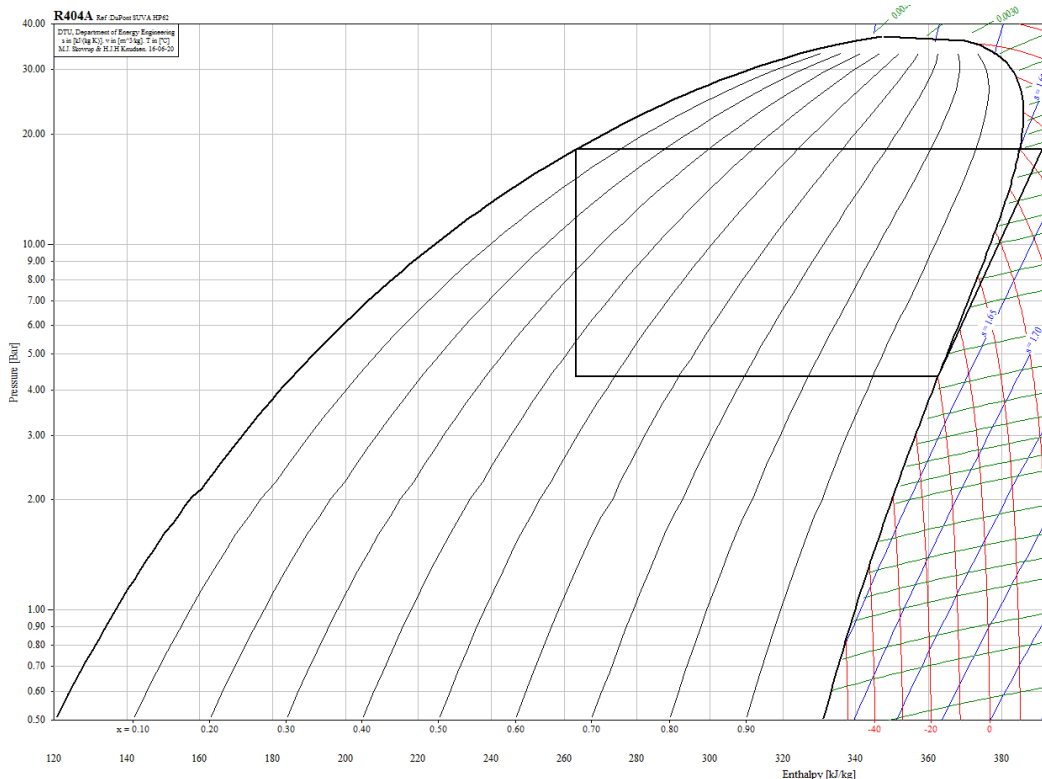


Figura 18 Pantallazo de CoolPack® mostrando un ciclo de refrigeración. Fuente propia.

Donde  $\dot{m}$  es el flujo másico del refrigerante,  $h_2$  y  $h_1$  son la entalpía a la salida y entrada del compresor respectivamente.

Una vez obtenida la potencia del compresor se procedió a hallar el diámetro de la tubería en la Carta De Vertical Máxima Para Línea, con las toneladas del compresor y la longitud total máxima de la tubería, según se presenta en la figura 19.

**Tabla 4. CARTA DE VERTICAL MÁXIMA PARA LÍNEA DE LÍQUIDO R-410A**

Tons	Tam. de línea	Longitud máxima total equivalente								Vel. fpm
		75	100	125	150	175	200	225	250	
1.5	5/16	75	90	85	85	80	75	75	70	223
	3/8	75	100	95	95	95	95	90	90	138
2	5/16	75	80	75	70	65	60	55	50	297
	3/8	75	95	90	90	85	85	85	80	184
2.5	3/8	75	90	85	85	80	80	75	70	230
	1/2	75	100	100	100	100	95	95	95	123
3	3/8	75	85	85	80	75	70	65	60	276
	1/2	75	100	100	95	95	95	90	90	148
3.5	3/8	75	80	75	70	65	60	55	50	322
	1/2	75	95	95	95	95	90	90	90	173
4	3/8	75	75	70	60	55	45	40	35	368
	1/2	75	95	95	95	90	90	90	85	198
5	3/8	75	60	50	40	30	20	10	0	*460
	1/2	75	95	90	90	85	85	80	80	247
7.5	1/2	70	80	80	75	70	65	60	55	370
	5/8	75	95	95	95	90	90	90	85	231
10	5/8	75	90	90	85	85	80	80	75	307
	3/4	75	100	95	95	95	95	90	90	210
12.5	5/8	75	85	85	80	75	70	65	65	384
	3/4	75	95	95	90	90	90	90	85	262
15	3/4	75	85	90	90	85	85	85	80	315
	7/8	75	95	95	95	95	95	95	90	222
20	3/4	75	85	85	80	75	70	70	65	419
	7/8	75	95	95	90	90	90	85	85	296
25	7/8	75	95	90	90	85	85	80	75	371
	1 1/8	75	100	100	100	95	95	95	95	217

**\*Nota.** Tomar en consideración el ruido cuando se elija una tubería de este tamaño que excede la velocidad máxima recomendada (400 fpm)

Figura 19 Ejemplo Carta De Vertical Máxima Para Línea (Medina, 2012)

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 3.2. MODELAMIENTO

A partir del bosquejo se realizó el dimensionamiento de los elementos para el diseño de la bomba de calor, se calcularon aproximadamente 24 metros de tubería para realizar las conexiones de todos los dispositivos, en la Tabla 3 se muestra el número de codos y T's necesarios para la instalación.

Tabla 3. Lista de codos y T's. Fuente propia.

Elemento	Cantidad
Codos 90°	18
T's	1

Turbotec® el fabricante del intercambiador de calor torsionado recomienda los refrigerantes R-22, R-134A, R404A, R407C y R410A de los cuales se descartaron los dos primeros que tienen prohibida su distribución por el protocolo de Montreal, los refrigerantes R404A, R407C y R410A tienen casi el mismo rango de temperaturas de trabajo (temperatura crítica y temperatura de ebullición) como se reporta en las figuras 15, 16 y 17, se seleccionó el refrigerante R410A que tiene mayor conductividad térmica ideal para transferir el calor más rápido.

Ya con el refrigerante seleccionado en el software CoolPack® se procedió a abrir *Refrigeration Utilities* como se muestra en la figura 20.

