

UNAB



8T00003302

DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCENTRICOS
CON SUPERFICIES EXTENDIDAS E IMPLEMENTACION DE
SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

VENDEDOR	FECHA	CLASIFICACION
Obscepio	22 JUN 2004	IMT
PRECIO	058542	1915

DAVID LEONARDO ARENGAS ROJAS
GLADYS ALEXANDRA GELVEZ SANCHEZ
RODOLFO JOSE PERTUZ RODRIGUEZ

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA
FACULTAD DE INGENIERIA MECATRONICA
ESCUELA DE CIENCIAS NATURALES E INGENIERIA
BUCARAMANGA

2004

UNAB - BUCARAMANGA

DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCENTRICOS
CON SUPERFICIES EXTENDIDAS E IMPLEMENTACION DE
SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Proyecto de grado para optar al título de
Ingeniero Mecatrónico

Director
Ingeniero ALVARO JOSE REY AMAYA

DAVID LEONARDO ARENGAS ROJAS
GLADYS ALEXANDRA GELVEZ SANCHEZ
RODOLFO JOSE PERTUZ RODRIGUEZ

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA
FACULTAD DE INGENIERIA MECATRONICA
ESCUELA DE CIENCIAS NATURALES E INGENIERIA
BUCARAMANGA

2004

UNAS BIBLIOTECA

Nota de aceptación

Presidente del Jurado

Jurado

Jurado

Ciudad y fecha (día, mes, año)

*Nuestra mayor gloria no está en no haber caído nunca,
sino en levantarnos cada vez que caemos.*

Goldsmith, Oliver

*A Dios, nuestras familias, profesores y cercanos
colaboradores, sin ellos no hubiera sido
posible el desarrollo de este trabajo*

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan abiertamente sus agradecimientos al profesor Álvaro José Rey Amaya, por su guía, orientación y motivación en el desarrollo de este proyecto.

Sus conceptos y consejos fueron de gran ayuda en la determinación de muchos parámetros necesarios para la instalación y puesta en marcha del banco de Intercambiadores de Calor de Tubos Concéntricos.

De igual forma, agradecemos la paciencia y consejos del doctor Jorge Luis Grosso, quien con su experiencia nos encaminó para alcanzar los objetivos planteados.

De igual manera se reconoce la presteza y colaboración del Auxiliar de Laboratorio Marvin Torres, quien estuvo presente en el desarrollo de todo el proyecto de grado. Sus comentarios y sugerencias se ven reflejados en los objetivos alcanzados.

Gracias a la colaboración de todas aquellas personas cercanas al grupo de trabajo se lograron alcanzar los objetivos planteados.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCION	15
1. DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCENTRICOS CON SUPERFICIES EXTENDIDAS	17
1.1 CARACTERISTICAS GENERALES DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR	19
1.1.1 Tipos de Intercambiadores de Calor	19
1.1.1.1 Intercambiador de Calor de una sola corriente	19
1.1.1.2 Intercambiador de calor de dos corrientes en flujo paralelo	19
1.1.2 Superficies de Transferencia de Calor en los Intercambiadores	22
1.1.3 Coeficiente Global de Transferencia de Calor	23
1.1.3.1 Procesos de Transferencia de Calor	23
1.1.3.1.1 Conducción	23
1.1.3.1.2 Convección	24

1.1.3.2 Determinación del Coeficiente Global de Transferencia de Calor para un Intercambiador de Calor	25
1.1.3.3 Parámetros de funcionamiento del Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos	29
1.2 DISEÑO TERMICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCENTRICOS CON SUPERFICIES EXTENDIDAS	32
1.2.1 Dimensiones y propiedades de la tubería utilizada en el ICTCSE	38
1.2.2 Propiedades termodinámicas de los fluidos	41
1.2.3 Programa para la predicción del comportamiento del ICTCSE	42
1.3 DISEÑO MECANICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCENTRICOS CON SUPERFICIES EXTENDIDAS	52
1.3.1 Cálculo del Espesor de la Tubería	52
1.3.1.1 Tensión radial	53
1.3.1.2 Tensión longitudinal	54
1.3.2 Simulación en Software de Elementos Finitos para el Diseño Mecánico del ICTCSE	54
1.4 RESULTADOS EXPERIMENTALES OBTENIDOS LUEGO DE LA PUESTA EN MARCHA DEL ICTCSE	59

2. SISTEMA DE ADQUISICION Y SUPERVISION DE DATOS PARA REGISTRO DE PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCENTRICOS CON SUPERFICIES EXTENDIDAS	61
2.1 SELECCIÓN DE LOS SENSORES	62
2.1.1 Medición de la Temperatura	62
2.1.1.1 Termocuplas	63
2.1.1.1.1 Materiales Termoeléctricos	68
2.1.1.1.2 Respuesta Dinámica de los sensores de Temperatura	70
2.1.1.2 Características físicas de los Termopozos utilizados en el ICTCSE	81
2.1.2 Medición del caudal del agua de refrigeración	82
2.1.2.1 Calibración del Caudalímetro	83
2.1.3 Medición de la Presión en el Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos	87
2.1.3.1 Calibración del Sensor de Presión	88
2.2 TRATAMIENTO DE LAS SEÑALES DE LOS SENSORES	90
2.3 SELECCIÓN DEL ACTUADOR	93

2.4 DESCRIPCION GENERAL DEL SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS	96
3. CONCLUSIONES	107
4. RECOMENDACIONES	109
BIBLIOGRAFIA	111

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Tubo norma DIN 2463 (DIN 17457), Tubo soldado	39
Tabla 2. Características de los Conductos Utilizados en la Construcción del ICTCSE (tubería exterior)	40
Tabla 3. Características de los Conductos Utilizados en la Construcción del ICTCSE (tubería interior)	40
Tabla 4. Propiedades Físicas para el Acero Inoxidable A.I.S.I. 304	41
Tabla 5. Resultados experimentales obtenidos luego de la puesta en marcha del ICTCSE	
Tabla 6. Características de operación para diversos tipos de Termocuplas	66
Tabla 7. Resultados obtenidos para la calibración del Caudalímetro	85

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Esquema simplificado de un Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos	18
Figura 2. Sección de tubería con Aletas Anulares	21
Figura 3. Sección de tubería con condiciones convectivas en la superficie	27
Figura 4. Corte longitudinal para un Intercambiador de Calor de una sola corriente y tubos concéntricos	30
Figura 5. Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos con Superficies Extendidas	33
Figura 6. Configuración interna (ICTCSE)	37
Figura 7. Resistencias térmicas en el ICTCSE	37
Figura 8. Variación de la temperatura de salida del agua en el ICTCSE	52
Figura 9. Geometría sección de tubería de 1" utilizada en la simulación	55
Figura 10. Condiciones de frontera para la sección de tubería	56
Figura 11. Soportes establecidos para la simulación	56
Figura 12. Enmallado de la sección de tubería	57
Figura 13. Esfuerzo máximo permisible para la sección de tubería	57
Figura 14. Deformación para la sección de tubería	58
Figura 15. Efecto Peltier en una termocupla	64
Figura 16. Curva característica de las termocuplas	66
Figura 17. Código de colores para las termocuplas	69
Figura 18. Termocupla sumergida en agua refrigerante. Respuesta dinámica de las termocuplas	70
Figura 19. Termopozo sumergido en agua refrigerante. Respuesta dinámica del termopozo	75

Figura 20. Respuesta del conjunto termocupla – termopozo ante la excitación de una función escalón unitario.	79
Figura 21. Termopozo utilizado para el ICTCSE	82
Figura 22. Caudalímetro tipo turbina utilizado en el ICTSE	83
Figura 23. Montaje para la calibración del Caudalímetro	84
Figura 24. Curva de calibración para el caudalímetro	86
Figura 25. Sensor de Presión Modelo SEN-3276, KOBOLD	88
Figura 26. Curva de Calibración para el sensor de presión	89
Figura 27. Servo Válvula proporcional ST –1–2-44 / DM24-53, Delta CP	95
Figura 28. Módulos de FieldPoint.	96
Figura 29. Esquema del Sistema de Adquisición de Datos para el ICTCSE	97
Figura 30. Ventana de inicio (Block Diagram) de la interface para el ICTCSE	98
Figura 31. Diagrama de bloques de la rutina ICTC	99
Figura 32. Diagrama de Bloques para el ramal de 8 aletas (primera sección)	101
Figura 33. Rutina para la determinación de la velocidad del fluido (Condición True)	103
Figura 34. Rutina para la determinación de la velocidad del fluido (Condición False)	104
Figura 35. Diagrama de Bloques para el ramal de 8 aletas (segunda sección)	105
Figura 36. Tratamiento de la señal de presión en el SAD	106

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo 1. Manual para la Puesta en Marcha de los Intercambiadores de Calor en el Laboratorio de Planta Piloto	109
Anexo 2. Vista Frontal ICTCSE	131
Anexo 3. Vistas Laterales ICTCSE	132
Anexo 4. Corte Longitudinal ICTCSE	133
Anexo 5. Bastidor para ICTCSE	134
Anexo 6. Tubería Interior ICTCSE	135
Anexo 7. Termopozo para racor de ¼"	136
Anexo 8. Vista isométrica circuito de succión	137
Anexo 9. Vista isométrica circuito de agua refrigeración	138
Anexo 10. Vista isométrica circuito de fluido de calentamiento	139
Anexo 11. Vista isométrica circuito de condensado	140

INTRODUCCION

El principio de la conservación de la energía. Cuantas veces se menciona y simplemente se refiere a la expresión “la energía no se crea ni se destruye, solo se transforma”. Su simplicidad en la escritura puede ocultar detalles importantes que dan explicación a un sinnúmero de procesos que ocurren en la naturaleza. La Primera Ley de la Termodinámica expone este principio.

El intercambio de calor se hace palpable en muchos procesos industriales, desde los condensadores, calentadores abiertos, calentadores cerrados y calderas que forman parte de una planta térmica para generación de energía, hasta el caso el radiador de un vehículo que permite el enfriamiento del motor, o el sencillo ejemplo de nuestra taza de café caliente cediendo calor al ambiente.

Los dispositivos que se encargan de llevar a cabo la transferencia de calor entre dos fluidos se denominan *Intercambiadores de Calor*. Existen en una gran variedad de configuraciones de acuerdo a la aplicación. Este proyecto tiene como objetivo el diseño de un Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos para complementar el estudio de esta área en la línea Termofluídica del programa de Ingeniería Mecatrónica. Con éste, el estudiante podrá determinar parámetros importantes para la selección y diseño de estos dispositivos en el campo industrial.

Un aspecto importante de este trabajo consiste en la implementación de un sistema de adquisición de datos de fácil manejo para el usuario, a partir del cual se podrá tener acceso a variables importantes y hacer uso de ellas para el desarrollo de la experiencia.

Para el desarrollo de este trabajo de grado se hizo uso de las herramientas informáticas adecuadas en el momento de llevar a cabo los cálculos relativos al dimensionamiento del dispositivo, predicción de su comportamiento y el Sistema de Adquisición de las Señales.

Trabajos de este tipo son poco comunes para los laboratorios universitarios. Lo que diferencia este proyecto es la conjugación de varias disciplinas para lograr el objetivo principal, brindarle al estudiante una forma sencilla para aprender y poner en práctica lo que con mucho esfuerzo se estudia en el desarrollo de la asignatura.

1. DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCENTRICOS CON SUPERFICIES EXTENDIDAS

La primera definición que se considera oportuna mencionar es la de *Transferencia de Calor*. Se define como la energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas. Para el caso que se presenta en el desarrollo de este trabajo, esta diferencia se debe a la circulación de dos corrientes de fluidos, que se encuentran bajo estados termodinámicos diferentes, lo que permite que tenga lugar el fenómeno de la transferencia de calor. Aunque lo anterior parece una definición bastante sencilla, puede dar una respuesta general a lo que ocurre en este interesante proceso.

Usted puede relacionar la transferencia de calor al proceso que ocurre cuando toma su caliente taza de café, y luego de un largo rato de estar en contacto con el aire del ambiente empieza a experimentar un enfriamiento. Lo que ocurre es la transferencia de calor (en este caso por convección), del caliente café al aire ambiente.

Los procesos de intercambio de calor entre dos corrientes de fluido que están a diferentes temperaturas y separados por una pared sólida ocurren en muchas aplicaciones de ingeniería. El dispositivo que se utiliza para llevar a cabo este intercambio se denomina *Intercambiador de Calor Cerrado*, y las aplicaciones se encuentran en calefacción y acondicionamiento de aire, generación de potencia, recuperación de calor de desecho y algunos procesamientos químicos.

Un intercambiador de calor es un dispositivo que facilita la transferencia de calor de una corriente de fluido a otra. Existe una gran variedad de intercambiadores de

calor, clasificación que nace a partir de la configuración de flujo y de la superficie de transferencia de calor.

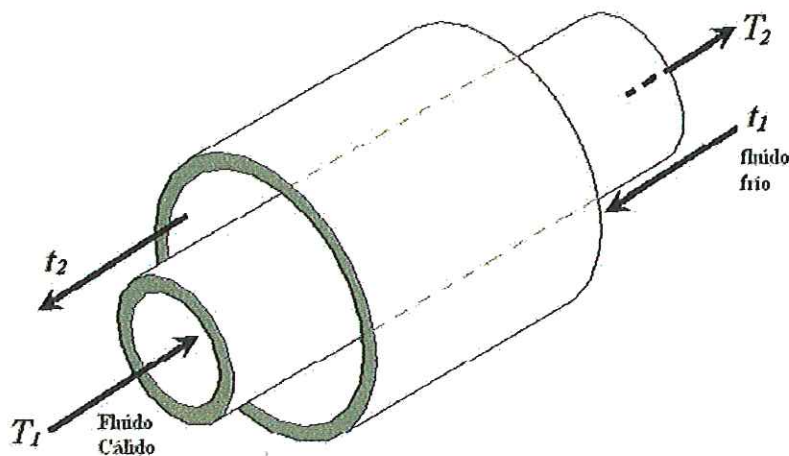
Hacen parte del diario vivir, por ejemplo, cuando observa la reparación de un vehículo, identifica el radiador, que es un tipo de intercambiador de calor. La parte posterior de los equipos de aire acondicionado conforman un arreglo de conductos aleteados, que en resumidas cuentas corresponden a un intercambiador de calor. Así que si usted es neófito en este aspecto, se presentará a continuación un esquema bastante sencillo correspondiente a la idea básica de estos equipos.

El diseño que se presenta en la figura 1 corresponde a un intercambiador de calor de tubos concéntricos, donde el fluido frío fluye entre los conductos interior y exterior, es decir, por la superficie anular, y el fluido caliente circula por el interior. Las referencias utilizadas aquí significan,

t_1 y t_2 : temperaturas de entrada y salida del fluido frío.

T_1 y T_2 : temperaturas de entrada y salida del fluido caliente.

Figura 1. Esquema simplificado de un intercambiador de calor de tubos concéntricos



Fuente: RODRÍGUEZ, Jorge. *Introducción a la Termodinámica*

A continuación, se presentará un recuento de las diversas configuraciones que existen para estos dispositivos y posteriormente se hará énfasis en el diseño que corresponde a este proyecto.

1.1 CARACTERISTICAS GENERALES DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

1.1.1 Tipos de Intercambiadores de Calor. Los Intercambiadores de Calor normalmente se clasifican de acuerdo con el arreglo de flujo y el tipo de construcción. Para los párrafos siguientes se utilizarán los subíndices C y F para denotar la relación con los fluidos caliente y frío respectivamente. Las configuraciones más importantes son las siguientes:

- Intercambiador de Calor de una sola Corriente. Consiste en un dispositivo en el que cambia la temperatura de un solo fluido; en ese caso la dirección del flujo carece de importancia. Los condensadores y calderas simples son ejemplos de este tipo de intercambiador. La temperatura del fluido caliente, T_C , es constante mientras T_F aumenta a lo largo del intercambiador.
- Intercambiador de Calor de dos corrientes en flujo paralelo. Los dos fluidos fluyen en direcciones paralelas y en el mismo sentido. En su forma más simple, este tipo de intercambiador consta de dos tubos concéntricos. En la práctica, un gran número de tubos se colocan en una coraza para formar lo que se conoce como intercambiador de coraza y tubos. El intercambiador de coraza y tubos se usa más frecuentemente para líquidos y altas presiones. La diferencia de temperatura para la transferencia de calor ($T_C - T_F$) disminuye a lo largo del intercambiador en la dirección de flujo. Además, resulta claro que la temperatura de salida de la corriente fría no puede ser superior a la de la corriente caliente, es decir, $T_{F,sal} < T_{C,sal}$.

En la práctica, solo se logran modelos aproximados de las configuraciones mencionadas anteriormente, pero resultan útiles como idealizaciones, o modelos, que pueden analizarse para entender las características esenciales del comportamiento térmico de los intercambiadores de calor.

Con lo planteado en páginas anteriores, se procede a presentar una idea preliminar al lector acerca de la configuración que tendrá el Intercambiador de Calor desarrollado en este proyecto, así como su comportamiento termodinámico.

Para el Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos con Superficies Extendidas (ICTCSE) se hará circular vapor de agua, proveniente de una caldera, por el conducto interno; y agua por el espacio que hay entre los dos conductos concéntricos, la superficie anular. Usted puede interpretar lo anterior como un dispositivo en el cual hay dos corrientes de fluidos. La realidad es distinta. Cuando se habló en el numeral 1.1.1 acerca de los Intercambiadores con dos corrientes en flujo paralelo, se describía una característica distintiva de estos dispositivos, las temperaturas de ambas corrientes varían a lo largo del intercambiador. Para el caso del ICTCSE, el único cambio notorio en la temperatura se presenta en el agua que circunda el conducto interior; por esta razón, este dispositivo hace parte de los Intercambiadores de Calor de una sola corriente.

Entonces, se presentan dos tubos concéntricos que conforman un *Intercambiador de Calor de una sola corriente*. Se han mencionado algunas de sus características generales, a continuación se profundizará en otros detalles.

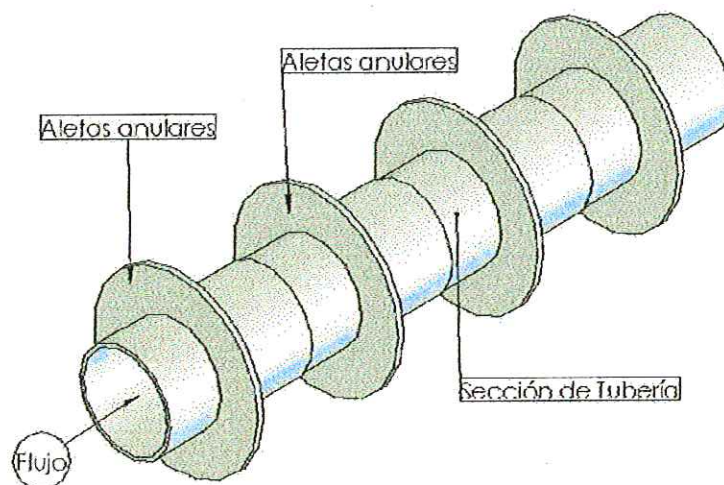
Siguiendo con el ejemplo del radiador de un automóvil, se ha fijado en las delgadas láminas de aluminio que están soldadas al serpentín. Recuerde la parte posterior de un equipo de aire acondicionado, ¿tiene un diseño similar al del radiador? O si es amante de los computadores, ¿se ha fijado en el dispositivo que se fija a la placa del procesador?

Casos como estos se presentan ante nosotros cada día, constituyen ejemplos de superficies extendidas o aletas formando parte integral de estas máquinas para mejorar el intercambio de calor de estas con el ambiente en el que operan.

¿Por qué varios párrafos hablando acerca de las aletas? En el diseño del ICTCSE se ha implementado el uso de superficies extendidas para aumentar el intercambio de calor del vapor de agua hacia el líquido refrigerante. Las aletas hacen parte integral del conducto interior, están soldadas a él de forma que el contacto es casi uniforme en todos los puntos.

Las superficies extendidas que se utilizaron reciben el nombre de aletas anulares, cuyo diseño se asemeja a un disco circular de un espesor varias veces menor a sus radios, como se puede observar en la figura 2. De esta forma, se hace necesario comentar algunos aspectos acerca de las superficies de transferencia de calor para los intercambiadores, de hecho, es el tema de los próximos párrafos.

Figura 2. Sección de tubería con Aletas Anulares



1.1.2 Superficies de Transferencia de Calor en los Intercambiadores de Calor. Cuando la resistencia a la transferencia de calor sobre un lado del tubo es mucho mayor que sobre el otro lado, como en el caso de un intercambiador de gas a líquido, se pueden añadir aletas a la superficie del lado del gas con objeto de incrementar el área efectiva de transferencia de calor. Por lo general, las aletas se colocan sobre el exterior del tubo, aunque a veces pueden estar en la superficie interna.

Otra de las aplicaciones de los tubos aleteados es el calentamiento de líquidos sensibles al calor, lodos o pastas. Debido a la mayor área de intercambio, las aletas distribuyen el flujo de calor más uniformemente. Al calentar aceites o asfaltos, la temperatura de las aletas es menor que la de la superficie externa del conducto interno. Por lo tanto, la temperatura de la capa de aceite o asfalto en contacto con las aletas es menor, reduciendo en consecuencia el peligro de deterioro o carbonización, producción de coque y dañar o eventualmente ocluir parcialmente el intercambiador, reduciendo drásticamente su eficiencia de intercambio.

El tipo de aleta más comúnmente utilizado es la transversal. Los intercambiadores con aletas transversales se usan más frecuentemente para el calentamiento o enfriamiento de gases. La aleta de este tipo de uso más común es la de tipo disco, ello radica en razones de robustez estructural y bajo costo, pues la eficiencia de las aletas anulares es menor en comparación con las demás.

Con la lectura de los párrafos anteriores, creemos que, parcialmente, ha sido justificado el uso de aletas anulares en el conducto interior del ICTCSE. A pesar de que se usarán en un tramo de aproximadamente cincuenta centímetros (50 cm), permitirán una mayor diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del agua refrigerante, lo que implica una mayor transferencia de calor. Con el uso

de las superficies extendidas, se buscará entender la influencia de las aletas en el desempeño de un Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos.

Hasta el momento se ha justificado la configuración del ICTCSE y por que el empleo de superficies extendidas. Ahora se presentarán algunos detalles importantes en cuanto a los parámetros que determinan y justifican sus dimensiones y características de diseño.

1.1.3 Coeficiente Global de Transferencia de Calor. Cada vez que ocurre un fenómeno de transferencia de calor existen resistencias en el entorno que condicionan la cantidad de energía que se intercambia. Por ejemplo, el aire en el ambiente representa en si mismo una resistencia al calor que se intercambia entre su taza de café caliente y el entorno.

Las leyes que explican los mecanismos de transferencia de calor, explican implícitamente la existencia de estas resistencias térmicas. A modo de repaso, se considerarán en los siguientes párrafos las diferentes formas en que se presenta la transferencia de calor.

- Procesos de Transferencia de Calor

- Conducción. La conducción se considera como la transferencia de energía de las partículas más energéticas a las menos energéticas de una sustancia debido a las interacciones entre las mismas. Los ejemplos de transferencia de calor por conducción son innumerables. Es posible cuantificar los procesos de transferencia de calor en términos de las ecuaciones o modelos apropiados. Estas ecuaciones o modelos sirven para calcular la cantidad de energía que se transfiere por unidad de tiempo. Para la conducción de calor, la ecuación o modelo se conoce como *ley de Fourier*. La ecuación o modelo se expresa como

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (1.1)$$

El flujo de calor por unidad de área q_x'' (W/m^2) es la velocidad con que se transfiere el calor en la dirección x por área unitaria perpendicular a la dirección de transferencia, y es proporcional al gradiente de temperatura, dT/dx en esta dirección. La constante de proporcionalidad, k , es una propiedad de transporte conocida como conductividad térmica ($\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$) y es una característica del material de la pared. El signo menos es una consecuencia del hecho de que el calor se transfiere en la dirección de la temperatura decreciente.

o Convección. Este modo de transferencia de calor se compone de dos mecanismos. Además de la transferencia de energía debida al movimiento molecular aleatorio (difusión), la energía también se transfiere mediante el movimiento global, o macroscópico del fluido. Se acostumbra utilizar el término convección cuando se hace referencia a este transporte acumulado y el término advección cuando se habla del transporte debido al movimiento volumétrico del fluido. La transferencia de calor por convección se clasifica de acuerdo con la naturaleza del flujo. Se habla de convección forzada cuando el flujo es causado por medios externos, como un ventilador, una bomba o vientos atmosféricos. En cambio, en la convección libre (o natural) el flujo es inducido por fuerzas de empuje que surgen a partir de diferencias de densidad ocasionadas por variaciones de temperatura en el fluido. Sin importar la naturaleza particular del proceso de transferencia de calor por convección, la ecuación o modelo apropiado es de la forma

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (1.2)$$

Donde q'' , el flujo de calor por convección (W/m^2), es proporcional a la diferencia entre las temperaturas de la superficie y del fluido, T_s y T_∞ , respectivamente. Esta

expresión se conoce como *ley de enfriamiento de Newton*, y la constante de proporcionalidad h ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$) se denomina coeficiente de transferencia de calor por convección. Este depende de las condiciones en la capa límite, en las que influyen la geometría de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido y una variedad de propiedades termodinámicas del fluido y de transporte. Cuando se usa la ecuación 1.2, se supone que el flujo de calor por convección es positivo si el calor se transfiere desde la superficie ($T_s > T_\infty$) y negativo si el calor se transfiere hacia la superficie. La ley de enfriamiento de Newton es de suma importancia para la explicación del coeficiente global de transferencia de calor, pues una expresión similar indica la existencia de este, así:

$$q_x = UA\Delta T \quad (1.3)$$

Donde ΔT es la diferencia total de temperatura. El coeficiente global de transferencia de calor se relaciona con la resistencia térmica total, y se puede notar que su equivalencia es

$$UA = 1/R_{tot} \quad (1.4)$$

Debe quedar claro para el lector el concepto de coeficiente global de transferencia de calor, como la magnitud física que relaciona proporcionalmente el flujo de calor en un proceso con la diferencia de temperaturas en la superficie.

- Determinación del Coeficiente Global de Transferencia de Calor para un Intercambiador de Calor. En un tubo libre de depósitos, el producto del coeficiente global de transferencia de calor por el perímetro se obtiene a partir de la ecuación 1.4, haciendo $A = PL$ y cancelando el factor L por medio de

$$\frac{1}{UP} = \frac{1}{h_{c,i} 2\pi r_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k} + \frac{1}{h_{c,o} 2\pi r_o} \quad (1.5)$$

$\frac{1}{h_{c,i} 2\pi r_i}$: Resistencia debida a la convección interna para el flujo interno en un intercambiador de calor cerrado de dos corrientes de fluido.

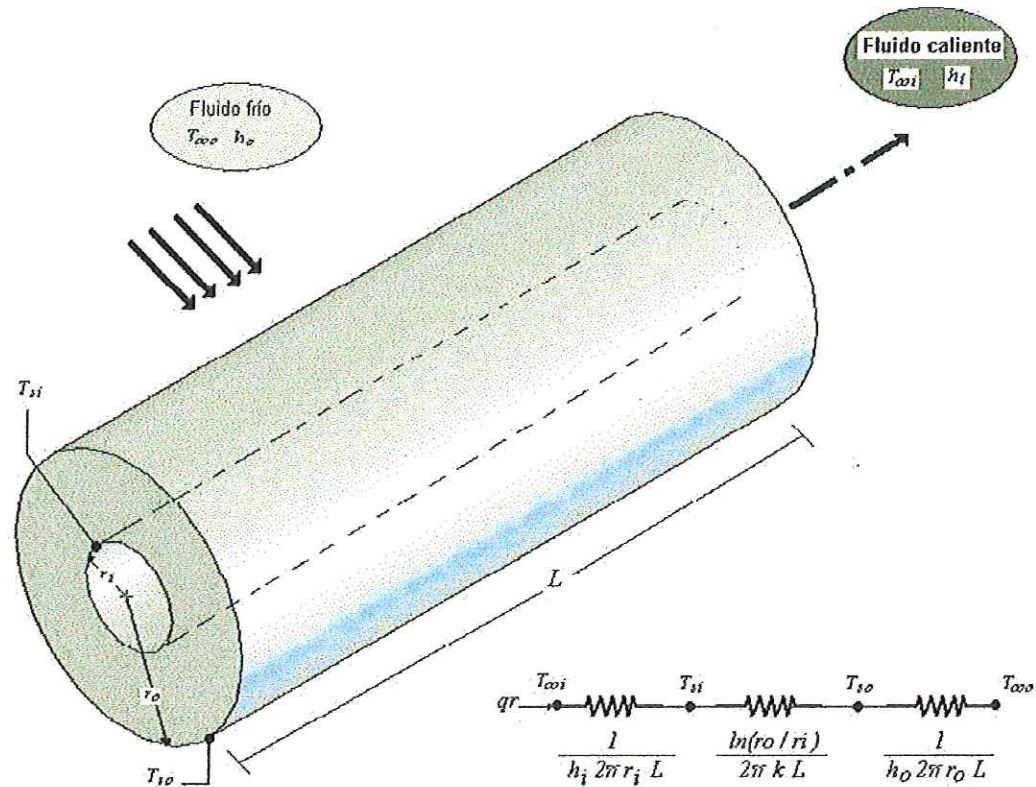
$\frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k}$: Resistencia térmica para una pared cilíndrica.

$\frac{1}{h_{c,o} 2\pi r_o}$: Resistencia debida a la convección externa para el flujo externo en un intercambiador de calor cerrado de dos corrientes de fluido.

Donde los subíndices i y o denotan las paredes interna y externa del tubo, respectivamente, esto se puede notar claramente en la figura 3. La velocidad de transferencia de calor en un elemento del intercambiador de calor de longitud Δx es

$$\Delta \dot{Q} = UP \Delta x (T_C - T_F) \quad (1.6)$$

Figura 3. Sección de tubería con condiciones convectivas en la superficie



Fuente: INCROPERA, Frank P. y DE WITT, David P. Fundamentos de Transferencia de Calor

Como perímetro para el producto UP de la ecuación 1.5 puede elegirse ya sea $2\pi r_i$ o $2\pi r_o$. El valor correspondiente de U variará de conformidad con la elección, puesto que la ecuación 1.5 proporciona el valor del producto UP y no el de U . A menudo ocurre que no se conoce con precisión los valores de $h_{c,i}$ y $h_{c,o}$, o bien que la pared del tubo es relativamente delgada, de modo que no es necesario especificar el perímetro que ha de usarse.

Durante la operación normal de un intercambiador de calor, a menudo las superficies están sujetas a la obstrucción por impurezas, formación de moho, u otras reacciones entre el fluido y el material de la pared. La siguiente deposición de una película o incrustaciones sobre la superficie puede aumentar mucho la

resistencia a la transferencia de calor entre los fluidos. Se dice entonces que la superficie está *sucia*. Si se conoce el espesor medio δ_f y la conductividad térmica k_f del depósito, se puede hacer una estimación de la resistencia térmica adicional por unidad de área mediante la expresión $R_f = \delta_f / k_f$. Sin embargo, en general el grado de formación de incrustaciones sobre una superficie sólo se conoce a través de la reducción medida del rendimiento térmico del intercambiador, que entonces se atribuye a una disminución del coeficiente global de transferencia de calor de un intercambiador de calor *limpio*; entonces se puede escribir

$$\frac{1}{U_f P} = \frac{1}{UP} + \frac{R_{fc}}{P_c} + \frac{R_{ff}}{P_f} \quad (1.7)$$

Donde U_f es el coeficiente global de transferencia de calor para el intercambiador sucio y R_{fc} y R_{ff} son las resistencias por ensuciamiento de la corriente caliente y de la corriente fría respectivamente.

Con frecuencia uno de los lados de la pared tiene aletas, como sucede en el ICTCSE. Usando la efectividad de las aletas, el efecto de éstas queda convenientemente incluido en el coeficiente global de transferencia de calor. Así, el coeficiente global de transferencia de calor para un tubo que aún no tiene incrustaciones considerables que afecten su comportamiento, está dado por

$$\frac{1}{UP} = \frac{1}{h_{c,i} 2\pi r_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k} + \frac{1}{h_{c,o} \left(\frac{A_f}{L}\right) \eta_f + h_{c,o} \frac{A_p}{L}} \quad (1.8)$$

Donde $\left(\frac{A_f}{L}\right)$ es el área de aletas por unidad de longitud del tubo, η_f es la eficiencia de las aletas y $\frac{A_p}{L}$ es el área de la superficie lisa (sin aletas) por unidad de longitud del tubo.

La eficiencia de una aleta indica su desempeño térmico. La rapidez máxima a la que una aleta puede disipar energía es la rapidez que existiría si toda la superficie estuviera a la temperatura de la base. De esta forma una definición lógica se indica mediante la relación:

$$\eta_f = \frac{q_f}{q_{\max}} = \frac{q_f}{hA_f\theta_b} \quad (1.9)$$

Donde A_f es el área de la superficie de la aleta. Este parámetro varía de acuerdo a la geometría de la aleta. Para aletas anulares, cuya sección transversal no es uniforme, su cálculo debe realizarse a partir de una ecuación de *Bessel* modificada de orden cero (0), que puede consultarse en literatura pertinente. La eficiencia para una aleta anular se calcula a partir de la ecuación 1.10.

$$\eta_f = \frac{q_f}{h \cdot 2\pi(r_2^2 - r_1^2)\theta_b} \quad (1.10)$$

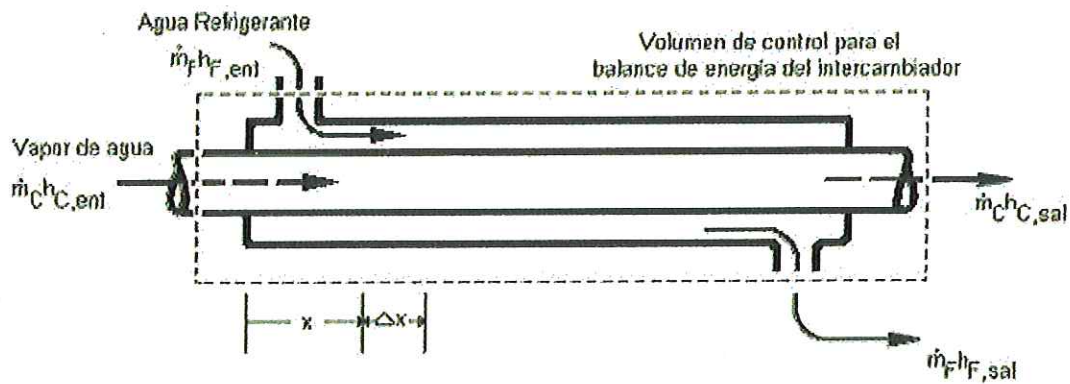
$$\eta_f = \frac{2r_1}{m(r_2^2 - r_1^2)} \cdot \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_2) - I_1(mr_1)K_1(mr_2)}{K_0(mr_1)I_1(mr_2) + I_0(mr_1)K_1(mr_2)}$$

El conocimiento de la eficiencia térmica de una aleta sirve para evaluar la resistencia de la aleta.

