

**DISEÑO DE UNA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL PARA LA
COMPROBACIÓN DEL DESEMPEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR
BAJO CONDICIONES AMBIENTALES CONTROLADAS DE TEMPERATURA,
HUMEDAD Y VELOCIDAD DE AIRE.**

JUAN MANUEL HILL FIGUEROA

PABLO ANDRES CUERVO RUBIO

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2013

**DISEÑO DE UNA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL PARA LA
COMPROBACIÓN DEL DESEMPEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR
BAJO CONDICIONES AMBIENTALES CONTROLADAS DE TEMPERATURA,
HUMEDAD Y VELOCIDAD DE AIRE.**

JUAN MANUEL HILL FIGUEROA

PABLO ANDRES CUERVO RUBIO

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

Director

JULIAN ERNESTO JARAMILLO IBARRA

Ph.D., Ing. Mecánico

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO – MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2013

DEDICATORIA

A la vida por todo lo aprendido y todo el porvenir.

A María Inés Figueroa por su arduo apoyo en todos estos años.

A mi familia.

Juan Manuel Hill Figueroa

DEDICATORIA

A Omar Rodríguez mi padre, por su arduo apoyo en todos estos años.

A todos mis familiares, que me motivaron de una u otra forma a culminar este gran trabajo.

A mis amigos.

Pablo Andrés Cuervo Rubio

AGRADECIMIENTOS

A Julián Ernesto Jaramillo Ibarra, Ph.D., director del proyecto y amigo, por su respaldo, confianza y colaboración oportuna.

A nuestros padres y familiares.

A todos nuestros amigos.

Juan Manuel Hill Figueroa

Pablo Andrés Cuervo Rubio

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	20
1 GENERALIDADES DE LA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL	21
2 DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE ALETA Y TUBOS	25
2.1 Introducción	27
2.2 Diseño analítico de los intercambiadores de calor de aletas y tubos	28
2.2.1 Análisis geométrico	35
2.2.2 Eficiencia de la superficie aleteada	37
2.2.3 Resistencia térmica para el aire seco	38
2.2.4 Resistencia del aire húmedo	39
2.2.5 Resistencia térmica del tubo	41
2.2.6 Resistencia térmica del metal húmedo	42
2.2.7 Resistencia del refrigerante	42
2.2.8 Caída de presión al lado aire	43
2.2.9 Análisis del modelo matemático	44
2.3 Cálculo del intercambiador de pruebas	47
2.3.1 Características geométricas del intercambiador de pruebas	48
2.3.2 Cálculo de las Resistencias térmicas del Intercambiador de Pruebas.	53
2.3.3 Calor retirado por el intercambiador de pruebas	57
2.4 Cálculo del intercambiador 1	60
2.4.1 Límites geométricos del intercambiador 1	61
2.4.2 Cálculo de las Resistencias térmicas del Intercambiador de Pruebas.	62
2.4.3 Calor retirado por el intercambiador 1	65
3 DISEÑO DEL EXPERIMENTO	68
3.1 Introducción	68

3.2	Metodología del experimento	68
3.3	Diseño del banco de pruebas	73
4	DISEÑO DE LA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL (CÁMARA CLIMÁTICA)	76
4.1	Introducción	76
4.2	Diseño de la infraestructura	76
5	DISEÑO DE LOS CIRCUITOS AIRE Y LÍQUIDO	83
5.1	Introducción	83
5.2	Diseño del circuito lado aire	84
5.2.1	Ducto de pruebas	84
5.2.2	Tubería de recirculación	96
5.2.3	Cálculo del lado aire	99
5.3	Diseño del circuito lado líquido	100
5.3.1	Diseño del intercambiador de calor 2	101
5.3.2	Diseño del circuito líquido secundario	115
5.3.3	Cálculo del circuito líquido Primario	119
6	SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA CÁMARA CLIMÁTICA	121
6.1	Selección de los componentes lado aire	121
6.1.1	Ventilador	121
6.1.2	Humidificador	123
6.1.3	Ducto de aire	125
6.1.4	Manta eléctrica (Refinamiento Térmico)	125
6.1.5	Compensador de presión	126
6.2	Selección de los componentes lado líquido	127
6.2.1	Bombas	127
6.2.1.1	SELECCIÓN DE LA BOMBA PARA EL CIRCUITO LADO LÍQUIDO (ETHYLENE GLYCOL)	127
6.2.1.2	SELECCIÓN DE LA BOMBA PARA EL CIRCUITO FRIGORÍFICO	

CON REFRIGERANTE R-134A.	129
6.2.2 Intercambiador de calor 2	130
6.2.3 Recipiente de refrigerante líquido R-134 ^a .	131
6.2.4 Sistema de desescarche	132
6.2.5 Selección de la máquina de frío	133
7 APARATOS ANEXOS AL CIRCUITO DE LA CÁMARA CLIMÁTICA	135
7.1 Válvulas	135
7.2 Tuberías	136
7.3 Variador de velocidad	138
8 CONTROL E INSTRUMENTACIÓN DE LA CÁMARA CLIMÁTICA	140
8.1 Instrumentación en el circuito lado aire	141
8.2 Instrumentación en el circuito de líquido refrigerante	144
9 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS	146
10 COSTOS	148
CONCLUSIONES	152
RECOMENDACIONES Y ACTUACIONES FUTURAS	154
BIBLIOGRAFIA	156
ANEXOS	159

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de la cámara climática, circuito de aire.	23
Figura 2. Esquema del circuito de líquido.	24
Figura 3. Diagrama de flujo para el diseño del intercambiador de calor.....	26
Figura 4. Intercambiador de aletas extendidas planas y tubos	27
Figura 5. Configuración característica de la temperatura de los fluidos para intercambiadores de diferentes configuraciones	28
Figura 6. Algoritmo base para el cálculo de intercambiadores de calor	29
Figura 7. Elementos de las resistencias térmicas de un intercambiador de calor.	29
Figura 8. Diagrama general térmico para un intercambiador operando seco-húmedo.	32
Figura 9. Temperatura de entrada y salida del aire en un evaporador.....	34
Figura 10. Intercambiador de calor de banco de tubos escalonados.	35
Figura 11. Superficie hexagonal para un banco de tubos escalonados	38
Figura 12. Relación entre las resistencias térmicas del metal.....	41
Figura 13. Factor de Colburn para soluciones de Ethylene Glycol.....	42
Figura 14. Caída de presión para intercambiadores de aleta y tubos.	43
Figura 15. Aletas corrugadas en un intercambiador.....	44
Figura 16. Esquema del algoritmo de diseño aplicado.....	46
Figura 17. Metodología de diseño del intercambiador de calor de aletas y tubos	47
Figura 18. Arreglos de los intercambiadores de tubos y aletas.	48
Figura 19. Intercambiador de calor.....	50
Figura 20. Nomenclatura de los intercambiadores.	60
Figura 21. Prueba en estado estable para intercambiadores de calor	70
Figura 22. Relación entre la efectividad y el NTU.	72
Figura 23. Diseño del ducto de pruebas [2].....	74
Figura 24. Piezómetro.	75
Figura 25. Conexión del transductor de presión diferencial	75
Figura 26. Plano del laboratorio de caracterización UIS Guatiguara.....	77