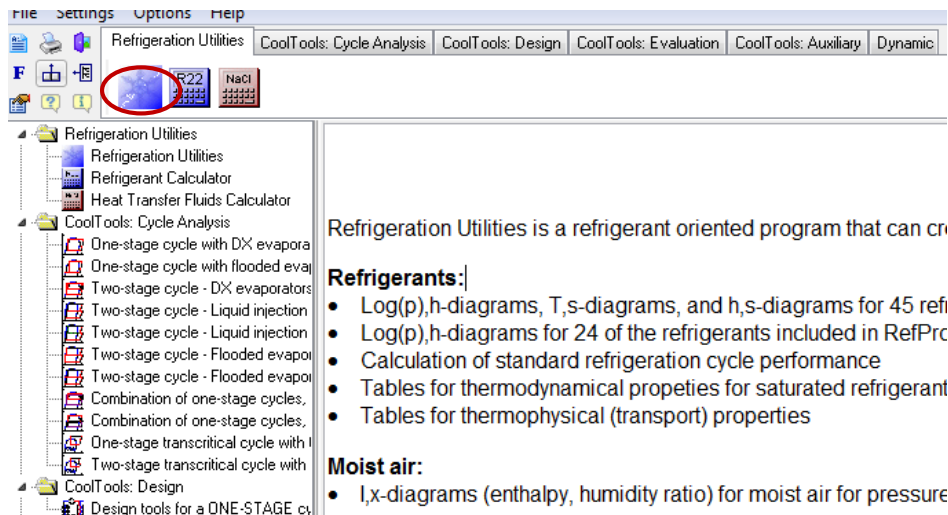


Figura 20. Herramienta Refrigeration Utilities del software CoolPack® Fuente propia.

Con la herramienta *Refrigeration Utilities* abierta se procedió a abrir los diagramas P-h y se seleccionó el refrigerante R410A como se muestra en las figuras 21 y 22, respectivamente. Se seleccionaron las curvas isotérmicas visibles dentro de la campana del diagrama como se muestra en la figura 23. Se seleccionó la opción para dibujar los ciclos figura 24. Se ingresaron las temperaturas a las que se estima ingresará el refrigerante al condensador y al evaporador, para el evaporador la temperatura será, máximo, 10°C menor a la del medio ambiente (25°C), para el

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

evaporador será mínimo de 35°C, ver figura 25. Después de ingresar las temperaturas se seleccionó la opción *Draw cycle* para visualizar el ciclo en el diagrama como se muestra en la figura 26.

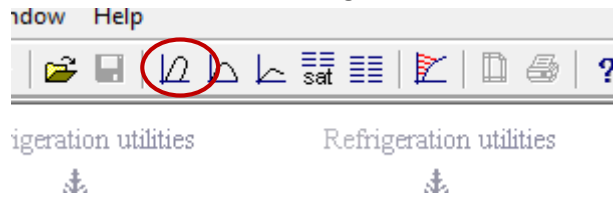


Figura 21. Refrigeration Utilities Fuente propia.

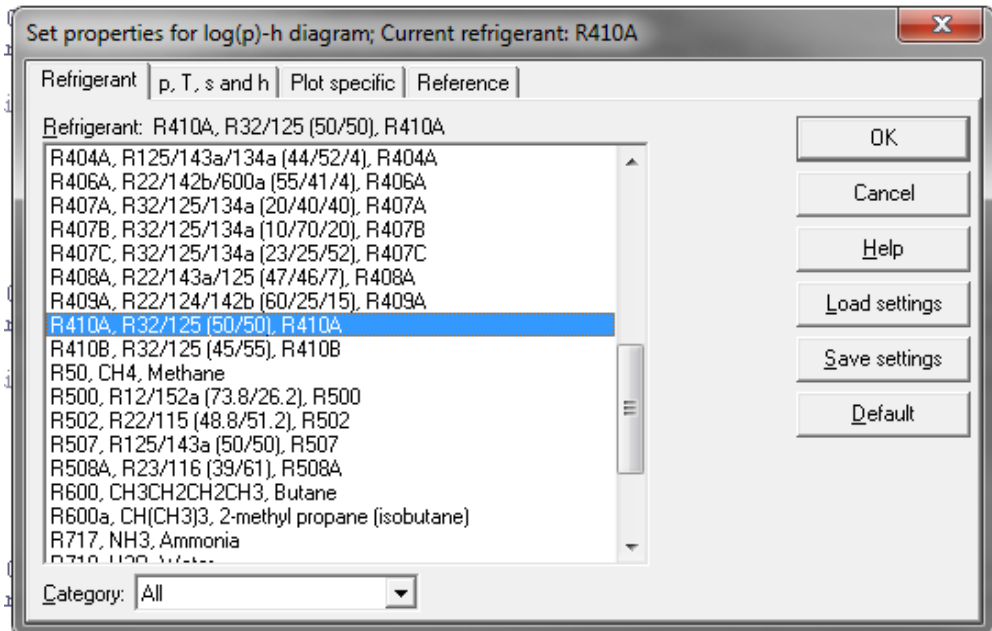


Figura 22. Selección del refrigerante Fuente propia.

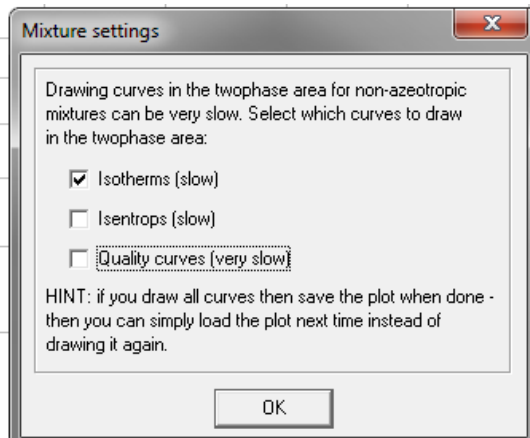


Figura 23. Selección de curvas visibles Fuente propia.

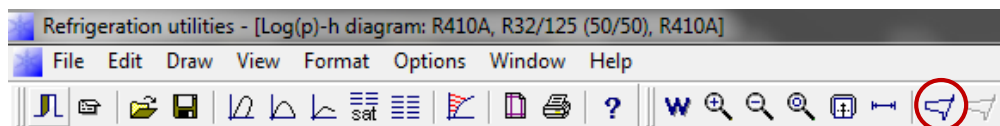


Figura 24. Selección de ciclos Fuente propia.