- Parámetros de funcionamiento para el intercambiador de calor de tubos concéntricos. El balance de energía en el intercambiador considerado como un

todo se formula con base en la ecuación de energía para flujo estacionario aplicada a un volumen de control que encierra al intercambiador. El comportamiento de los fluidos se muestra en la figura 4.

Figura 4. Corte longitudinal para un Intercambiador de calor de una sola corriente y tubos concéntricos



Fuente: MILLS, Anthony F. Transferencia de calor

Si el intercambiador está bien aislado, no hay transferencia de calor hacia el entorno y tomando como base la ecuación $\dot{m}\Delta h = \dot{Q}$, la cual exige que la entalpía en la entrada al sistema sea igual a la de salida:

$$\dot{m}_C h_{C,ent} + \dot{m}_F h_{F,ent} = \dot{m}_C h_{C,sal} + \dot{m}_F h_{F,sal} \quad (1.11)$$

Donde h es la entalpía específica [J/kg] y los subíndices "ent" y "sal" denotan los valores de entrada y salida, respectivamente. Reordenando, se obtiene

$$\dot{m}_F (h_{F,sal} - h_{F,ent}) = \dot{m}_C (h_{C,ent} - h_{C,sal}) \quad (1.12)$$

Esta ecuación permite predecir el comportamiento del dispositivo, pero se presenta una dificultad, solo se conocen las temperaturas de entrada de los dos

fluidos, de tal forma que no se pueden leer de tablas termodinámicas los valores correspondientes a las entalpías de salida. Por ello, existe un método de análisis que se adapta a las condiciones de diseño del ICTCSE, se trata del método Número de unidades de Transferencia (NUT) – Eficiencia del intercambiador.

Existe un grupo adimensional conocido como **número de unidades de transferencia**, que se abrevia NUT y se representa con el símbolo N_{ut} , se define como:

$$NUT = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (1.13)$$

Donde U hace referencia al coeficiente global de transferencia de calor, A relaciona la superficie expuesta a la transferencia de calor en el intercambiador y C_{\min} significa la capacitancia térmica más baja presente en el dispositivo. A su vez, $C_{\min} = \dot{m}_F c_{p,F}$, como es de esperarse, ya que el vapor se considera como una capacitancia térmica “infinita”, por ello, el valor mínimo de esta propiedad corresponde al líquido refrigerante (agua).

Para un $\dot{m}_F c_{p,F}$ dado, cuanto más grandes son U , P o L , mayor será el NUT del intercambiador. Así, el NUT puede considerarse como una medida del “tamaño” de la transferencia de calor del intercambiador.

La eficiencia es un parámetro que define el desempeño de una máquina. Un intercambiador de calor no es ajeno a esta propiedad, así que se debe enunciar una expresión adecuada para calcularla. Para un intercambiador de calor en donde uno de los fluidos presente una capacitancia térmica sumamente mayor con respecto al otro fluido, es decir $\frac{C_{\min}}{C_{\max}} \approx 0$, la eficiencia se define como,

$$\varepsilon = 1 - e^{-N_{ut}} \quad (1.14)$$

La ecuación 1.14 indica que cuanto mayor sea el número de unidades de transferencia del intercambiador, más alta será su efectividad. Aunque es deseable una alta efectividad, el costo de los materiales para la construcción de un intercambiador y la potencia necesaria para hacer circular el fluido frío, aumentan con la longitud del intercambiador. En la práctica es muy común encontrar valores de ε entre 0.6 y 0.9.

Luego de tantos aspectos tratados en numerales anteriores, se procede a calcular los parámetros que permiten determinar el coeficiente global de transferencia de calor, como por ejemplo, el coeficiente de transferencia de calor por convección al exterior del conducto aleteado y la eficiencia de las superficies extendidas. Con ellos se puede establecer una igualdad similar a la de la expresión (1.5) con lo cual quedará descrito en parte el funcionamiento del ICTCSE.

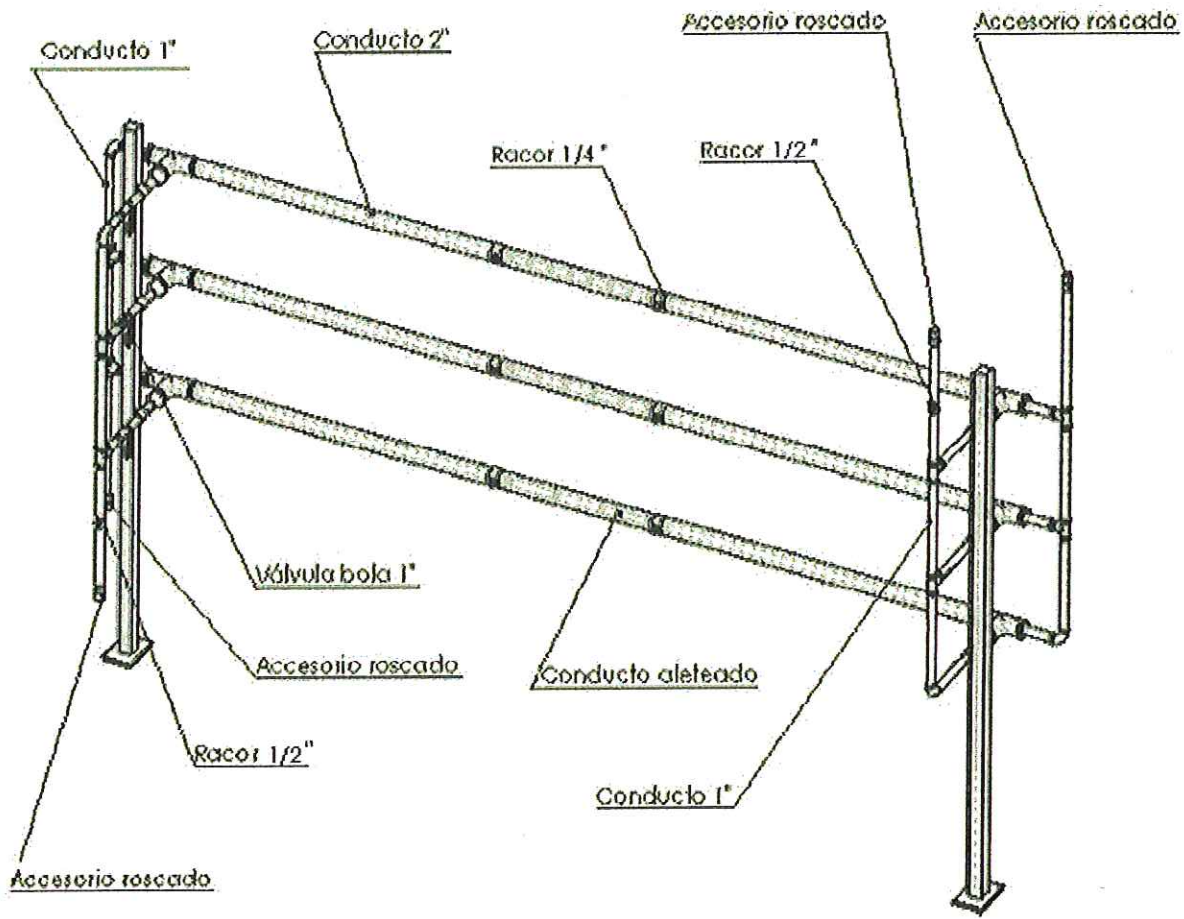
1.2 DISEÑO TERMICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCENTRICOS CON SUPERFICIES EXTENDIDAS

El diseño de este tipo de intercambiadores es bastante sencillo ya que, como su nombre lo indica, consiste en la configuración de dos tubos concéntricos, alineados en un trayecto de aproximadamente tres metros (3 m), presentando varios trayectos para la circulación de los fluidos; para esta aplicación, se cuenta con tres ramales de operación que se diferencian por el número de superficies extendidas presentes en el conducto interno. Las superficies extendidas, ayudan a la transferencia de Calor del vapor hacia el agua de refrigeración. Los trayectos de operación son independientes entre sí y cada uno cuenta con una válvula tipo "bola" para la selección del ramal de trabajo. Este Intercambiador de Calor presenta soldadura en una buena parte de su construcción, exigiendo la utilización

de productos químicos para su limpieza interna. De igual forma, existen válvulas tipo bola a la entrada de vapor y agua de refrigeración que permiten poner en marcha el dispositivo.

El material seleccionado debía presentar una conductividad térmica apropiada para el desarrollo de la experiencia, pero a la vez, tener características de durabilidad y estética pues su ubicación y desarrollo periódico de laboratorios así lo exigen. La figura 5 muestra el esquema general del Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos con Superficies Extendidas, lo que permitirá describir a rasgos generales el funcionamiento del dispositivo.

Figura 5. Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos con Superficies Extendidas



Todos los conductos utilizados para la construcción del Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos con Superficies Extendidas son de acero inoxidable A.I.S.I. 304 en Tubería Sanitaria, aunque el circuito correspondiente a la salida del agua, es decir, donde se encuentran las válvulas tipo “bola” corresponde a Tubería en Acero Inoxidable A.I.S.I. 304 Cédula 10.

El vapor de agua proveniente de la caldera circula a través del conducto interno cuyo diámetro nominal es de 1”, esta corriente circula en planta piloto a través de tubería galvanizada para alta presión, de tal forma que para hacer uso de él en este intercambiador, se diseñó un accesorio roscado, como el indicado en la figura para una mayor seguridad en la operación del dispositivo. Aunque en el diagrama no se muestre, es importante mencionar que previo al accesorio roscado, está ubicada una válvula para la circulación del vapor hacia el interior del dispositivo. Se decide utilizar un diámetro nominal de 1” para tener una mayor superficie anular en la que el agua pueda circular de una mejor manera y con la presencia de un menor número de restricciones.

El vapor circula a través del conducto interno en una distancia de aproximadamente tres metros (3 m) hasta dejar el intercambiador de calor y recircular hacia el tanque de condensados de planta piloto. Como usted puede notar, existen un número determinado de superficies extendidas (aletas anulares) soldadas en un tramo del conducto interior (aproximadamente 50 cm), su utilización se hace necesaria para facilitar y mejorar la transferencia de calor del vapor hacia el agua de refrigeración, hecho que implica un aumento en la temperatura de salida para el fluido que circula en la superficie anular formada por la configuración de tubos concéntricos. De igual forma, se busca generar un espacio de trabajo en el que se puedan estudiar el desempeño de las superficies extendidas, para que el estudiante compare la consecuencia de la cantidad utilizada para cada trayecto en el intercambiador de calor. La altura de la aleta es de aproximadamente 6,35 mm. y su espesor es de 2 mm. La determinación de

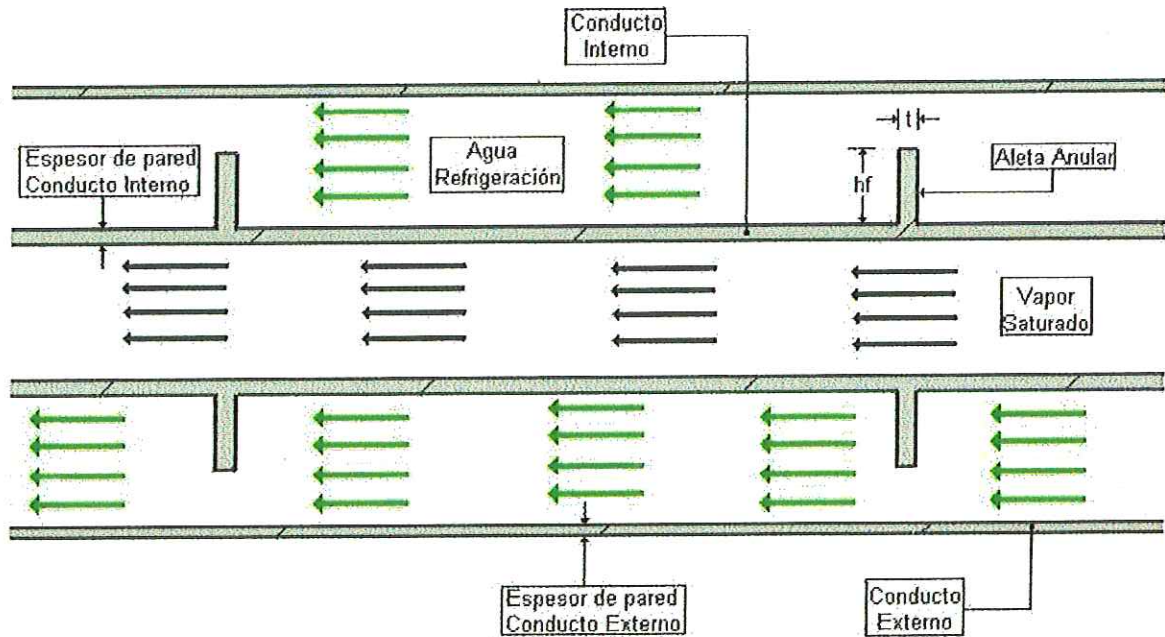
estas dimensiones está relacionada con la eficiencia que pueden brindar para la transferencia del calor. La presión del vapor puede ser manipulada por medio de una válvula reguladora de presión que se encuentra a la entrada del Intercambiador de Calor, este valor puede llegar hasta 120 psi. No sobra señalar que el vapor de trabajo se encuentra en estado saturado y que sus propiedades termodinámicas pueden ser leídas directamente de tablas, como se explicará más adelante. Se le recuerda al lector que no es necesario tomar lectura de la temperatura para esta corriente, ya que su estado termodinámico determina que el cambio de esta propiedad entre la entrada y salida del Intercambiador de Calor es despreciable.

El agua de refrigeración que se utiliza en el Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos ha circulado previamente a través del condensador de la planta térmica que se encuentra en el laboratorio. La circulación de esta corriente se logra gracias a una bomba centrífuga de 40 GPM nominal y $\frac{2}{5}$ HP de potencia. A la salida de la bomba centrífuga se cuenta con una válvula de compuerta que permite controlar el caudal a través del ICTCSE.

De la misma manera que para la circulación del vapor, el Intercambiador de Calor cuenta con una válvula de accionamiento manual para poner en circulación el agua de refrigeración a través de él. Un accesorio roscado permite la conexión de la tubería galvanizada con la sanitaria de acero inoxidable.

Previamente a la circulación a través de los conductos concéntricos, se toma lectura de la temperatura, lo cual se logra por medio de una termocupla tipo K ubicada en un racor de $\frac{1}{4}$ ". De la misma forma, a la salida del agua de refrigeración se realiza la medición de la temperatura con un procedimiento similar al ya mencionado, esto tiene como finalidad brindarle al estudiante un parámetro importante para desarrollar la experiencia de calcular la transferencia de calor en el interior del dispositivo así como la influencia del número de superficies

Figura 6. Configuración interna (ICTCSE)

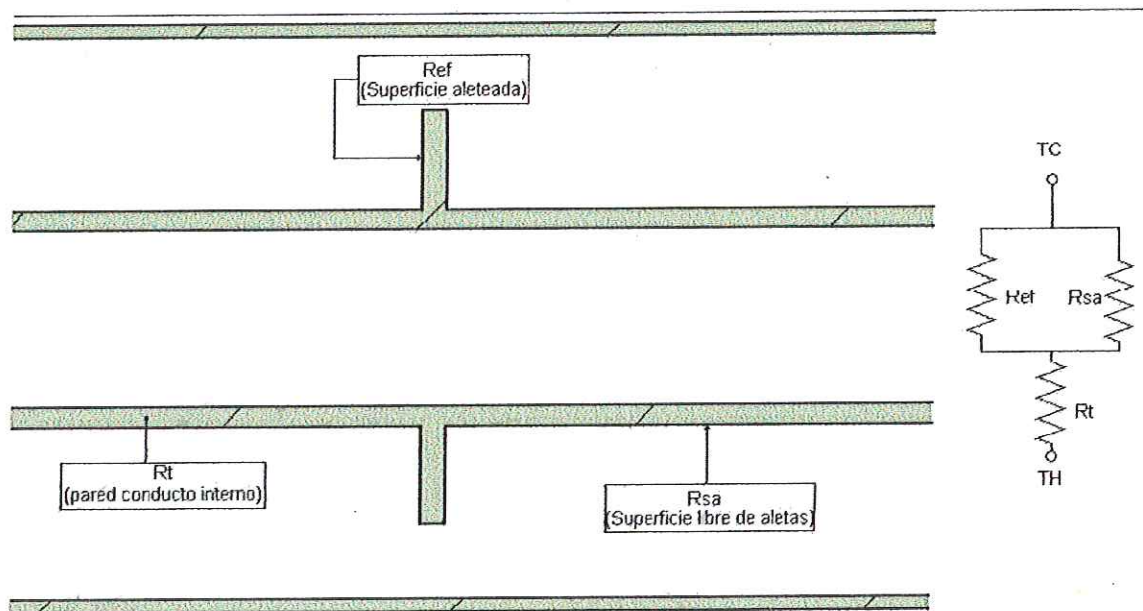


Una vez explicado, en párrafos anteriores, el funcionamiento general del Intercambiador de Calor, se procede a mencionar los cálculos de diseño del dispositivo.

El aspecto principal a tener en cuenta para desarrollar este punto tiene que ver con encontrar una relación entre el coeficiente global de transferencia de calor en el dispositivo y las resistencias térmicas presentes debidas a la convección, espesor de los conductos y superficies extendidas. Si se realiza un seguimiento al funcionamiento interno del dispositivo, se hace notable que el calor fluye desde el conducto interno hacia el agua de refrigeración. El flujo de calor atraviesa la pared del conducto interno, no sin antes encontrar una resistencia debido a la conductividad térmica del material. Una vez, haya atravesado la pared del tubo interior, el calor puede transferirse hacia el agua a través de la superficie libre de aletas o por medio de las superficies extendidas, de tal forma que en este punto se encuentra una resistencia equivalente al flujo de calor, que se asemeja a una configuración de resistencias en paralelo para un circuito eléctrico. Luego de

superar la resistencia equivalente, el flujo de calor se transfiere al agua de refrigeración, es decir, se lleva a cabo un proceso de convección, que implícitamente presenta una resistencia a la transferencia de calor. La figura 7 ilustra de una mejor manera los aspectos mencionados en este párrafo.

Figura 7. Resistencias térmicas en el ICTCSE



Se deben dejar claro algunos aspectos previos al cálculo de las resistencias térmicas, como por ejemplo las propiedades del Acero utilizado en el Intercambiador de Calor, así como las características del agua de refrigeración.

1.2.1 Dimensiones y propiedades de la tubería utilizada en el ICTCSE. El ICTCSE está fabricado con tubería sanitaria en Acero Inoxidable A.I.S.I. 304. Estos conductos pueden ser soldados y presentan un comportamiento apropiado para las condiciones de operación a las que se puede someter. La Tabla 1 muestra algunas características para tubos soldados de diversas dimensiones.

Se puede notar que en la columna de diámetro nominal se presentan las dimensiones para el manejo con unidades del sistema Inglés y para el Sistema Internacional, debido a la mayor familiaridad en estudios de pregrado con el Sistema Internacional de Unidades, las dimensiones se presentarán en este sistema. De tal modo que la tabla 1 muestra que para la selección de tubería sanitaria de dos pulgadas (2") (DN 50) para el conducto externo, y de diámetro nominal una pulgada (1") para el conducto interno, se presenta un espesor de pared de 1.6 mm. E valor que acompaña al espesor hace referencia al diámetro exterior del conducto.

Tabla 1. Tubo norma DIN 2463 (DIN 17457), Tubo soldado

DN Pulgadas		Tubos	
		Medidas	Peso
		mm	Kg/m
1/2"	DN-15	21,3 x 1,6	0,817
		21,3 x 2,0	0,973
		21,3 x 2,6	1,285
1	DN-25	33,7 x 1,6	1,332
		33,7 x 2,0	1,598
		33,7 x 2,6	2,05
1 - 1/2"	DN-40	48,3 x 1,6	1,939
		48,3 x 2,0	2,333
		48,3 x 2,6	3,04
		48,3 x 3,0	3,424
2"	DN-50	60,3 x 1,6	2,438
		60,3 x 2,0	2,938
		60,3 x 2,6	3,77
		60,3 x 3,0	4,331
2 - 1/2"	DN-65	76,1 x 1,6	3,095
		76,1 x 2,0	3,734
		76,1 x 2,6	4,82
		76,1 x 3,0	5,526

Fuente: Información tomada de <http://www.acinesgon.com/tubosiso.htm>

Para determinar las características del conducto interno se sigue un procedimiento similar al anterior, revisar de nuevo la tabla 1 y discutir los resultados obtenidos representados en la tabla 2 y tabla 3.

Tabla 2. Características de los Conductos Utilizados en la Construcción del ICTCSE (tubería exterior)

Conducto externo A.I.S.I. 304 (Tubería sanitaria DN 50)	
Característica	Dimensión (mm)
Diámetro externo	60,3
Espesor de Pared	1,6
Diámetro interno	57,1

Tabla 3. Características de los Conductos Utilizados en la Construcción del ICTCSE (tubería interior)

Conducto interno A.I.S.I. 304 (Tubería sanitaria DN 25)	
Característica	Dimensión (mm)
Diámetro externo	33,7
Espesor de Pared	1,6
Diámetro interno	32,1

La conductividad térmica es una propiedad intrínseca del material de los conductos. En este punto también se hace necesario referirse a los datos técnicos provistos por los fabricantes. La tabla 4 ilustra algunas de las propiedades físicas para el acero inoxidable A.I.S.I. 304.

Tabla 4. Propiedades Físicas para el Acero Inoxidable A.I.S.I. 304

Algunas Propiedades Físicas Acero Inoxidable A.I.S.I. 304		
Peso Específico	(g/cm ³)	7,95
Módulo de elasticidad	(N/mm ²)	193.000
Estructura		Austenítico
Calor específico a 20° C	a 100° C	500
Conductividad Térmica (W/m·K)	a 100° C	16
	a 150° C	21
Coeficiente de Dilatación	0÷100° C	16,02
Térmico medio (x 10° C)	0÷300° C	16,2
	0÷500° C	17,46
	0÷700° C	18,54
Intervalo de Fusión	(°C)	1371÷1398

Fuente: Tomado de <http://www.imporinox.com/datostecnicos.html>

Como se puede observar, la conductividad térmica de este material no es tan elevada como en el caso de otros metales, pero su buena resistencia a la corrosión cuando se trabaja con temperaturas moderadas y elevadas, representan ventajas que no se pueden desconocer.

1.2.2 Propiedades termodinámicas de los fluidos. Una vez tratado el tema de las propiedades físicas de los materiales, se procede a estudiar las características de las corrientes de fluido. En este aspecto, la parte relevante tiene que ver con las propiedades termodinámicas del vapor de agua y del agua de refrigeración.

En primer lugar, se analiza el agua de refrigeración. Esta corriente de fluido ingresa al Intercambiador de Calor, con una temperatura ambiente de aproximadamente ³⁰21 °C. Aunque esta temperatura puede variar, debido a que la corriente, previamente, circula por el condensador de la Planta Térmica del Laboratorio. Es decir, si el condensador de vapor se pone en funcionamiento, el agua presenta a la salida una temperatura mayor que la enunciada en líneas anteriores. Pero, cuando se coloque en funcionamiento el Intercambiador de Calor

de Tubos Concéntricos se buscará enviar el agua de refrigeración a una temperatura cercana a 21 °C.

Para el caso del vapor saturado, la presión indicada en la placa de la caldera es de 120 psi. Por supuesto, este dato no es del todo fiable debido a las pérdidas que se pueden encontrar en la máquina. Resalte el hecho que el estado de esta corriente de fluido cuando ingresa en el Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos con Superpies Extendidas (ICTCSE) corresponde a vapor saturado. Por tal motivo, el vapor presenta una calidad, que por el momento no se puede determinar ya que no se dispone de la instrumentación necesaria para conocer tal parámetro. En el circuito que transporta el vapor hasta el ICTCSE se encuentra ubicada una válvula reguladora de presión que nos permite trabajar con distintos valores de operación en el dispositivo.

Para el desarrollo de los cálculos de diseño se ha hecho uso de un programa en MATLAB que cuenta con las expresiones necesarias para encontrar una aproximación de los valores correspondientes a las resistencias térmicas.

El programa recibe como parámetros de entrada valores correspondientes a propiedades termodinámicas de las corrientes de fluido, caudales de trabajo para cada una de las corrientes y características físicas y térmicas de los conductos utilizados en el Intercambiador de Calor.

1.2.3 Programa para la predicción del comportamiento del ICTCSE. Para la explicación de esta sección se procederá a presentar el código del programa en determinadas porciones para proveer comentarios que ayuden a su entendimiento. Para iniciar, se ingresan los valores de entrada, así

INSTRUCCIÓN	COMENTARIO
Tabla de Propiedades del Agua	
clear,clc	%Limpiar Pantalla
A = xlsread('C:\MATLAB6p5\work\intercambiador\agua.xls');	%Lee desde una tabla desarrollada en Microsoft Excel (Propiedades del agua saturada)
Tw=A(:,1);	%temperatura a la que estan evaluadas las propiedades del agua
kw=A(:,4);	%conductividad termica del agua
row=A(:,2);	%densidad del fluido dentro del tubo
Cpw=A(:,3);	%calor especifico a presion constante del fluido dentro del tubo
miuw=A(:,5);	%viscosidad del fluido dentro del tubo
Prw=A(:,6);	%numero de prandtl del fluido dentro del tubo
Propiedades de la tuberia interior sanitaria DN 25	
dei=33.7e-3;	%diametro externo
espi=1.6e-3;	%espesor de la tuberia
dii=32.1e-3;	%diametro interno
L=3;	%longitud de la tuberia
Propiedades de la tuberia exterior DN50 Sanitaria	
deo=60.3e-3;	%diametro externo
espo=1.6e-3;	%espesor de la tuberia
dio=57.1e-3;	%diametro interno
%Propiedades fisicas A.I.S.I. 304	
kt=16;	%Conductividad termica (W/mK)
%Temperaturas de entrada y flujos de masa	
THi=171.64;	%Temperatura de entrada del vapor de agua
TCi=21;	%Temperatura de entrada del agua
mH=0.208;	%Flujo másico del vapor de agua
mC=1.8925;	%Flujo másico del agua de refrigeración

De la misma forma como se indica en la tabla anterior, está digitado el código en MATLAB. La tabla de propiedades del agua saturada se incluye como apéndice en

muchos libros de transferencia de calor y/o termodinámica; se anima al lector a revisar estas características.

La temperatura de entrada para el vapor de agua se obtuvo realizando una iteración a partir de la presión de entrada, que hemos supuesto de 120 psi, es decir 8.16 bar aproximadamente. Luego de leer las temperaturas de saturación para presiones cercanas a este valor, se procede a realizar la iteración indicada abajo

$$\frac{t_3 - t_1}{p_3 - p_1} = \frac{t_3 - t_2}{p_3 - p_2}$$
$$\frac{171.44 - 170.42}{8.2 - 8.0} = \frac{171.44 - t_2}{8.2 - 8.16}$$
$$t_2 = 171.64^\circ C$$

Una vez se cuenta con los parámetros de entrada, se procede a evaluar las propiedades del agua para la debida temperatura de entrada en el Intercambiador de Calor, indicada como TCi.

MATLAB cuenta con un comando que permite obtener un polinomio que define la relación entre dos variables, para posteriormente evaluar una de ellas para cierta condición. Se trata de la función *polyfit*. Se puede generar una función que relaciona el calor específico con la temperatura, lo que produciría un polinomio similar al siguiente: $C_p(T_w) = p_1 T_w^n + p_2 T_w^{n-1} + \dots + p_n T_w + p_{n+1}$, de esta manera, la iteración para un valor de temperatura que no se encuentre en la tabla se hará de forma más exacta.

El proceso iterativo no será necesario para las propiedades del vapor saturado, ya que estos datos no se necesitarán para los cálculos previos.

Como se puede observar, la función necesita como parámetros las variables a relacionar (en primer lugar la variable independiente) y como tercer parámetro la

máxima potencia de la variable dependiente. Cabe anotar que en este caso se generarán cinco coeficientes para el polinomio correspondiente al líquido saturado, ¿por qué?

Contando con la función que relacione las variables de interés, se procede a evaluar cada una de las propiedades para las condiciones iniciales de temperatura anteriormente anotadas. Este procedimiento se puede desarrollar con la ayuda de la función complementaria de *polyfit*, *polyval*. La línea de comandos que explica la generación de los polinomios para las propiedades termodinámicas se relaciona a continuación.

INSTRUCCIÓN	COMENTARIO
Generacion de polinomios de propiedades del agua	
Cp=polyfit(Tw,Cpw,4);	%Relación Temperatura - Calor Especifico
k=polyfit(Tw,kw,4);	%Relación Temperatura - Conductividad Térmica
ro=polyfit(Tw,row,4);	%Relación Temperatura - Densidad
Pr=polyfit(Tw,Prw,4);	%Relación Temperatura - Numero de Prandtl
miu=polyfit(Tw,miuw,4);	%Relación Temperatura - Viscosidad Dinámica
Entalpía de Vaporización	
hfg=2059e3;	%Energía que puede proveer el vapor de agua
Cálculos de propiedades del Agua para la temperatura de entrada	
CpC=polyval(Cp,TCi);	%Calor específico
kC=polyval(k,TCi);	%Conductividad Termica
roC=polyval(ro,TCi);	%Densidad
PrC=polyval(Pr,TCi);	%Numero de Prandtl
miuC=polyval(miu,TCi);	%Viscosidad Cinematica
Cmin=CpC*mC;	

Los resultados obtenidos luego del ingreso del código anterior son

Propiedades termodinámicas para agua procedente del condensador (TCi=21°C)				
CpC (J/kgK)	kC(W/mK)	roC(kg/m ³)	PrC	miuC(kg/m·s)
4180	0.6113	996.19	6.2410	8.977e-4

Conociendo estos valores, se determinan los parámetros que influyen en el Cálculo del coeficiente global de Transferencia de Calor. Se debe considerar en

primer lugar el coeficiente de convección al exterior del conducto aleteado, pero antes es necesario desarrollar una serie de requerimientos previos a su cálculo.

A continuación, se debe clasificar el flujo como laminar o turbulento, ya que cada uno de ellos presenta características que especifican las correlaciones a utilizar para determinar los coeficientes de transferencia de calor por convección. Es conveniente que el lector se familiarice con algunos aspectos importantes al respecto antes de proceder con el cálculo de estos parámetros.

Todos los artículos relacionados con la convección corresponden a datos experimentales que convergen en la formulación de correlaciones, expresiones que relacionan los parámetros de la convección con números adimensionales. El primer número adimensional que se evaluará será el de Reynolds, el cual caracteriza un flujo viscoso y determina si es laminar o turbulento. El flujo laminar se caracteriza por presentar un perfil parabólico de velocidad, se puede desarrollar un análisis matemático a partir de ecuaciones diferenciales. Cuando Re_D (número de Reynolds) está alrededor de 2300 o menor a este valor, se presenta un flujo laminar. El flujo turbulento, no puede ser descrito tan fácilmente como el laminar, así que los datos y análisis que explican sus características consisten en experimentos realizados a partir de este. Se presenta flujo turbulento para valores de Re_D superiores a 2300. El número de Reynolds se define como

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

ρ : Densidad del fluido

V : Velocidad media del fluido dentro del conducto circular

D : Diámetro del conducto

μ : Viscosidad ^{dinámica} cinemática del fluido

En líneas anteriores se estableció el valor correspondiente a la densidad del agua al interior del intercambiador de calor, definida como ρ_C . El siguiente código muestra como calcular el número de Reynolds para el flujo de agua de refrigeración.

$A_i = \pi/4 \cdot d_{ii}^2;$	%Sección trnasversal conducto interno
Calculo del numero de Reynolds para el flujo de agua	
$h_d = (d_{io} - d_{ei});$	%Diametro hidraulico
$A_e = \pi/4 \cdot (d_{io}^2 - d_{ei}^2);$	%Superficie anular
$V_e = m_C / (\rho_C \cdot A_e);$	%Velocidad del agua
$Q_e = V_e \cdot A_e \cdot 15850;$	%Caudal agua (GPM)
$Re_C = \rho_C \cdot V_e \cdot h_d / \mu_{iuC}$	%Reynolds externo

Luego de introducir este código tenemos el siguiente resultado:

$$Re_C = 3,204 \cdot 10^4$$

De esta forma se predice que el régimen de flujo que se presentará en el intercambiador será turbulento.

La convección forzada se presenta en el interior del Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos, debido a la forma en que circula el agua de refrigeración. El fluido que circula en la periferia del conducto aleteado es impulsado por una bomba centrífuga cuyo caudal entregado puede ser hasta 40 GPM nominal. Así pues, la literatura existente de Transferencia de Calor presenta una serie de formulaciones empíricas que permiten calcular con una apreciable aproximación los coeficientes que se están buscando.

Primero, se define otro número adimensional de gran importancia para la transferencia de calor, se trata del número de Nusselt. Este parámetro es igual al gradiente de temperatura adimensional en la superficie y proporciona una medida

de la transferencia de calor por convección que ocurre en la superficie. El número de Nusselt se define de la siguiente manera

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

El lector puede notar claramente que el conocimiento del número de Nusselt determina el valor del coeficiente de transferencia de calor de convección, precisamente en este punto aparece la utilidad de las correlaciones para encontrar este importante parámetro.

El coeficiente externo de transferencia de calor se calcula por medio de la correlación de Pethukov, la cual es una formulación empírica que permite encontrar nuestro parámetro deseado con un buen grado de exactitud.

Prosiguiendo con la programación en Matlab, el cálculo del coeficiente se desarrolla en las siguientes líneas.