Figura 27. Modelo en 3D de la cámara climática.	78
Figura 28. Detalle de la junta de los paneles.....	79
Figura 29. Circuitos lado aire y líquido.	83
Figura 30. Ducto de pruebas.....	85
Figura 31. Esquema del ducto de pruebas.....	85
Figura 32. Contracción abrupta.....	87
Figura 33. Paneles Honeycomb	88
Figura 34. Pérdidas en intercambiadores de calor de aleta y tubos, McQuay® Water Cooling &Evaporator Coils.....	90
Figura 35. Separador de Gotas.....	91
Figura 36. Separador PG 20.	91
Figura 37. Pérdidas de presión a través del separador de gotas.	92
Figura 38. Grafica relación velocidad del aire y pérdida de presión.	93
Figura 39. Pérdida de presión en tubería Galvanizada.	95
Figura 40. Tubería de recirculación.....	96
Figura 41. Pérdida por fricción en tramo recto	97
Figura 42. Tipos de configuraciones de intercambiadores de calor.	102
Figura 43. Intercambiador de calor 1-n, con tubos en U.	103
Figura 44. Factores de corrección de la LMTD.	104
Figura 45. Tipos de arreglo.	105
Figura 46. Arreglo de pasos en los intercambiadores de calor de casco y tubo.	106
Figura 47. Gráfica para encontrar la holgura del intercambiador.	107
Figura 48. Curvas de transferencia de calor para el lado tubos.	109
Figura 49. Factores de fricción para el lado tubos.....	109
Figura 50. Curvas de transferencia de calor para el lado coraza con bafles.....	111
Figura 51. Corte de los bafles o deflectores.....	112
Figura 52. Factores de fricción para el lado carcasa.....	113
Figura 53. Arreglo de los tubos	115
Figura 54. Relación entre el factor de fricción y el número de Reynolds (Diagrama de Moody).	117
Figura 55. Coeficiente de pérdida para distintos tipos de configuraciones.....	118

Figura 56. Curvas características de un ventilador usando el software Casals...	122
Figura 57. Tamaño del ventilador a seleccionar.....	122
Figura 58. Humidificador de vapor por resistencias.	124
Figura 59. Tubos de evaporación.....	124
Figura 60. Ducto de recirculación.....	125
Figura 61. Válvula compensadora de presión.	127
Figura 62. Curvas características de una bomba de desplazamiento positivo del circuito de líquido secundario.	128
Figura 63. Diagrama del refrigerante 134a.....	129
Figura 64. Intercambiador de casco y tubos	130
Figura 65. Intercambiador FUNKE tipo C300.....	131
Figura 66. Tanque de almacenamiento.....	132
Figura 67. Máquina de frío o condensador Industrial.	133
Figura 68. Nomenclatura de los condensadores.....	134
Figura 69. Válvulas de solenoide.	135
Figura 70. Termoválvula.....	136
Figura 71. Selección de la tubería flexible.....	138
Figura 72. Variador de frecuencia	139
Figura 73. Variación del Reynolds vs el Colburn.....	140
Figura 74. Termocupla Tipo K.....	141
Figura 75. Transmisor de humedad Rotronic Hygroflex 5.	142
Figura 76. Flujómetro.	142
Figura 77. Transductor de presión diferencial.	143
Figura 78. Sensor RTD Pt100.	144
Figura 79. Flujómetro Promass 60.	145
Figura 80. Unidad de adquisición de datos Agilent.	147

LISTA DE TABLAS

Tabla 1 Número de tubos por fila y áreas frontales de evaporadores de la marca McQuay®.	49
Tabla 2. Datos geométricos de diseño	50
Tabla 3. Resultados Geométricos.	53
Tabla 4. Solución de las Resistencias térmicas del intercambiador de pruebas. ...	56
Tabla 5. Calor disipado por el intercambiador de pruebas.	59
Tabla 6. Datos de diseño preseleccionados.....	61
Tabla 7. Solución geométrica.	62
Tabla 8 Solución de las resistencias térmicas del Intercambiador 1	65
Tabla 9 Calor disipado por el Intercambiador 1	66
Tabla 10. Área de transferencia en pies cuadrados [14].	67
Tabla 11. Lista de espesores y coeficientes.....	78
Tabla 12. Tabla de dimensiones de la cámara climática.....	80
Tabla 13. Calor perdido por la cámara.	82
Tabla 14. Pérdidas en codos.....	98
Tabla 15. Pérdidas de presión dinámicas en el circuito aire de la cámara climática.	99
Tabla 16. Tubos sin soldadura y soldados para intercambiadores de calor.....	104
Tabla 17. Constantes para la ecuación del haz de tubos.....	107
Tabla 18. Geometría y calor transferido	115
Tabla 19. Número de Darcy-Weisbach para diversos tipos de material.....	116
Tabla 20. Pérdidas locales	118
Tabla 21. Pérdidas en el circuito de líquido secundario.	119
Tabla 22. Pérdidas en el circuito líquido primario.....	120
Tabla 23. Datos de geométricos del ventilador	123
Tabla 24. Dimensiones y pesos de tubería ANSI B-36	137
Tabla 25. Dimensiones de tubería flexible.	137
Tabla 26. Precisión de los instrumentos lado aire.	143

Tabla 27. Precisión de los instrumentos lado líquido.	145
Tabla 28. Sistema de adquisición de datos.	146
Tabla 29. Lista de costos.....	148

LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Planos	160
Anexo B. Solicitud de financiación	181

RESUMEN

TÍTULO:

DISEÑO DE UNA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL PARA LA COMPROBACIÓN DEL DESEMPEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR BAJO CONDICIONES AMBIENTALES CONTROLADAS DE TEMPERATURA, HUMEDAD Y VELOCIDAD DE AIRE.*

AUTORES:

Juan Manuel Hill Figueroa.

Pablo Andrés Cuervo Rubio**

PALABRAS CLAVES:

Intercambiadores de calor, Cámara climática, control.

DESCRIPCIÓN:

En este trabajo se presentan en forma estructurada los pasos para diseñar una cámara climática con sus respectivos circuitos de funcionamiento, haciendo un detallado diseño termohidráulico de un intercambiador de aletas y tubos, mostrando a continuación, la metodología usada para llevar a cabo este fin.

Se despliegan dos puntos importantes en el diseño de la cámara climática, primero, en este trabajo se hizo un esfuerzo por desarrollar un modelo matemático para el diseño de intercambiadores de aletas y tubos, recolectando información dispersa presentada por varios autores. Por ejemplo, se unificaron las correlaciones de la ASHRAE y la AHRI. Segundo, el diseño de las pruebas de testeo a intercambiadores de calor, el montaje experimental permitirá estudiar intercambiadores de tamaños entre 132 [m²] y 56[m²] de área de transferencia de calor, velocidades de aire de 300[FPM] hasta 700[FPM] y manejar diferencias de temperatura entre los fluidos a la entrada del intercambiador entre 20 [°C] y 50 [°C]. Además, la humedad relativa podrá variar entre 40% y 90%. El experimento se ciñe a estándares internacionales, con lo cual a futuro se podrá certificar los estudios realizados en el montaje diseñado. La infraestructura permite establecer la eficiencia de intercambio de calor del intercambiador estudiado y la caída de presión de los fluidos, los cuales son datos que servirán para un beneficio en la puesta en funcionamiento de los intercambiadores.

Se diseñó la cámara climática teniendo en cuenta factores económicos y de diseño, encontrando un punto de equilibrio, el cual dio como resultado una estructura sólida, segura y económica; consiguiendo una mejor respuesta estructural de la cámara climática; Además del diseño de los circuitos hidráulicos que dan un mayor control sobre la cámara climática al usarse el Ethylene glycol en una porcentaje de 50%.

*Trabajo de grado modalidad investigación.

**Facultad Ingenierías Físico-Mecánicas Escuela Ingeniería mecánica Director Julián Ernesto Jaramillo Ibarra

SUMMARY

TITLE:

EXPERIMENTAL DESIGN OF AN INFRASTRUCTURE FOR CHECKING PERFORMANCE OF HEAT EXCHANGERS UNDER CONTROLLED ENVIRONMENTAL CONDITIONS OF TEMPERATURE, HUMIDITY AND AIR VELOCITY.*

AUTHOR:

Juan Manuel Hill Figueroa
Pablo Andrés Cuervo Rubio**

KEY WORDS:

Heat Exchangers, climate chamber, control.