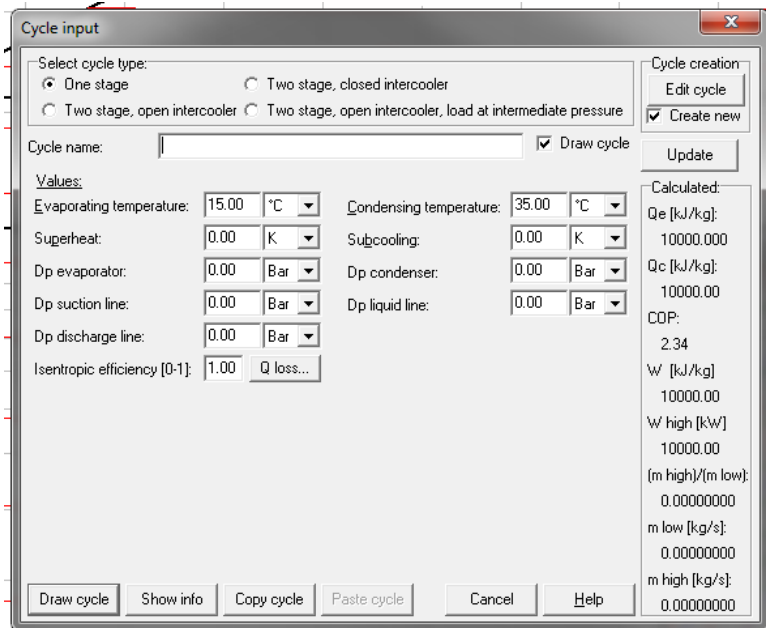


Figura 25. Ingreso de temperaturas Fuente propia.

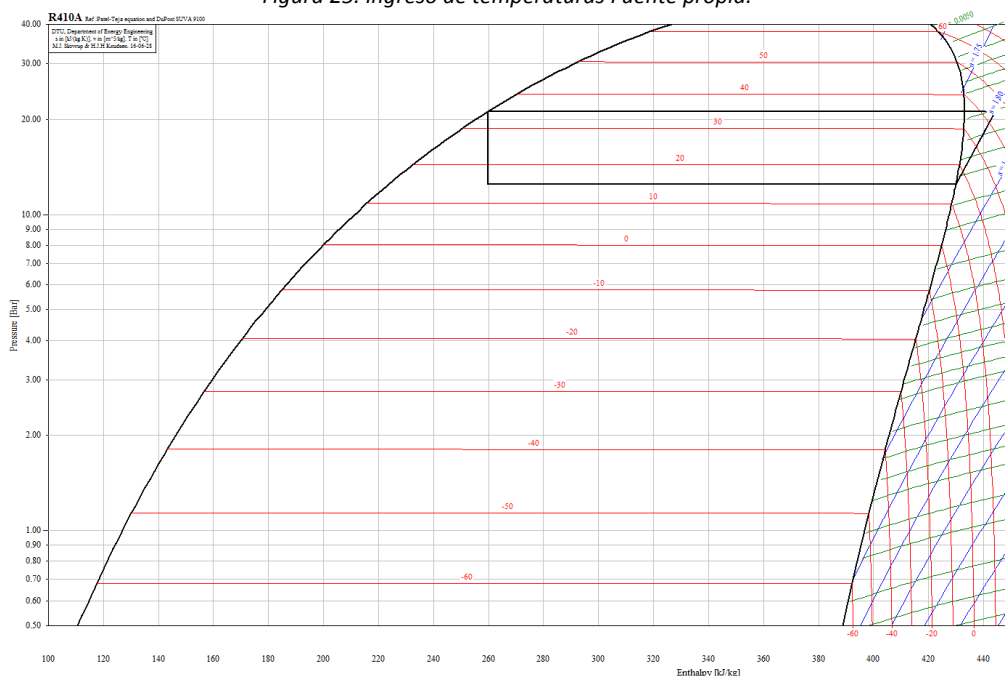


Figura 26. Ciclo de refrigeración Fuente propia.

Para conocer el valor de la diferencia entre las entalpias en el compresor se seleccionó la opción Show info figura 27.

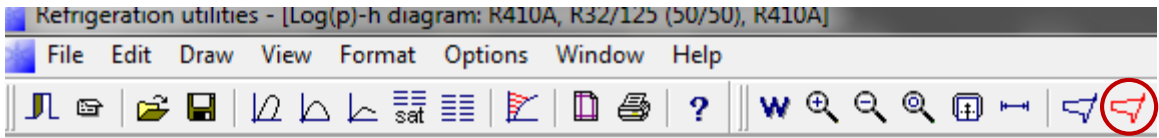


Figura 27. Show info Fuente propia.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 3.3. INSTALACIÓN E INSTRUMENTACIÓN

Para el desarrollo del circuito caliente se dispuso de una unidad condensadora de un sistema de aire acondicionado que se adaptó como evaporador de una bomba de calor, el circuito de refrigeración quedó de la siguiente manera: 1. Compresor: encargado de hacer circular el refrigerante del evaporador al condensador, este se adaptó del sistema de aire acondicionado; 2. Intercambiador de calor torsionado: funciona como condensador, el cual absorbe el calor del refrigerante y se lo transmite al agua, este se conectó al filtro secador para evitar que pasen impurezas al tubo capilar; 3. Tubo capilar: se usó el mismo que tiene el sistema de aire acondicionado; 4. Evaporador: absorbe el calor del medio para calentar el refrigerante, ver figura 28.

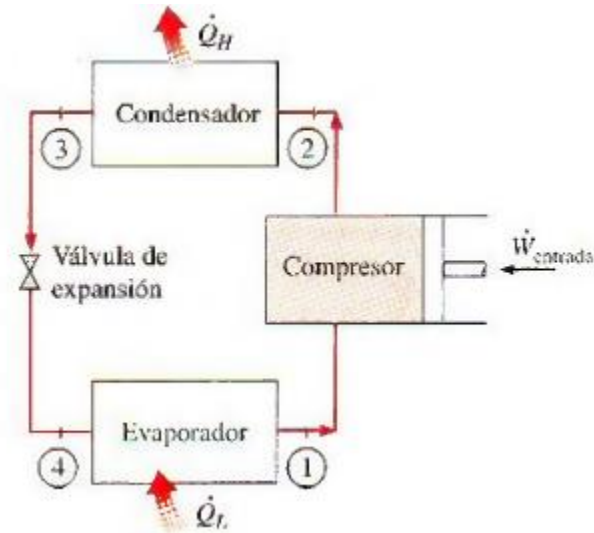


Figura 28. Esquema de bomba de calor. (Cengel & Boles, 2009)

Se inició con el montaje de la unidad evaporadora en el techo del laboratorio de fluidos, se desarmó el sistema de aire acondicionado retirando los componentes que no se necesitaban, como las tarjetas electrónicas, los contactores de potencia, y el compresor dejando solo la unidad evaporadora. Se le pidió apoyo al personal de servicios generales de la institución para hacer el traslado del evaporador hacia el techo del laboratorio, el evaporador se subió al techo por la abertura que para tal fin existe cerca de la cabina del ascensor para acceso al cuarto de máquinas del mismo; se fijó sobre una lona de PVC debido a que no estaba permitido hacer ningún tipo de fijación mecánica, para proteger dicha lona se instaló una placa de Alucobond®, ver figura 29.