NuC=petukhov(ReC,PrC,hd,3000);	%Nusselt externo
ho=NuC*kC/hd	%coeficiente de transferencia de calor al exterior del tubo

En el momento de calcular el número de Nusselt, se hace uso de la función Pethukov, que se ha desarrollado junto a este programa y contiene el siguiente código

```
function [Nu] = petukhov(Re,Pr,Di,L) %Petukhov Devuelve el Nusselt en un flujo interno turbulento.
    f=(0.79*log(Re)-1.64)^(-2);
    Nu=((f/8)*(Re-1000)*Pr)/(1+12.7*(f/8)^(1/2)*(Pr^(2/3)-1))*(1+(Di/L)^(2/3));
```

De esta forma, el valor del coeficiente de convección para el agua de refrigeración es:

$$h_o = 4,295 \cdot 10^3 \frac{W}{m^2 K}$$

Hasta este momento, se ha calculado el coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua en el intercambiador de calor de tubos concéntricos. Aún está pendiente la determinación de la resistencia térmica del conducto aleteado. Su expresión corresponde a

$$Rt = \frac{\ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right)}{2\pi kL}$$

Luego de introducir el código correspondiente,

Resistencia termica del conducto interno	
Rt=log(dei/dii)/(2*pi*kt*L);	%Resistencia del tubo
i=0;	
q=mH*hfg;	%Transferencia de calor máxima posible

Se determina que el valor de la resistencia térmica del conducto interior es de

$$Rt = 5.7113 \cdot 10^{-4} \frac{W}{K}$$

Las superficies extendidas ayudan a un mayor intercambio de calor, pero de igual manera generan una resistencia térmica, pues su eficiencia no es del 100%. De esta forma, se comienza por determinar los radios mayor y menor de las aletas anulares y su espesor. Posteriormente se hace uso de las funciones de Bessel para encontrar su eficiencia, ya que las aletas anulares son de sección transversal variable.

Geometria de la aleta	
hf=6.35e-3;	%Altura aleta anular

r1=dei/2;	%Radio menor aleta anular
r2=r1+hf;	%Radio mayor aleta anular
t=0.8e-3;	%Espesor de la aleta anular

Calculo de la eficiencia de la aleta	
Af=2*pi*(r2^2-r1^2);	%Area de Conducción de la aleta
m=(2*ho*pi*r2/(kt*Af))^0.5;	
nf=((2*r1/m)/(r2^2-r1^2))*(BESSELK(1,m*r1)*BESSELI(1,m*r2)- BESSELK(1,m*r2)*BESSELI(1,m*r1))... /(BESSELK(0,m*r1)*BESSELI(1,m*r2)+BESSELK(1,m*r2)*BESSELI(0,m*r1));	

La eficiencia de las aletas es de aproximadamente

$$\eta_f = 0.7208$$

Con los datos anteriores se pueden elaborar predicciones que contengan el coeficiente global de transferencia de calor para un número determinado de aletas.

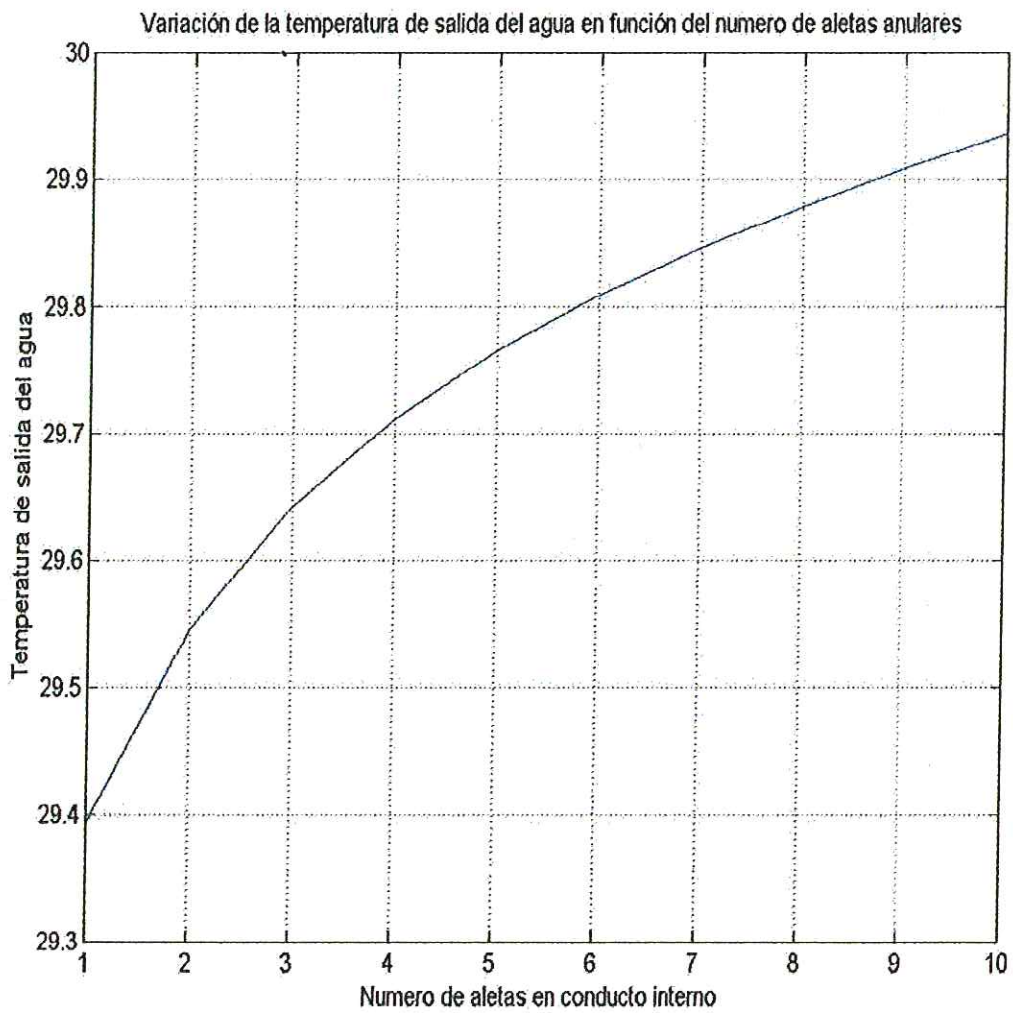
Por ello se ha incluido un ciclo repetitivo que ayude a comprobar el cambio que se produce en la temperatura de salida del agua en el intercambiador de calor teniendo en cuenta esta condición. Lo anterior se resume en las siguientes líneas de código en MATLAB.

Ciclo repetitivo para evaluar la variación de la temperatura de salida del agua con respecto al número de aletas anulares	
for N=1:1:10	%Numero de aletas presentes en el conducto interno
i=i+1;	
Calculo de la resistencia externa	
Resa=1/ho;	%Resistencia de la sup. sin aletas
Ref=1/(N*ho*nf);	%Resistencia de la sup. aleteada
Re=(1/Resa+1/Ref)^(-1);	%Resistencia externa equivalente
Rtotal=Re+Rt;	%Resistencia total
Ui=1/(Rtotal);	%Coeficiente global de transferencia de calor
Cálculo del número de unidades de transferencia	
NTU=Ui*(pi*dei*L+N*Af)/Cmin;	

%Cálculo de la efectividad del intercambiador	
epsilon=1-exp(-NTU)	
X(i)=N;	
q1=epsilon*q;	%Transferencia de calor real aproximada del intercambiador
TCo(i)=q1/(mC*CpC)+TCi;	%Vector que almacena la temperatura de salida del agua
end	
plot(X,TCo)	
title('Variación de la temperatura de salida del agua en función del numero de aletas anulares');	
xlabel('Numero de aletas en conducto interno');	
ylabel('Temperatura de salida del agua');	
grid	

De esta forma, queda determinada la eficiencia aproximada del ICTCSE, al igual que el coeficiente global de transferencia de calor. A continuación se muestra la gráfica que entrega el programa al evaluar la posibilidad de uso de un número diferente de aletas para cada trayecto en el Intercambiador de Calor.

Figura 8. Variación de la temperatura de salida del agua en el ICTCSE



1.3 DISEÑO MECANICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCENTRICOS CON SUPERFICIES EXTENDIDAS

1.3.1 Calculo del espesor de la tubería. Para la determinación del espesor mínimo y presión máxima admisible de conductos circulares bajo presión se hace uso de unas expresiones provistas por el código ASME Parte UG subsección VIII p 20-21. En primer lugar se llevará a cabo el análisis para el conducto interior, es decir, la tubería por donde circula el vapor saturado. Para desarrollar un

procedimiento de diseño adecuado, se deben llevar a cabo cálculos correspondientes a tensión radial y tensión longitudinal.

- Tensión radial. Para la determinación del mínimo espesor t , cuando la presión de trabajo no exceda $0.385SE$, se debe aplicar la siguiente expresión:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad (1.15)$$

SE = máximo valor de tensión permisible, psi, tomado de la tabla UHA-23 p326 Código ASME.

P = Presión de trabajo, psi.

R = Radio interno del conducto circular, in.

Los valores correspondientes a los parámetros antes mencionados de acuerdo a nuestras condiciones de operación son:

$SE = 9825,6 \text{ psi}$. Valor del esfuerzo máximo permisible para el Acero Inoxidable A.I.S.I 304 sometido a una temperatura de $172 \text{ }^\circ\text{C}$ ($341,6 \text{ }^\circ\text{F}$), esta es la temperatura de saturación para una presión de 120 psi ; presión a la que aproximadamente se encuentra el vapor de agua.

$P = 120 \text{ psi}$. Presión de diseño para la selección de la tubería. Es la presión a la que aproximadamente se encuentra el vapor de agua.

$R = 0,6 \text{ in}$. Corresponde al radio interno para el conducto interior.

$$t = \frac{120 \cdot 0,6}{9825,6 - 0,6 \cdot 120}$$

$$t = 7,38 \cdot 10^{-3} \text{ in}$$

$$t = 0,187 \text{ mm}$$

De esta forma se comprueba que la selección de tubería sanitaria A.I.S.I. 304 cumple con los requerimientos de operación a los que será sometida. El espesor de pared de este conducto es de 1,6 mm; por lo tanto el factor de seguridad en esta aplicación es.

$$k_s = \frac{1,6}{0,187} = 8,54$$

- Tensión longitudinal. Las siguientes fórmulas suministradas por el código ASME para Tensión longitudinal en conductos circulares son aplicables cuando la presión de trabajo no excede $1,25SE$

$$t = \frac{PR}{2SE + 0,4P} \quad (1.16)$$

Los valores correspondientes para cada una de las variables especificadas en la ecuación 1.16 son los mismos utilizados para el análisis en Tensión radial.

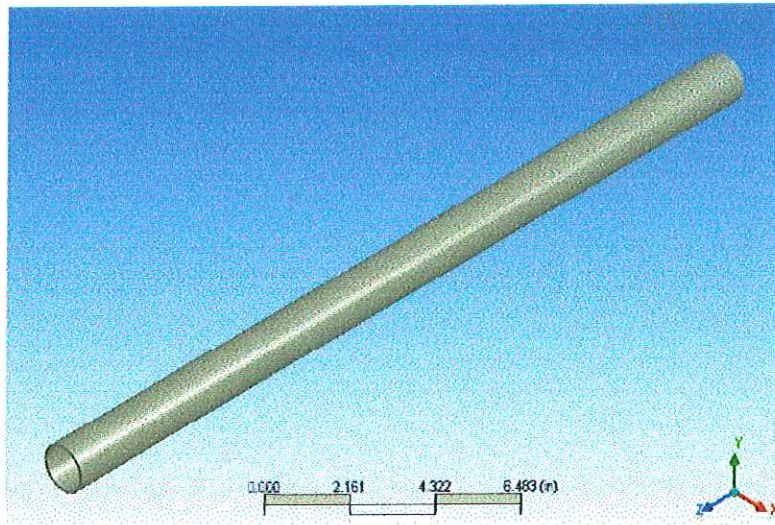
$$t = \frac{120 \cdot 0,6}{2 \cdot 9825,6 + 0,4 \cdot 120}$$

$$t = 3,655 \cdot 10^{-3} \text{ in}$$

$$t = 0,09284 \text{ mm}$$

- Simulación en Software de Elementos Finitos para el Diseño Mecánico del ICTCSE. Estas condiciones de operación fueron introducidas en un software de simulación para comprobar la veracidad de los resultados. El programa utilizado para llevar a cabo este procedimiento fue ANSYS Workbench 8.0. La figura 9 muestra la geometría de la sección de tubería simulada.

Figura 9. Geometría sección de tubería de 1" utilizada en la simulación



A continuación se aplican las condiciones de frontera utilizadas en los cálculos desarrollados en párrafos anteriores en lo que concierne a presiones de operación, propiedades mecánicas para el acero inoxidable A.I.S.I 304, lo que permitirá realizar el enmallado para la posterior simulación.

Figura 10. Condiciones de frontera para la sección de tubería

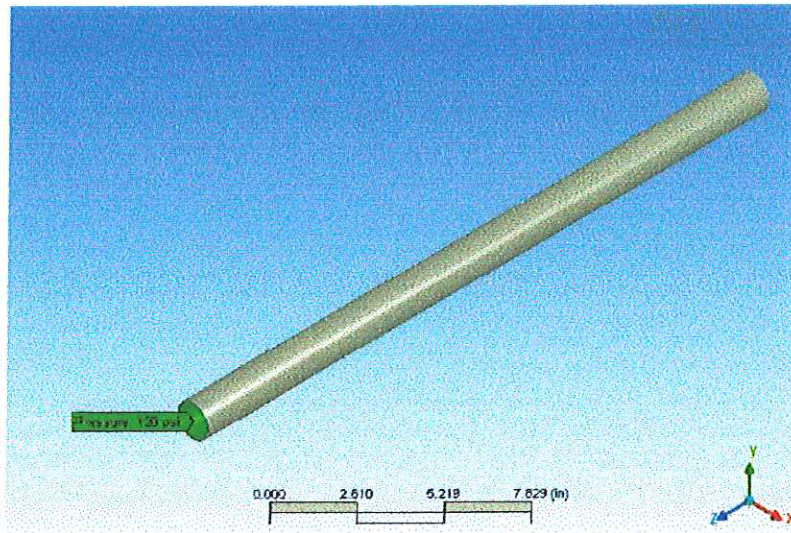
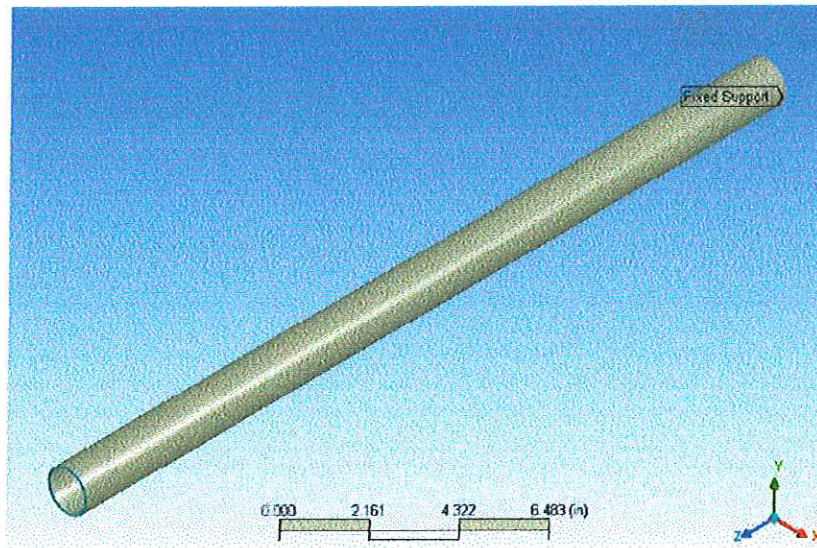
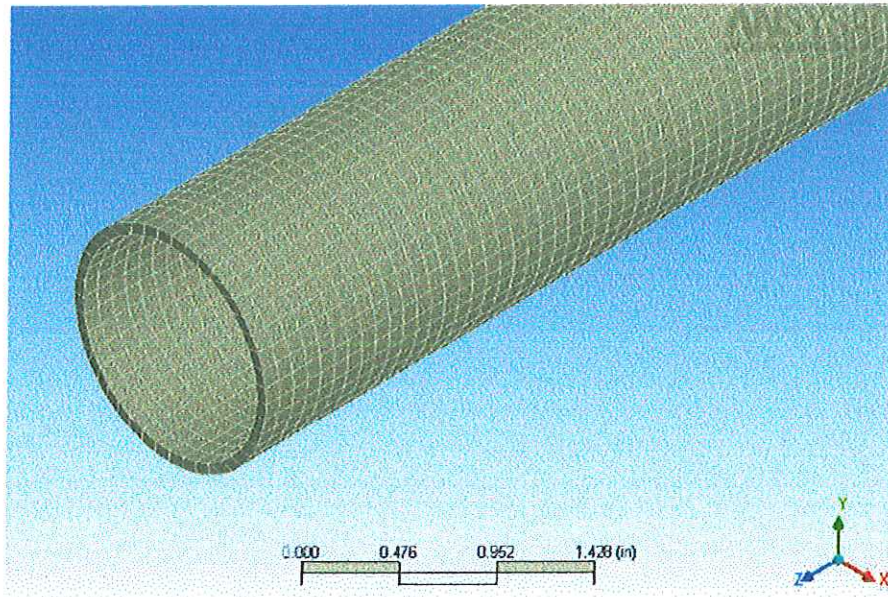


Figura 11. Soportes establecidos para la simulación



El enmallado se realiza de acuerdo a una rutina predeterminada del software de simulación, la figura 12 muestra el resultado de llevar a cabo esta operación.

Figura 12. Enmallado de la sección de tubería



Después de llevar a cabo todos los procedimientos previos, la simulación arroja los siguientes resultados relativos a esfuerzo máximo permisible y deformación en el material.

Figura 13. Esfuerzo máximo permisible para la sección de tubería

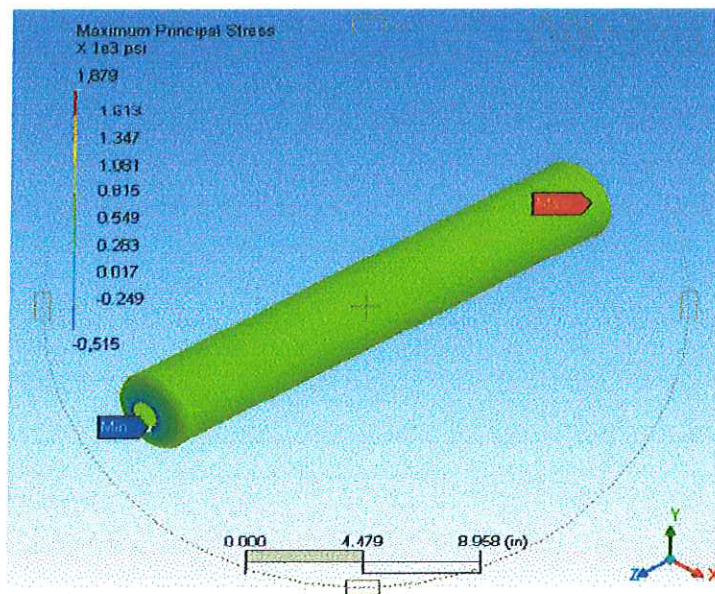
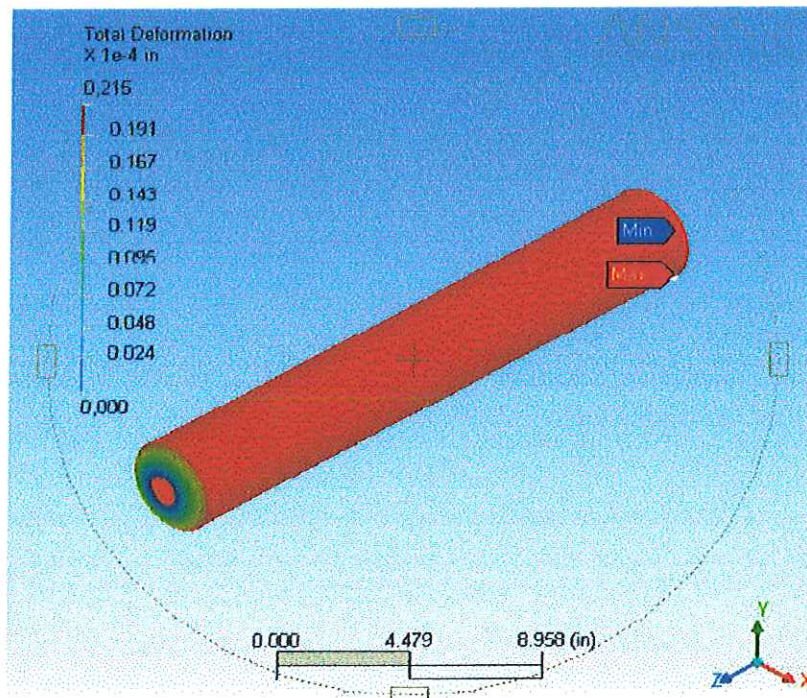


Figura 14. Deformación de la sección de tubería



Habiendo mencionado aspectos importantes referentes al diseño de intercambiadores de calor, pueden plantearse interrogantes acerca de cómo se obtendrán las señales de las temperaturas de entrada y salida, para el caso del líquido refrigerante, la caída de presión entre los puntos de entrada y salida del mismo, en fin existe una serie de parámetros que se deben tener a disposición para que la práctica en este banco de experimentos resulte amena y productiva.

Por ejemplo, hay varios de sensores de temperatura, como termocuplas, RTD's, termómetros, termistores, entre otros, que se pueden emplear para tomar medidas con un adecuado nivel de precisión en la entrada y salida del agua de refrigeración. Se ha tomado la decisión de utilizar termocuplas para la medición de la temperatura.

1.4 RESULTADOS EXPERIMENTALES OBTENIDOS LUEGO DE LA PUESTA EN MARCHA DEL ICTCSE

Los cálculos teóricos presentaron aproximaciones de los parámetros de funcionamiento para el Intercambiador de Calor. Estos valores indican que la temperatura de salida del dispositivo aumentará, aproximadamente, 10 °C con respecto a la temperatura de la entrada. De igual forma, estos cálculos muestran que la eficiencia aumenta con respecto al número de superficies extendidas empleadas en cada ramal, llegando a un valor máximo de 20%.

Luego de la instalación y puesta en marcha del ICTCSE en el laboratorio de planta piloto se comprobó la exactitud de los valores calculados. Resultados que se ven reflejados en la tabla 5.

Tabla 5. Resultados experimentales obtenidos luego de la puesta en marcha del ICTCSE

Numero de Aletas	8	6	4
Temperatura de entrada en el ICTCSE (Tin [°C])	19,6031	29,751	26,6381
Temperatura de entrada en la Superficie Aleteada (Tinsa [°C])	27,821	38,6226	33,4864
Temperatura de salida en la Superficie Aleteada (Toutsa [°C])	33,9222	44,4747	38,9961
Temperatura de salida en el ICTCSE (Tout [°C])	35,3	47,383	41,6241
Viscosidad Dinámica (μ [kg/m·s])	8,35E-04	8,41E-04	9,06E-04
Numero de Aletas	8	6	4
Conductividad Térmica (k [KW])	0,604	0,616	0,6107
Número de Prandtl (Pr)	5,6856	5,7802	6,3054
Densidad (ρ [kg/m ³])	998,64	995,43	996,3
Número de Reynolds (Re)	34496,5	31613	29338
Factor de Fricción (f)	0,02286	0,0233	0,0238
Numero de Nusselt (Nu)	155,1	204,67	198,87
Coefficiente de Convección del agua (h [W/m ² ·K])	3081,6	5388	5190

Caudal de agua (Q [l/s])	0,64678	0,64678	0,64678
Diferencial de Presión (dP [bar])	0,17181	0,156	0,135

El lector puede comprobar que el diferencial de temperatura a lo largo de cada ramal es mayor que el presentado por los cálculos teóricos. Las posibles causas para esta diferencia radican en el caudal de agua que se colocó en circulación a través del Intercambiador de Calor. Mientras en la simulación realizada a través del MATLAB, el caudal oscilaba entre 30 GPM y 35 GPM, en la experiencia se trabajaron flujos de agua de 10 GPM, aspecto que produce una mayor temperatura a la salida.

Existe una serie de variables que no se tienen en cuenta durante el desarrollo de los cálculos teóricos, acción que trae como consecuencia una diferencia con respecto a los resultados experimentales. De cualquier manera, vale la pena resaltar la aproximación al comportamiento real del dispositivo que presenta la simulación procesada a través de MATLAB.

2. SISTEMA DE ADQUISICION Y SUPERVISION DE DATOS PARA REGISTRO DE PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCENTRICOS CON SUPERFICIES EXTENDIDAS

Otra de las actividades realizadas durante el desarrollo del proyecto, fue el completo diseño e implementación del sistema de adquisición de datos, que procesa variables como temperatura en diferentes puntos del intercambiador y caudal de agua proveniente del condensador. El manejo de estas variables, además de ser indispensables para estudiar el comportamiento del intercambiador de calor, es el primer paso para diseñar la estrategia de control adecuada para automatizar completamente el intercambiador y así acondicionar el mismo para que proporcione una completa práctica de laboratorio en la cual se estudien no solamente los procesos termodinámicos y de transferencia de calor, sino también otras ramas de la ingeniería aplicables a dispositivos como este, por ejemplo, diseño de controladores, sistemas de adquisición de datos y los diferentes dispositivos que intervienen en el procesamiento de señales y datos de control.

Una vez concluidos los cálculos que determinan las dimensiones y accesorios, además de otros detalles del intercambiador de calor, trabajamos simultáneamente en el diseño del sistema de adquisición de datos, determinando en primera instancia cuales son los componentes que conforman el sistema, partiendo desde los equipos que se utilizan, sensores hasta actuadores, no sin dejar de lado la programación de un software que permitiera una fácil interacción "hombre – máquina".

Conociendo el esquema estándar de un sistema de adquisición de datos, se comienza el análisis para la selección de los elementos necesarios partiendo

desde los sensores. Recordando las ecuaciones y correlaciones utilizadas para los cálculos de diseño del ICTCSE se determinan cuales variables empleadas pueden ser calculadas o tomadas de datos ya tabulados y cuales deben ser leídas directamente del intercambiador de calor en el instante preciso en el que se necesita.

2.1 SELECCIÓN DE LOS SENSORES

Las variables necesarias para hallar los valores de los parámetros que describen la naturaleza y el comportamiento del Intercambiador de calor y que deben ser leídas directamente en el por medio de sensores, son la temperatura del fluido de enfriamiento en diferentes puntos de su trayectoria, el caudal de agua y las presiones de entrada y salida a través del mismo.

2.1.1 Medición de la temperatura. La temperatura, al igual que otras propiedades como la longitud, tiempo, o masa, es una cantidad abstracta que debe ser definida en términos del comportamiento de materiales debido a un cambio de esta propiedad en ellos. Por ejemplo, el cambio de volumen en un líquido, cambio de longitud en una barra, cambio en la resistencia eléctrica de un alambre, cambio en la presión de un gas a volumen constante, y el cambio en el color de un filamento.

Debido a la variedad de posibilidades que existen en el mercado, se deben tener presente varios aspectos al momento de llevar a cabo una elección del sensor de temperatura adecuado para implementar en el banco de Intercambiadores de Calor de Tubos Concéntricos.

La medición de temperatura en el ICTCSE se realiza a través de termocuplas, sensores de temperatura conformados por la unión entre materiales de diferentes propiedades, que al momento de someterse a un cambio de temperatura, genera un pequeño voltaje de salida. Este voltaje (alrededor de microvoltios) se utiliza

para registrar la temperatura a la que se encuentra un sistema. La siguiente sección presenta algunos detalles acerca de este tipo de sensor.

- Termocuplas. Las termocuplas conforman el sensor de temperatura más comúnmente utilizado en la industria. Estas se construyen con dos alambres de distinto material unidos en un extremo (soldados generalmente).

El principio de operación de una termocupla se basa en la presencia de efectos termoeléctricos que generan un pequeño voltaje cuando los extremos de esta se mantienen a diferentes temperaturas.

El voltaje termoeléctrico v_o es una función no lineal de la temperatura que puede ser representado por la ecuación empírica

$$v_o = C_1(T_1 - T_2) + C_2(T_1^2 - T_2^2) \quad (2.1)$$

C_1, C_2 : Constantes termoeléctricas de los materiales que forman la termocupla

T_1, T_2 : Temperaturas en las uniones

La generación del voltaje se debe al efecto *Seebeck*, que se produce por la difusión de electrones a través de la unión entre los dos materiales. En este fenómeno se presenta una diferencia de potencial entre los dos materiales debido a que uno de ellos cede electrones (potencial positivo) mientras que el otro los recibe (potencial negativo). De esta forma, se establece un campo eléctrico debido al flujo de electrones a través de la unión. El flujo de electrones se condiciona de acuerdo a la temperatura de la unión, afectando implícitamente la señal de voltaje que entrega la termocupla.

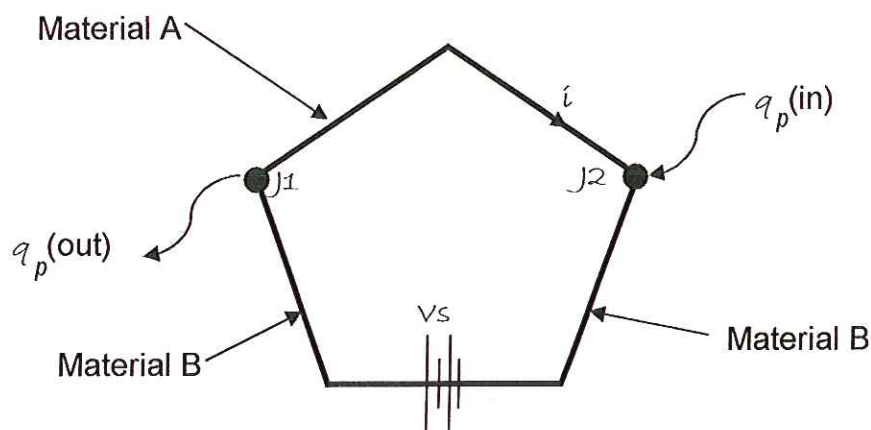
Además del efecto Seebeck, otros dos fenómenos tienen lugar en una termocupla, se trata de los efectos *Peltier* y *Thompson*.

El efecto Peltier tiene lugar cuando se presenta un flujo de corriente a través del sensor. Como es sabido, debe ocurrir una generación de calor, llamada transferencia de calor de Joule, que se relaciona por la expresión $q = iR^2$. De igual manera, el efecto Peltier se manifiesta como una transferencia de calor que se comporta de acuerdo a la ecuación

$$q_p = \pi_{AB} i \quad (2.2)$$

Donde q_p corresponde a la transferencia de calor en Watts y π_{AB} es el coeficiente de Peltier para la unión AB. Este coeficiente depende de la dirección del flujo de corriente a través de la unión, es decir $\pi_{AB} = -\pi_{BA}$. Este hecho implica que en la unión J_1 hay transferencia de calor del sensor hacia el ambiente, mientras que lo contrario ocurre para J_2 , como se muestra en la figura 16.

Figura 15. Efecto Peltier en una termocupla



Fuente: DALLY, James, RILLEY, William, McCONNELL, Keneth, *Instrumentation for Engineering Measurements*

El efecto Thompson consiste en la generación o absorción de calor q_T como consecuencia del gradiente de temperatura y la corriente en el conductor. Este efecto se modela por la expresión

$$q_T = \sigma i (T_1 - T_2) \quad (2.3)$$

Tanto el efecto Peltier como el Thompson producen voltajes que contribuyen a la señal de salida de la termocupla y afectan la precisión en la lectura de la temperatura.

Aunque la ecuación 2.1 modela el comportamiento de la termocupla, puede utilizarse un polinomio de mayor orden que tiene la forma

$$T_1 - T_2 = a_0 + a_1 v_0 + a_2 v_0^2 + \dots + a_n v_0^n \quad (2.4)$$

Donde a_0, a_1, \dots, a_n , son coeficientes específicos para cada par de materiales de la termocupla y $T_1 - T_2$ corresponde a la diferencia en la unión en °C.

De esta manera, se obtiene una relación entre temperatura aplicada a la unión de los alambres y el voltaje generado, por lo tanto, el transductor leerá el voltaje y mediante una escala interna (que depende de los materiales de los alambres) se indicará el valor de la temperatura aplicada.

Existen una infinidad de tipos de termocuplas, en la tabla 4 aparecen algunas de las más comunes, pero casi el 90% de las termocuplas utilizadas son del tipo J ó del tipo K.

Las termocuplas tipo J se usan principalmente en la industria del plástico, goma (extrusión e inyección) y fundición de metales.

La termocupla K se usa típicamente en fundición y hornos a temperaturas menores de 1300 °C, por ejemplo fundición de cobre y hornos de tratamientos térmicos. Las termocuplas R, S, B se usan casi exclusivamente en la industria siderúrgica (fundición de acero). Finalmente las termocuplas T son usadas desde hace algún tiempo en la industria de alimentos, pero han sido desplazadas en esta aplicación por los Pt100. Se presenta un cuadro explicativo acerca de los diversos tipos de materiales para la construcción de termocuplas.