DESCRIPTION:

In this work are presented in a structured form the steps for designing a climatic chamber with their respective operating circuit, doing a detailed design of a thermohydraulic exchanger fins and tubing, showing then the methodology used to carry out this order.

Unfold two important points in the design of the climatic chamber, first, this work was made an effort to develop a mathematical model for the design of fin- and -tube exchangers, gathering dispersed information presented by several authors. For example, the correlations of the ASHRAE and the AHRI were unified. Second, the design of the tests from testing to heat exchangers, the experimental set-up will allow to study exchangers sizes between 132 [m ^ 2] and 56 [m ^ 2] of heat transfer areas, 300 air speeds [FPM] up to 700 [FPM] and manage differences of temperature between fluids entering the heat exchanger between 20 [° C] and 50 [° C]. In addition, the relative humidity can vary between 40% and 90%. The experiment adheres to international standards, with which future a study in the intended mounting is may be certified. The infrastructure allows establishing studied exchanger heat exchange efficiency and pressure drop of fluids, which are data that will serve as a benefit during the operation of heat exchangers.

The climatic chamber was designed taking into account economic and design factors, finding a point of balance, which resulted in a structure solid, safe and economical; getting a better structural response of the climatic chamber; In addition to the design of the hydraulic circuits that give greater control over the climatic chamber the use of Ethylene glycol in a percentage of 50%.

* Degree work. Investigation category.

**Faculty physical and mechanical engineering School mechanical engineering Thesis supervisor
Julian Ernesto Jaramillo Ibarra

INTRODUCCIÓN

El objetivo principal del proyecto es el diseño de una infraestructura experimental orientada a la validación de modelos de intercambiadores de calor de aletas y tubos, con el fin de estudiar en detalle el desempeño global y para generar datos que puedan ser utilizados en la evaluación de modelos numéricos. Dichas predicciones se basan en la simulación conjunta del flujo del fluido dentro de los tubos, el flujo de aire y la conducción del calor en los sólidos.

La infraestructura consta de dos circuitos: el circuito de aire dentro de la cámara, lo conforman la infraestructura (cámara climática), la cámara compensadora y el conducto de aire, asegurando un bucle cerrado de aire, el circuito de líquido se divide a su vez en un circuito primario, que no es más que un sistema de refrigeración externo, y un circuito secundario que se encarga de llevar el frío al interior de la cámara desde el circuito primario.

Un sistema de adquisición registra todos los datos que luego son enviados hacia un computador personal (PC). En el PC la información es postprocesada y usada para el debido monitoreo y control remoto del montaje experimental, tanto en el lado aire como en el lado líquido refrigerante.

Este trabajo inicia con una descripción del montaje experimental con sus dos circuitos, luego se explica el proceso seguido en el diseño de intercambiadores de calor de aleta y tubos; posteriormente se presenta la metodología usada para las pruebas de los mismos. Finalmente se presentan conclusiones y recomendaciones.

1 GENERALIDADES DE LA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL

En esta sección se presenta el concepto de la infraestructura experimental para el ensayo de intercambiadores de calor de aletas y tubos que utilizan los sistemas de refrigeración y aire acondicionado.

En conjunto, la infraestructura consiste principalmente de dos circuitos los cuales se analizarán por separado: el circuito de tratamiento de aire, el circuito de refrigerante líquido. El primero, el circuito de tratamiento de aire es una parte fundamental de la cámara climática, en la cual se realizarán las pruebas en los intercambiadores de calor de aleta y tubos. El segundo, el circuito de refrigerante líquido es un sistema de refrigeración de dos etapas. Cada circuito tiene un diseño específico y un control independiente. Tienen la tarea de asegurar unas condiciones controlables en la entrada del prototipo probado con el fin de medir su rendimiento.

En la infraestructura se estudia el desempeño global de los intercambiadores de calor de aletas y tubos. También servirá para la validación de las predicciones obtenidas de modelos matemáticos comúnmente usados en el diseño de intercambiadores de calor de este tipo.

Los circuitos considerados en la infraestructura son básicamente dos: i) el circuito de aire dentro de la cámara (ver Figura 1) y ii) el circuito de líquido. El último se divide a su vez en un circuito primario (sistema de refrigeración externo, ver Figura 2) y un circuito secundario que se encarga de llevar el frío al interior de la cámara (ver Figura 2). Un intercambiador de aletas y tubos se usa cuando los fluidos de trabajo son gas (lado aletas) y líquido (tubos). El gas seleccionado es el aire, el cual es mantenido a unas condiciones específicas (temperatura, humedad y caudal) a la entrada del intercambiador, por medio de humidificadores y resistencias eléctricas, situadas en la cámara de compensación ubicada en la parte superior de la cámara; el intercambio de calor del aire de la cámara climática

con el circuito de líquido secundario se hace por medio de un intercambiador adicional (ver Figuras 1 y 2). Se usó como líquido de intercambio el Ethylene glycol [6]. El intercambiador a probar está instalado dentro de la cámara, se mide la velocidad, la presión y temperatura del aire a la entrada y a la salida del intercambiador de prueba. Además, se controla el caudal de líquido y las presiones y temperaturas a la entrada y salida del intercambiador probado.

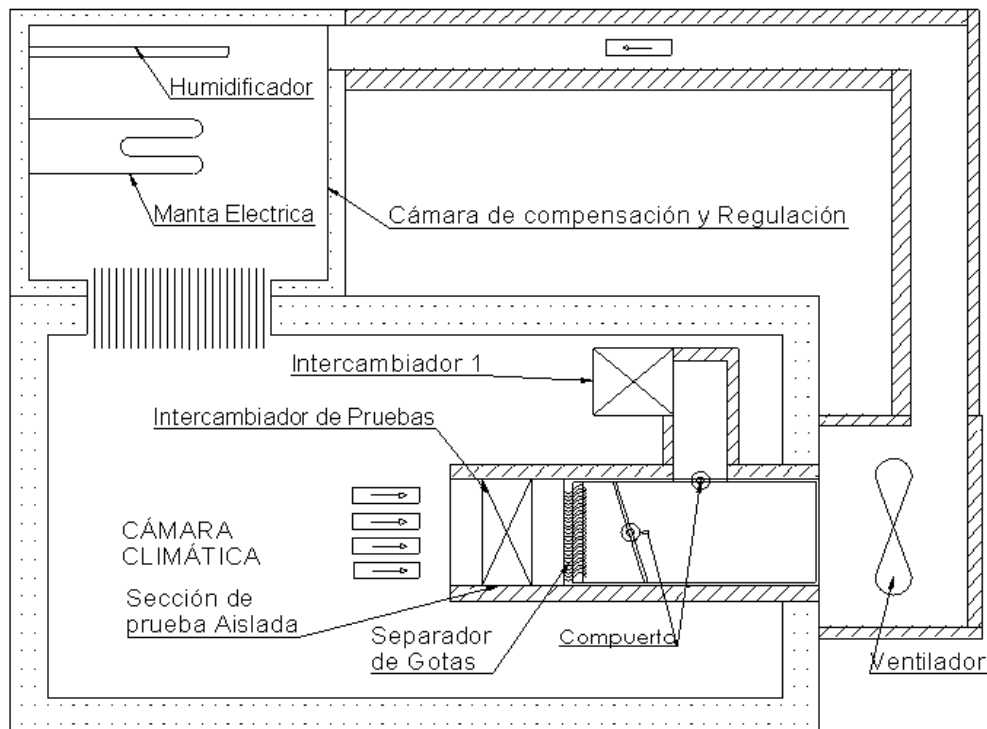
1.1 Sistema del circuito lado aire

Este circuito se usa para asegurar que se tienen unas condiciones controladas del aire en la entrada del intercambiador a probar. El circuito de aire consta de una cámara climática conectada a una cámara de regulación dónde se modifica la humedad del aire por medio de un humidificador y se refina la temperatura con una manta eléctrica (resistencias eléctricas) (véase la Figura 1). Las dos cámaras están conectadas por medio de un ducto circular. En la salida de la cámara climática se instala un ventilador para impulsar el aire.