Para pasar las tuberías de la unidad evaporadora al compresor se contrató personal externo especialista en el manejo de vidrios y ventanas, quienes desmontaron, cortaron e instalaron el vidrio nuevamente. Para establecer la diferencia de presión entre los lados de alta y baja presión se instaló un tubo capilar junto con un filtro secador entre el evaporador y el condensador, situándose primero el filtro secador. En la sección de resultados se presentan en detalle las instalaciones realizadas.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

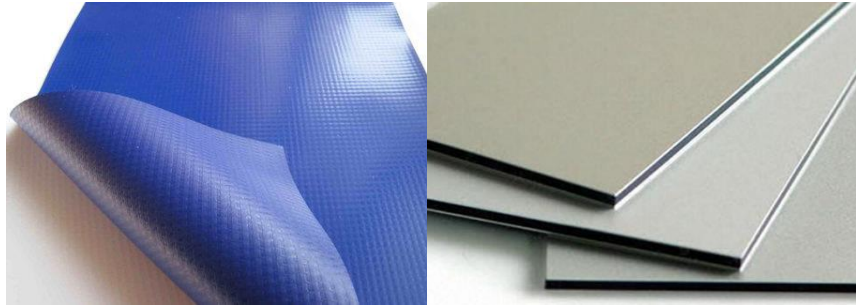


Figura 29. Lona de PVC y lámina de Alucobond<sup>®1</sup>.

Una vez hechas dichas adaptaciones, se procedió a las pruebas de funcionamiento del circuito caliente (bomba de calor), antes de instrumentar el dispositivo, las pruebas se realizaron haciendo arranque directo del compresor y se verificó que la presión de alta y la de bajase mantuvieron constantes para garantizar la hermeticidad del circuito.

Al finalizar las pruebas de la bomba de calor se procedió a realizar la instalación de los instrumentos para la captación de datos. Se requirieron termocuplas que son sensores de temperatura, estas se ubicaron a la entrada y la salida del circuito frío del intercambiador de calor torsionado haciendo un corte en los tubos de PVC para instalar un accesorio tipo T, en una de las salidas se instaló una reducción con rosca NPT donde se instaló un termo-poso para la termocupla; los controladores de temperatura comprenden una interfaz que permite visualizar los valores entregados por las termocuplas, y un cable de comunicación que conecta la interfaz al computador ubicado en el banco experimental, en este se instaló el software de los controladores, que suministra una interfaz gráfica que también permite la visualización y el registro de los datos de las temperaturas tomadas.

### 3.4. PUESTA EN MARCHA

Por último, se puso a punto todo el sistema, con el software, para garantizar su buen funcionamiento y la posibilidad de ejecución de futuros experimentos, en la siguiente sección del presente informe se presentará con detalle el proceso de instalación y puesta a punto del software. Para la puesta en marcha de todo el sistema se instaló un bloque auxiliar al contactor como dispositivo de control al motor de la bomba y al motor del compresor, con este bloque auxiliar se garantizó que la bomba de calor solo inicie cuando el motor de la bomba este encendido, cumplida esta condición se pudo visualizar la temperatura del fluido a la entrada y salida del intercambiador de calor. La verificación consistió en comprobar que se generarán curvas de temperatura contra tiempo que permitan determinar el final del transitorio y la estabilización de las variables para crear las bases de datos para experimentación.

<sup>1</sup><http://www.toldos.info/toldos/lonas/pvc/index.html>; <http://www.seriglassperu.com/alucobond.html>



## 4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### 4.1. DISEÑO

En la figura 30 se puede visualizar la diferencia de las entalpías entre la entrada y la salida del compresor, estimada con el software CoolPack® tal como se describió en el capítulo anterior, como un trabajo de 14.136 (kJ/kg).

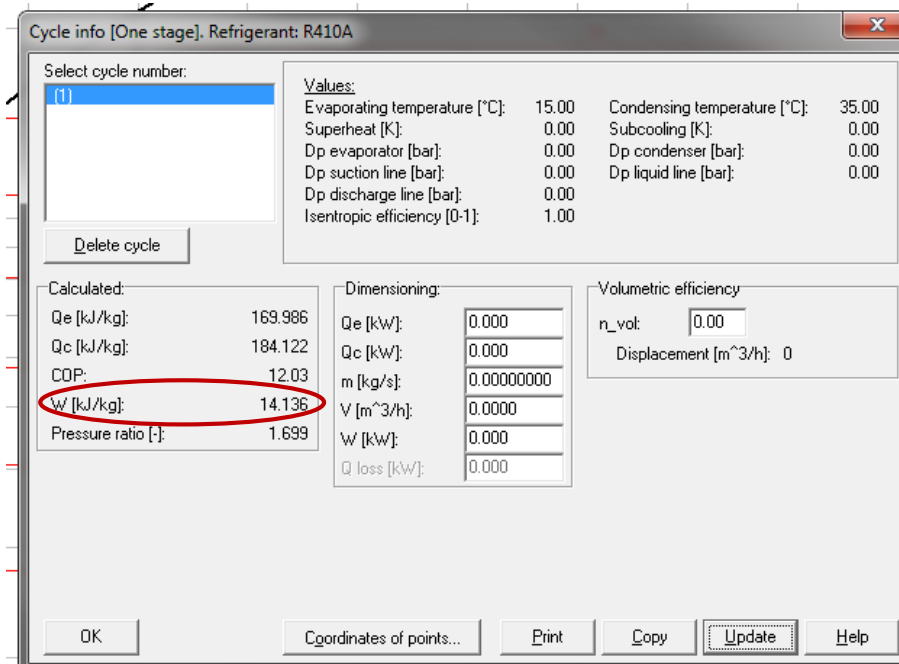


Figura 30. Trabajo entregado por el compresor Fuente propia.

Haciendo uso de la ecuación 13 se logró calcular la potencia del compresor, suponiendo un flujo másico de 0.1 kg/s que es un flujo promedio para las bombas de calor, la potencia hallada es de 1.414 kW, la cual es similar a la del compresor del sistema de aire acondicionado donado, así que se decidió usar este compresor.

Una vez obtenida la potencia del compresor se procedió a hallar el diámetro de la tubería en la Carta De Vertical Máxima Para Línea, con las toneladas del intercambiador de calor y la longitud total máxima de la tubería, según se presenta en la figura 31. El sistema de unidades de la carta es inglés, la longitud de la tubería es de 24 metros equivalente a 78 pies, más la longitud equivalente de los 18 codos (1 pie por cada codo), se tiene una longitud de 98 pies, seleccionándose la tubería de ½" debido a que presenta menos pérdida de presión que la de 5/8".