Tabla 6. Características de operación para diversos tipos de Termocuplas

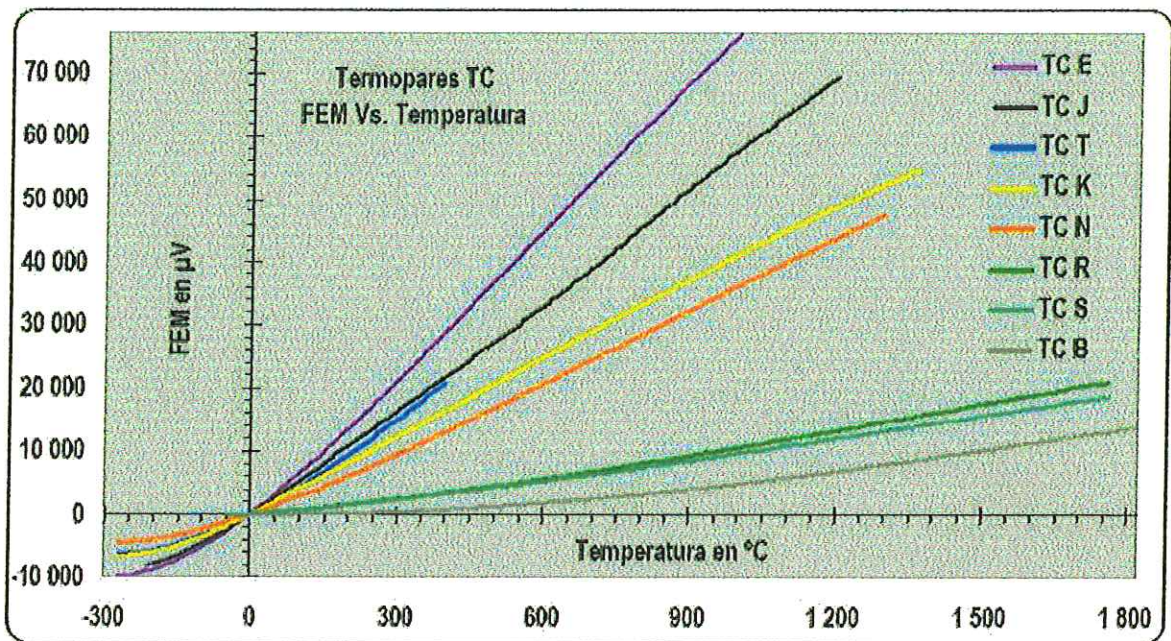
Termocupla	Cable (+) aleación	Cable (-) aleación	Rango de Temp. (min,max) [°C]	Tensión max. [mV]	Limite de error [°C]
J	Hiero	cobre/niquel	(0,750)	42.2	+ - 2.2
K	Niquel/cromo	Niquel/aluminio	(-180,1372)	54.8	+ - 1.7
T	Cobre	Cobre/niquel	(-250,400)	20.8	+ - 0.8
R	87% Platino 13% Rhodio	100% Platino	(0,1767)	21.09	Depende del proveedor
S	90% Platino 10% Rhodio	100% Platino	(0,767)	18.65	+ - 1.4
B	70% Platino 30% Rhodio	94% Platino 6% Rhodio	(0,1820)	13.814	Depende del proveedor

La elección que se llevó a cabo para la medición de la temperatura en el intercambiador de calor corresponde a la utilización de la termocupla tipo K. Las temperaturas de medición para el intercambiador de calor de tubos concéntricos no sobrepasan los 50 °C, por ello, esta se adapta de la mejor manera para nuestra aplicación. Otra razón que fundamenta la elección, es la tensión de salida para esta configuración de termocupla. Usted puede estar preguntándose por que se escogió la termocupla tipo K, cuando la que presenta menor margen de error es la tipo T. Una razón consiste en el margen de confiabilidad que presentan las termocuplas tipo K sobre las termocuplas tipo T. La experiencia indica que el tipo de termocupla utilizada para esta aplicación presenta menos errores en la señal

de entrega a los transductores. Mientras que las otras termocuplas en cuestión presentan mayor posibilidad de intermitencia en la entrega de resultados. Otra de las razones radica en el tiempo de respuesta de las tipo K sobre las tipo T, esta consideración se presentará en una de las secciones de este capítulo.

A continuación se presenta una gráfica que ilustra la señal de salida (voltaje) en relación con la temperatura a la cual se somete el sensor para sus diversas configuraciones. Solo se ha cumplido con una parte de la tarea correspondiente a este capítulo, es decir, la elección del sensor. El paso a seguir consiste en la construcción del sensor, ya que comercialmente se encuentra el alambre para que el usuario determine la longitud adecuada de su dispositivo. En este punto es conveniente recordar algunos de los principios que explican el comportamiento de las termocuplas.

Figura 16. Curvas características de las Termocuplas



Como se mencionó en párrafos anteriores, durante la introducción a este capítulo, el efecto Seebeck muestra que la dependencia entre la tensión entregada por la

termocupla y la temperatura no es lineal; es deber del instrumento electrónico destinado a mostrar la lectura, efectuar la linealización, es decir, tomar la tensión (señal de salida de la termocupla) e indicar el valor de la temperatura.

○ **Materiales Termoeléctricos.** Como se ha dicho en párrafos anteriores, el efecto termoeléctrico en las termocuplas ocurre siempre y cuando el circuito sea fabricado con dos materiales diferentes. Se deben tener en cuenta los siguientes aspectos para la selección de estos:

1. Proveer aceptable estabilidad térmica para niveles de temperatura elevados.
2. Asegurar la compatibilidad con la instrumentación de medida disponible.
3. Que no sean extremadamente costosos.
4. Maximizar la sensibilidad en el rango de operación.

En la actualidad se han hecho investigaciones en termopares fabricados con ambos brazos sin aleación, con el fin de eliminar los efectos de inestabilidad y gradientes de temperatura debidos a cambios no uniformes en la composición de la aleación cuando se someten a altas temperaturas. Algunas de estas termocuplas son: el termopar de "platino-oro" que tiene excelentes características termoeléctricas, gran estabilidad, exactitud y alta reproducibilidad.














Existe una normatividad internacional cuyo propósito es establecer uniformidad en la designación de los termopares y cables de extensión, por medio de colores en sus aislamientos e identificar su tipo o composición así como su polaridad, esto se muestra en la figura 17.

Se ha considerado apropiado anexar esta gráfica para brindar un marco teórico relativamente completo al lector donde se pueda ubicar para profundizar en el

estudio de dispositivos de medición como las termocuplas, indispensables para el desarrollo de muchas aplicaciones industriales en la actualidad.

Un aspecto importante en el comportamiento de las termocuplas está relacionado con su tiempo de respuesta. Este punto será tratado en los párrafos siguientes.

Figura 17. Código de colores para las termocuplas

Código ANSI	Combinación de la aleación		Código de color	
	+	-	Termopar	Extensión
E	Cromel níquel - cromo Ni-Cr	Constantan cobre - níquel Cu-Ni		
J	hierro Fe	Constantan cobre - níquel Cu-Ni		
T	cobre Cu	Constantan cobre - níquel Cu-Ni		
K	Cromel níquel - cromo Ni-Cr	Alumel níquel - aluminio Ni-Al		
N	Nicrosil níquel - cromo - silicio Ni-Cr-Si	Nisil níquel - silicio - magnesio Ni-Si-Mg		
R	platino - 13% rodio Pt-13% Rh	platino Pt	No establecido	
S	platino - 10% rodio Pt-10% Rh	platino Pt	No establecido	
B	platino - 30% rodio Pt-30% Rh	platino - 6% rodio Pt-6% Rh	No establecido	

- Respuesta Dinámica de los sensores de Temperatura. Una vez definido el tipo de termocupla a utilizar en esta aplicación, se procede a su implementación en el sistema de control.

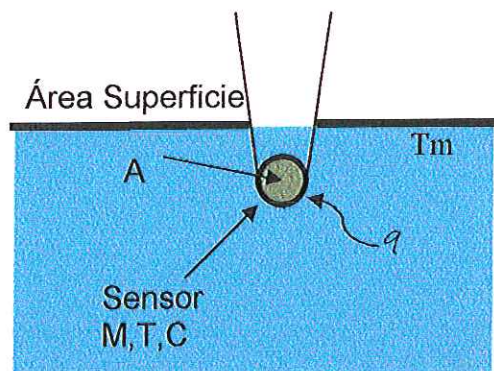
En este punto se debe tener en cuenta que la respuesta real del sensor se presenta cierto tiempo después de estar en contacto con el medio a medir.

Los sensores de temperatura son clasificados como sistemas de primer orden, debido a que su respuesta dinámica corresponde a una ecuación diferencial de primer orden que describe el flujo de transferencia de calor entre el sensor y el medio ambiente. Considere el sensor en un tiempo t y en un medio con temperatura T_m , como se muestra en la figura 18. El balance de energía lleva a la expresión

$$q = hA(T_m - T) = mc \frac{dT}{dt} \quad (2.5)$$

Donde q es el flujo de calor por convección y h es el coeficiente de transferencia de calor por convección, A es el área del sensor expuesta a la transferencia de calor, m y c corresponden a la masa y capacidad calorífica de la termocupla, respectivamente.

Figura 18. Termocupla sumergida en agua refrigerante. Respuesta dinámica de las termocuplas



La ecuación 2.5 puede ser expresada como

$$\frac{dT}{dt} + \frac{hA}{mc}T = \frac{hA}{mc}T_m \quad (2.6)$$

Resolviendo la ecuación 2.6, obtenemos la función

$$T = C_1 e^{-t/\beta} \quad (2.7)$$

Donde C_1 es la constante de integración y β es la constante de tiempo para el sensor.

$$\beta = \frac{mc}{hA} \quad (2.8)$$

Una solución completa para la ecuación 2.6 exige la especificación de la temperatura T_m como una función del tiempo y las condiciones iniciales. Dos consideraciones que proveen una ayuda importante en el análisis del comportamiento de las termocuplas corresponden a las respuestas a las funciones escalón unitario y rampa.

Considere en primer lugar, la respuesta del sensor de temperatura a la excitación de la función escalón unitario (el sensor es repentinamente sumergido en un fluido que se encuentra a una temperatura T_m). En este ejemplo, la solución particular de la ecuación 2.6 es $T = T_m$, de tal manera que la solución general es

$$T = C_1 e^{-t/\beta} + T_m \quad (2.9)$$

Para la condición inicial $T(0) = 0$, la constante de integración es $C_1 = -T_m$ en la ecuación 2.9, de tal manera que, la expresión final para la temperatura T como una función del tiempo t para la función escalón unitario es

$$\frac{T}{T_m} = (1 - e^{-t/\beta}) \quad (2.10)$$

Para esta condición, el sensor de temperatura requiere un tiempo considerable antes de comenzar a registrar la temperatura T_m del medio con el cual está en contacto. El tiempo de respuesta puede ser mejorado reduciendo la constante de tiempo β . Valores más pequeños de β se obtienen diseñando un sensor con una masa pequeña, un área de contacto considerable y un bajo calor específico.

Para determinar el retardo en el tiempo del correcto registro de la temperatura del agua de refrigeración, se procede a establecer una ecuación diferencial que indica la forma como se lleva a cabo la transferencia de calor entre el medio y el sensor de temperatura.

En primer lugar se lleva cabo el análisis para el termopozo. El balance de transferencia de calor muestra que la energía se transfiere por convección desde el agua para luego almacenarse en este dispositivo. En la ecuación indicada a continuación, el término de la izquierda hace referencia al almacenamiento de energía del accesorio, mientras que el lado derecho hace referencia a la transferencia de calor por convección afectada por la eficiencia de la aleta de punta (termopozo).

$$m \cdot c \cdot \frac{dT(t)}{dt} = \eta_f \cdot h \cdot A \cdot (T_\infty - T(t))$$

$$m \cdot c \cdot \frac{dT(t)}{dt} = \eta_f \cdot h \cdot A \cdot T_\infty - \eta_f \cdot h \cdot A \cdot T(t)$$

$$m \cdot c \cdot \frac{dT(t)}{dt} + \eta_f \cdot h \cdot A \cdot T(t) = \eta_f \cdot h \cdot A \cdot T_\infty$$

Dividiendo entre $m \cdot c$

$$\frac{dT(t)}{dt} + \frac{\eta_f \cdot h \cdot A}{m \cdot c} \cdot T(t) = \frac{\eta_f \cdot h \cdot A \cdot T_\infty}{m \cdot c}$$

Resolviendo la ecuación diferencial mediante la forma general $T = C1 \cdot e^{-t/\beta}$ tenemos:

$$T(t) = C1 \cdot e^{-\frac{t}{\frac{m \cdot c}{\eta_f \cdot h \cdot A}}}$$

Donde $\beta = \frac{m \cdot c}{\eta_f \cdot h \cdot A} =$ constante de tiempo del termopozo.

Se puede evaluar el valor de β para las condiciones de operación del ICTCSE, primero se calcula la eficiencia térmica de la aleta, procediendo con el calculo del área efectiva de transferencia de calor y la masa de la sección del termopozo sumergida en el fluido, tomando de tablas y/o graficas los valores que así lo permitan, por ejemplo, el valor de c para el bronce es $c = 420$ [J / Kg. K].

Para la eficiencia de una aleta de punta:

$$\eta_f = \frac{\text{Tanh} \gamma L}{\gamma L}$$

Donde γ es un parámetro adimensional, intrínseco a las superficies extendidas que las relaciona con las características del fluido con el cual se encuentran en contacto, de la siguiente forma:

$$\gamma = \sqrt{\frac{4h}{kD}}$$

Donde,

h = es el coeficiente de convección del agua

k = conductividad térmica del bronce

D = diámetro del termopozo

Evaluando:

$$\gamma = \sqrt{\frac{4 \cdot 4295}{52 \cdot 0.00635}}$$
$$\gamma = 228.1$$

Reemplazando el valor de γ en la fórmula que define la eficiencia de la aleta tenemos:

$$\eta_f = \frac{\tanh(228.1 \cdot 0.00635)}{228.1 \cdot 0.00635}$$
$$\eta_f = 0.6182$$

Para determinar el área efectiva de transferencia de calor de una aleta en punta se tiene:

$$A_f = \pi \cdot D \cdot L_c, \text{ donde la longitud corregida } L_c \text{ se define como: } L_c = L + \frac{D}{4}.$$

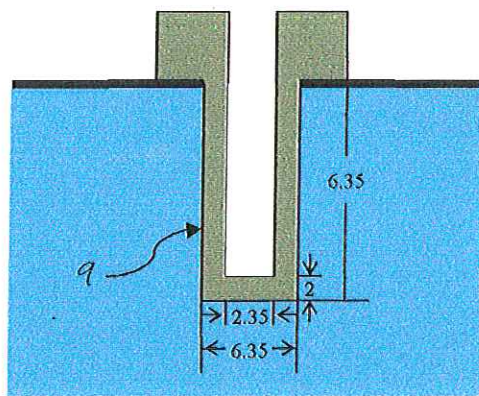
Reemplazando y evaluando se obtiene:

$$A_f = \pi \cdot 0.00635 \cdot (0.00635 + 0.00635/4)$$

$$A_f = 1.58 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

El volumen de la sección del termopozo sumergida en el fluido hace referencia a un área anular comprendida entre los diámetros externo e interno de dicha sección del termopozo, proyectada a lo largo de la altura del mismo, tal como se ilustra en la figura 19.

Figura 19. Termopozo sumergido en agua refrigerante. Respuesta dinámica del termopozo.



$$V = V1 + V2 = \frac{\pi \cdot D_1^2 - D_2^2}{4} \cdot h + \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot t$$

$$V = \frac{\pi \cdot ((0.00635)^2 - (0.00235)^2)}{4} \cdot 0.00635 + \frac{\pi \cdot (0.00235)^2}{4} \cdot 0.002$$

$$V = 1.82 \times 10^{-7}$$

Teniendo el volumen de la pieza y tomando de tablas el valor de la densidad del Bronce comercial $\left(\rho = 8800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$, se puede calcular la masa del fragmento del termopozo.

$$\begin{aligned} m &= V \cdot \rho \\ m &= 1.82 \times 10^{-7} \cdot 8800 \\ m &= 0.0016 \text{ [Kg]} \end{aligned}$$

Finalmente se halla el valor de β reemplazando en la formula $\beta = \frac{m \cdot c}{\eta_f \cdot h \cdot A}$

$$\begin{aligned} \beta &= \frac{0.0016 \cdot 420}{0.6182 \cdot 4295 \cdot 1.58 \times 10^{-4}} \\ \beta &= 1.6 \text{ s} \end{aligned}$$

Para hallar el valor de la constante C1, se evalúa la solución particular de la ecuación diferencial para $t = 0$;

$$\begin{aligned} T(0) &= C1 \cdot e^{-t/\beta} + T_\infty \\ 0 &= C1 \cdot e^{-0/\beta} + T_\infty \\ 0 &= C1 + T_\infty \\ C1 &= -T_\infty \end{aligned}$$

Teniendo todos los elementos necesarios, se construye la ecuación que describe el comportamiento del registro de la temperatura a través del termopozo en función del tiempo.

$$T(t) = C1 \cdot e^{-t/\beta} + T_m$$

Reemplazando

$$T(t) = -42 \cdot e^{-t/1.6} + 42$$

De igual forma se puede determinar una ecuación que describe el comportamiento de la termocupla en función del tiempo, simplemente cambiando las características físicas por las del elemento en cuestión, es decir, las dimensiones y propiedades del material del termopozo, por las de la termocupla. Así partiendo del cálculo de β :

$$\begin{aligned} \beta &= \frac{m \cdot c}{h \cdot A} = \frac{\rho \cdot V \cdot c}{h \cdot A} = \frac{\rho \cdot c}{h} \cdot \frac{\pi D^3 / 6}{\pi \cdot D^2} = \frac{\rho \cdot c \cdot D}{6 \cdot h} \\ \beta &= \frac{8665 \cdot 485.5 \cdot 1.5 \times 10^{-3}}{6 \cdot 4295} \\ \beta &= 0.244 \text{ s} \end{aligned}$$

Los valores de $\rho = 8665$ [kg. / m³] y $c = 485.5$ [J / Kg. K] son propiedades del material resultado de la fundición del chromel y el alumel, que juntos conforman el bulbo de la termocupla.

La ecuación que describe el comportamiento del registro de la temperatura a través de la termocupla en función del tiempo quedaría:

$$T(t) = -42 \cdot e^{-t/0.244} + 42$$

El sistema termopar – termopozo, se considera, en analogía a los sistemas eléctricos, como dos (2) capacitancias conectadas en serie, resaltando para este dispositivo las características térmicas pertinentes definidas como:

$$C = m \cdot c$$

$$\frac{1}{C_{TOT}} = \frac{1}{C_{TC}} + \frac{1}{C_{TP}}$$

Donde, C_{TOT} = capacitancia térmica del conjunto termocupla – termopozo.

C_{TC} = capacitancia térmica de la termocupla.

C_{TP} = capacitancia térmica del termopozo.

$$\frac{1}{C_{TOT}} = \frac{1}{420 \cdot 0.0016} + \frac{6}{485.5 \cdot 8665 \cdot \pi \cdot 1.5 \times 10^{-3}}$$

$$C_{TOT} = 0.6719 \quad [J/K]$$

Dados los posibles cambios repentinos en la temperatura del agua de refrigeración, se hace necesario un análisis para el flujo de calor desde el fluido hasta la termocupla, pasando a través del termopozo; dicho análisis debe involucrar el conjunto representado como resistencias y capacitancias térmicas. La expresión que modela este caso es:

$$R \cdot C \frac{dT(t)}{dt} + T(t) = T_{\infty}$$

La función de transferencia que relaciona la temperatura registrada por el sensor T con la temperatura del medio T_{∞} es la siguiente:

$$\frac{T(s)}{T_{\infty}(s)} = \frac{1}{RC \cdot s + 1}$$

Nuevamente se puede observar que la constante de tiempo β del conjunto termocupla – termopozo equivale al producto $R_{TOT} \cdot C_{TOT}$.

$$R_{TOT} = R_{TC} + R_{TP}$$

$$R_{TOT} = \left[\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot k} \cdot \left(\frac{1}{r_{in}} - \frac{1}{r_{ext}} \right) \right] + \left[\frac{1}{\eta_f \cdot h \cdot A_f} \right]$$

$$R_{TOT} = \left[\frac{1}{4 \cdot \pi \cdot 24.45} \cdot \left(\frac{1}{0.55 \times 10^{-3}} - \frac{1}{0.75 \times 10^{-3}} \right) \right] + \left[\frac{1}{0.6182 \cdot 4295 \cdot 1.58 \times 10^{-4}} \right]$$

$$R_{TOT} = 1.57 + 1.61$$

$$R_{TOT} = 3.9537 \text{ [K/W]}$$

De esta forma la constante de tiempo total para el conjunto termocupla – termopozo es:

$$\beta = R_{TOT} \cdot C_{TOT}$$

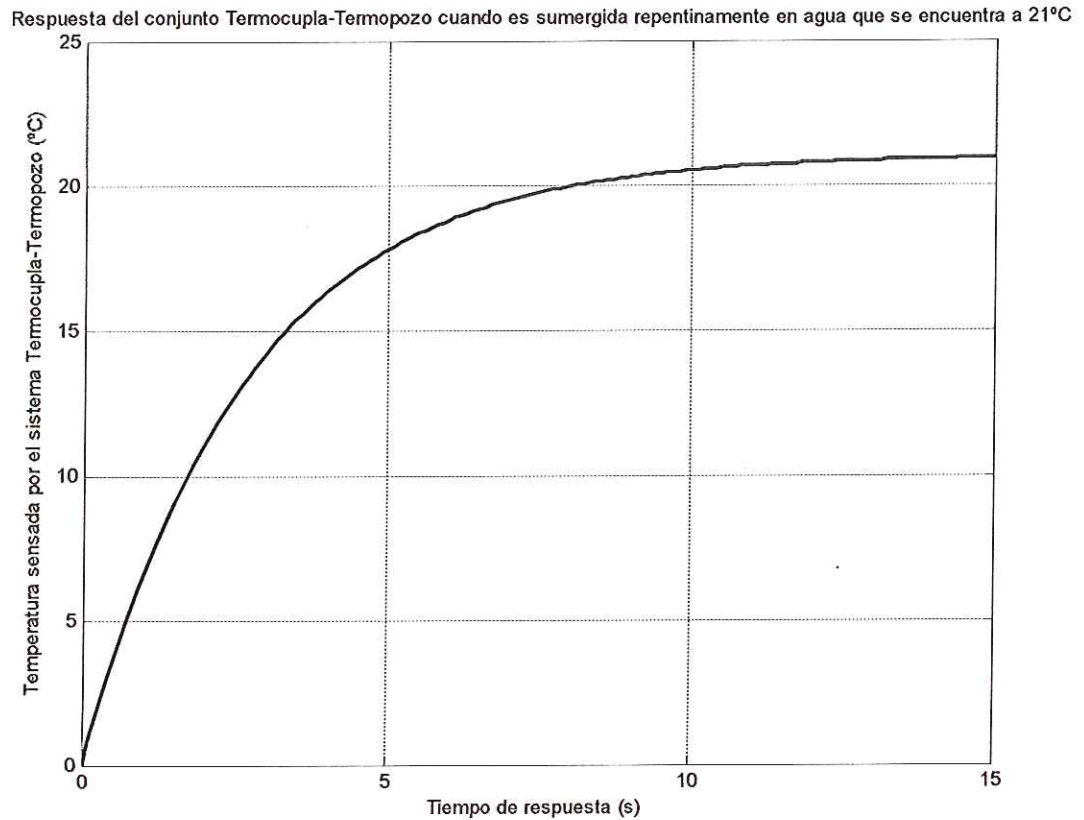
$$\beta = 2.6563 \text{ s}$$

Y la ecuación que describe el comportamiento de la temperatura en el tiempo para este mismo conjunto es:

$$T(t) = -42e^{-t/2.6563} + 42$$

La figura 20 muestra el comportamiento de la termocupla para este caso.

Figura 20. Respuesta del conjunto termocupla – termopozo ante la excitación de una función escalón unitario



Un segundo ejemplo se muestra cuando la señal excitación se asemeja al comportamiento de una función rampa.

El sensor y el medio con el cual está en contacto se encuentran inicialmente a la misma temperatura; en cierto instante, la temperatura del medio incrementa linealmente con el tiempo de forma que

$$T_m = bt \quad (2.11a)$$

Resolviendo la ecuación 2.6 para la solución particular, tenemos

$$T = b(t - \beta) \quad (2.11b)$$

Donde b es la pendiente de la función rampa en el tiempo Vs. temperatura, tal como lo ilustra la figura 20b. La solución general de la ecuación 2.6 para la función rampa es

$$T = C_1 e^{-t/\beta} + b(t - \beta) \quad (2.11c)$$

Para la condición inicial $T(0) = T_m(0) = 0$, la constante de integración en la ecuación 2.11c es $C_1 = b\beta$; de manera que la respuesta del sensor de temperatura ante la excitación de la función rampa se expresa como

$$\begin{aligned} T &= b\beta e^{-t/\beta} + b(t - \beta) \\ T &= bt - b\beta(1 - e^{-t/\beta}) \end{aligned} \quad (2.12)$$

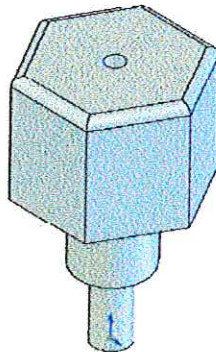
Los resultados de la ecuación 2.12 se muestran en la figura 20b e indican que la respuesta inicial del sensor es retardada; sin embargo, después de un cierto intervalo de tiempo, el sensor registra la medida correcta. El tiempo de retardo es igual a β .

- Características físicas de los Termopozos utilizados en el ICTCSE. Para mantener protegidas las termocuplas, impidiendo que el fluido sobre el cual realizan la medición altere sus propiedades físicas o se deteriore el material del cual están fabricadas, se pueden emplear accesorios adicionales llamados termopozos (thermowell, es el término inglés de donde proviene este vocablo vertido al español como termopozo).

Para estos accesorios en especial, se toma la decisión de fabricarlos, debido a la diferencia de costos y a que las medidas que necesitamos para instalarlos en el ICTCSE no están disponibles en el mercado. Para lograr tener estos accesorios, se diseñan teniendo como referencia otros termopozos que se encuentran en el mercado, fabricados entre otras marcas, por Kobold.

Para el diseño de los termopozos se tienen en cuenta factores como la transferencia de calor por conducción a través de la pared del accesorio, y por convección desde el fluido hacia el termopozo, además de determinar las dimensiones adecuadas para la correcta inmersión del accesorio en la tubería. La figura 21 ilustra el termopozo diseñado para nuestra aplicación.

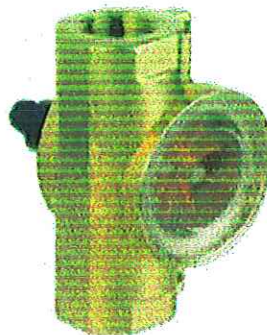
Figura 21. Termopozo utilizado para el ICTCSE



Como usted puede notar, la transferencia de calor se lleva en un principio por convección desde el medio de medición (agua de refrigeración) hacia el accesorio. Luego ocurre una conducción del calor a través de la pared del termopozo y por último, se transfiere calor hacia el sensor de temperatura (termocupla).

2.1.2 Medición del caudal del agua de refrigeración. Teniendo en cuenta las características de la bomba, (bomba Centrífuga de Caracol con motor monofásico modelo C-220 marca Barnes), caudal entregado y presión aproximada de trabajo, datos que se pueden ver claramente en la curva característica, y analizando las posibilidades comerciales para realizar la compra del caudalímetro, siendo estas influenciadas por otros factores como precio, facilidades de importación (dependiendo del caso), requerimientos técnicos y de instalación, etc.; el elemento seleccionado y adquirido es el “Medidor de Caudal con Paleta Rotatoria Para Líquidos, Modelo DRG – 1180 N5 L, marca Kobold”. Este dispositivo se acomoda a las necesidades presentes en el modelo del ICTCSE diseñado y a la curva de funcionamiento de la bomba, puede medir de tres (3) a ciento veinte (120) litros por minuto [l/min.] de agua con una precisión del tres por ciento ($\pm 3\%$), soportando una presión máxima de cuarenta (40) bar y temperatura máxima de cien grados Celsius (100°C), esta fabricado con partes en aluminio y en bronce, la señal de salida que entrega el caudalímetro es un tren de pulsos el cual es tomado de la bornera ubicada en la parte posterior del medidor, esta señal es llevada a otro dispositivo encargado de procesarla para que sea entregada al computador y allí pueda ser tratada como una variable de control.

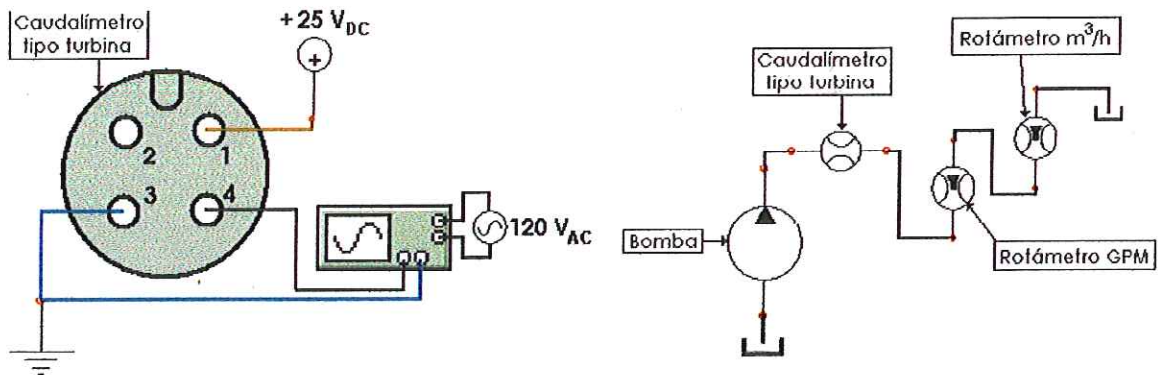
Figura 22. Caudalímetro tipo turbina utilizado en el ICTCSE



- Calibración del Caudalímetro. La señal de salida del caudalímetro tipo turbina de marca Kobold, Modelo DRG – 1180 N5 L, corresponde a un tren de pulsos de amplitud entre cinco voltios (5 V) y veinticinco voltios (25 V), esta es pues la señal que se debe relacionar para que pueda ser interpretada como una medición de caudal.

Inicialmente se ubica un instrumento de medición que sirva como referencia. En este caso se hizo uso de dos (2) rotámetros conectados en serie, ubicados a la salida de la bomba y a la entrada del condensador. El primero de ellos entrega una medida entre cuatro galones por minuto (4 GPM) y veinte galones por minuto (20 GPM), el segundo entre 0,5 metros cúbicos por hora [m^3/h] y 10 metros cúbicos por hora [m^3/h]. Por otra parte para analizar la señal entregada por el caudalímetro se procede a revisar el manual del proveedor para obtener datos técnicos relacionados con la señal de alimentación y señal de lectura, con su respectivo diagrama de conexión.

Figura 23. Montaje para la calibración del Caudalímetro



Se utiliza una fuente de corriente directa para alimentar el caudalímetro con veinticinco voltios ($25 V_{DC}$), este valor permite obtener mayor uniformidad en la lectura de la frecuencia de oscilación de los pulsos entregados por el caudalímetro. Para visualizar la señal de salida del medidor y obtener los datos de

frecuencia y amplitud del tren de pulsos se utiliza un osciloscopio tal como se indica en la figura 23.

Una vez realizado el montaje mencionado en el párrafo anterior, se procede a tomar lecturas de caudal a través de los rotámetros. Para tomar diversos valores de caudal, se manipula una válvula reguladora de caudal que se encuentra a la salida de la bomba. Una vez el indicador cónico de los rotámetros se estabiliza, tomamos varias lecturas de frecuencia entregadas por el osciloscopio. El procedimiento anterior arroja como resultados los valores tabulados a continuación. Para una mejor exactitud en la relación de las variables, caudal y frecuencia, se han tomado cuatro lecturas de frecuencia del tren de pulsos para cada valor de caudal. Se realiza el promedio aritmético de las cuatro lecturas de frecuencia y este se relaciona con el respectivo caudal de trabajo.

Tabla 7. Resultados obtenidos para la calibración del caudalímetro

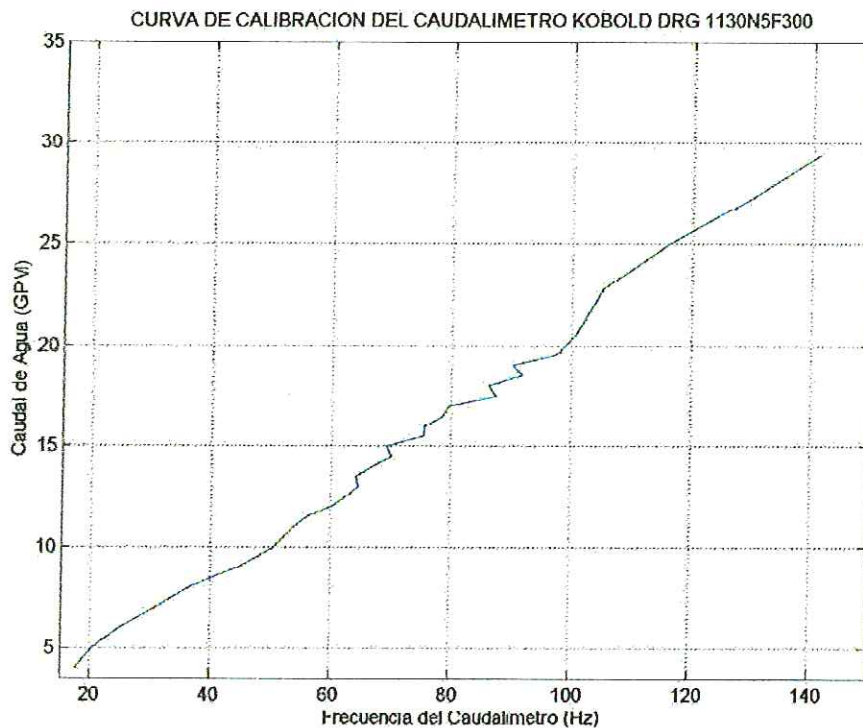
Caudal (GPM)	Frecuencia (Hz)				Frecuencia promedio
	Dato 1	Dato 2	Dato 3	Dato 4	
29,41	133,5	146,8	144,2	140,3	141,20
27,2	131,2	126,7	132	128,2	129,53
25	111	112,1	119,4	122,5	116,25
22,8	102,6	98,53	107,2	113,1	105,36
20,6	95,88	97,2	103,9	106,4	100,85
19,5	99,6	98,81	91,3	100,2	97,48
19	86,4	94,01	91,15	89,75	90,33
18,5	90,84	90,41	97,49	88,73	91,87
18	90,71	85,53	81,77	87,12	86,28
17,5	81,16	91,64	88,54	88,73	87,52
17	79,75	81,23	76,55	81,41	79,74
16,5	79,44	81	77,01	77,29	78,69
16	75,15	76,94	77,04	73,3	75,61
15,5	74,55	74,21	81,03	72,77	75,64
15	68,67	70,09	66,9	71,51	69,29
14,5	70,52	71,23	69,11	70,27	70,28
14	66,31	65,4	69,83	66,7	67,06
13,5	61,13	64,93	62,5	68,32	64,22
13	62,96	67,7	62,74	65,58	64,75
12,5	62,07	64,98	59,07	64,34	62,62
12	59,12	60,08	63,53	58,82	60,39

11,5	54,91	57,41	55,91	56,16	56,10
11	55,96	52,88	54,09	52,85	53,95
10	52,03	51,41	50,23	48,91	50,65
9	45,25	44,78	41,77	46,6	44,60
8	37,26	34,91	36,45	37,61	36,56
7	30,51	29,02	31,91	32,14	30,90
6	23,81	26,01	24,3	25,55	24,92
5	20,69	21,15	20,1	19,84	20,45
4	17	18,81	17,88	17,23	17,73

Después de ordenar los datos, se procede a graficar para conocer el comportamiento del sensor. De igual manera, se obtiene una relación matemática entre las dos variables en cuestión para indicar el valor de caudal bajo ciertas condiciones en la interface de Labview.