Como se puede observar en la Figura 1, el prototipo de prueba (intercambiador) está montado dentro de la cámara climática en una sección del conducto que se encuentra aislado térmicamente (referida como una sección de prueba) que guía el aire y está adaptado para facilitar el montaje de los sensores necesarios para las pruebas. La sección de prueba está hecha a medida para adaptarse a la geometría específica del prototipo a estudiar. En la parte posterior del intercambiador de calor de prueba está instalado un separador de gotas con el fin de separar los condensados y evitar que el aire los arrastre. El condensado se drena en una bandeja, ubicada en la base del conducto y se recoge para medirlo.

Las paredes de la cámara climática y el piso son de construcción desmontable prefabricada, la estabilidad de la cámara, con respecto a la masa que agrega el humidificador, se consigue por medio de un compensador de presión instalado en una pared de la infraestructura; Como parte del proceso de diseño de la unidad, el ventilador y los intercambiadores, la tubería, el ducto y los componentes de la cámara de compensación, son calculados y seleccionados.

Figura 1. Esquema de la cámara climática, circuito de aire.



Fuente: Autores.

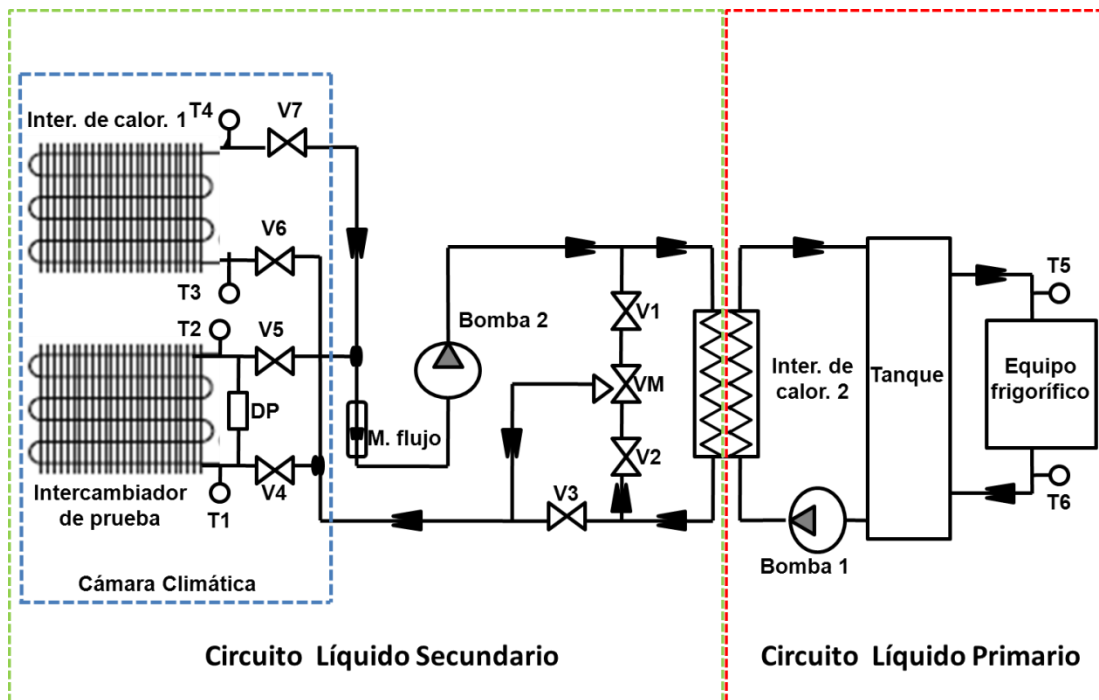
1.2 Sistema del circuito lado líquido

El circuito de lado líquido, está dividido en dos partes un circuito primario y un circuito secundario. Parte del circuito secundario entra en la cámara climática (véase Figura 2). Dentro de la cámara se instaló un intercambiador de calor adicional (Intercambiador de calor 1), que extrae el calor de la cámara climática

(lado aire). Este intercambiador está conectado en paralelo con el intercambiador de calor en el cual se realizan las pruebas (intercambiador de prueba, Figura 2).

El circuito líquido primario estará conectado al circuito líquido secundario por medio de un intercambiador de calor (intercambiador de calor 2) que transfiere calor hacia un depósito (tanque), el cual se usará para mantener una inercia térmica y tener un mayor control sobre la cámara. Este circuito retirará el calor del líquido depositado en el tanque por medio de un equipo frigorífico (véase Figura 2, línea roja), el cual utiliza refrigerante líquido (R-134a), siendo este uno de los refrigerantes más usados en la industria.

Figura 2. Esquema del circuito de líquido.



Fuente: Autores.

V= válvulas de cierre T= sensores de temperatura DP= Transductor de Presión diferencial
VM=Válvulas de mezclado térmico

2 DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR DE ALETA Y TUBOS

Los Intercambiadores de calor sirven para intercambiar calor entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas; tanto en la industria, como en la vida cotidiana, los intercambiadores de calor son usados en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire, hasta el control de procesos químicos y en la producción de energía en plantas energéticas; la clasificación de intercambiadores de calor es muy variada, existiendo clasificaciones de acuerdo a: proceso de transferencia de calor, proceso de construcción, arreglo de los fluidos, número de estos y a los mecanismos de intercambio de calor.

Los intercambiadores de calor de aletas y tubos son los más usados en la industria empleados en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado (condensadores y evaporadores) (Figura 4); los cuales tienen como medio de transferencia de calor dos fluidos un líquido y un gas, el gas se usa en el lado externo y generalmente es aire. El líquido circula por el interior de los tubos. Se tienen como los líquidos más comunes el agua, refrigerantes volátiles y Ethylene Glycol.

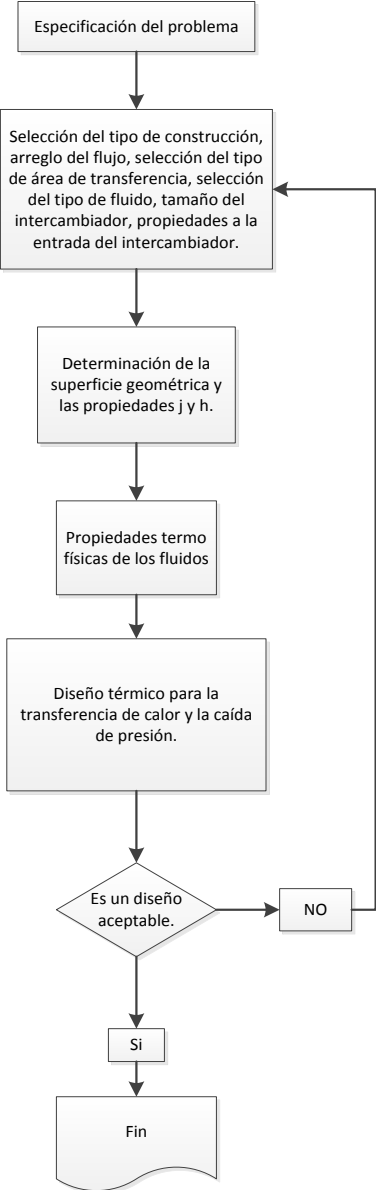
Para comenzar con el diseño de los intercambiadores se tendrán en cuenta las siguientes características¹.