**Tabla 4. CARTA DE VERTICAL MÁXIMA PARA LÍNEA DE LÍQUIDO R-410A**

Tons	Tam. de línea	Longitud máxima total equivalente								Vel. fpm
		75	100	125	150	175	200	225	250	
1.5	5/16	75	90	85	85	80	75	75	70	223
	3/8	75	100	95	95	95	95	90	90	138
2	5/16	75	80	75	70	65	60	55	50	297
	3/8	75	95	90	90	85	85	85	80	184
2.5	3/8	75	90	85	85	80	80	75	70	230
	1/2	75	100	100	100	100	95	95	95	123
3	3/8	75	85	85	80	75	70	65	60	276
	1/2	75	100	100	95	95	95	90	90	148
3.5	3/8	75	80	75	70	65	60	55	50	322
	1/2	75	95	95	95	95	90	90	90	173
4	3/8	75	75	70	60	55	45	40	35	368
	1/2	75	95	95	95	90	90	90	85	198
5	3/8	75	60	50	40	30	20	10	0	*460
	1/2	75	95	90	90	85	85	80	80	247
7.5	1/2	70	80	80	75	70	65	60	55	370
	5/8	75	95	95	95	90	90	90	85	231
10	5/8	75	90	90	85	85	80	80	75	307
	3/4	75	100	95	95	95	95	90	90	210
12.5	5/8	75	85	85	80	75	70	65	65	384
	3/4	75	95	95	90	90	90	90	85	262
15	3/4	75	85	90	90	85	85	85	80	315
	7/8	75	95	95	95	95	95	95	90	222
20	3/4	75	85	85	80	75	70	70	65	419
	7/8	75	95	95	90	90	90	85	85	296
25	7/8	75	95	90	90	85	85	80	75	371
	1 1/8	75	100	100	100	95	95	95	95	217

*\*Nota. Tomar en consideración el ruido cuando se elija una tubería de este tamaño que excede la velocidad máxima recomendada (400 fpm)*

Figura 31 Carta De Vertical Máxima Para Línea (Medina, 2012)

## 4.2. INSTALACIÓN Y PUESTA EN MARCHA DE LA BOMBA DE CALOR

Para el desarrollo del circuito caliente se dispuso de una unidad condensadora de un sistema de aire acondicionado que se adaptó como evaporador de una bomba de calor, el circuito de refrigeración quedó de la siguiente manera: 1. Compresor: encargado de hacer circular el refrigerante del evaporador al condensador, ver figura 32, este se adaptó del sistema de aire acondicionado; 2. Intercambiador de calor torsionado: funciona como condensador, ver figura 33, el cual absorbe el

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

calor del refrigerante y se lo transmite al agua, este se conectó al filtro secador para evitar que pasen impurezas al tubo capilar; 3.Tubo capilar: se usó el mismo que tiene el sistema de aire acondicionado, ver figura 34; 4. Evaporador: absorbe el calor del medio para calentar el refrigerante, ver figura 35.



Figura 32. Compresor. Fuente propia.



Figura 33. Condensador. Fuente propia.

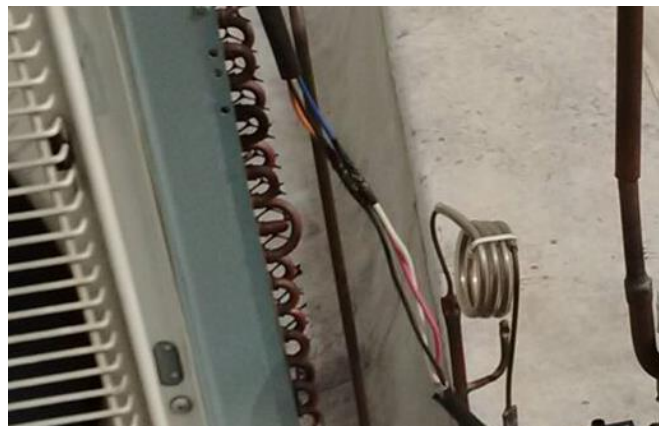


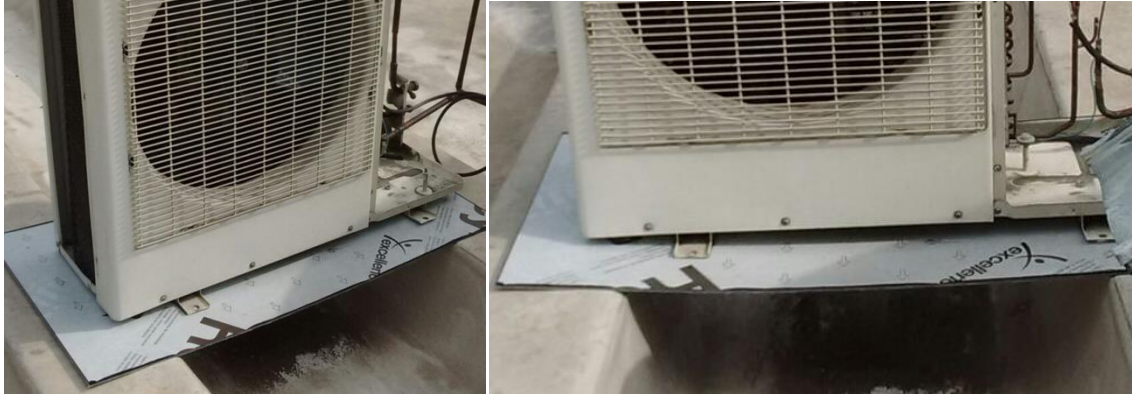
Figura 34. Tubo capilar. Fuente propia.



Figura 35. Evaporador. Fuente propia.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Debido a que no estaba permitido hacer ningún tipo de fijación mecánica al techo, por orden se la Dirección de Planta Física del ITM, se fijó el evaporador sobre una placa de Alucobond®, para proteger dicha placa y el techo se instaló una lona de PVC, ver figura 36.



*Figura 36. Lona de PVC. Fuente propia.*

Para pasar las tuberías de la unidad evaporadora al compresor se contrató personal externo especialista en el manejo de vidrios y ventanas, quienes desmontaron, cortaron e instalaron el vidrio nuevamente, ver figura 37.



*Figura 37. Trabajo necesario en el ventanal del laboratorio. Fuente propia.*

Todas las conexiones del sistema de tuberías se realizaron con soldadura Harris® al 5% con gas MAPP® en total se soldaron 18 codos y una T como se muestra en la figura 38.

Una vez hechas dichas adaptaciones, se procedió a las pruebas de funcionamiento del circuito caliente (bomba de calor), antes de instrumentar el dispositivo, las pruebas se realizaron haciendo arranque directo del compresor, este presentó una falla mecánica dejando los scroll pegados lo cual implicó cambiar el compresor por un compresor recíprocante de pistón, dicho compresor está diseñado para refrigerante R404A, por lo cual se le hizo la migración para trabajar con refrigerante R410A, para ello fue necesario cambiar de aceite sintético a mineral y el filtro; se procedió a las pruebas de funcionamiento del circuito de refrigeración y se verificó que la presión de alta y la de baja se mantuvieron constantes para garantizar la hermeticidad del circuito.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 38. Codos y T soldados Fuente propia.