La figura 24 muestra la relación existente entre las variables después de manipular los datos en el software MATLAB.

Figura 24. Curva de calibración para el caudalímetro



El modelo ideal indica que la relación entre las variables debe ser totalmente lineal, caso que como usted puede observar no se presenta en esta gráfica. Las razones radican en factores como: vibraciones causadas por la motobomba, caídas en el voltaje de alimentación de este mismo dispositivo debidas a otras cargas que hacen uso de la misma línea. Además, el comportamiento real de una bomba centrífuga denota que el caudal entregado no es constante, es decir, el flujo de agua oscila entre valores cercanos que producen una pequeña variación en la frecuencia registrada por el caudalímetro.

A pesar de los motivos mencionados anteriormente, debidos al montaje real, se puede notar que la tendencia hacia la relación lineal se mantiene. Se hace uso del software MATLAB para establecer la función de Caudal Vs. Frecuencia. El polinomio que indica tal relación es:

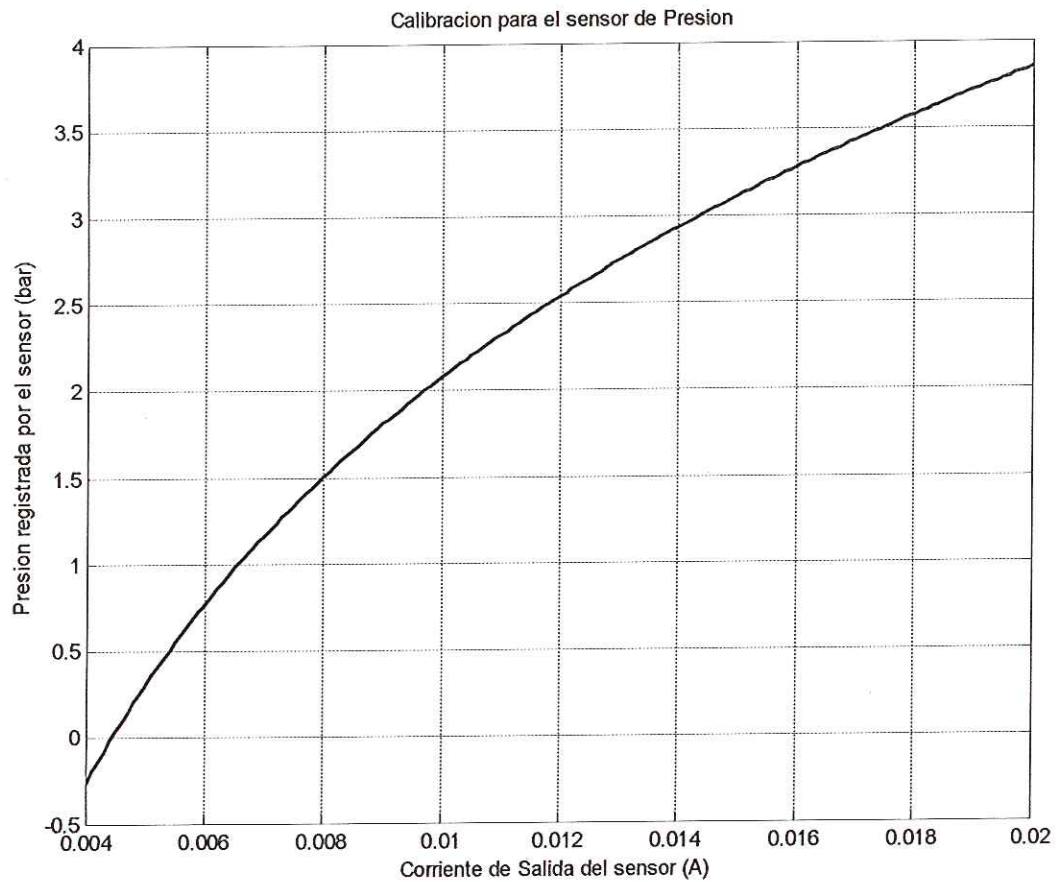
$$Q(f) = 0,21 \cdot f + 0,8665 \quad (2.13)$$

Con esta fórmula, después de realizar la lectura de la frecuencia, se puede entregar un valor correspondiente de caudal en la interface gráfica, lo que corresponde a nuestro objetivo.

2.1.3 Medición de la Presión en el Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos. El dispositivo seleccionado para esta función es un sensor de presión de membrana piezoeléctrica, modelo SEN- 3276, marca KOBOLD. Este dispositivo se acomoda a las necesidades presentes en el modelo del ICTCSE y a la curva de funcionamiento de la bomba, su rango de operación está entre cero (0) y cuatro (4) bar. La señal de salida que entrega oscila entre 4 y 20 mA.

Este sensor se utiliza para medir el diferencial de presión a lo largo de cada uno de los ramales del ICTCSE. La señal es llevada a otro dispositivo encargado de

Figura 26. Curva de Calibración para el sensor de presión



Se hace uso de MATLAB para establecer el comportamiento a través de una función de Presión Vs. Corriente. El polinomio logarítmico que describe el comportamiento de la gráfica es:

$$P(i) = 2.555 \ln(i) + 13.843 \quad (2.14)$$

Habiendo seleccionado y calibrado los instrumentos de medición, se procede a dar tratamiento a su respectiva señal de salida para vincularla con el Sistema de Adquisición de Datos del ICTCSE.

2.2 TRATAMIENTO DE LAS SEÑALES DE LOS SENSORES

Continuando con el modelo estándar de un sistema de adquisición de datos, ya habiendo identificado las variables que afectan nuestro sistema y seleccionando cuales deben ser leídas por medio de sensores (Temperatura y Caudal) y de igual forma, una vez seleccionados los sensores para cada aplicación, podemos continuar siguiendo el curso de la señal que es recibida por el computador de control. En este punto encontramos que los sensores y el computador de control no se entienden, no hablan el mismo idioma, en un lenguaje técnico, la señal que entregan los sensores (tren de pulsos de $24 V_{CD}$ para el caudalímetro y voltaje de $-10\ 000\ \mu V$ a $70\ 000\ \mu V$ para las termocuplas) no puede ser recibida directamente por el computador de control, por tal motivo se hace necesario el uso de dispositivos intermedios que acondicionen la señal entregada por los sensores y de esta forma llevarla al computador de control en un lenguaje apropiado para este dispositivo (Ethernet, serie, Fieldbus Foundation y redes inalámbricas), con su respectivo protocolo.

Teniendo en cuenta las ventajas y facilidades que ofrece el Laboratorio de Automatización Industrial de la Facultad de Ingeniería Mecatrónica, sin menospreciar el prestigio de la empresa "National Instruments", los dispositivos de acondicionamiento de señal que se acomodan a nuestros requerimientos, son los módulos de FieldPoint.

El primer aspecto a tener en cuenta en el momento de seleccionar los módulos de Fieldpoint que se deben usar es el protocolo que se va a utilizar para comunicar dichos módulos con el computador de control. El módulo de comunicación RS – 232, seleccionado para trabajar en el ICTC es el "FP-1000 RS-232/RS-485 Network Module, National Instruments". Como todos los demás módulos de comunicación producidos por National Instruments, permite conectar hasta nueve (9) módulos de entrada – salida, el factor decisivo que provoca que este

dispositivo prime sobre los otros de su misma aplicación es el precio. La idea que se plantea inicialmente sugiere la compra del módulo de Red “FP-2000, LabVIEW RT Network Module, National Instruments”, la diferencia consiste en el tipo de comunicación, el modulo FP-2000 utiliza comunicación TCP – IP, lo cual permite operar y monitorear el intercambiador desde cualquier punto de red de la Intranet en la que se instale, de esta forma no se necesita tener el computador de control en un lugar cercano al área de trabajo del ICTCSE.

El siguiente paso es seleccionar los módulos de entrada – salida que se conectan al módulo de comunicación RS – 232. Cada uno de estos módulos se selecciona dependiendo de la señal que manejen. Se debe tener presente que se cuenta con dos tipos de señales de entrada, una, en μV proveniente de las termocuplas y otra correspondiente a un tren de pulsos de $24 V_{\text{CD}}$. Para tratar la señal proveniente de las termocuplas, se cuenta con el módulo “FP-TC-120 8-Ch”, el cual proporciona ocho (8) canales de entrada para termocupla tipo J, K, T, N, R, S, W, B. Para tratar la señal proveniente del caudalímetro, se utiliza el módulo “FP-CTR-500”, tiene ocho (8) contadores independientes, de los cuales cuatro (4) pueden ser utilizados como entradas.

El procesamiento de las señales provenientes de los módulos de Fieldpoint que llegan al computador de control se realiza con el software LabView, producido por National Instruments y recomendado para trabajar con dichos módulos.

De las variables identificadas anteriormente, ya se han determinado aquellas que se deben leer directamente del Intercambiador de Calor, se han seleccionado los sensores apropiados para monitorear la temperatura en diferentes puntos del ICTCSE y el caudal proveniente del condensador, al mismo tiempo que se menciona un poco el tema de la interfaz gráfica a utilizar para interpretar las señales provenientes de los sensores después de haber sido tratadas por los módulos de FieldPoint.

Siguiendo nuevamente el modelo general del sistema de adquisición de datos, a continuación definiremos los elementos necesarios para realizar la acción de control, en función de las variables monitoreadas. Este punto se sale un poco de la rutina utilizada en párrafos anteriores, que intenta simplemente describir los elementos empleados en el sistema de adquisición de datos, sin embargo, se considera necesario y a manera de valor agregado tratar un poco el tema de control, para dar mayor versatilidad y agregar mas características al Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos, de tal forma que se explote al máximo el objetivo que se planteó al inicio del desarrollo del proyecto, que sugiere brindar al estudiante un sistema alternativo en donde pueda dar respuesta a interrogantes relacionados con el control de procesos y dispositivos de adquisición de datos. Cumpliendo a cabalidad con este objetivo, se procede a describir los elementos necesarios para realizar la acción de control que da al Intercambiador las características de un sistema automatizado. La variable que se puede alterar para cambiar el comportamiento del intercambiador y así lograr cambios de temperatura pronunciados, según sea el caso, es el caudal del fluido de refrigeración. Por lo tanto, y como es fácil suponer, la acción de control final se realizará sobre una servo válvula. Las servo válvulas como muchos otros actuadores requieren señales de control en voltaje, que varía de cero voltios (0 V) a diez voltios (10 V) de corriente directa, o señales de control en corriente que varían de cuatro miliamperios (4 mA) a veinte miliamperios (20 mA).

De nuevo se nota que este no es un tipo de señal (análoga) que pueda manejar el computador de control, por lo cual se hace uso de otro modulo de FieldPoint que acondiciona la señal de control, previamente calculada en el software LabView, proveniente del computador de control y la transmite a la servoválvula. Se puede utilizar el modulo "FP-AO-200", el cual proporciona ocho (8) canales de salida análoga en corriente de cuatro miliamperios (4 mA) a veinte miliamperios (20 mA) de corriente directa, con detección de circuito abierto y protección contra cortocircuitos.

2.3 SELECCIÓN DEL ACTUADOR

Para concluir, se definen las características técnicas del actuador quien finalmente lleva a cabo la acción de control. Tenga en cuenta que la variable a manipular es el caudal de fluido refrigerante y que el dispositivo empleado para realizar dicha manipulación es una servo válvula. El principal parámetro tomado en cuenta para la selección de una servo válvula es el valor C_v . Técnicamente el C_v se define como el caudal de agua en Galones por Minuto (US GPM) que fluye a través de una válvula cuando se presenta una caída de presión de una libra por pulgada cuadrada (PSI) a través de ella. Para definir este valor se utiliza la relación:

$$f = C_v \sqrt{\frac{\Delta p_v}{G_f}} \quad (2.15)$$

, donde $f \rightarrow$ factor de servicio [GPM / $\text{psi}^{1/2}$],
 $\Delta p_v \rightarrow$ caída de presión a través de la válvula [psi],
 $G_f \rightarrow$ gravedad específica del fluido [lb. f/ GAL]

El factor de servicio f se calcula utilizando la relación

$$f = k \cdot \frac{Q}{\sqrt{\Delta p}} \quad (2.16)$$

, donde $k \rightarrow$ factor de seguridad [adimensional],
 $Q \rightarrow$ Caudal de agua a través de la válvula [GPM],
 $\Delta p \rightarrow$ caída de presión a través de la válvula [psi].

Para este caso el factor que asumimos es de $f = 1.75$, el caudal de agua a través de la válvula es igual al caudal nominal entregado por la bomba, es decir, $Q = 40$ GPM, y la caída de presión a través de la válvula $\Delta p = 5$ PSI, valor recomendado por los fabricantes de servo válvulas proporcionales.

$$f = 1.75 \cdot \frac{40}{\sqrt{5}} \quad (2.17)$$

$$f = 31.305 \text{ GPM} / \text{PSI}^{1/2}$$

La gravedad específica se define como la relación entre el peso de un fluido en un volumen determinado, es decir, la densidad (ρ) multiplicada por la gravedad. Para el caso de nuestro fluido de refrigeración, el agua:

$$G_f = \rho \cdot g = 1 \frac{\text{Kg}}{\text{L}} \cdot 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot \frac{3.785\text{L}}{1\text{GAL}} \cdot \frac{2.203\text{Lb} \cdot f}{9.8\text{N}}$$

$$G_f = \rho \cdot g = \frac{9.8\text{N}}{\text{L}} \cdot \frac{3.785\text{L}}{1\text{GAL}} \cdot \frac{2.203\text{Lb} \cdot f}{9.8\text{N}}$$

$$G_f = 8.34 \text{ Lb} \cdot f / \text{GAL}$$

Habiendo calculado el valor del factor de servicio f y el valor de la gravedad específica expresado en unidades del sistema inglés, procedemos a utilizar la formula (2.15) para encontrar el valor apropiado de CV.

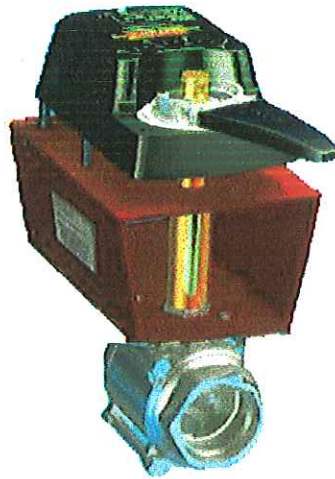
$$31.305 = C_v \sqrt{\frac{5}{8.34}}$$

$$C_v = \frac{31.305}{\sqrt{5/8.34}}$$

$$C_v = 40.43$$

El valor mayor más cercano que provee el fabricante "Delta CP" para este CV corresponde a la referencia "ST -1-2-44". El mismo fabricante sugiere utilizar el actuador con referencia "DM24-53"

Figura 27. Servo Válvula proporcional ST –1–2-44 / DM24-53, Delta CP.



De esta manera quedan seleccionados los dispositivos y elementos necesarios para conformar completamente el sistema de adquisición de datos para el Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos, con su pequeño valor agregado correspondiente al lazo de control, que pretende controlar temperatura manipulando el caudal de fluido refrigerante.

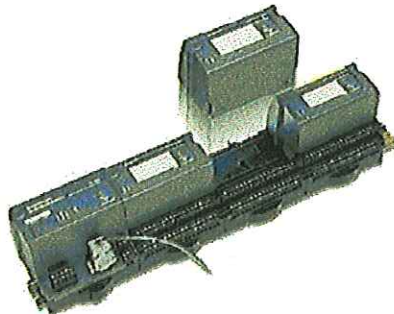
2.4 DESCRIPCION GENERAL DEL SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS

El desarrollo de una interfaz gráfica donde se indiquen las variables que muestran el comportamiento del Intercambiador de Calor es de gran utilidad debido al aspecto académico de este proyecto. En esta interface se darán a conocer las temperaturas de entrada y salida del agua en el ICTCSE, las temperaturas de entrada y salida del fluido de refrigeración en la sección aleteada de cada ramal en el dispositivo, el caudal de agua que circula al interior del ICTCSE y las presiones de entrada y salida en el dispositivo. Estos parámetros se obtienen a través de sensores que fueron comentados en secciones anteriores de este capítulo. De igual manera, se ilustran los parámetros adimensionales, coeficiente de convección y otras variables que dependen de los valores cuya lectura es llevada

a cabo por los dispositivos de medición. A continuación se presentará una descripción más detallada acerca del Sistema de Adquisición de Datos (SAD).

Los módulos Field Point cuentan con un acople rápido y sencillo para colocarlos en un arreglo donde se utilicen varios de ellos. Un arreglo similar al comentado en estas líneas se ha mostrado en la figura 28. El esquema del montaje de los Field Point para lograr esta aplicación se ilustra en la figura 29.

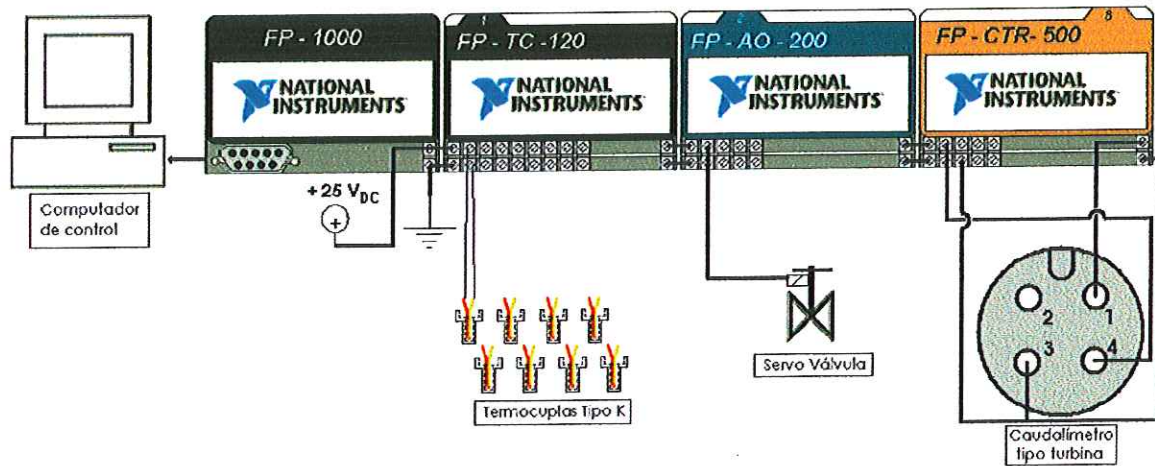
Figura 28. Módulos de FieldPoint.



La ubicación de los módulos debe realizarse teniendo en cuenta el orden jerárquico, en orden ascendente, detallado fácilmente por números impresos en la carátula de cada uno de los módulos de Field Point, independientemente de que dichos números sean consecutivos o no. Estos módulos se acoplan fácilmente y se intercomunican entre sí para transportar las señales de entrada y salida utilizadas en la aplicación.

En la figura se resaltan en líneas punteadas, aquellos módulos y demás elementos que hacen parte del sistema de adquisición de datos y se diferencian claramente de los que conforman el lazo de control abierto. Recuerde que el alcance de este proyecto llega hasta el desarrollo del sistema de adquisición de datos, el diseño del sistema de control se esquematiza para complementar el banco de pruebas.

Figura 29. Esquema del Sistema de Adquisición de Datos para el ICTCSE



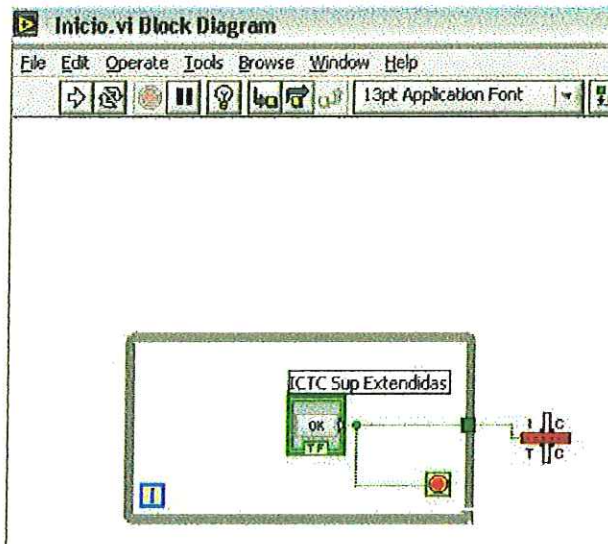
El primer paso en el desarrollo del SAD-ICTCSE consiste en el reconocimiento por parte del computador de los módulos conectados a él por medio del FP-1000. Este procedimiento se lleva a cabo a través de la herramienta *Measurement and Automation Explorer 3.0.1* que hace parte del paquete LABVIEW distribuido por National Instruments. Esta herramienta cuenta con una sección correspondiente a configuración (parte izquierda del programa). En esta pestaña se procede a desplegar *Devices and Interfaces*, donde tiene lugar la creación de un nuevo archivo que contiene información acerca de los módulos Field Point conectados al PC, así como la configuración correspondiente para cada uno de ellos.

Cuando se lleva a cabo el reconocimiento del conjunto, se procede a evaluar la comunicación PC-módulos, aspecto que se puede lograr gracias a una función que enlaza los Field Point con el PC. Una vez alcanzado este objetivo, se guarda el archivo de configuración y damos paso al trabajo con el *Labview 7.0*.

La ventana de bienvenida consiste en una vista del laboratorio de Planta Piloto, con un acercamiento al ICTCSE. Esta ventana está enlazada con las rutinas que se encargan de procesar los datos ilustrados en la figura 30. Lo anterior se logra

mediante la creación de *subvi's*, programas encargados de desarrollar funciones específicas dentro del marco de trabajo en el que nos encontramos. La figura 31 muestra la forma como se genera este procedimiento en Labview.

Figura 30. Ventana de inicio (Block Diagram) de la interface para el ICTCSE

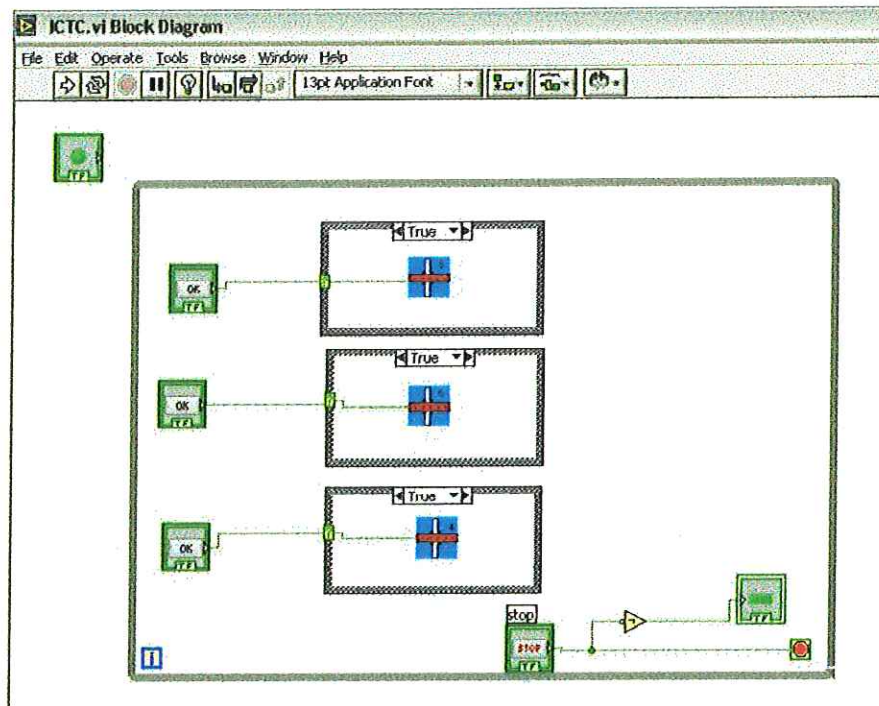


En la figura 30, el interruptor con la etiqueta "ICTC Sup Extendidas" hace referencia al botón de inicio en la ventana del panel frontal del programa de inicio. Usted puede seguir estos comentarios revisando cada una de las rutinas que se han anexado a este informe.

Cuando se presiona el botón de puesta en marcha (inicio), se cumple la condición del ciclo *while*, lo que ocasiona el llamado a la rutina "ICTC", representada por el icono mostrado en la figura 30.

Una vez se presiona el interruptor, se presenta una ventana que cuenta con una vista frontal del ICTCSE, la cual tiene un botón de parada para interrumpir la aplicación. De igual forma existen interruptores para seleccionar el ramal de trabajo en el intercambiador. Observemos el diagrama de bloques de la figura 31 para un mejor entendimiento de esta parte.

Figura 31. Diagrama de bloques de la rutina ICTC



La rutina ICTC consta de un ciclo *while* cuya condición de finalización es un botón de parada, etiquetado en la figura 31 como *stop*. Dentro del ciclo se presentan los tres casos posibles para la aplicación, es decir, analizar el comportamiento de cada uno de los ramales en el Intercambiador de Calor.

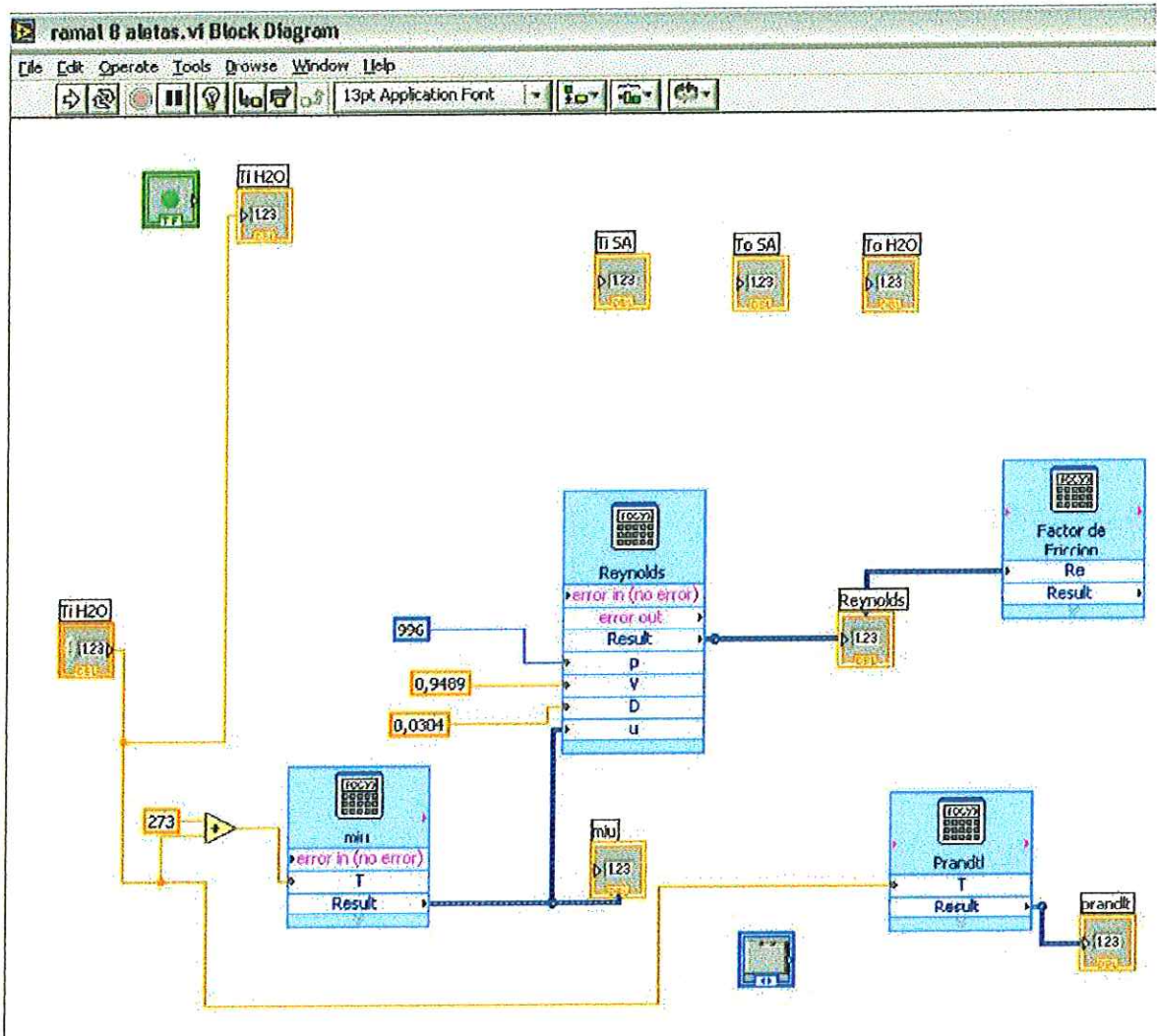
En el momento de llevar a cabo la selección del ramal de trabajo, la estructura *case* que se muestra en la figura 31 intercomunica el programa ICTC con las rutinas representadas por cada uno de los iconos en la figura. Estos últimos programas son los que en realidad cuentan con todo el peso para el desarrollo de la aplicación, ya que corresponde a ellas mostrar los parámetros de funcionamiento cuya señal se adquiere por los sensores.

El esquema es similar para cada uno de los ramales, ya que se busca identificar los mismos parámetros en cada una de las configuraciones y comparar las diferencias en el desempeño de acuerdo al número de superficies extendidas.

Para llevar a cabo la explicación del funcionamiento de estas rutinas, se presentará el diagrama de bloques para el ramal que cuenta con ocho superficies extendidas. Los comentarios son comunes para el entendimiento de las otras dos configuraciones.

Se ha desarrollado un ambiente agradable en la ventana de panel frontal para cada ramal donde el usuario puede seleccionar pestañas en las que se indican valores correspondientes a polinomios para la determinación de la viscosidad dinámica del agua, conductividad térmica del agua y número de Prandtl. De igual forma se especifica la manera como se calcula el número de Reynolds, Nusselt, factor de fricción y por supuesto, el coeficiente de convección del fluido de refrigeración. Dentro de cada pestaña se lleva a cabo una pequeña descripción de la variable tratada donde el estudiante puede comparar los resultados obtenidos de acuerdo a su laboratorio y los que entrega el Sistema de Adquisición de Datos. En los siguientes párrafos se buscará generar una mejor comprensión de estas importantes rutinas para el eficiente funcionamiento del Sistema de Adquisición de Datos.

Figura 32. Diagrama de Bloques para el ramal de 8 aletas (primera sección)



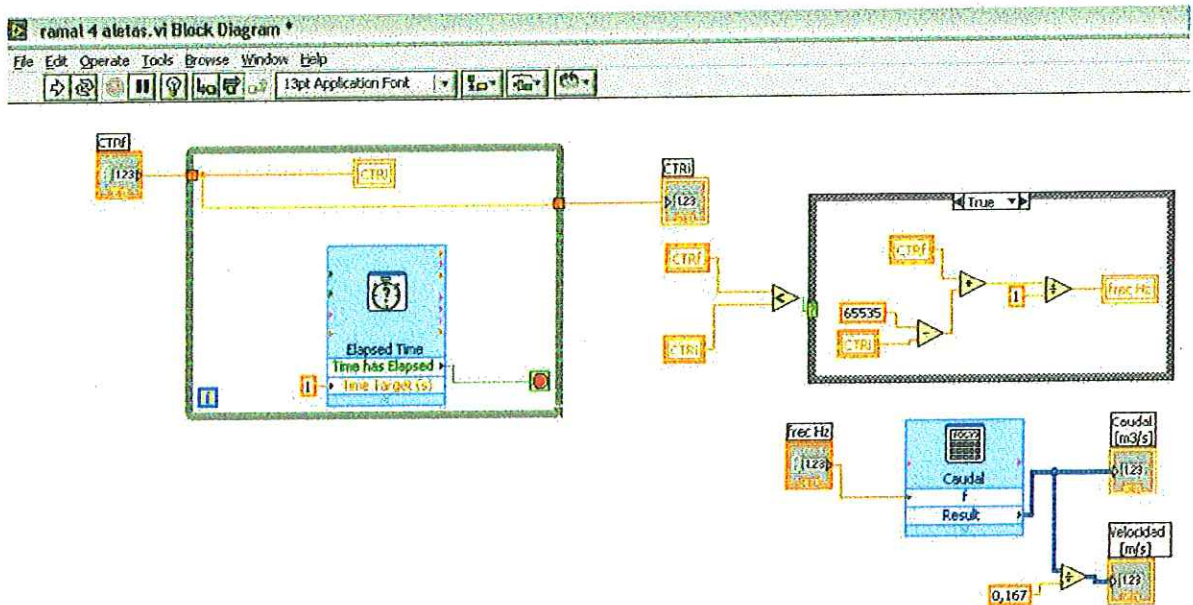
Los indicadores de Temperatura están comunicados con la señal procesada por el módulo FP-TC-120. La temperatura utilizada para realizar los cálculos de los parámetros de operación en el ICTCSE corresponde a la indicada como T_{iH2O} , que corresponde a la temperatura de entrada del agua en el dispositivo. Esta señal se introduce en las fórmulas indicadas en la figura 32.

Observe el valor de entrada para μ y $Prandtl$, corresponde a la temperatura en cuestión que luego de ser procesada por un polinomio indica el valor aproximado

de cada una de estas propiedades en la ventana del panel frontal. Estos polinomios se obtuvieron gracias a unas funciones en MATLAB, cuestión que ha sido tratada en el capítulo 1 del presente trabajo. El mismo procedimiento se ha realizado para la conductividad térmica del fluido de refrigeración, aunque en esta ilustración no aparezca.

Para el cálculo del número de Reynolds se procesan unos valores de entrada conocidos tales como la densidad y diámetro hidráulico de la región en la cual está circulando el fluido. La velocidad del agua se obtiene de acuerdo a la señal procesada por el FP-CTR-500 y luego de evaluar el caudal a través del polinomio calculado por medio de su calibración. Este valor se divide entre el área de la sección anular, operación que conduce a la determinación de la velocidad del fluido. En la figura 33 y 34 se muestra la rutina correspondiente al procedimiento explicado en este párrafo.