- ◆ Especificaciones del proceso de diseño.
- ◆ Diseño termo hidráulico.
- ◆ Diseño mecánico.
- ◆ Consideraciones de costo y manufactura.

¹ *Metodología de diseño de intercambiadores de calor aplicada por KAYS and LONDON, 1998.*

En la Figura 3 se propone un diagrama de flujo para analizar intercambiadores de calor.

Figura 3. Diagrama de flujo para el diseño del intercambiador de calor



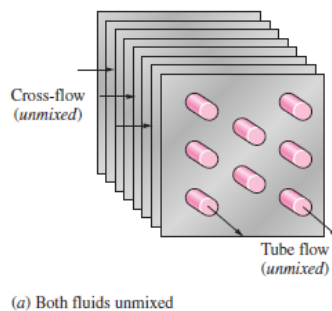
Fuente: Autores.

Para comenzar con el diseño del intercambiador de calor se deben tener en cuenta dos posibles opciones:

- 1) Conocer las propiedades de entrada y salida de los fluidos, para de esta manera encontrar la geometría apropiada.
- 2) Conocer la geometría del intercambiador de calor y una de las condiciones deseadas en la entrada o en la salida.

Como se mostró en la Figura 2, en el diseño preliminar se estableció el uso de tres intercambiadores de calor, los dos primeros estarán dentro de la cámara climática; llamados, el intercambiador de pruebas y el intercambiador 1, los cuales serán de aletas extendidas y tubos, véase Figura 4; el tercero será un intercambiador líquido-líquido de casco y tubos.

Figura 4. Intercambiador de aletas extendidas planas y tubos

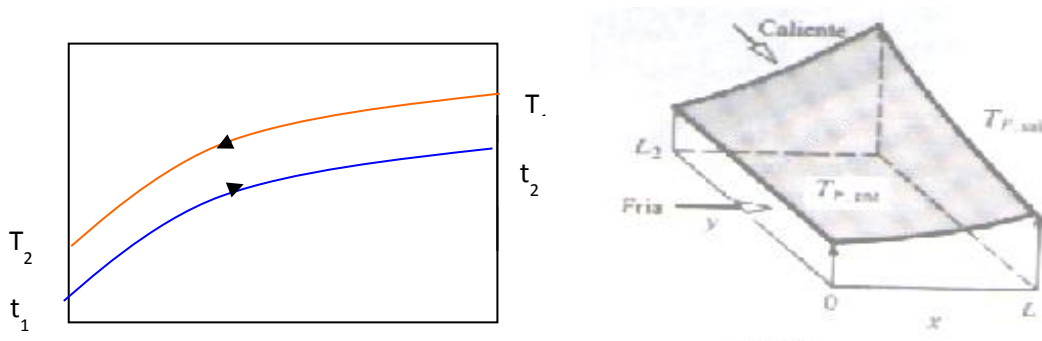


Fuente: Transferencia de Calor, Cengel segunda edición [11].

2.1 Introducción

En esta parte del capítulo se centra en el diseño del intercambiador de pruebas y del Intercambiador de calor 1, los cuales funcionan como intercambiadores deshumidificadores. En estos intercambiadores se usará un modelamiento de configuración de temperaturas para contracorriente; como se muestra en la Figura 5. La ASHRAE [6] propone un modelo matemático para el análisis de este tipo de intercambiadores donde se tiene en cuenta el cambio de fase que sufre el vapor de agua que contiene el aire, en donde se puede tener una superficie seca y una húmeda; en este caso se asumirá que la superficie estará húmeda.

Figura 5. Configuración característica de la temperatura de los fluidos para intercambiadores de diferentes configuraciones



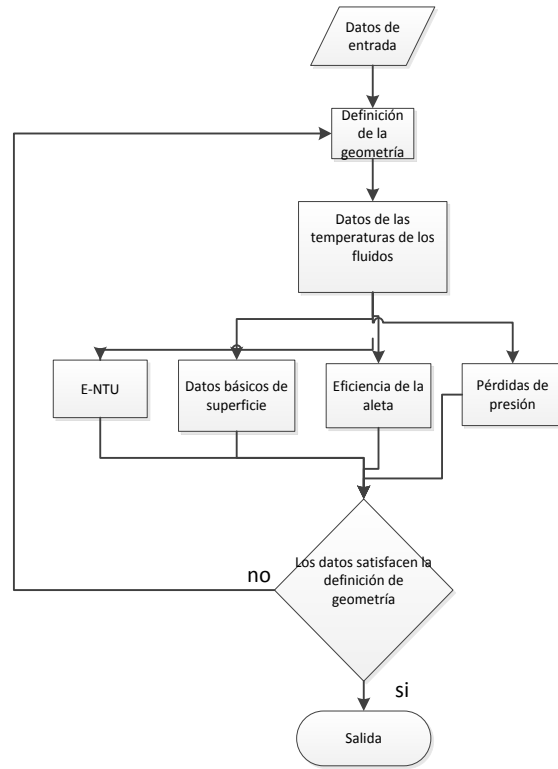
Fuente: Transferencia de Calor; A.F. Mills [12].

2.2 Diseño analítico de los intercambiadores de calor de aletas y tubos

Para el diseño de los intercambiadores de calor se usan modelos analíticos unidimensionales E-NTU [1]. La metodología usada en el diseño de los intercambiadores es descrita en detalle en este trabajo. A continuación se explica el diseño de los intercambiadores de aletas y tubos. El diseño termo-hidráulico de estos intercambiadores, denotados como de prueba y 1 en la Figura 1, es realizado teniendo en cuenta estándares internacionales [3, 4, 5]. El análisis de los intercambiadores gas-líquido se basa en el proceso de condensación en la superficie aleteada.

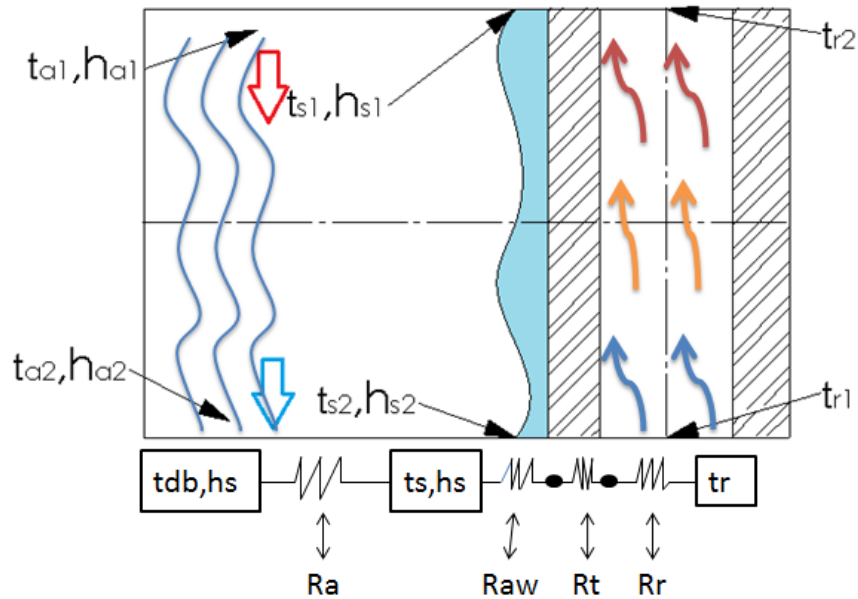
En primer lugar, considerando los parámetros geométricos se hallan las áreas de transferencia de calor. Luego, por medio del número de Colburn "[j]", se evalúan los coeficientes convectivos de transferencia de calor "[h]" y posteriormente la eficiencia de la superficie aleteada [3,6]. Para cerrar el algoritmo de cálculo se usa el modelo de resistencias térmicas propuesto por la ASHRAE [5]. El algoritmo empleado para diseñar los intercambiadores de calor de aletas y tubos presentes en este trabajo se muestra en la Figura 6 y 16; a continuación se muestran las formulas básicas utilizadas en el proceso de diseño con sus respectivas referencias.