### 4.3. INSTRUMENTACIÓN

Al finalizar las pruebas de la bomba de calor se procedió a realizar la instalación de los instrumentos para la captación de datos. Las termocuplas se ubicaron a la entrada y la salida del intercambiador de calor torsionado haciendo un corte en los tubos de PVC para instalar un accesorio tipo T, en una de las salidas se instaló una reducción con rosca NPT donde se instaló un termo-poso para la termocupla, ver figura 39.



Figura 39. Termocuplas instaladas Fuente propia.

Los controladores de temperatura comprenden una interfaz que permite visualizar los valores entregados por las termocuplas, ver figura 40. Se instaló el software de los controladores, que suministra una interfaz gráfica que también permite la visualización y el registro de los datos de las temperaturas tomadas, puede apreciarse en la figura 41.

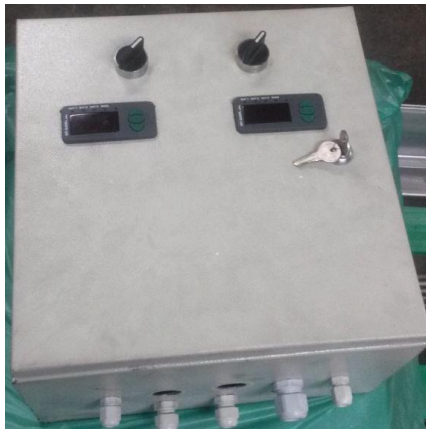


Figura 40. Controladores de temperatura. Fuente propia.



Figura 41. Software de los controladores de temperatura. Fuente propia.

#### 4.4. PUESTA EN MARCHA

Se puso en marcha todo el sistema, con el software, para garantizar su buen funcionamiento y la posibilidad de ejecución de futuros experimentos. Esto se hizo de la siguiente manera: se abrió la electroválvula al 100% del banco de fluidos y se encendió la bomba trifásica y la bomba monofásica con frecuencia del 30% desde el software Labview® del que ya disponía el banco automatizado, para poder iniciar el compresor de la bomba de calor, como se muestra en la figura 42. Se procedió a abrir el software Sitrad para iniciar el registro de temperaturas, ver figura 43.

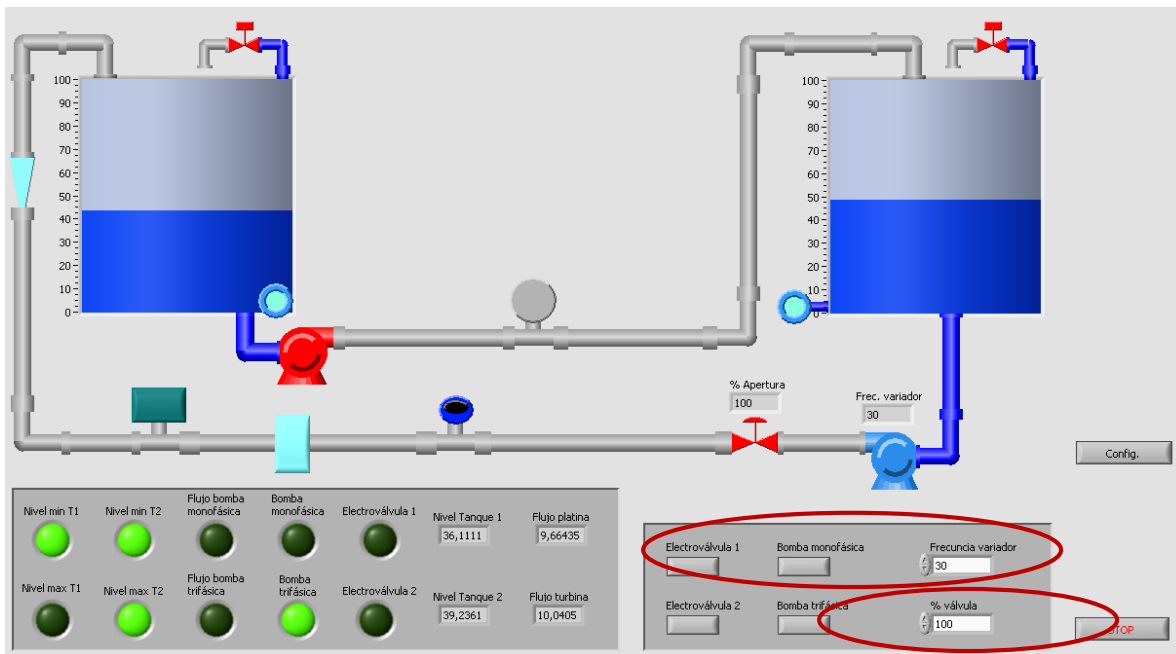


Figura 42. Puesta en marcha del banco de fluidos Fuente propia.

Al iniciar el software se pueden visualizar las temperaturas registradas por las termocuplas, también se puede acceder al historial para ver las temperaturas registradas cada vez que se enciende el sistema, como se muestra en la figura 44. Al dar doble clic sobre la temperatura que se desea conocer (ver figura 45) se abrirán las opciones para la visualización gráfica, ver figura 46.



Figura 43. Inicio de software Sitrad Fuente propia.