Figura 33. Rutina para la determinación de la velocidad del fluido (Condición True)



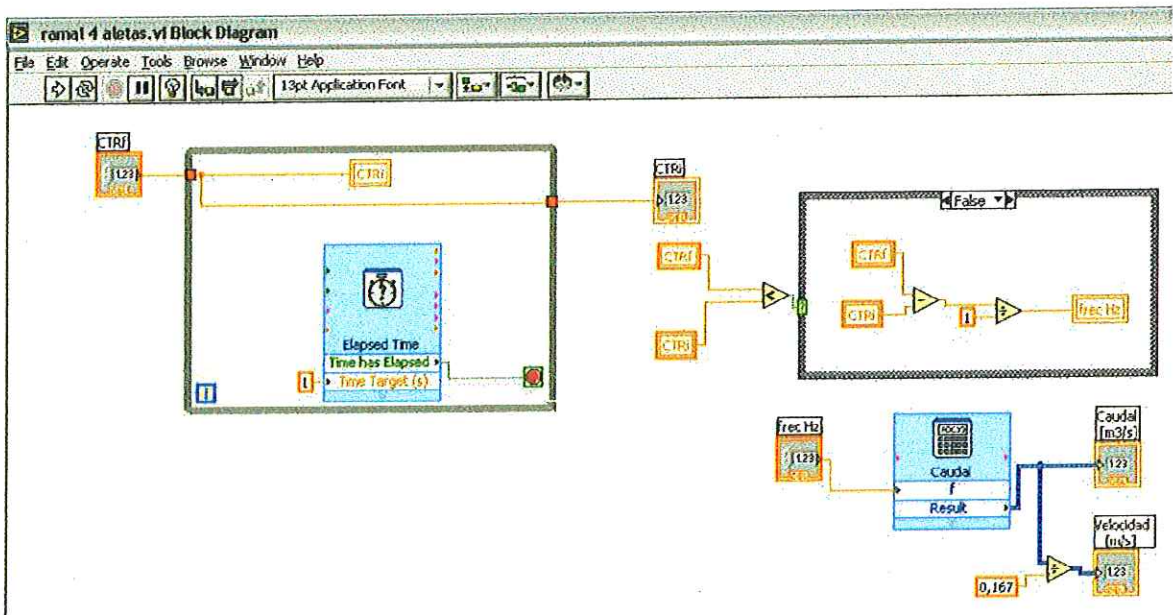
Para hallar la cantidad de pulsos se hace uso de un ciclo *while* cuya condición es un temporizador establecido a 1 segundo. En un momento determinado se asigna el valor que tiene almacenado *count input 0* a una variable local llamada CTRi, una vez se cumple esta condición se lleva a cabo la sustracción entre el valor del contador, guardado en la variable local CTRf después de haber transcurrido dicho tiempo y el almacenado por la variable local CTRi.

El FP-CTR-500 tiene ocho (8) contadores de dieciséis (16) bits, es decir, cada uno de ellos puede registrar un valor entre cero (0) y sesenta y cinco mil quinientos treinta y cinco (65535). Cada vez que se registra el valor máximo, el contador se resetea e inicia un nuevo ciclo de conteo. Para evitar datos erróneos se hace uso de una rutina condicional. En caso de cumplirse la condición *True* ($CTRf < CTRi$), se realiza una resta entre el valor máximo de registro y el valor almacenado en la variable CTRi, y luego el resultado se suma con el valor almacenado en la variable CTRf. Este valor indica la cantidad de pulsos que se contaron, luego se divide

entre el tiempo transcurrido para este evento. El valor obtenido luego de esta operación se almacena en una variable local llamada *Frec Hz*.

Cuando se cumple la condición *false*, se realiza una sencilla sustracción entre CTR_f y CTR_i , tal como se ilustra en la figura 34.

Figura 34. Rutina para la determinación de la velocidad del fluido (Condición False)

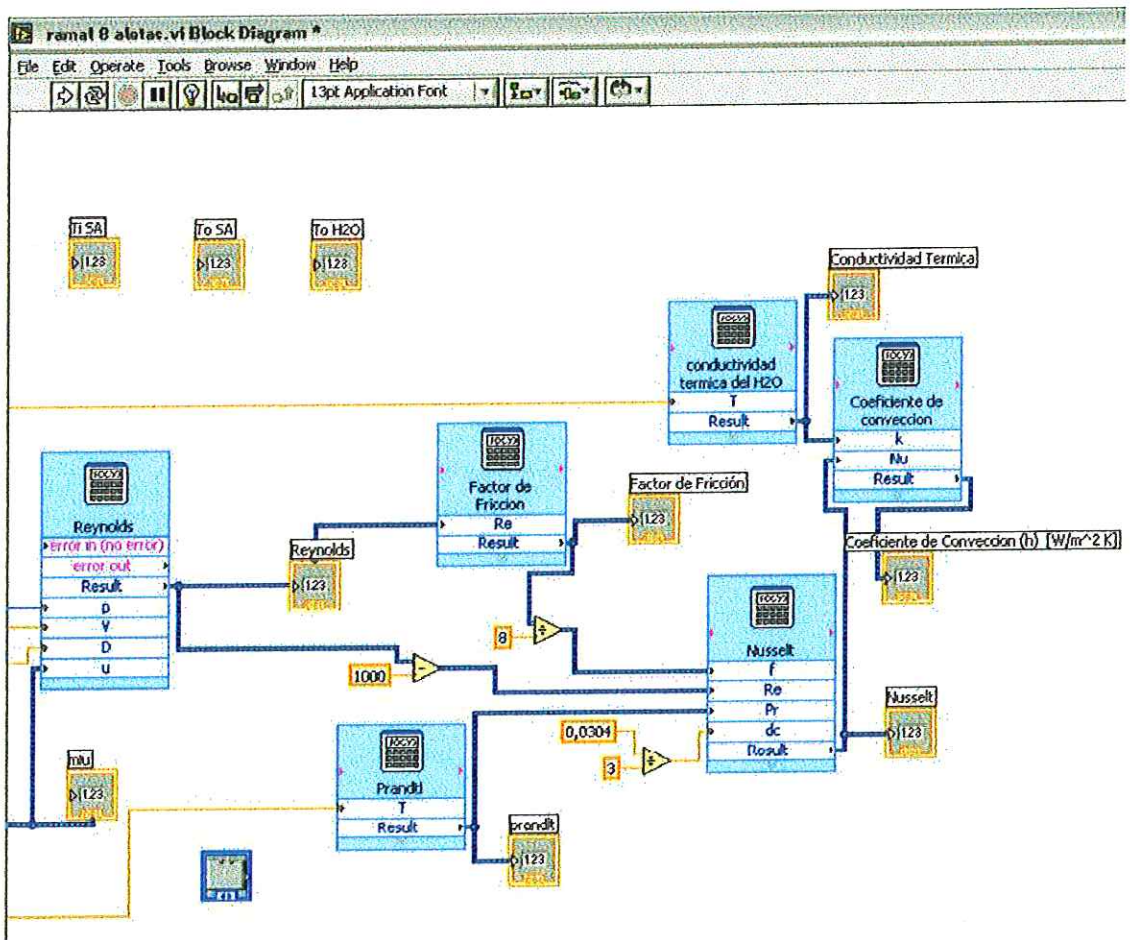


Una vez establecida la frecuencia, se procede a evaluarla mediante el polinomio $Q = f(F)$; con ello se obtiene el caudal que se visualiza en el panel frontal de la interface. Para la determinación de la velocidad del flujo se toma el valor del caudal y se divide sobre el área anular de la sección transversal del ICTCSE.

Por último, se procesa la viscosidad dinámica evaluada de acuerdo al polinomio y se muestra en el panel frontal el valor correspondiente a este parámetro.

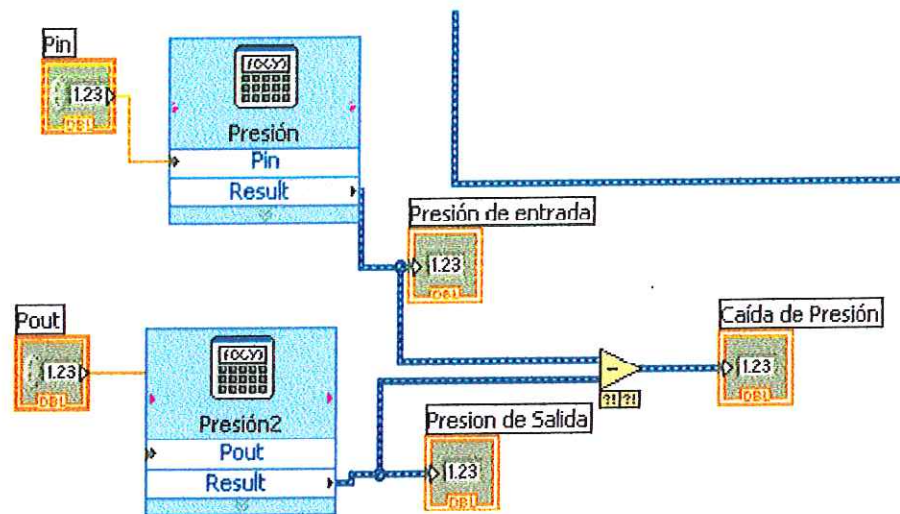
Note que el número de Reynolds representa una entrada para la determinación del factor de fricción. De hecho, es el único parámetro que se necesita en esta fórmula para indicar el valor correspondiente de acuerdo a las condiciones del flujo. El factor de fricción representa una entrada para el cálculo del número de Nusselt, que como el lector pudo observar en el capítulo 1, es primordial para la determinación del coeficiente de convección del agua. La correlación utilizada en este punto ha sido la misma que la indicada en el programa de MATLAB, es decir, la correlación de Pethukov. Para un mejor entendimiento, la figura 35 presenta mayores detalles acerca de los cálculos llevados a cabo para la determinación de los parámetros comentados en este párrafo.

Figura 35. Diagrama de Bloques para el ramal de 8 aletas (segunda sección)



Por último se procesa las señales de presión a la entrada y salida del ICTCSE. Esto se logra con la simple vinculación de la señal en mA con una variable en la interface, para luego procesarla en el polinomio obtenido luego de su calibración. Este procedimiento se muestra en la figura 36.

Figura 36. Tratamiento de la señal de presión en el SAD.



Como puede detallar, la determinación de los parámetros de operación se basa en la temperatura del agua a través del ICTCSE, el caudal del fluido y el diferencial de presión en el mismo. Las fórmulas han sido transcritas de los libros de Transferencia de Calor. Lo explicado en esta sección del capítulo ha sido básicamente el procedimiento llevado a cabo para el desarrollo de esta interface de adquisición de datos.

3. CONCLUSIONES

El diseño del Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos con Superficies Extendidas suple la necesidad de complementar el laboratorio de Planta Piloto e integrar diferentes ramas de estudio que hacen parte del p \acute{e} nsum de Ingenier \acute{a} Mecatr \acute{o} nica. Una vez concebida la idea inicial de la configuraci \acute{o} n para este dispositivo, se dio lugar a la realizaci \acute{o} n de su esquema para someterlo a pruebas por medio de software especializado de acuerdo a nuestros requerimientos.

La experimentaci \acute{o} n a trav \acute{e} s de estas herramientas nos suministr \acute{o} argumentos s \acute{o} lidos para determinar sus dimensiones y configuraci \acute{o} n final. Habiendo terminado esta fase, se procedi \acute{o} a la selecci \acute{o} n del material de construcci \acute{o} n. Se concluy \acute{o} utilizar Tuber \acute{a} Sanitaria en Acero Inoxidable debido a su excelente resistencia a la corrosi \acute{o} n, propiedades t \acute{e} rnicas y a la est \acute{e} tica que pod \acute{a} proporcionar para un dise \acute{n} o did \acute{a} ctico.

A trav \acute{e} s de la puesta en marcha del dispositivo, se pudo observar que la Transferencia de Calor entre dos fluidos que circulan a trav \acute{e} s de un Intercambiador de Calor de Tubos Conc \acute{e} ntricos con Superficies Extendidas est \acute{a} relacionada con el n \acute{u} mero de aletas presentes en el conducto interior, esto debido a la presencia de una mayor \acute{a} rea de Transferencia de Calor por convecci \acute{o} n hacia la corriente de fluido refrigerante. Lo anterior es un hecho notorio al observar la temperatura de salida del agua en la interface gr \acute{a} fica de Labview.

Al llevar a cabo la instalaci \acute{o} n de instrumentos de medici \acute{o} n observamos caracter \acute{i} sticas imprescindibles que se deben tener en cuenta para el buen desarrollo de un Sistema de Adquisici \acute{o} n de Datos. Por ejemplo, para la determinaci \acute{o} n del caudal de agua a trav \acute{e} s del ICTCSE se procedi \acute{o} a realizar una

tabla de calibración que nos permitió establecer la relación entre esta variable y la frecuencia del caudalímetro. De igual forma, en la lectura de temperatura a través de las termocuplas se notó un retraso en el tiempo de respuesta para observar el valor real de este parámetro en la interface gráfica.

El criterio de selección de la servoválvula está determinado por el caudal y presión de trabajo en el Intercambiador de Calor. Además se debe tener en cuenta un factor de seguridad que proporciona un mayor margen de confiabilidad en la operación del dispositivo de control.

Finalmente se puede dar prueba de cumplimiento en el desarrollo del Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos con Superficies Extendidas al hacer entrega de este, ubicado en un punto estratégico dentro del laboratorio de planta piloto, además de componentes adicionales citados anteriormente, como el computador de control, PC con procesador Pentium II y 128 MB de memoria RAM, el cual contiene la aplicación que permite la visualización de las variables tomadas del sistema de adquisición de datos, módulos field point montados e instalados en su respectivo "RACK" en el orden especificado y sugerido por el fabricante, están instaladas las ocho (8) termocuplas en puntos clave del ICTCSE y el cableado necesario para alimentación y toma de la señal del caudalímetro, todo esto en busca de etiquetar el banco de pruebas como un punto de aprendizaje para que los estudiantes puedan llevar a cabo experimentos relacionados con diferentes áreas de estudio.

A pesar de gestionar los recursos de la mejor manera con el fin de cubrir todos los requerimientos y alcances previstos para este proyecto, existen detalles secundarios, pero no por esto innecesarios, que deben ser escuchados y tomados en cuenta para fortalecer esta aplicación.

4. RECOMENDACIONES

- Se hace necesario el uso de aislante térmico para recubrir la tubería por la cual fluye el vapor. Esto evitara la pérdida de energía calórica hacia el ambiente en tramos donde el único fin es transportar el fluido hacia cualquiera de los dispositivos, además de brindar protección y seguridad a las personas que lleven a cabo prácticas experimentales o tengan contacto directo con el banco de pruebas.
- El contacto directo de las termocuplas con el agua produce un rápido deterioro de este sensor, por ello es indicado utilizar un accesorio adicional que proteja la termocupla. Este accesorio comercialmente se conoce como termopozo, debido a que generalmente se utiliza para aplicaciones específicas no existe un amplio catalogo del cual podemos seleccionar el apropiado teniendo como principal factor de decisión sus dimensiones; por ello resulta mas conveniente diseñarlo y enviarlo a fabricación. En el desarrollo del proyecto se presentó un diseño del termopozo adecuado para el ICTCSE, sin embargo, este no logró consolidarse en la fabricación. Sugerimos que en algún punto de la futura trayectoria de funcionamiento del Intercambiador de Calor, sean implementados los termopozos necesarios.
- Hacemos énfasis en seguir el procedimiento adecuado para el encendido y modo de operación de la interface visual en interacción con el Intercambiador de Calor. Las razones se fundamentan en la posible asimilación de datos erróneos que conllevan a un mal funcionamiento del sistema de control. El estado apropiado sugiere que al iniciar la interfaz

visual, los fluidos estén circulando a través del Intercambiador de Calor, y que además este haya alcanzado condiciones iniciales estables.

BIBLIOGRAFIA

DALLY, James W., RILEY, William F. y McCONNELL, Kenneth G. Instrumentation for Engineering Measurements. Editorial John Wiley & Sons, 1993, 2 ed, 584 p.

FOX, Robert W. y McDONALD, Alan T. Introducción a la Mecánica de Fluidos. Editorial Mc Graw Hill, 1997, 4 ed, 916 p.

INCROPERA, Frank P. y DE WITT, David P. Fundamentos de Transferencia de Calor. México. Editorial Pearson, 1999, 4 ed, 887 p.

KREITH, Frank y BOHN, Mark S. Principios de Transferencia de Calor. Editorial Thomson Learning, 2001, 700 p.

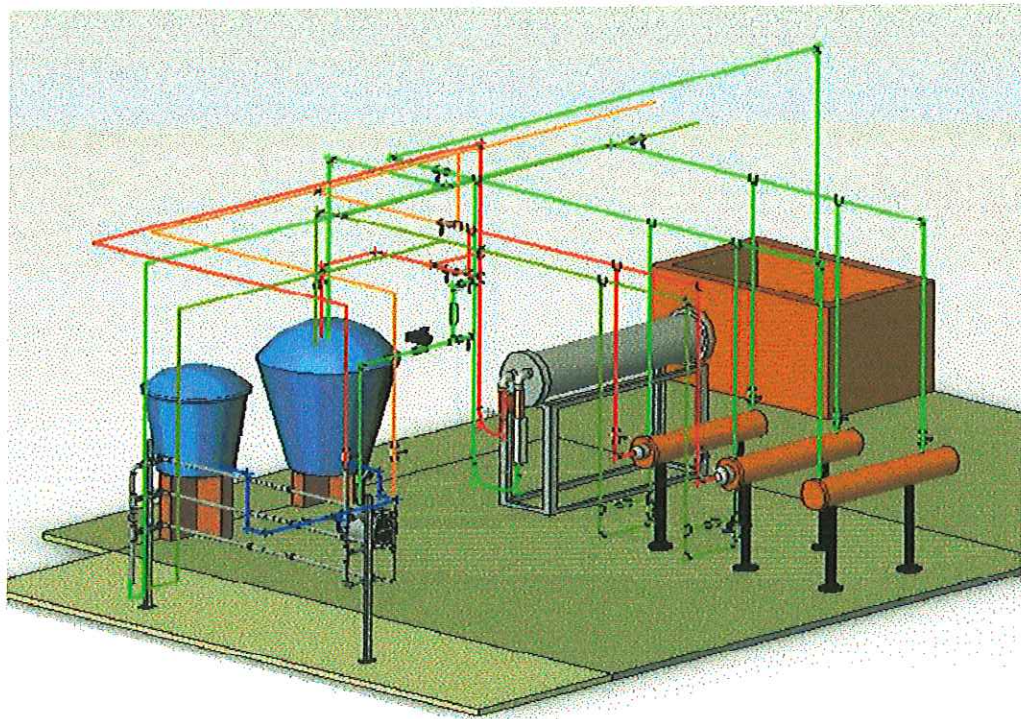
MILLS, Anthony F. Transferencia de Calor. Editorial Mc Graw Hill, 1997, 932 p.

SMITH, Carlos A. y CORRIPIO, Armando B. Principles and Practice of Automatic Process Control. Editorial John Wiley & Sons, 1997, 2 ed, 768 p.

ANEXO1. Manual para la Puesta en marcha de los Intercambiadores de Calor en el Laboratorio de Planta Piloto

La implementación de otros dispositivos en el campo correspondiente a la "Transferencia de Calor" en el LABORATORIO DE PLANTA PILOTO conlleva a la necesidad de cambiar la ubicación inicial de los intercambiadores ya existentes, para lograr así, una mejor utilización del espacio y la posibilidad de instalar los tanques de recirculación del agua, además del nuevo dispositivo "Intercambiador de Tubos Concéntricos con Superficies Extendidas". La figura 1 muestra la disposición en planta de este laboratorio.

Figura 1. Laboratorio de Planta Piloto del Edificio de Ciencias Naturales e Ingeniería



Para llevar a cabo la interacción de estos dispositivos en Planta Piloto, se diseñaron varios circuitos en tubería de alta presión, cuya función es transportar los diferentes fluidos (un circuito por cada fluido). Para permitir que cada uno de estos circuitos logren su finalidad, se realizó la dotación de varios accesorios como: válvulas reguladoras de caudal, válvulas de bola, cheques, trampas de vapor, entre otras.

Fueron en total 26 accesorios. Los principales componentes se mencionan en la figura 2. Los demás accesorios de tubería se relacionan en la tabla 1:

Figura 2. Esquema de Ubicación de los Dispositivos que hacen parte de Planta Piloto

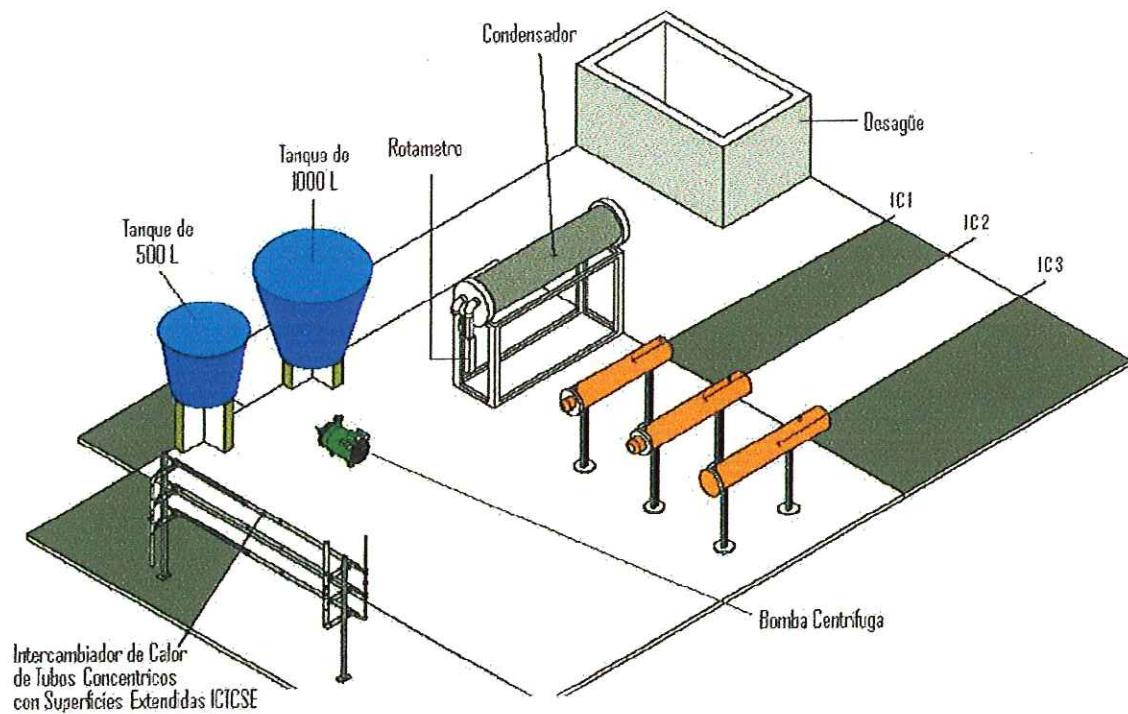


Tabla 1. Lista de componentes de accesorios en la sección de Intercambiadores de Calor en Planta Piloto

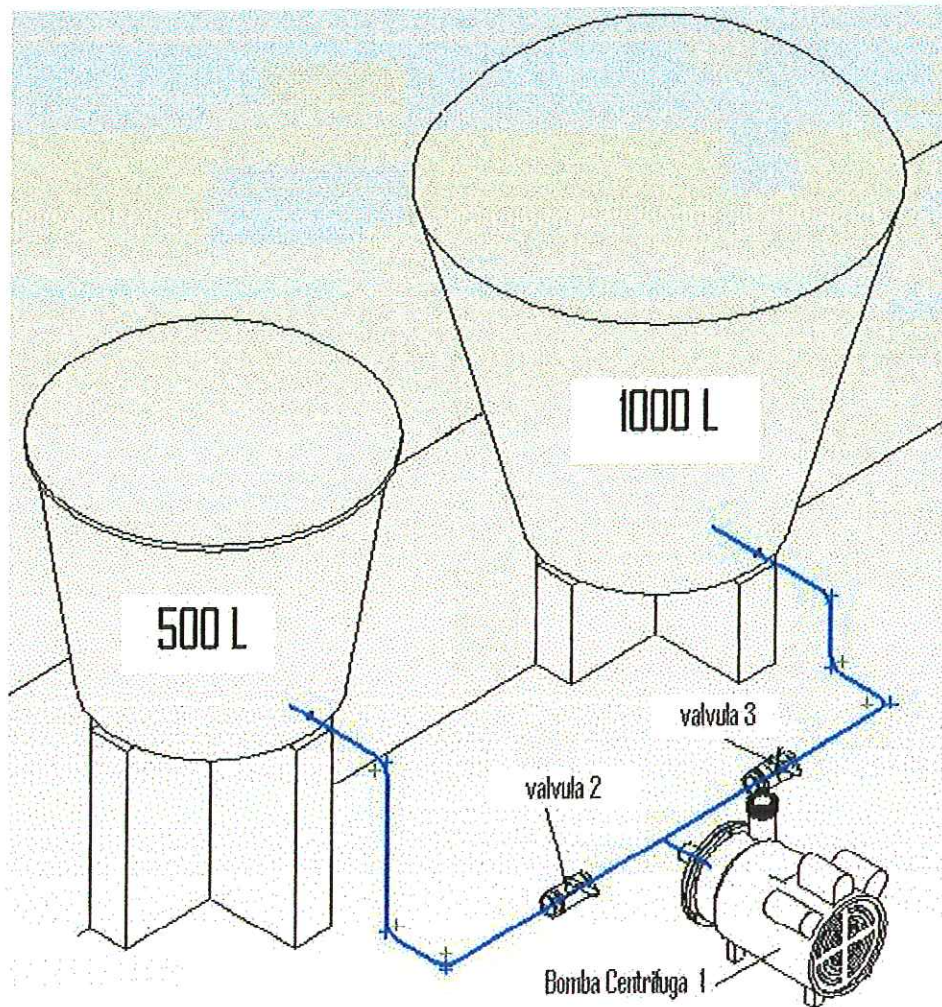
LISTA DE COMPONENTES			
1	Bomba Cetrífuga 40 GPM Nominal	14	Válvula Bola ½"
2	Válvula Bola 1" – Agua Fría	15	Válvula Bola ½"
3	Válvula Bola 1" – Agua Caliente	16	Válvula Bola 1"
4	Válvula Compuerta 1" – Regulación Caudal de salida de la Bomba	17	Válvula Bola 1"
5	Caudalímetro Kobold F300	18	Válvula Bola 1"
6	Electroválvula Delta Cp	19	Válvula Bola 1"
7	Rotámetro Omega FL7403	20	Válvula Bola 1"
8	Válvula Bola 1"	21	Válvula Bola ½"
9	Válvula Bola 1"	22	Válvula Compuerta ½"
10	Válvula Bola 1"	23	Válvula Bola ½"
11	Válvula Bola ½"	24	Válvula Compuerta ½"
12	Válvula Bola ½"	25	Válvula Bola 1"
13	Válvula Bola ½"	26	Válvula Bola 1"

Para el funcionamiento de los dispositivos en planta piloto hay dos circuitos principales cuya configuración es común para cualquier aplicación, se trata de los circuitos de succión y descarga del agua.

3.1 CIRCUITO DE SUCCION

Se nota la necesidad de contar con dos tanques para el almacenamiento de agua. Uno de 500 L, el cual se utiliza para recibir el agua del acueducto por medio de un conducto de 1 pulgada y el otro tanque es de 1000 L y se usa para almacenar el agua que recirculará en los intercambiadores de calor. Esta configuración puede notarse en la figura 3.

Figura 3. Circuito de Succión de Agua en Planta Piloto



El orificio de salida de estos tanques se encuentra en la parte inferior y su diámetro es de una (1) pulgada. Se cuenta con un circuito en PVC que se encarga de distribuir el fluido hasta la bomba centrífuga. Este circuito se realizó con el mismo material PVC con que vienen diseñados las salidas de los tanques por el fabricante; esto, para lograr homogeneidad en el trabajo y mayor agrado a la vista.

Para el impulso del agua a los circuitos, tenemos la bomba centrífuga (1) que succiona agua dependiendo de la válvula que accionemos. Como usted puede

notar, a la salida de cada tanque se localiza una válvula de cierre rápido para seleccionar el fluido que será impulsado por la bomba. En conclusión, para poner en marcha el circuito de succión debe:

- Permitir el paso de agua hacia la bomba centrífuga. Para ello, abra cualquiera de las dos válvulas de cierre rápido que se encuentran ubicadas a la salida de cada tanque de almacenamiento. Para tomar del tanque de agua fría (500L) abra la válvula (2) y cierre la válvula (3) y para el tanque de agua caliente (1000L), viceversa, dependiendo de cual tanque se quiera tomar.
- Encender la bomba centrífuga (1) a través del botón de encendido que esta ubicado en la caja metálica correspondiente a su alimentación eléctrica.
- Regular el flujo de salida de la bomba centrifuga (1) por medio de la válvula de compuerta (4) que se encuentra como primer accesorio a la salida. Seguidamente se instaló un manómetro manual de medición análoga, que nos permite tener visualización de la presión a la que se está impulsando el agua, esta medida de presión está calibrada en bar.

El agua del tanque de 500 Litros se utiliza para alimentar el condensador o a los tres intercambiadores independientes: Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos (IC 1), Intercambiador de Calor de Coraza y Tubos (IC 2) e Intercambiador de Calor de Resistencias Eléctricas (IC 3). Si desea utilizar el tanque de 1000 Litros para las prácticas de laboratorio, lleve a cabo la manipulación correspondiente de válvulas.

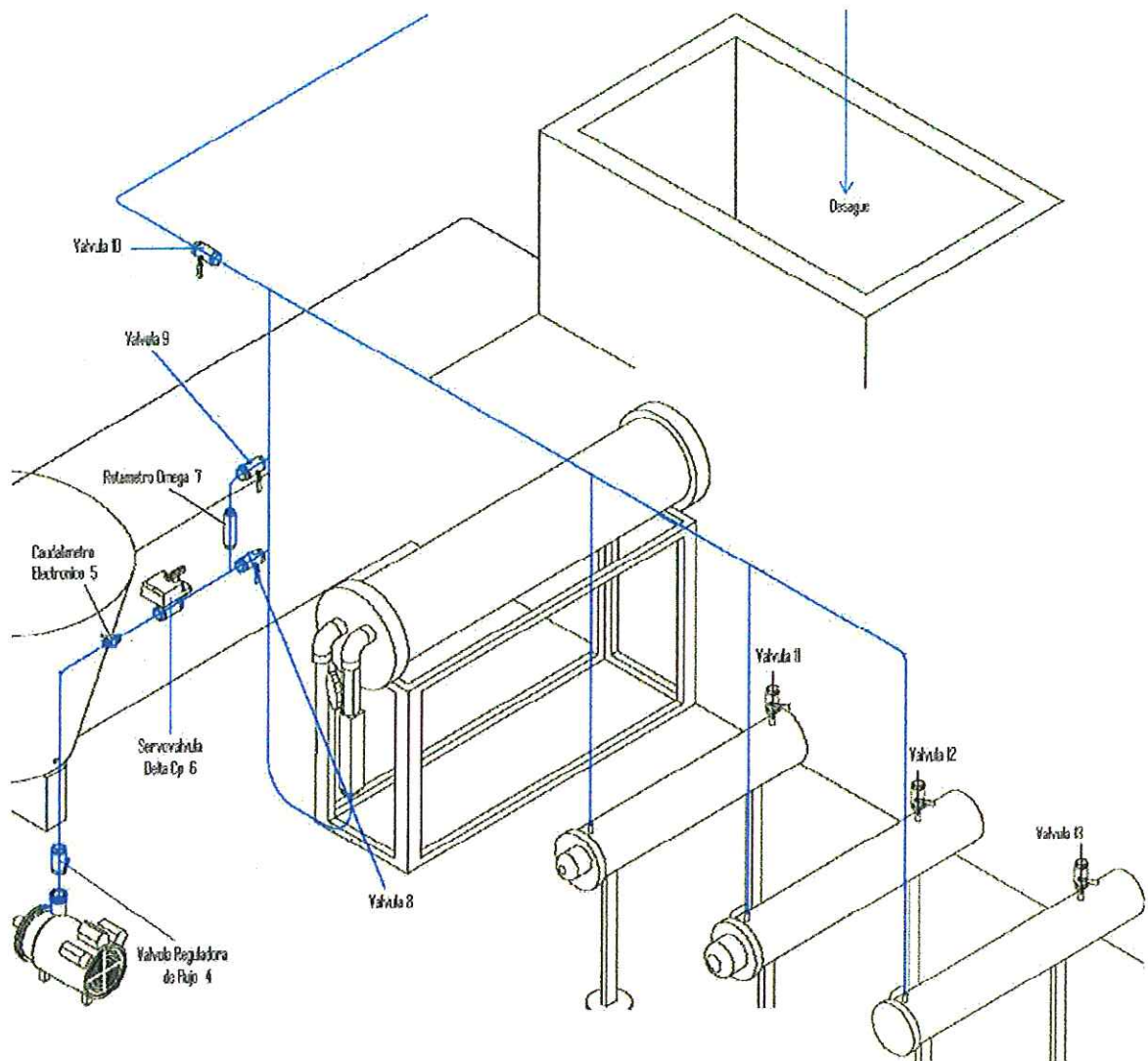
3.2 CIRCUITO DE DESCARGA

Por medio de este circuito se distribuye el agua de enfriamiento para los Intercambiadores de Calor, independientemente de cual haya sido la configuración de las válvulas del circuito de succión (de uno de los dos tanques o de los dos a la vez).

Los elementos 5 y 6 se refieren a dispositivos de medición y control de la planta. El primero es un "Caudalímetro Electrónico Kobold F300" 5, utilizado para conocer el flujo que entrega la bomba al circuito, es decir, corresponde al *sensor de la planta en el lazo de control*. El elemento 6 es una "Servoválvula Delta Cp" tipo "bola" y corresponde al actuador en este sistema. El dispositivo 7 es un "Rotámetro Omega FL7403" de capacidad 20 GPM y ayuda a la calibración del caudalímetro electrónico, además de proporcionar una lectura confiable como alternativa de medición.

Un esquema de este circuito se muestra en la figura 4.

Figura 4. Circuito de Descarga de Agua en Planta Piloto



Para poner en circulación el fluido de refrigeración, puede proceder de la siguiente forma:

- Abrir la válvula 9 mientras se mantiene cerrada la válvula 8 para distribuir el agua hacia los intercambiadores de calor y el condensador, al mismo tiempo que obtiene la lectura del caudal en el "Rotámetro Omega".

- En caso de que desee prescindir de la lectura del Rotámetro, puede cerrar la válvula 9 y abrir la válvula 8, el agua se mantiene estancada y no puede circular a través del rotámetro, sin embargo podrá seguir alimentando los intercambiadores y el condensador.

Si desea hacer pasar el agua directamente al desagüe, para vaciar tanques y realizar alguna técnica de mantenimiento, se abre la válvula de bola 10 y las demás válvulas correspondientes al circuito cerradas.

Pero si desea utilizar el agua como alimentación para los tres intercambiadores independientes: Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos, Intercambiador de Calor de Coraza y Tubos e Intercambiador de Calor de Resistencias Eléctricas, entonces hay que cerrar la válvula 10 y abrir las válvulas 11 para realizar pruebas con el IC1, la válvula 12 para IC2 y la válvula 13 para IC3.