Figura 6. Algoritmo base para el cálculo de intercambiadores de calor



Fuente: Autores.

Figura 7. Elementos de las resistencias térmicas de un intercambiador de calor.



Fuente: Autores.

En donde:

t_a = Temperatura del aire.

h_a = Entalpia del aire.

t_s = Temperatura de superficie.

h_s = Entalpia de superficie.

t_r = Temperatura del refrigerante.

t_{db} = Temperatura de bulbo seco.

R_a = Resistencia del aire.

R_{aw} = Resistencia del aire húmedo.

R_t = Resistencia del tubo

R_r = Resistencia del refrigerante.

Los subíndices 1 y 2 indican entrada y salida de los fluidos respectivamente. La ecuación (2.1) corresponde al balance de energía para el lado aire y se obtiene después de integrar sobre toda la superficie del intercambiador.

$$Q_t = \dot{M}_a(h_{a1} - (h_{a2} + h_w)) \quad (2.1)$$

Dónde:

Q_t = Calor total transferido [W].

\dot{M}_a = Flujo másico [Kg/s].

h_{a1} = Entalpia del aire a la entrada [J/Kg].

h_{a2} = Entalpia del aire a la salida [J/Kg].

h_w = Entalpia del vapor de agua condensada [J/Kg].

El calor total transferido desde la interface aire-condensado al refrigerante es [5]:

$$Q_t = \frac{A \cdot \Delta t_m}{R_{mw} + R_r} \quad [W] \quad (2.2)$$

Dónde:

A = Área máxima de transferencia de calor [m^2].

R_{mw} = Resistencia térmica del metal húmedo [$m^2 \cdot ^\circ C/W$].

R_r = Resistencia térmica del refrigerante [$m^2 \cdot ^\circ C/W$].

Δt_m = Diferencia media logarítmica de temperaturas entre la pared interior del tubo y el refrigerante [$^\circ C$].

$$\Delta t_m = \frac{(t_{sb} - t_{r1}) - (t_{s2} - t_{r1})}{\ln\left(\frac{t_{sb} - t_{r1}}{t_{s2} - t_{r1}}\right)} \quad (2.2b)$$

t_{sb} = Temperatura de punto de rocío del aire a la entrada del intercambiador de calor [$^\circ C$] (ver Fig. 8).

t_{r1} = Temperatura del refrigerante a la entrada [$^\circ C$].

t_{s2} = Temperatura de la superficie húmeda del intercambiador a la salida [$^\circ C$].

La ecuación (2.3) expresa el calor transferido entre el aire y la superficie exterior del tubo en términos de entalpías [5].

$$Q_t = \frac{A \cdot \Delta h_m}{R_{aw} \cdot C p_a} \quad (2.3)$$

R_{aw} = Resistencia térmica del aire húmedo [$m^2 \cdot ^\circ C/W$].

$C p_a$ = Calor específico del aire [$J/Kg \cdot ^\circ C$].

Δh_m = Diferencia media logarítmica de entalpía entre la superficie húmeda y el aire.

$$\Delta h_m = \frac{(h_{a1} - h_{sb}) - (h_{a2} - h_{s2})}{\ln\left(\frac{h_{a1} - h_{sb}}{h_{a2} - h_{s2}}\right)} \quad (2.3b)$$

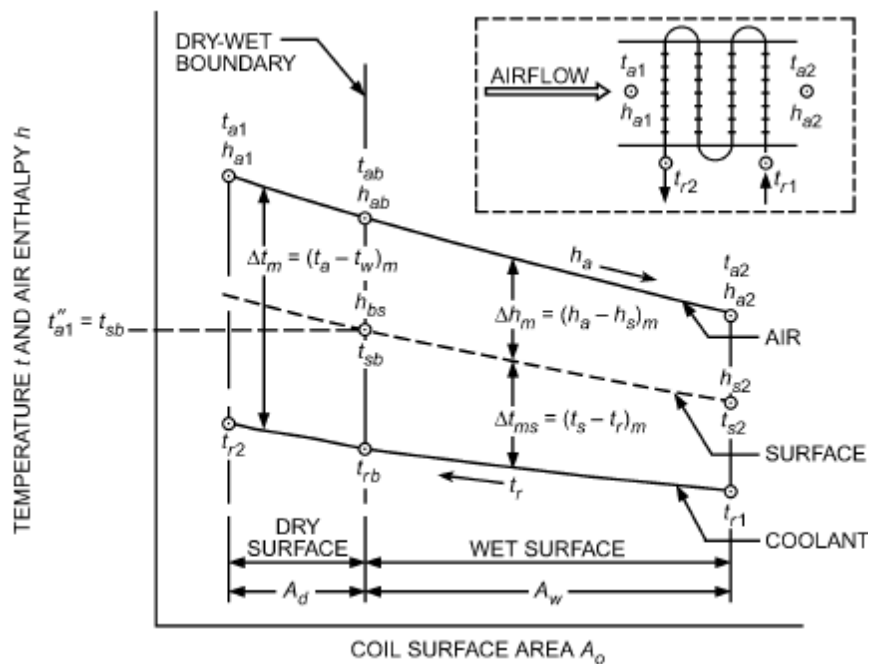
h_{sb} = Entalpia del aire a la entrada del intercambiador a la temperatura de punto de rocío [J/Kg].

h_{a1} = Entalpia del aire a la entrada [J/Kg].

h_{s2} = Entalpia de la superficie húmeda del intercambiador a la salida [J/Kg].

El análisis de los balances energéticos entre el lado aire y la superficie húmeda (asumiendo que la superficie del intercambiador estará totalmente húmeda) son analizados por medio de la Figura 8, [5].

Figura 8. Diagrama general térmico para un intercambiador operando seco-húmedo.



Fuente: 2008 ASHRAE Handbook- HVAC Systems and Equipment (SI) [5].

El calor que absorbe el refrigerante está dado por [5]:

$$Q_t = \dot{M}_r c_{p_r} (t_{r2} - t_{r1}) \quad (2.4)$$

Dónde:

\dot{M}_r = Flujo másico del refrigerante [$\frac{Kg}{s}$].

c_{p_r} = Poder calorífico específico a presión constante del refrigerante [J/Kg-°C].

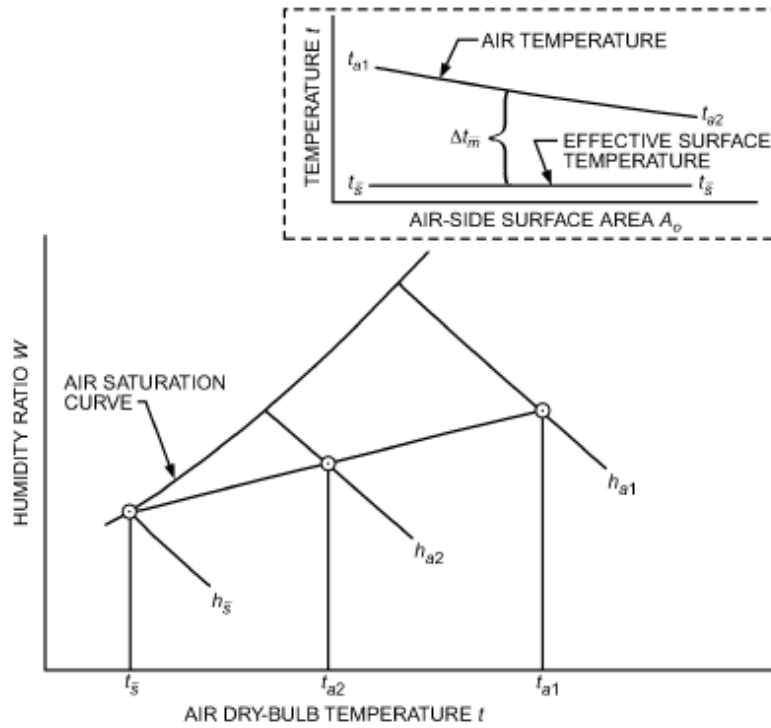
Se analizan estos balances de energía por medio de un coeficiente característico C, el cual se calcula usando (2.5) o (2.5a) [5]:

$$C = \frac{(R_{mw} + R_r)}{c_{p_a} * R_{aw}} \quad (2.5)$$

$$C = \frac{(t_{sb} - t_2)}{(h_{a1} - h_{sb})} \quad (2.5a)$$

Para evaluar la transferencia de calor desde el aire a la entrada hacia el intercambiador (véase Figura 8), el valor de la temperatura del aire se asumirá a la temperatura de superficie efectiva $t_{\bar{s}}$, la cual teóricamente representa el valor de temperatura ADP (acrónimo del inglés para punto de rocío de la unidad), véase Figura 9. Ya que si se sigue la línea de temperatura del aire descrita por las condiciones de entrada y salida t_{a1} y t_{a2} , hasta intersectarla con la línea de saturación, se obtendrá la temperatura de ADP de la unidad. Entonces al estar limitada la temperatura de salida del aire por la temperatura de la superficie efectiva, el intercambiador se comporta como un intercambiador de calor de un solo paso.

Figura 9. Temperatura de entrada y salida del aire en un evaporador



Fuente: ASHRAE. Hvac Systems and Equipment [5].

Para calcular esta temperatura la ASHRAE [6], propone unas ecuaciones por medio del número de unidades térmicas NTU, el cual llamaremos c_{NTU}

$$c_{NTU} = \frac{A}{\dot{M}_a c_p R_{ad}} \quad (2.6)$$

$$h_{\bar{s}} = h_{a1} - \frac{h_{a1} - h_{a2}}{1 - e^{-c_{NTU}}} \text{ [J/Kg]}. \quad (2.7)$$

$$t_{a2} = t_{\bar{s}} + e^{-c_{NTU}} (t_{a1} - t_{\bar{s}}) \text{ [}^\circ\text{C]}. \quad (2.8)$$

2.2.1 Análisis geométrico

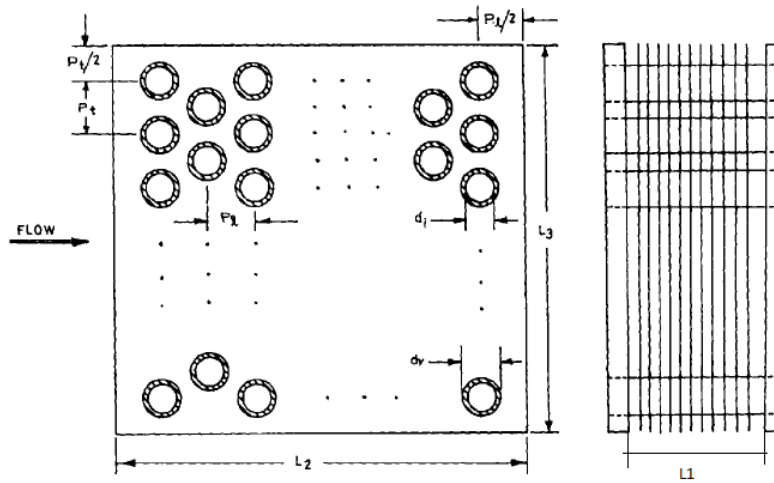
Antes de realizar el análisis térmico, es necesario hacer un análisis geométrico del intercambiador de calor (véase Figura 10) para determinar las áreas asociadas a la transferencia de calor [3], es decir, la de los tubos expuestos (área primaria, A_p) y al área de las aletas (área secundaria, A_f).

$$A = A_p + A_f \text{ [m}^2\text{]}. \quad (2.9)$$

Dónde:

A= área total de transferencia de calor.

Figura 10. Intercambiador de calor de banco de tubos escalonados.



Fuente: Heat exchanger design handbook [3].

Se empieza por encontrar las ecuaciones que resuelvan el problema matemático y limitan la geometría del intercambiador de calor [7].

$$A_p = \pi d_r (L_1 - t_f N_f L_1) N_t + 2(L_2 L_3 - \frac{\pi d_r^2}{4} N_t) \quad (2.10)$$

A_p = Área primaria de transferencia de calor, área de los tubos expuestos [m^2].

d_r = Diámetro externo de los tubos [m].

L_1 = Longitud de los tubos [m].

L_2 = Ancho de la sección transversal del intercambiador [m].

L_3 = Alto de la sección transversal del intercambiador [m].

t_f = Espesor de la aleta [m].

N_f = Número de aletas en la longitud de los tubos.

N_t = Número total de tubos.

$$N_t = N_{txf} \left(\frac{N_{filas} + 1}{2} \right) + (N_{txf} - 1) \left(\frac{N_{filas} - 1}{2} \right) \quad (2.11)$$

N_{txf} = Numero de tubos por fila

$$A_f = 2 \left(L_2 L_3 - \frac{\pi d_r^2 N_t}{4} \right) N_f L_1 + 2 L_3 t_f N_f L_1 \quad (2.12)$$

Área mínima de flujo A_o :

$$A_o = \left(\left(\frac{L_3}{P_l} - 1 \right) Z + P_t - d_r - (P_t - d_r) t_f N_f \right) L_1 \quad (2.13)$$

P_l = paso longitudinal entre los tubos [m].

P_t = Paso transversal entre los tubos [m].

Z = Factor de corrección.

Z es determinado de la siguiente manera:

$$Z = 2x \quad \text{si} \quad 2x < 2y \quad (2.13a)$$

$$Z = 2y \quad \text{si} \quad 2y < 2x \quad (2.13b)$$

Donde “x” y “y” son:

$$x = 0.5 * (P_t - d_r - (P_t - d_r) t_f N_f) \quad (2.14a)$$

$$y = \left(\left(\frac{P_t}{2} \right)^2 + P_l^2 \right)^{0.5} - d_r - (P_t - d_r)t_f N_f L_1 \quad (2.14b)$$

2.2.2 Eficiencia de la superficie aleteada

Dentro del proceso de diseño de los intercambiadores de aletas y tubos, se ha de determinar la eficiencia de la superficie aleteada que aparecerá en la evaluación de la resistencia térmica del metal húmedo (ver sección 2.2.6). En este trabajo se ha usado una para un banco de tubos escalonados, la cual es obtenida de las ecuaciones presentadas en el Handbook de la ASHRAE [6].

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad (2.15)$$

Dónde:

η = Eficiencia de la superficie aleteada

η_f = Eficiencia de la aleta

Para determinar la eficiencia de la aleta se usa la fórmula de Schmidt [3] dada por la siguiente ecuación:

$$\eta_f = \frac{\tanh(m_f * r_f)}{m_f * r_f} \quad (2.15a)$$

$$m_f = \sqrt{2h_{aw} \left(\frac{1 + \frac{t_f}{r_f}}{k_f t_f} \right)} \quad (2.15b)$$

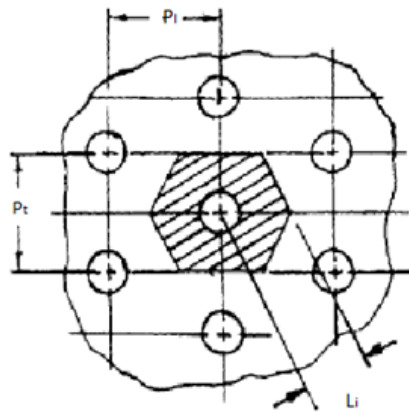
k_f = Conductividad térmica de la aleta, Tabla N° 3; standard AHRI [4].