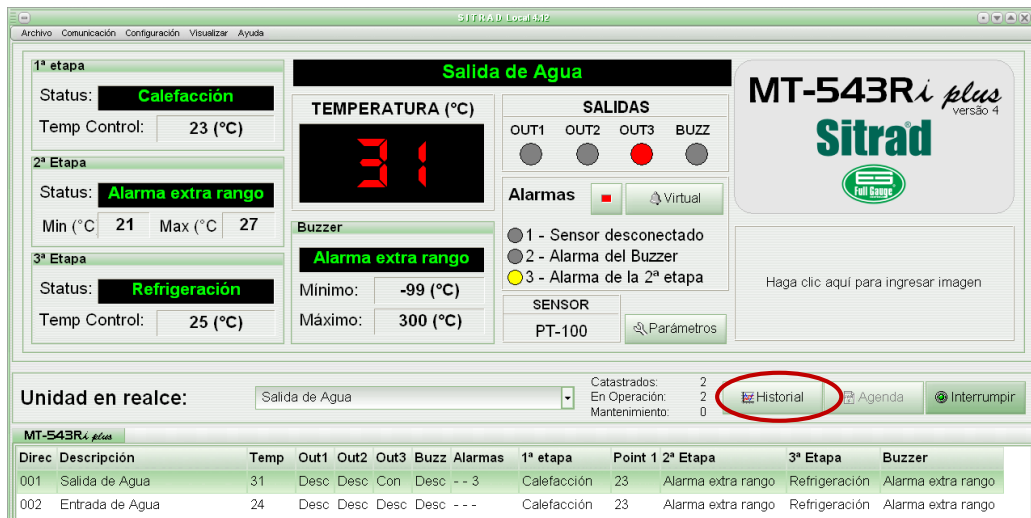
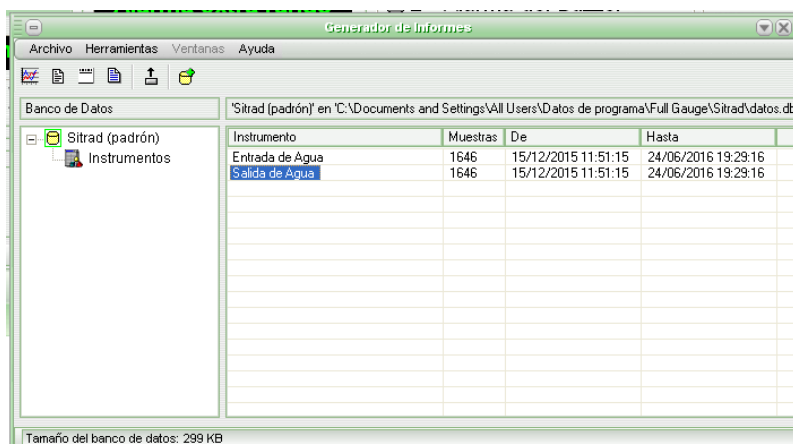


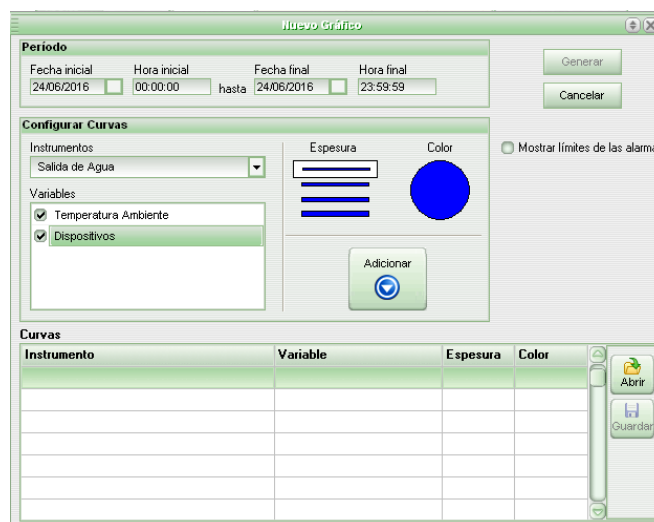
Figura 44. Acceso al historial Fuente propia.

En esta ventana se ingresa el rango de fecha y hora del cual se quiere obtener la gráfica, el instrumento que se quiere monitorear en este caso salida de agua, se seleccionan las variables temperatura ambiente y dispositivos, se selecciona el color de la línea y su espesor y por último se da click en adicionar ver figura 46. Luego se da click en generar para acceder a la gráfica ver figura 47. En la gráfica se puede observar el cambio de temperatura contra el tiempo cada vez que el sistema está en funcionamiento como se muestra en la figura 48.



Instrumento	Muestras	De	Hasta
Entrada de Agua	1646	15/12/2015 11:51:15	24/06/2016 19:29:16
Salida de Agua	1646	15/12/2015 11:51:15	24/06/2016 19:29:16

Figura 45. Generador de informes. Fuente propia.



Instrumento	Variable	Espesura	Color

Figura 46. Opciones para gráficos. Fuente propia.

En la ventana generador de informes se pueden exportar los datos a una tabla de Excel, se debe ingresar el periodo que se quiere exportar, en los instrumentos se selecciona modelo y en formato CSV por último se selecciona exportar ver figura 49. Al abrir el archivo de Excel se pueden observar los datos en cada celda con la fecha, hora y temperatura registrada ver figura 50.



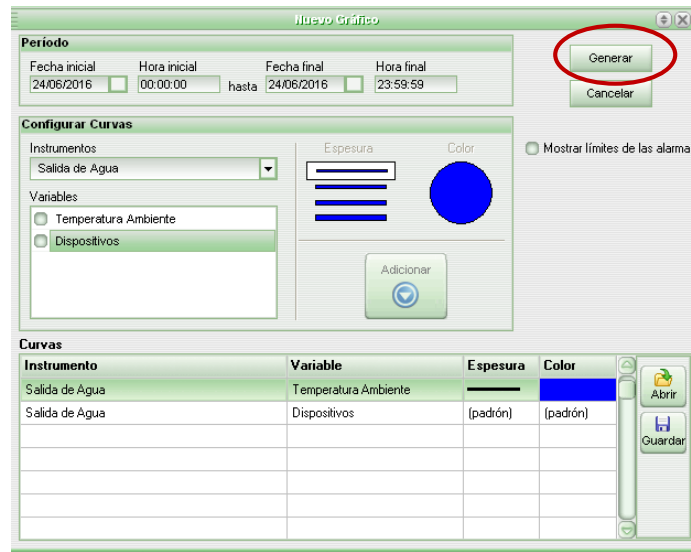


Figura 47. Generación del gráfico Fuente propia.

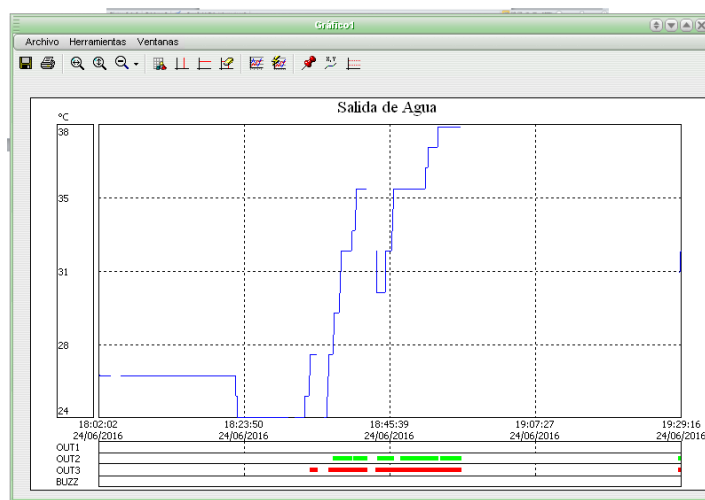


Figura 48. Gráfico de temperaturas Fuente propia.