Además se presentan dos circuitos que transportan el fluido de calentamiento en los Intercambiadores de Calor.

Un esquema de estos circuitos se presenta en las figuras 5 y 6. Con ellos se visualiza el recorrido de cada uno de los fluidos con sus correspondientes colores y la relación de los accesorios que hacen parte del sistema con su respectiva numeración para identificarlos dentro de la lista de componentes y conocer su descripción.

Figura 5. Circuito de Calentamiento

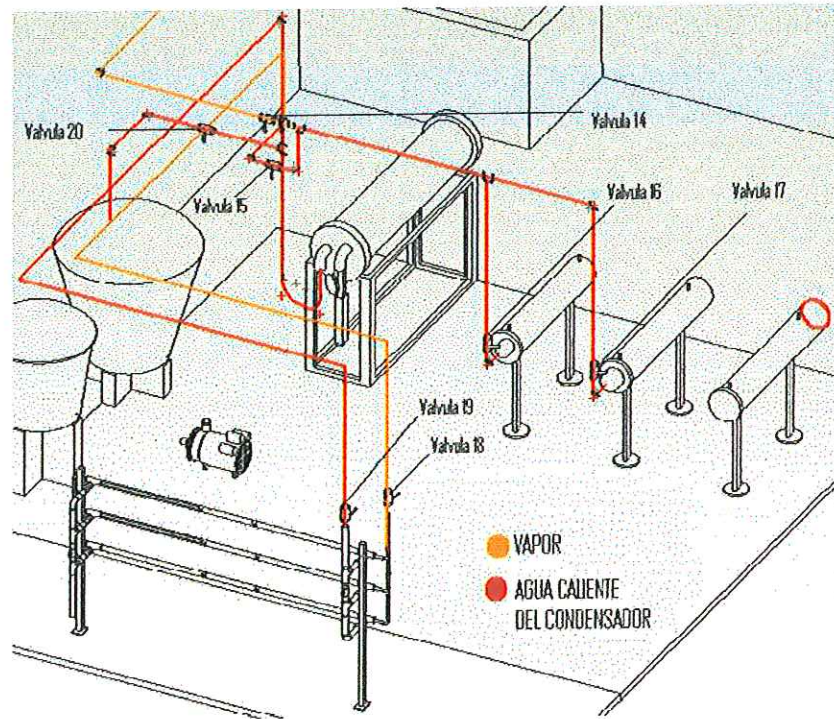
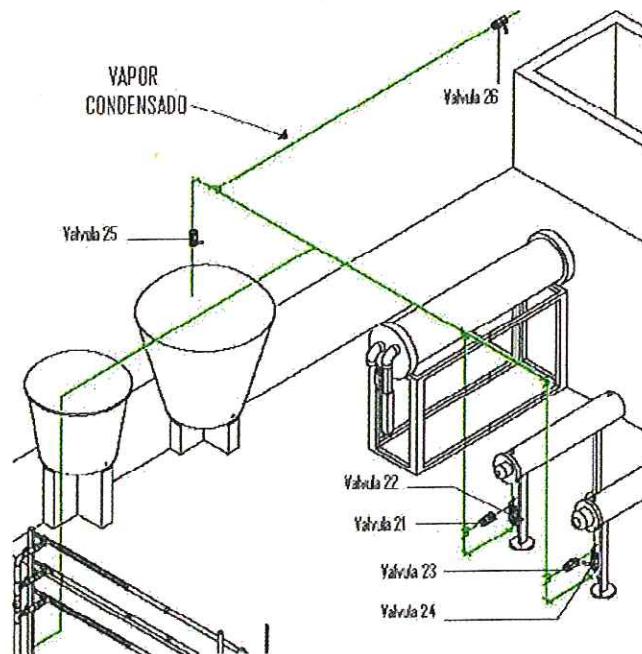


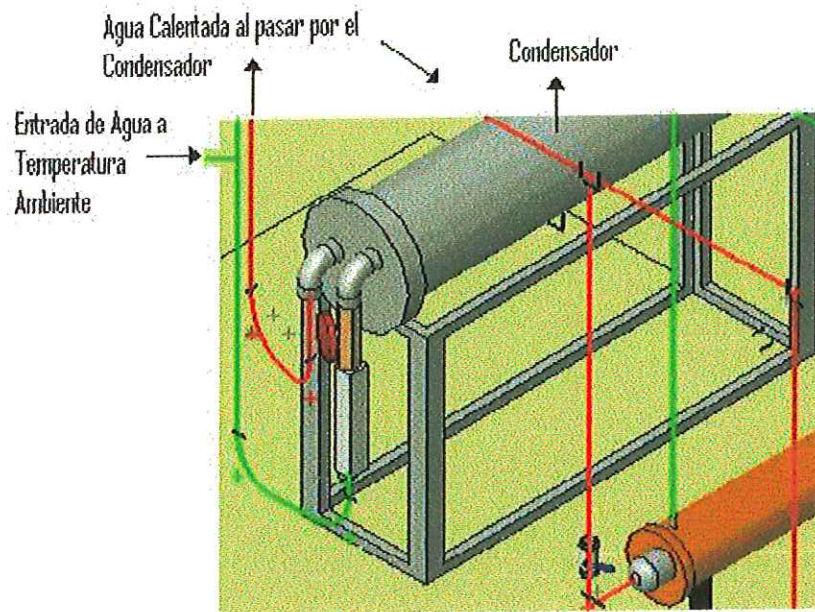
Figura 6. Circuito de Condensado



3.3 FUNCIONAMIENTO DEL CONDENSADOR

Este dispositivo hace parte de la planta térmica del laboratorio planta piloto, es el encargado de entregar uno de los fluidos de alimentación para los intercambiadores de calor.

Figura 7. Esquema de Funcionamiento del Condensador



El condensador recibe agua fresca proveniente de los tanques de almacenamiento haciéndola circular por los tubos alrededor de los cuales se condensa vapor proveniente de la turbina. Finalmente el agua fresca obtiene una temperatura mayor y puede ser entregada a los intercambiadores. Para poner en funcionamiento el condensador proceda de la siguiente forma:

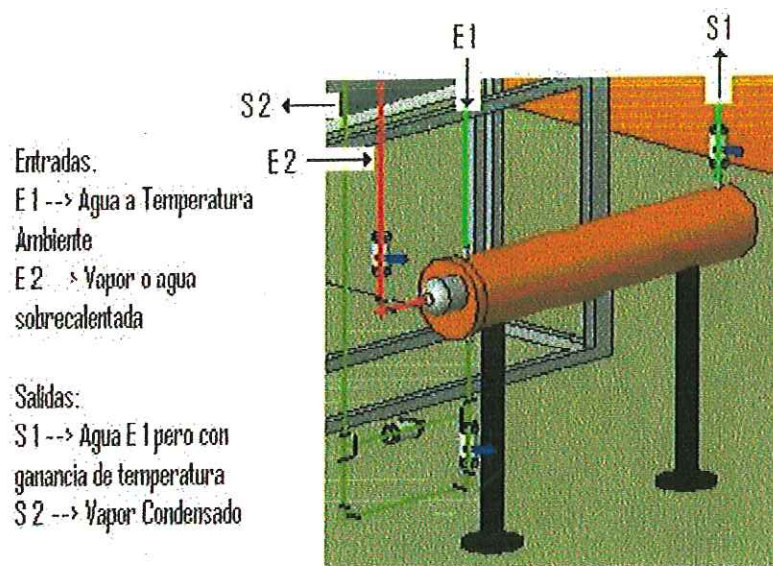
- Abrir la válvula que se encuentra a la entrada del dispositivo y cerrar las válvulas 11, 12 y 13 que corresponden a los intercambiadores de calor.

- La válvula 10 debe estar cerrada para impedir que el fluido circule hacia el desagüe. De igual forma la válvula 20 debe estar abierta para permitir la recirculación del agua.

3.4 FUNCIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS (IC 1)

Es el primero de un grupo de intercambiadores destinados al estudio de transferencia de calor entre dos corrientes de fluido. Este concepto puede variar dependiendo de que fluido de calentamiento se utilice, para el caso del vapor se habla de una sola corriente y cuando se utiliza agua procedente del condensador se trabaja flujo paralelo.

Figura 8. Esquema de Funcionamiento del Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos



Para poner en funcionamiento el Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos (IC 1) proceda de la siguiente forma:

- Llevar a cabo la configuración para la circulación del agua fresca en el intercambiador. Para ello, remítase a los ítems mencionados en los circuitos de succión y descarga.
- Una vez logrado el objetivo de hacer circular el agua fresca hacia el interior del intercambiador de calor de tubos concéntricos (IC1), debe abrir la válvula 11 para permitir la salida del agua que será calentada debido a la transferencia de calor con la otra corriente de fluido. Las válvulas 12 y 13 deben estar cerradas, pues con ello se inhabilita el funcionamiento de los otros dos intercambiadores.
- Si desea la configuración de una sola corriente, debe cerrar la válvula 15 y mantener abierta la válvula 14; lo cual permite el paso del vapor hacia el intercambiador de calor de tubos concéntricos (IC1). La válvula 16 permite la circulación del fluido hacia el interior del intercambiador, de tal forma debe mantenerla abierta para realizar la experiencia correspondiente. La válvula 17 debe estar cerrada para impedir el flujo hacia el intercambiador de calor de coraza y tubos (IC2).
- Si desea trabajar la configuración de flujo paralelo, debe cerrar la válvula 14 (lo que impide el flujo de vapor) y abrir la válvula 15, acción que permite alimentar al intercambiador de calor de tubos concéntricos (IC1) con el agua caliente que sale del condensador. Tenga presente abrir la válvula 16 para permitir el flujo hacia el interior del dispositivo.
- De acuerdo a la configuración que esté trabajando, debe tener presente las condiciones de salida del fluido, es decir, note que cuando trabaja el intercambiador como una sola corriente, el fluido de calentamiento (vapor) sale como vapor saturado, mientras que cuando trabaja como flujo paralelo, el fluido de salida es agua caliente. Para cada uno de estos casos se debe

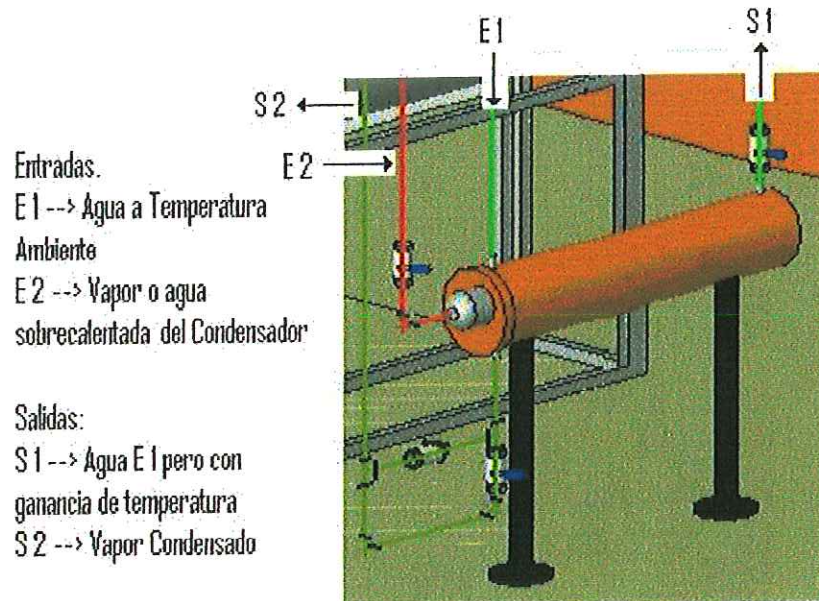
dar un tratamiento especial. Cuando configure el intercambiador de calor de tubos concéntricos (IC1) como de una sola corriente, debe cerrar la válvula 21 y abrir la válvula 22. El vapor condensado puede circular gracias a una serie de accesorios ubicados a la salida de la válvula 22. Para finalizar, debe cerrar la válvula 25 y abrir la válvula 26, lo que dará paso al vapor hacia el tanque de condensados e impedirá la circulación hacia el tanque de 1000 L.

- Cuando configura el intercambiador de calor de tubos concéntricos (IC1) como flujo en paralelo, debe cerrar la válvula 22 y abrir la válvula 21. Esta acción impide el contacto del líquido con la trampa de vapor y demás accesorios exclusivos para el tratamiento del vapor condensado. Por último, debe cerrar la válvula 26 y abrir la válvula 25, con lo que se logra la circulación hacia el tanque de 1000 L y se bloquea el flujo del líquido hacia el tanque de condensados.

3.5 FUNCIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS (IC 2)

Difiere en diseño con respecto al anterior, pero su comportamiento sigue siendo el mismo, facilitar la transferencia de calor entre dos corrientes de fluidos. También puede configurarse como un intercambiador de una sola corriente o de flujo paralelo.

Figura 9. Esquema de Funcionamiento del Intercambiador de Calor de Coraza Y Tubos



Para poner en funcionamiento el Intercambiador de Calor de Coraza y Tubos (IC 2), lea atentamente a continuación:

- Para llevar a cabo la configuración para la circulación del agua fresca en el intercambiador. Para ello, remítase a los ítems mencionados en los circuitos de succión y descarga.
- Una vez logrado el objetivo de hacer circular el agua fresca hacia el interior del intercambiador de calor de coraza y tubos (IC 2), debe abrir la válvula 12 para permitir la salida del agua que será calentada debido a la transferencia de calor con la otra corriente de fluido. Las válvulas 11 y 13 deben estar cerradas, pues con ello se inhabilita el funcionamiento de los otros dos intercambiadores.

- Si desea la configuración de una sola corriente, debe cerrar la válvula 15 y mantener abierta la válvula 14; lo cual permite el paso del vapor hacia el intercambiador de calor de coraza y tubos (IC 2). La válvula 17 permite la circulación del fluido hacia el interior del intercambiador, de tal forma debe mantenerla abierta para realizar la experiencia correspondiente. La válvula 16 debe estar cerrada para impedir el flujo hacia el intercambiador de calor de tubos concéntricos (IC 1).

- Si desea trabajar la configuración de flujo paralelo, debe cerrar la válvula 14 (lo que impide el flujo de vapor) y abrir la válvula 15, acción que permite alimentar al intercambiador de calor de coraza y tubos (IC 2) con el agua caliente que sale del condensador. Tenga presente abrir la válvula 17 para permitir el flujo hacia el interior del dispositivo.

- De acuerdo a la configuración que esté trabajando, debe tener presente las condiciones de salida del fluido, es decir, note que cuando trabaja el intercambiador como una sola corriente, el fluido de calentamiento (vapor) sale como vapor saturado, mientras que cuando trabaja como flujo paralelo, el fluido de salida es agua caliente. Para cada uno de estos casos se debe dar un tratamiento especial. Cuando configure el intercambiador de calor de coraza y tubos (IC 2) como de una sola corriente, debe cerrar la válvula 23 y abrir la válvula 24. El vapor condensado puede circular gracias a una serie de accesorios ubicados a la salida de la válvula 24. Para finalizar, debe cerrar la válvula 25 y abrir la válvula 26, lo que dará paso al vapor hacia el tanque de condensados e impedirá la circulación hacia el tanque de 1000 L.

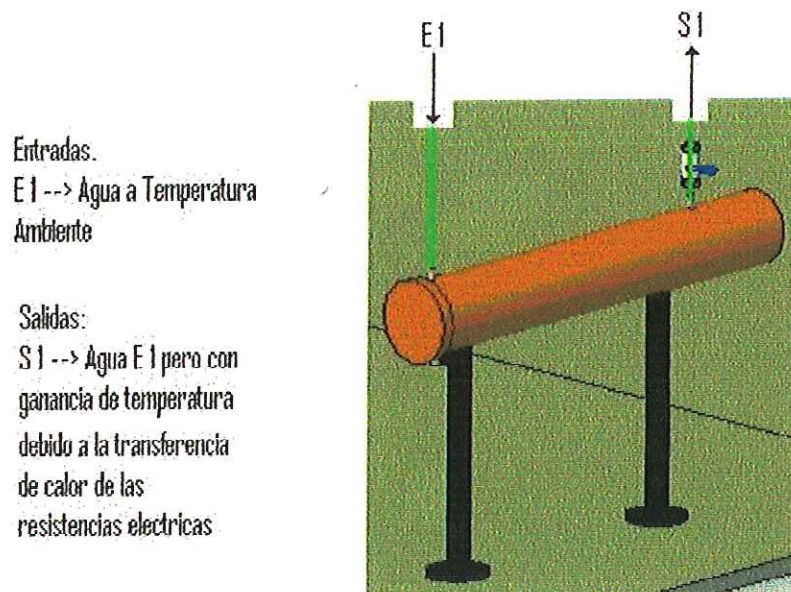
- Cuando configura el intercambiador de calor de coraza y tubos (IC 2) como flujo en paralelo, debe cerrar la válvula 24 y abrir la válvula 23. Esta acción impide el contacto del líquido con la trampa de vapor y demás accesorios

exclusivos para el tratamiento del vapor condensado. Por último, debe cerrar la válvula 26 y abrir la válvula 25, con lo que se logra la circulación hacia el tanque de 1000 L y se bloquea el flujo del líquido hacia el tanque de condensados.

3.6 FUNCIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE RESISTENCIAS ELÉCTRICAS (IC 3)

En este intercambiador solo se trabaja con una corriente de fluido, la correspondiente al agua fresca impulsada por la bomba centrífuga, Barnes. La transferencia de calor se debe al fenómeno de convección entre las resistencias eléctricas ubicadas en el interior del intercambiador y el agua.

Figura 10. Esquema de Funcionamiento del Intercambiador de Calor de Resistencias Eléctricas.



Para poner en funcionamiento el Intercambiador de Calor de Resistencias Eléctricas (IC 3) siga los pasos enunciados a continuación:

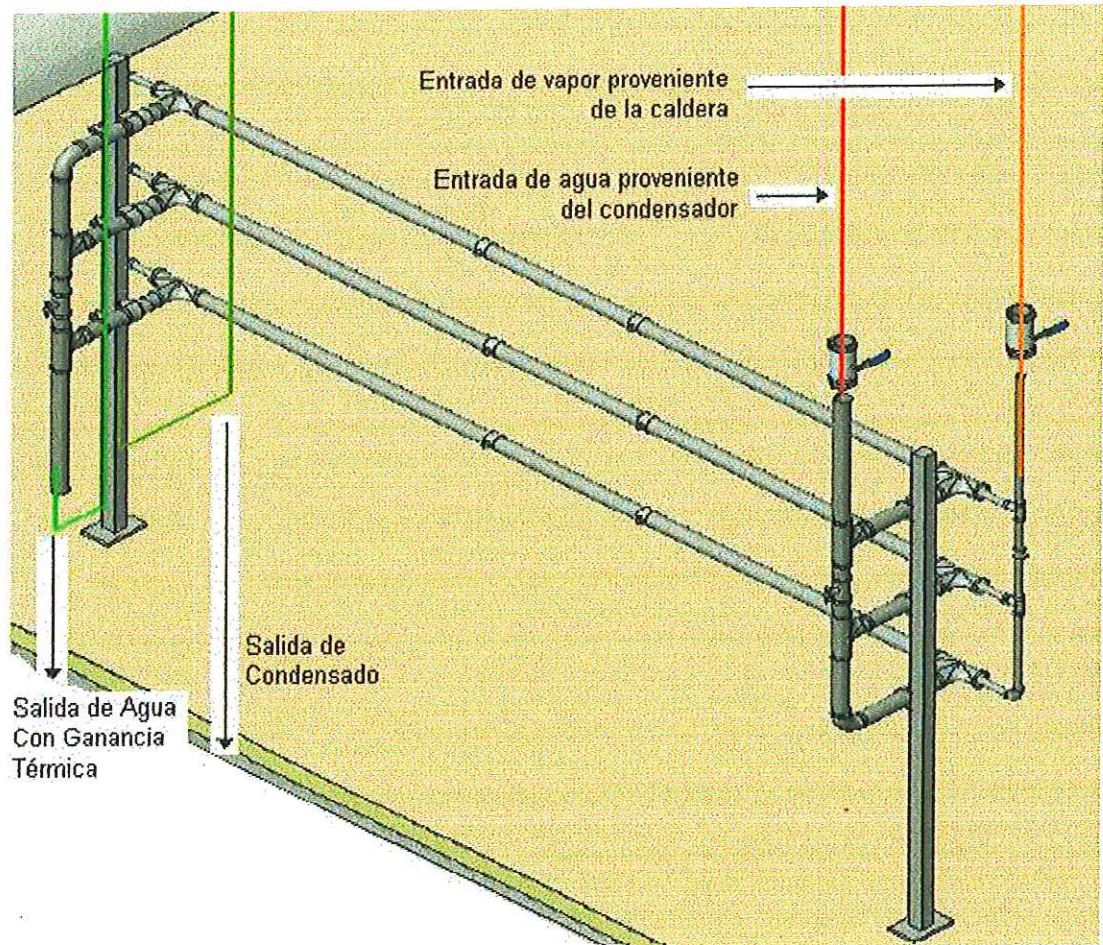
- Llevar a cabo la configuración para la circulación del agua fresca en el intercambiador. Para ello, remítase a los ítems mencionados en los circuitos de succión y descarga.
- Una vez logrado el objetivo de hacer circular el agua fresca hacia el interior del intercambiador de resistencias eléctricas (IC 3), debe abrir la válvula 13 para permitir la salida del agua que será calentada debido a la transferencia de calor de las resistencias eléctricas. Las válvulas 11 y 12 deben estar cerradas, pues con ello se inhabilita el funcionamiento de los otros dos intercambiadores.

3.7 FUNCIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS CON SUPERFICIES EXTENDIDAS (IC 4)

Se considera como un intercambiador de una sola corriente ya que uno de los fluidos es vapor y el otro es agua proveniente del condensador, así, los únicos cambios perceptibles corresponden a las propiedades del agua. El conducto interior presenta superficies extendidas anulares para aumentar la transferencia de calor del vapor hacia el agua.

En este dispositivo se centra nuestra mayor atención, debido a que es el objetivo principal de nuestro proyecto y venimos trabajando en él desde su diseño inicial, pasando por el diseño del Sistema de Adquisición de Datos e instalación de elementos de medición y de control hasta llegar a la completa implementación y puesta en marcha del Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos con Superficies Extendidas.

Figura 11. Esquema de Funcionamiento del Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos con Superficies Extendidas.

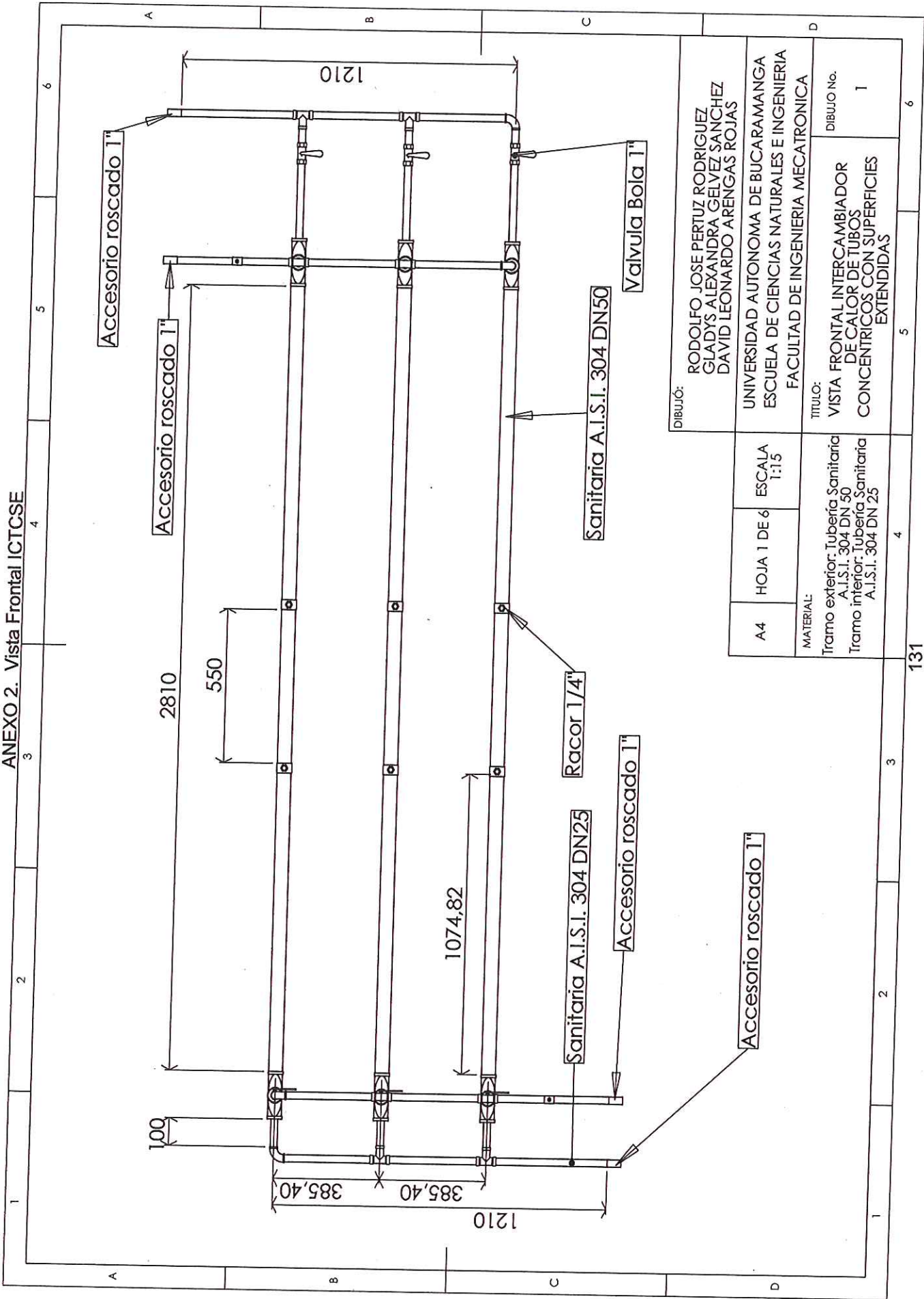


Para poner en marcha el intercambiador de calor de tubos concéntricos con superficies extendidas (IC 4), proceda de la siguiente forma:

- Abrir la válvula 14, la cual trae el vapor de agua que entrega la caldera; cerrar la válvula 15, ya que en esta aplicación no necesitamos hacer uso del agua de alimentación para los intercambiadores de calor IC 1 e IC 2; cerrar la válvula 16 y válvula 17, para inhabilitar el funcionamiento de los intercambiadores mencionados anteriormente. Por último, debe abrir la válvula 18 para alimentar el intercambiador de calor IC 4.

- Abrir la válvula 26, la circulación del vapor que pasa a través del IC 4 hacia el tanque de condensados. De igual forma, tenga presente cerrar la válvula 25 para impedir el flujo de vapor hacia el tanque de 1000 L.
- Ponga en funcionamiento el condensador, tal y como se explica en la sección *Funcionamiento del condensador*, mencionada en párrafos anteriores. Pero tenga en cuenta que en este caso la válvula 20 debe estar cerrada, pues el agua debe circular primero hacia el IC 4. Una vez haga el recorrido en el IC 4, puede pasar al tanque de 1000 L.
- Abrir la válvula 19 para permitir el flujo del agua proveniente del condensador hacia el IC 4. Una vez hecho esto, usted cuenta con válvulas de bola que le permiten decidir que ramal del IC 4 pone en funcionamiento. Recuerde que a diferencia del IC 1, el IC 4 cuenta con 3 trayectos posibles, donde uno difiere del otro debido al número de superficies extendidas presentes en el conducto interior.
- La válvula 10, válvula 11 y válvula 12 deben estar cerradas para impedir que el agua caliente que sale del IC 4 circule hacia el interior de los otros tres intercambiadores de calor IC 1, IC 2, IC 3.

ANEXO 2. Vista Frontal ICTCSE



DIBUJÓ:
 RODOLFO JOSE PERTUZ RODRIGUEZ
 GLADYS ALEXANDRA GELVEZ SANCHEZ
 DAVID LEONARDO ARENGAS ROJAS

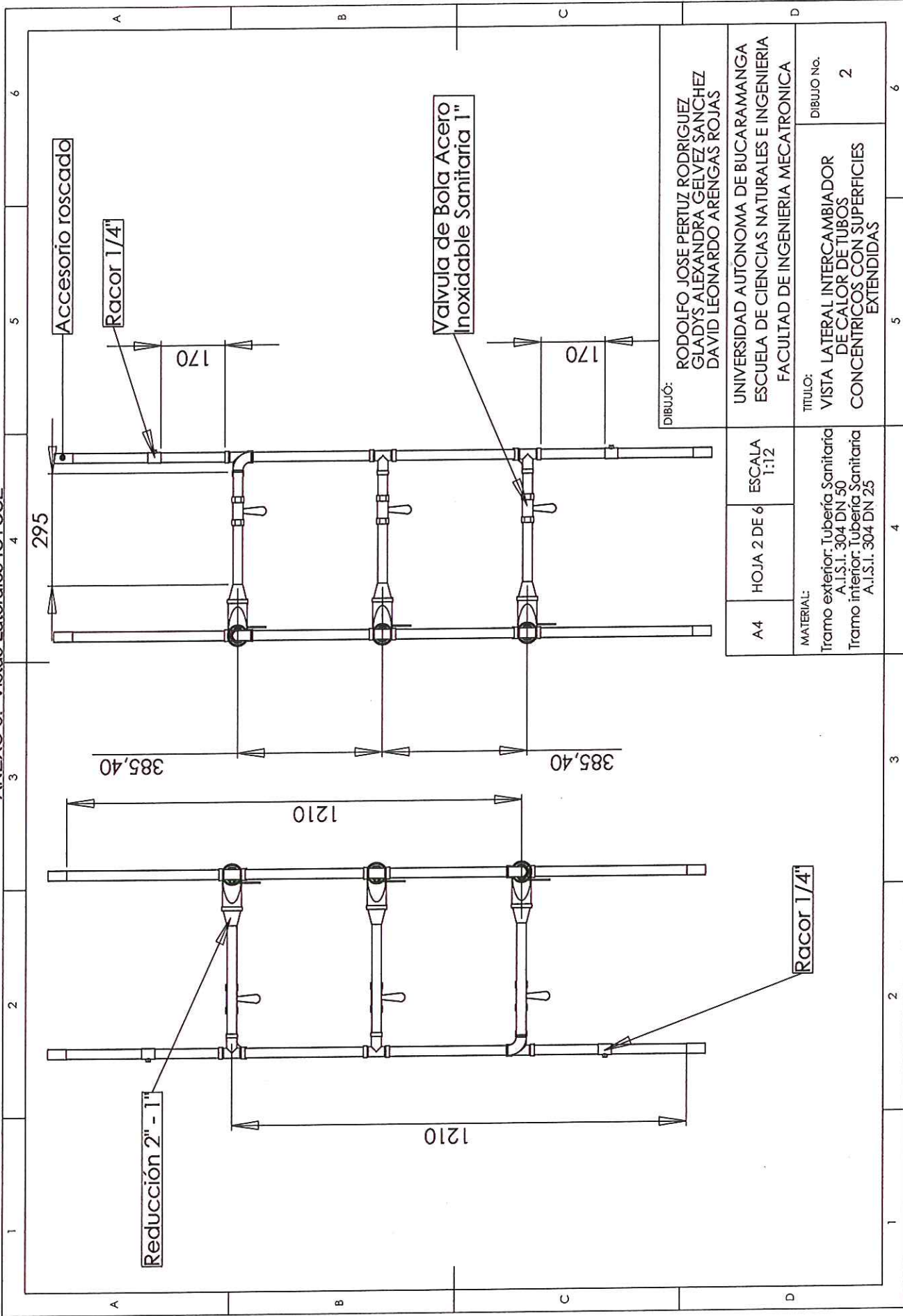
UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA
 ESCUELA DE CIENCIAS NATURALES E INGENIERIA
 FACULTAD DE INGENIERIA MECATRONICA

TITULO:
 VISTA FRONTAL INTERCAMBIADOR
 DE CALOR DE TUBOS
 CONCENTRICOS CON SUPERFICIES
 EXTENDIDAS

DIBUJO No.
 1

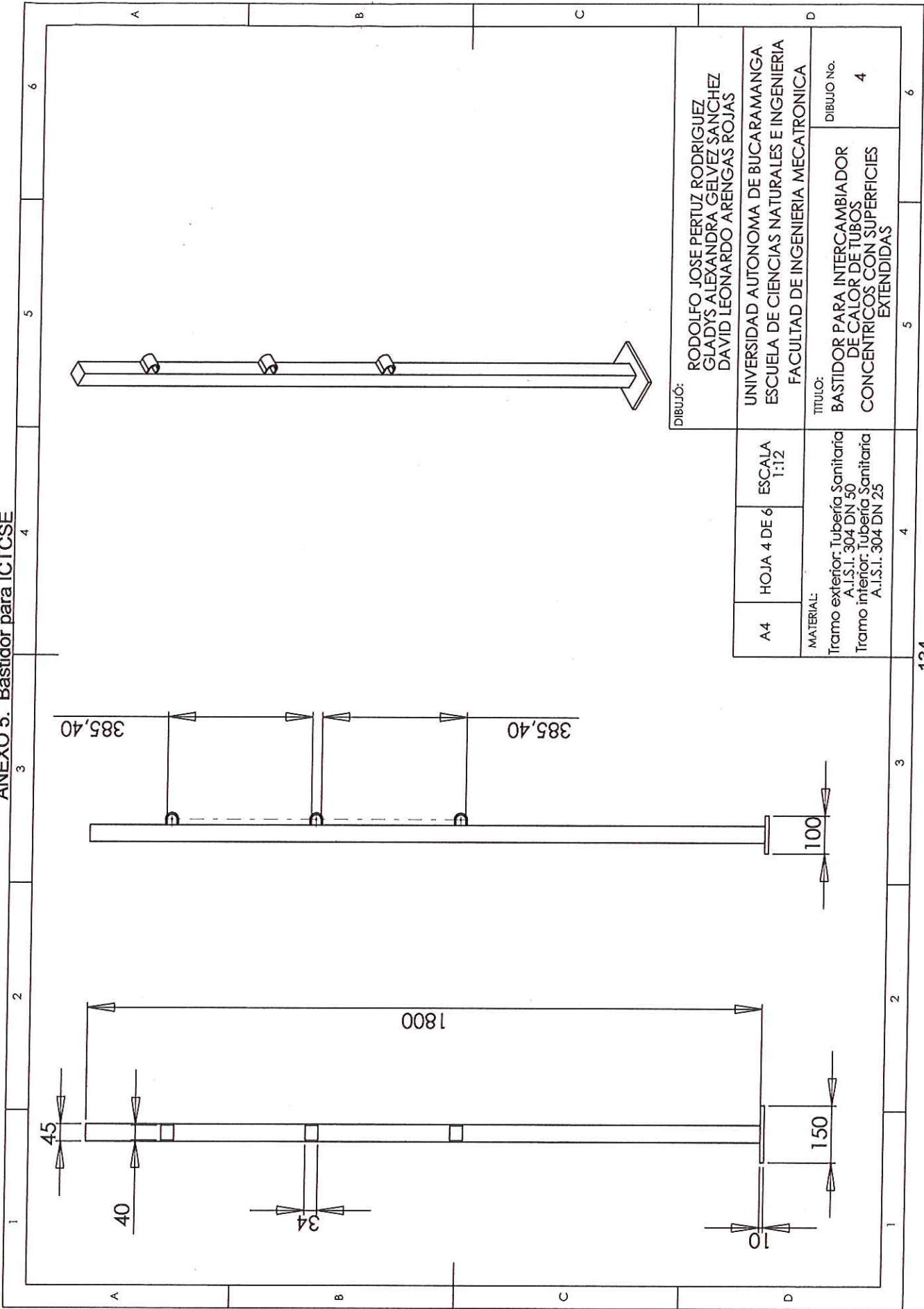
A4	HOJA 1 DE 6	ESCALA 1:15
MATERIAL: Tramo exterior: Tubería Sanitaria A.I.S.I. 304 DN 50 Tramo interior: Tubería Sanitaria A.I.S.I. 304 DN 25		

ANEXO 3. Vistas Laterales ICTCSE

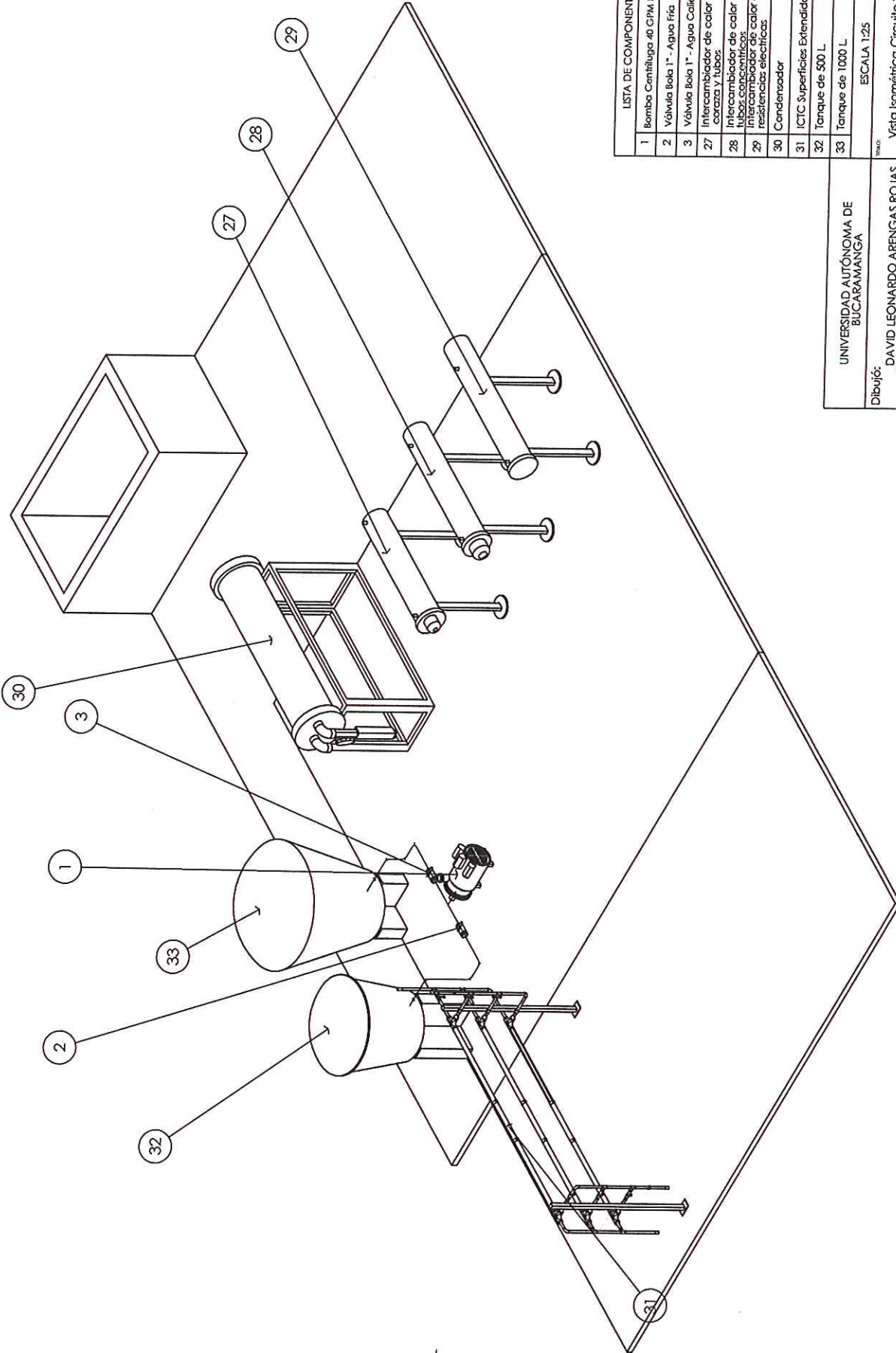


DIBUJÓ: RODOLFO JOSE PERTUZ RODRIGUEZ GLADYS ALEXANDRA GELVEZ SANCHEZ DAVID LEONARDO ARENGAS ROJAS		UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA ESCUELA DE CIENCIAS NATURALES E INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECATRONICA	
A4	HOJA 2 DE 6	ESCALA 1:12	TÍTULO: VISTA LATERAL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS CON SUPERFICIES EXTENDIDAS
MATERIAL: Tramo exterior: Tubería Sanitaria A.I.S.I. 304 DN 50 Tramo interior: Tubería Sanitaria A.I.S.I. 304 DN 25		DIBUJO No. 2	

ANEXO 5. Bastidor para ICTCSE



DIBUJO:		RODOLFO JOSE PERTUZ RODRIGUEZ GLADYS ALEXANDRA GELVEZ SANCHEZ DAVID LEONARDO ARENGAS ROJAS	
A4	HOJA 4 DE 6	ESCALA 1:12	UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUARAMANGA ESCUELA DE CIENCIAS NATURALES E INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECATRONICA
MATERIAL:		TITULO:	
Tramo exterior: Tubería Sanitaria A.I.S.I. 304 DN 50		BASTIDOR PARA INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCENTRICOS CON SUPERFICIES EXTENDIDAS	
Tramo interior: Tubería Sanitaria A.I.S.I. 304 DN 25		DIBUJO No. 4	



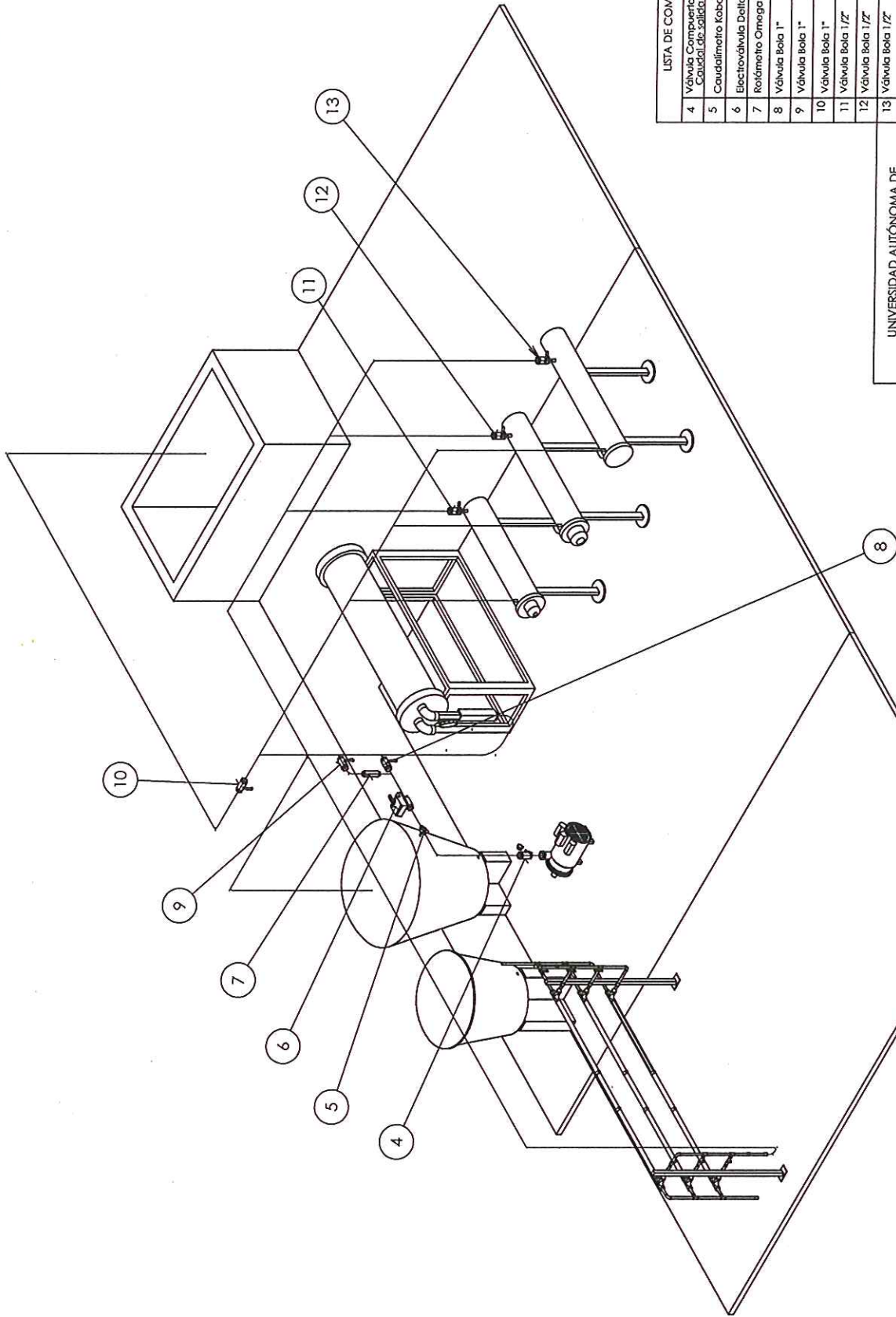
LISTA DE COMPONENTES	
1	Bomba Centrifuga 40 CPM Nominal
2	Válvula Bola 1" - Agua Fría
3	Válvula Bola 1" - Agua Caliente
27	Intercambiador de calor de caracas y tubos
28	Intercambiador de calor de tubos y caracas
29	Intercambiador de calor de resistencias eléctricas
30	Condensador
31	ICTC Superficies Extendidas
32	Tanque de 500 L.
33	Tanque de 1000 L.

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

Dibujó:
 DAVID LEONARDO ARENGAS ROJAS
 GLADYS ALEXANDRA GELVEZ SANCHEZ
 RODOLFO JOSE PERTUZ RODRIGUEZ

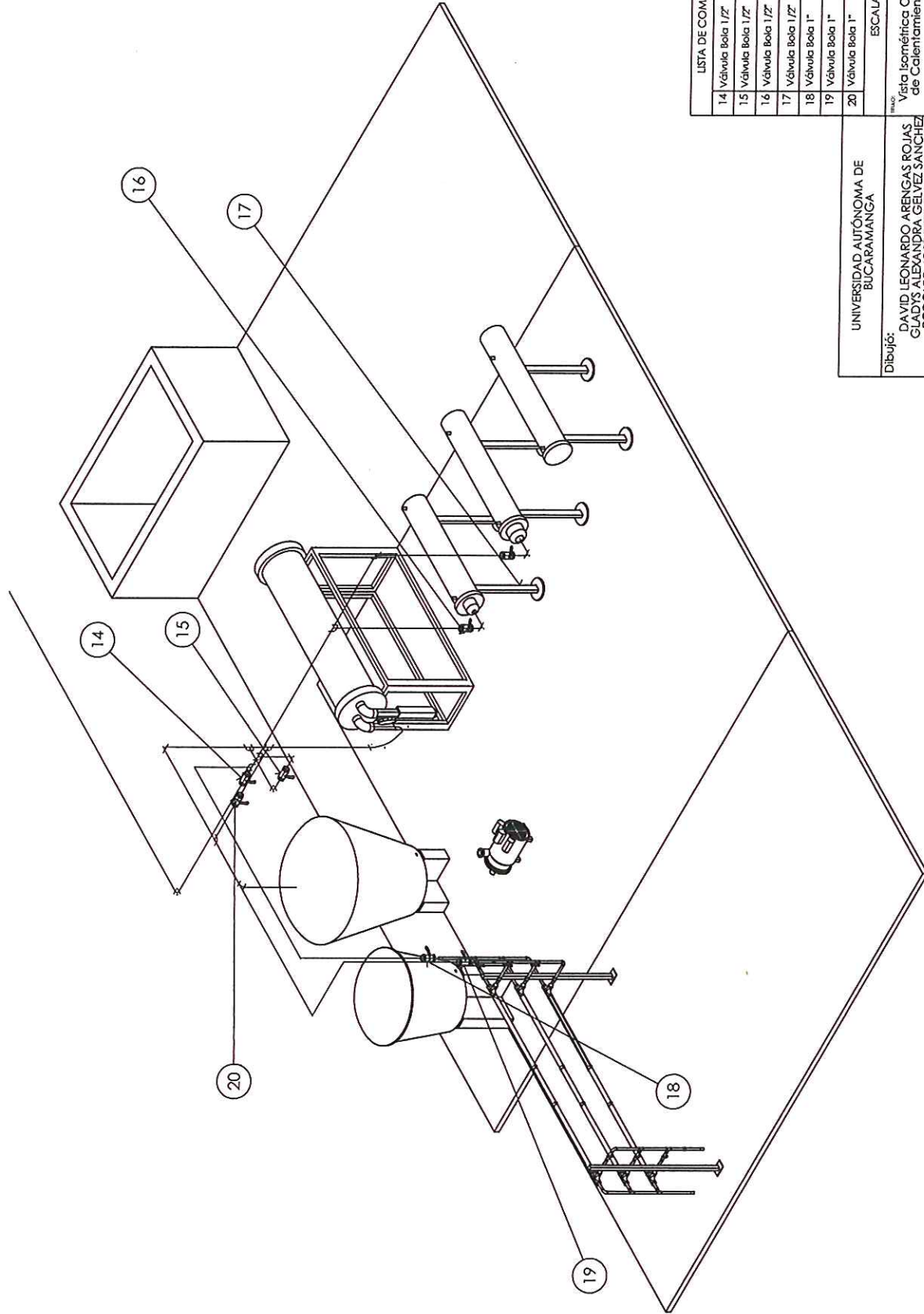
Fecha: Mayo de 2004 Revisó:

TÍTULO:	ESCALA 1:25
PROYECTO:	Vista Isométrica Circuito Succión Bomba Centrifuga - Planta Piloto
DISEÑO N.º:	1
HOJA N.º:	A2



LISTA DE COMPONENTES	
4	Válvula Compuerta 1" - Regulación Caudal de salida de la Bomba
5	Caudalímetro Kabold
6	Electroválvula Delta Cp
7	Relómetro Omega FL/403
8	Válvula Bola 1"
9	Válvula Bola 1"
10	Válvula Bola 1"
11	Válvula Bola 1/2"
12	Válvula Bola 1/2"
13	Válvula Bola 1/2"

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA	
Dibujó:	DAVID LEONARDO ARENGAS ROJAS GLADYS ALEXANDRA GELVEZ SANCHEZ RODOLFO JOSE PERTUZ RODRIGUEZ
Fecha: Mayo de 2004	Revisó:
ESCALA 1:25	
TÍTULO: Vista Isométrica Circuito de Agua Refrigerante - Planta Flota	
PÁGINA: 2	
A2	



LISTA DE COMPONENTES	
14	Válvula Bola 1/2"
15	Válvula Bola 1/2"
16	Válvula Bola 1/2"
17	Válvula Bola 1/2"
18	Válvula Bola 1"
19	Válvula Bola 1"
20	Válvula Bola 1"

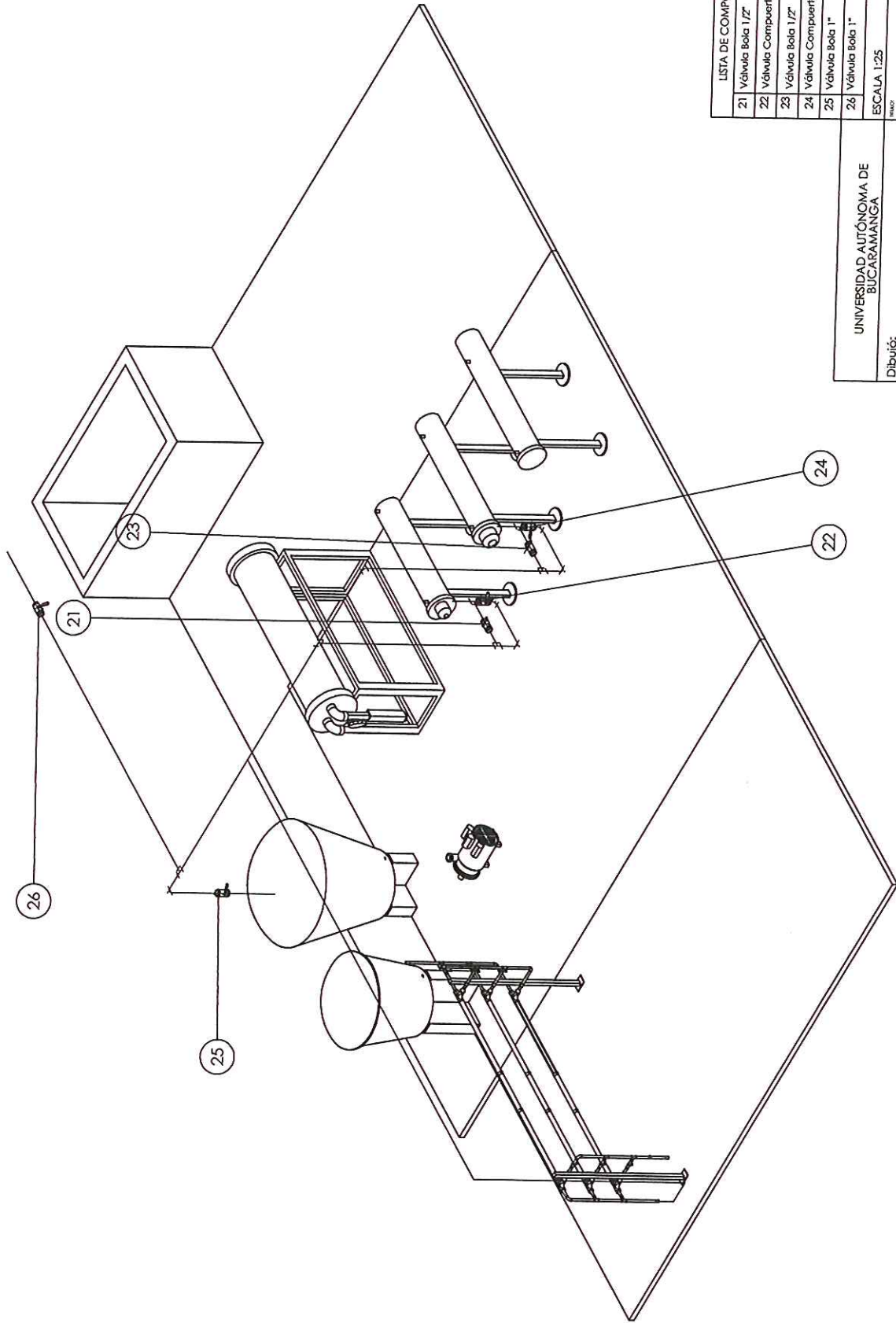
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

Dibujó:
 DAVID LEONARDO ARENGAS ROJAS
 GLADYS ALEXANDRA GELVEZ SANCHEZ
 RODOLFO JOSE PERTUZ RODRIGUEZ

Fecha: Mayo de 2004

Revisó:

ESCALA 1:25	
Vista Isométrica Circuito de Fluído de Calentamiento - Planta Piloto	
3	A2



LISTA DE COMPONENTES	
21	Válvula Bola 1/2"
22	Válvula Compuerta 1/2"
23	Válvula Bola 1/2"
24	Válvula Compuerta 1/2"
25	Válvula Bola 1"
26	Válvula Bola 1"

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA

ESCALA 1:25

MEMO

Vista Isométrica Circuito de Condensado Planta Piloto

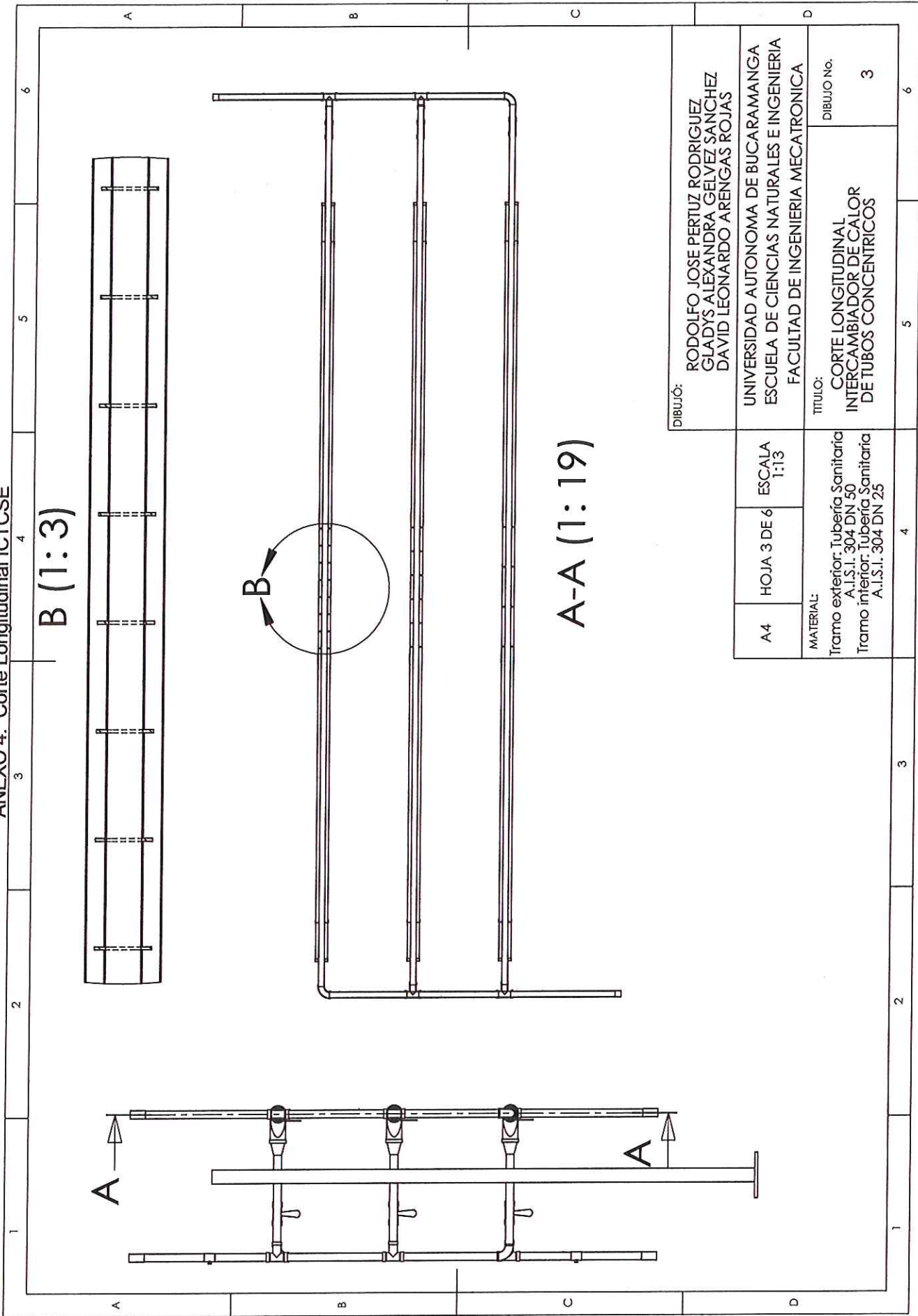
DIBUJÓ:
 DAVID LEONARDO ARENGAS ROJAS
 GLADYS LEONOR GELVEZ SANCHEZ
 RODRIGO JOSE PERIÚZ RODRIGUEZ

FECHÓ: Mayo de 2004

Revisó:

11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
12	11	10								

ANEXO 4. Corte Longitudinal ICTCSE



DIBUJÓ:

RODOLFO JOSE PERTUZ RODRIGUEZ
GLADYS ALEXANDRA GELVEZ SANCHEZ
DAVID LEONARDO ARENGAS ROJAS

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA
ESCUELA DE CIENCIAS NATURALES E INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECATRONICA

TITULO:

CORTE LONGITUDINAL
INTERCAMBIADOR DE CALOR
DE TUBOS CONCENTRICOS

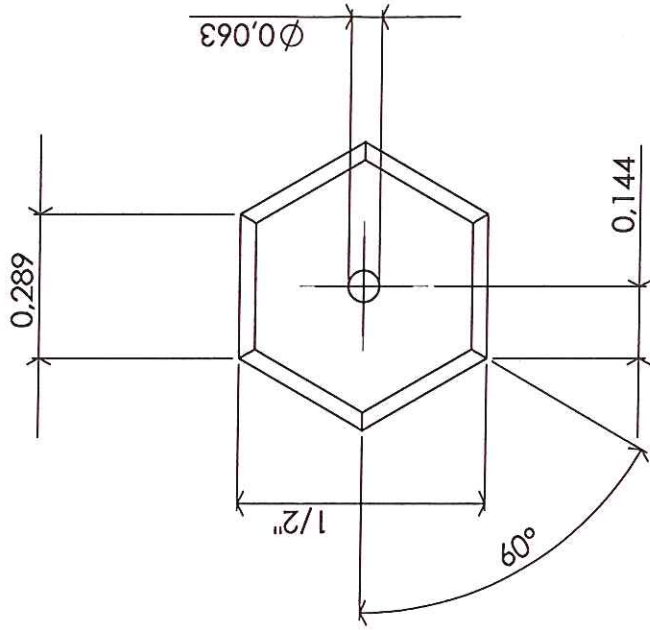
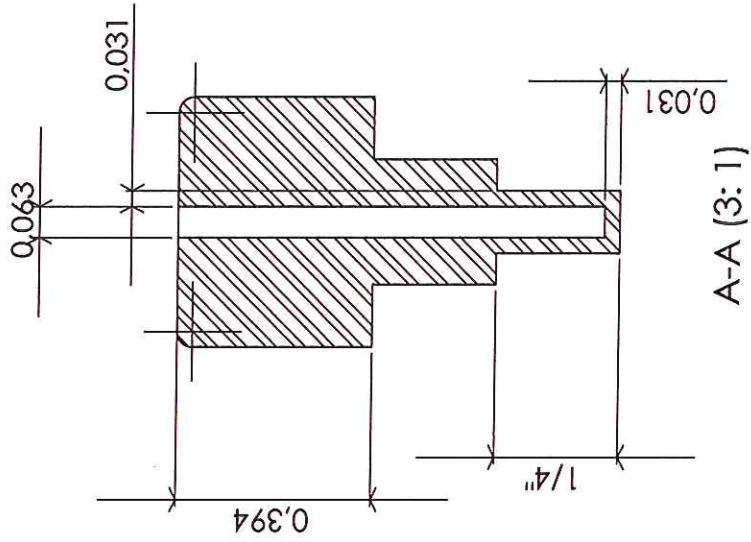
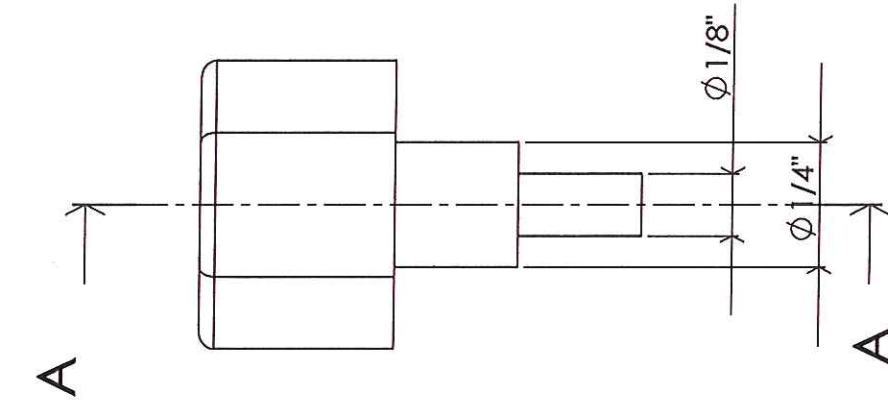
MATERIAL:

Tramo exterior: Tubería Sanitaria
A.I.S.I. 304 DN 50
Tramo interior: Tubería Sanitaria
A.I.S.I. 304 DN 25

DIBUJO No.

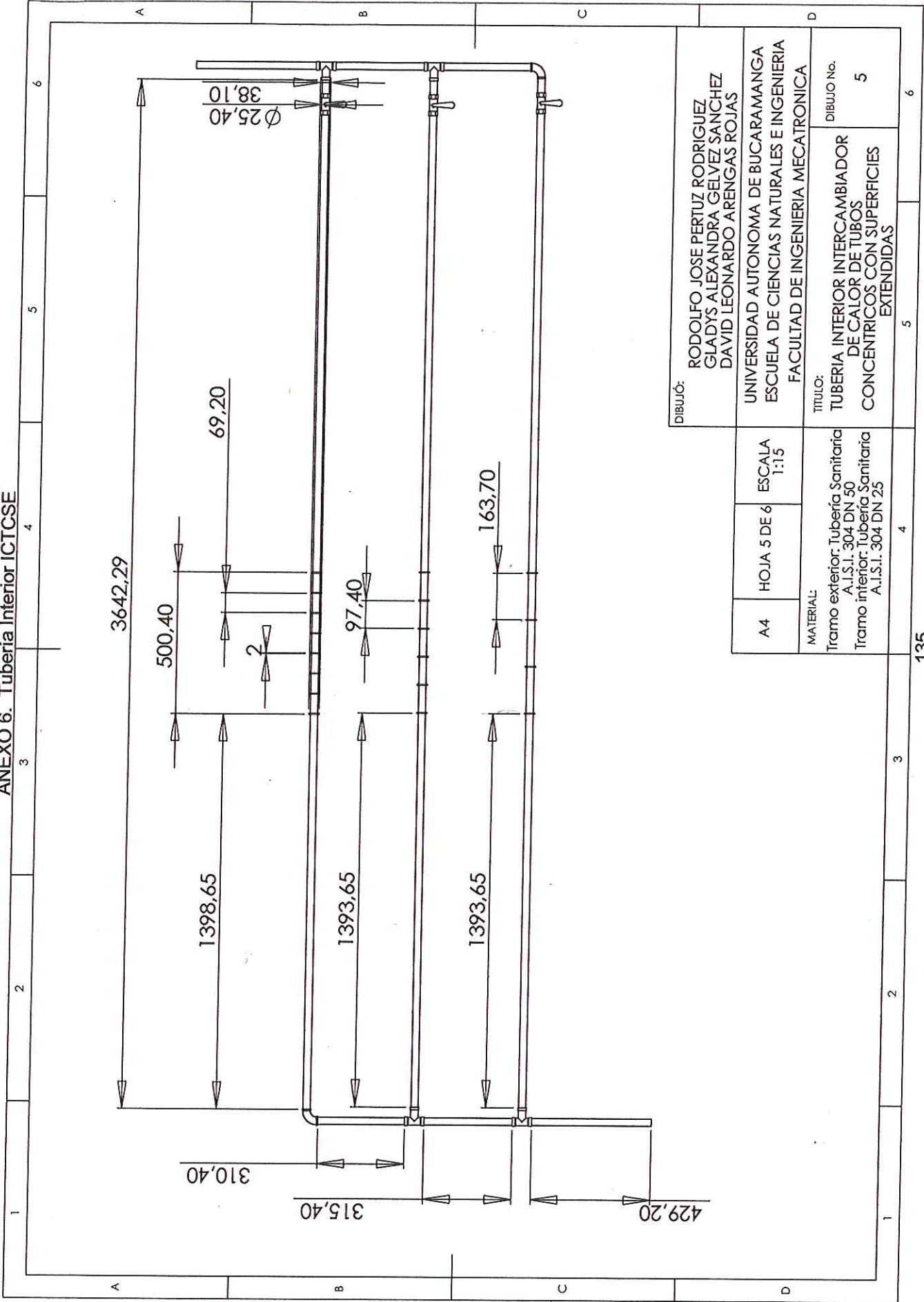
3

ANEXO 7. Termopozo para racor de 1/4"



DIBUJO:		RODOLFO JOSE PERTUZ RODRIGUEZ GLADYS ALEXANDRA GELVEZ SANCHEZ DAVID LEONARDO ARENGAS ROJAS	
A4	HOJA 6 DE 6	ESCALA 3:1	UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUARAMANGA ESCUELA DE CIENCIAS NATURALES E INGENIERIA FACULTAD DE INGENIERIA MECATRONICA
MATERIAL:		Cobre	TITULO: Termopozo para racores de 1/4"
			DIBUJO No. 6

ANEXO 6. Tubería Interior ICTCSE



DIBUJÓ:

RODOLFO JOSE PERTUZ RODRIGUEZ
GLADYS ALEXANDRA GELVEZ SANCHEZ
DAVID LEONARDO ARENGAS ROJAS

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE BUCARAMANGA
ESCUELA DE CIENCIAS NATURALES E INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECATRONICA

TITULO:

TUBERIA INTERCAMBIADOR
DE CALOR DE TUBOS
CONCENTRICOS CON SUPERFICIES
EXTENDIDAS

MATERIAL:

Tramo exterior: Tubería Sanitaria
A.I.S.I. 304 DN 50
Tramo interior: Tubería Sanitaria
A.I.S.I. 304 DN 25

A4

HOJA 5 DE 6

ESCALA
1:15

DIBUJO No.

5