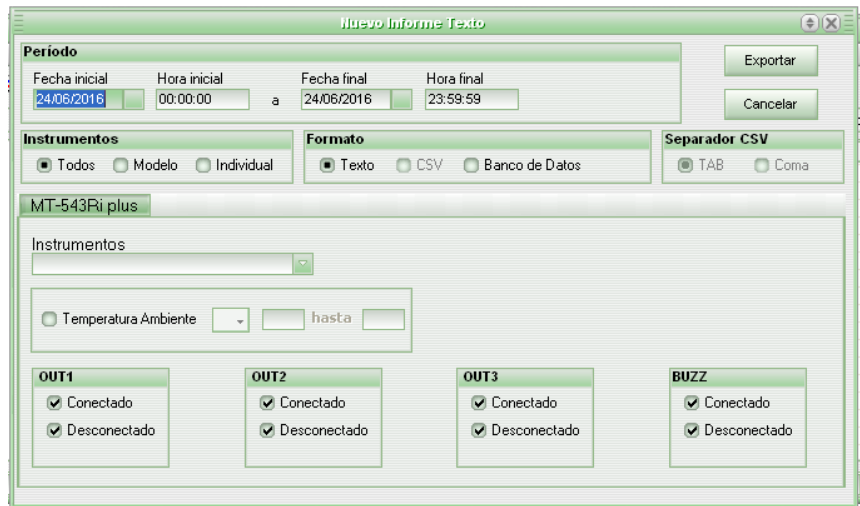


Figura 49. Exportar datos Fuente propia.

	A	B	C	D	E
1	1	24/06/2016	18:02:02	26	
2	1	24/06/2016	18:02:07	26	
3	1	24/06/2016	18:02:13	26	
4	1	24/06/2016	18:02:18	26	
5	1	24/06/2016	18:02:23	26	
6	1	24/06/2016	18:02:28	26	
7	1	24/06/2016	18:02:33	26	
8	1	24/06/2016	18:02:39	26	
9	1	24/06/2016	18:02:44	26	
10	1	24/06/2016	18:02:49	26	
11	1	24/06/2016	18:02:54	26	
12	1	24/06/2016	18:03:00	26	
13	1	24/06/2016	18:03:05	26	
14	1	24/06/2016	18:03:11	26	
15	1	24/06/2016	18:03:16	26	
16	1	24/06/2016	18:03:22	26	
17	1	24/06/2016	18:03:27	26	
18	1	24/06/2016	18:03:32	26	
19	1	24/06/2016	18:03:37	26	
20	1	24/06/2016	18:03:42	26	

Figura 50. Datos exportados Fuente propia.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 5. CONCLUSIONES

---

- Se logró desarrollar un banco experimental para el estudio de la transferencia de calor en intercambiadores de calor con doble mejora pasiva, como lo es el intercambiador de tubo torsionado Turbotec® del que consta el banco.
- Dado que ya se había desarrollado el circuito frío del banco experimental aprovechando el banco automatizado de fluidos del laboratorio G404 del ITM Robledo, este proyecto desarrollo el circuito caliente y la instrumentación faltantes para culminar el banco experimental.
- El desarrollo del circuito caliente implicó el diseño de un sistema de bomba de calor aprovechando la donación de una unidad condensadora de un sistema de aire acondicionado de Inducerv S.A., de ella se pretendía aprovechar más que el radiador (intercambiador de calor compacto de flujo cruzado) y el ventilador, pues quiso utilizarse componentes como el capilar y el compresor, la mayoría pudo aprovecharse, pero durante la puesta en marcha, una falla ocurrida al compresor requirió la implementación de otro.
- Al final se realizan pruebas del banco con su instrumentación y su software de adquisición de datos, dando buenos resultados, razón por la cual se puede proceder al experimento para desarrollo de correlaciones de transferencia de calor del intercambiador de tubo torsionado.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## REFERENCIAS

- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2009). Bombas de calor. En Y. A. Cengel, & M. A. Boles, *Termodinámica* (págs. 624-630). México D.F.: McGRAW-HILL.
- Conte, I., & Peng, X. F. (2009). Numerical and experimental investigations of heat transfer performance of rectangular coil heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 29, 1799-1808.
- Ghorbani, N., Taherian, H., Gorji, M., & Mirgolbabaie, H. (2010). Experimental study of mixed convection heat transfer in vertical helically coiled tube heat exchangers. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34, 900-905.
- les Nuestra Sra. Remedios. (s.f.). *Scalofrios*. Obtenido de <http://www.scalofrios.es/>
- Jayakumar, J., Mahajani, S. M., Mandal, J., Vijayan, P. K., & Bhoi, R. (2008). Experimental and CFD estimation of heat transfer in helically coiled heat exchangers. *chemical engineering research and design*, 86, 221-232.
- Kumar, V., Saini, S., Sharma, M., & Nigam, K. (2006). Pressure drop and heat transfer study in tube-in-tube helical heat exchanger. *Chemical Engineering Science*, 61, 4403-4416.
- Medina, S. A. (03 de 2012). *mundohvacr*. Obtenido de <https://www.mundohvacr.com.mx>
- Rane, M. V., & Tandale, M. S. (2005). Water-to-water heat transfer in tube-tube heat exchanger: Experimental and analytical study. *Applied Thermal Engineering* 25, 2715-2729.
- Sekhara Reddy, M., & Vasudeva Rao, V. (14 de Noviembre de 2013). Experimental investigation of heat transfer coefficient and friction factor of ethylene glycol water based TiO<sub>2</sub> nanofluid in double pipe heat exchanger with and without helical coil inserts. *ScienceDirect*, 68-76.
- Shokouhmand, H., Salimpour, M., & Akhavan-Behabadi, M. (2008). Experimental investigation of shell and coiled tube heat exchangers using wilson plots. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35, 84-92.
- Srinivasan, S., Nadapurkar, S., & Holland, F. A. (1970). Friction factors for coils. *Transactions of the Institution of Chemical Engineers*, 48, 156-161.
- Wang, S., Wen, J., Yang, H., Xue, Y., & Tuo, H. (18 de Marzo de 2014). Experimental investigation on heat transfer enhancement of a heat exchanger with helical baffles through blockage of triangle leakage zones. *Applied Thermal Engineering* 67, 122-130.
- Wu, Z., Wang, L., & Sundén, B. (2013). Pressure drop and convective heat transfer of water and nanofluids in a double-pipe helical heat exchanger. *Applied Thermal Engineering* 60, 266-274.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

 Firma del Estudiante	 Firma del Estudiante
 FIRMA ASESOR _____	
FECHA ENTREGA: 30/06/2016	

FIRMA COMITÉ TRABAJO DE GRADO DE LA FACULTAD _____
ACEPTADO _____      ACEPTADO CON MODIFICACIONES _____
ACTA NO. _____
FECHA ENTREGA: _____

FIRMA CONSEJO DE FACULTAD _____
ACTA NO. _____
FECHA ENTREGA: _____