Schmidt [3] amplió la fórmula de eficiencia para aleta circular expresada en la Ecuación (2.15a) a las superficies de aleta de diseño rectangular y hexagonal como se muestra en la Figura 11. La modificación introducida se realiza mediante

la aproximación de una aleta hexagonal a una de forma circular estándar, para lo cual se encuentra un radio equivalente ("r_f"). La expresión para la relación entre el radio de la aleta hexagonal y la aleta circular con radio equivalente, se puede evaluar así:

$$r_f = \sqrt{\frac{2\sqrt{3}}{\pi}} * \frac{\sqrt{P_t^2 + P_l^2}}{2} \quad [m]. \quad (2.15c)$$

Figura 11. Superficie hexagonal para un banco de tubos escalonados



Fuente: Heat Exchanger Design Handbook [3].

2.2.3 Resistencia térmica para el aire seco

$$R_{ad} = \frac{1}{h_{ad}} \quad \left[\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} \right]. \quad (2.16)$$

Para evaluar la resistencia del aire seco R_{ad}, se necesita el coeficiente de transferencia de calor por convección para el aire seco h_{ad}. Este se calcula usando el Reynolds de collarín [7].

$$Re_{dc} = \frac{\rho_a u_m d_c}{\mu_a A_o} \quad (2.17)$$

d_c = Diámetro de collarín es el diámetro externo más dos veces el espesor de la aleta.

ρ_a = densidad del aire seco $[\frac{Kg}{m^3}]$.

u_m = velocidad máxima entre el escalonamiento de los tubos $[\frac{m}{s}]$.

Con el número de Reynolds hallamos el coeficiente de Colburn. El modelo matemático que se asume para la correlación de Colburn en el diseño de los intercambiadores de calor de aleta y tubos es el propuesto por Wang & Chi [1,7].

$$j = 0.086 * Re_{dc}^{c3} * N_f^{c4} * \left(\frac{P_f}{d_c}\right)^{c5} * \left(\frac{P_f}{d_h}\right)^{c6} * \left(\frac{P_f}{P_t}\right)^{-0.93} \quad (2.18)$$

$$c3 = -0.361 - \frac{0.042 N_f}{\ln Re_{dc}} + 0.158 \ln(N_f \left(\frac{P_f}{d_c}\right)^{0.41}) \quad (2.18a)$$

$$c4 = -1.224 - \frac{0.076 \left(\frac{P_t}{d_h}\right)^{1.42}}{\ln Re_{dc}} \quad (2.18b)$$

$$c5 = -0.083 + \frac{0.058 N_f}{\ln Re_{dc}} \quad (2.18c)$$

$$c6 = -5.735 + 1.21 \ln \frac{Re_{dc}}{N_f} \quad (2.18d)$$

$$h_{ad} = \frac{(j * u_m * \rho_a)}{Pr^{2/3}} [W/m^2 - ^\circ C]. \quad (2.19)$$

2.2.4 Resistencia del aire húmedo

La normativa AHRI [4] propone un modelo de transferencia de calor que se puede resumir como sigue: en la zona cercana a las aletas, el aire se encuentra saturado, es decir, con humedades relativas de uno y en mezcla con el agua condensada, mientras que en los sitios alejados de las aletas el aire no se

encuentra a esta humedad y no está mezclado con agua. Por lo tanto el coeficiente de transferencia de calor para el aire húmedo se determina por la siguiente expresión:

$$R_{aw} = \left(\frac{1}{h_{aw}}\right) * \left(\frac{m}{c_{pa}}\right) [m^2 - ^\circ C/W] \quad (2.20)$$

Dónde:

h_{aw} = Coeficiente de transferencia de calor para el aire húmedo [$W/m^2 - ^\circ C$].

m = Relación que se define como la diferencia entre las entalpías específicas del aire saturado a la temperatura de superficie $0.5[^\circ C]$ por encima de la temperatura de bulbo húmedo y $0.5[^\circ C]$ por debajo [$W/m^2 - ^\circ C$]. Para determinar este coeficiente de transferencia de calor es necesario tener en cuenta un modelo de transferencia de masa y asumir que el número de Lewis es igual uno [11].

$$\dot{M}_a * h_{masa} * dh = \dot{M}_a * h_{aw} * dt \quad (2.20a)$$

$$\frac{h_{ad}}{c_{pa}} dh = h_{aw} * dt \quad (2.20b)$$

$$h_{aw} = \frac{h_{ad}}{c_{pa}} * \frac{dh}{dt} \quad (2.20c)$$

$$m = \frac{dh}{dt} = h_{a+0.5} - h_{a-0.5} \quad (2.20d)$$

$$h_{aw} = h_{ad} * \frac{m}{c_{pa}} \quad (2.20e)$$

Dónde:

h_{ad} = Coeficiente de transferencia de calor para el aire seco [$W/m^2 - ^\circ C$].

c_{pa} = Calor específico del aire [$J/Kg - ^\circ C$].

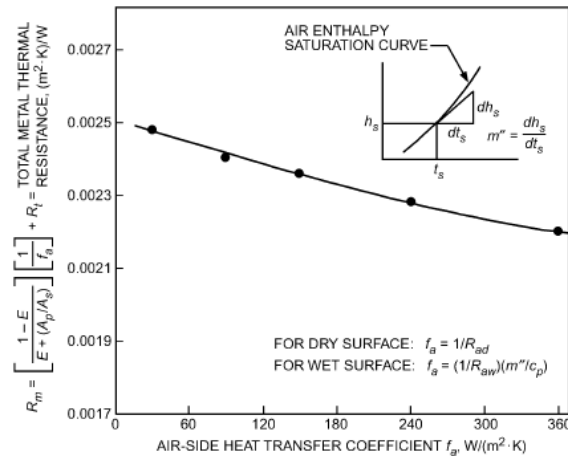
h_{masa} = Coeficiente de transferencia de masa [$W/m^2 - ^\circ C$].

dh = Diferencial de entalpía del aire húmedo cercano a la superficie de transferencia de calor [J/Kg].

dt = Diferencial de temperatura del aire cercano a la superficie de transferencia [$^\circ C$].

$h_{a+0.5}; h_{a-0.5}$ = Entalpias específicas del aire saturado a la temperatura de superficie 0.5 [°C] grados por encima de la temperatura de bulbo húmedo y 0.5 [°C] por debajo. Esto se hace para determinar la porción de m es necesario discretizar el cálculo de los diferenciales y se asume un dt de 1[25].

Figura 12. Relación entre las resistencias térmicas del metal



Fuente: ASHRAE. Hvac Systems and Equipment 2008 [5].

2.2.5 Resistencia térmica del tubo

La Resistencia térmica del tubo es [4]:

$$R_{tubo} = \frac{B}{2 \cdot K_t} \ln\left(\frac{d_r}{d_i}\right) \quad (2.21)$$

Dónde:

B = Relación de áreas $\frac{A}{A_i}$

A_i = Área interna del tubo [m^2].

K_t = Conductividad térmica del tubo [$\frac{W}{m \cdot c}$].

d_i = Diámetro interno del tubo [m].

2.2.6 Resistencia térmica del metal húmedo

La resistencia térmica del metal es calculada a partir de las ecuaciones del AHRI standard 410-2001 [4].

$$R_{mw} = R_{tubo} + E * \frac{1}{h_{aw}} \quad (2.22)$$

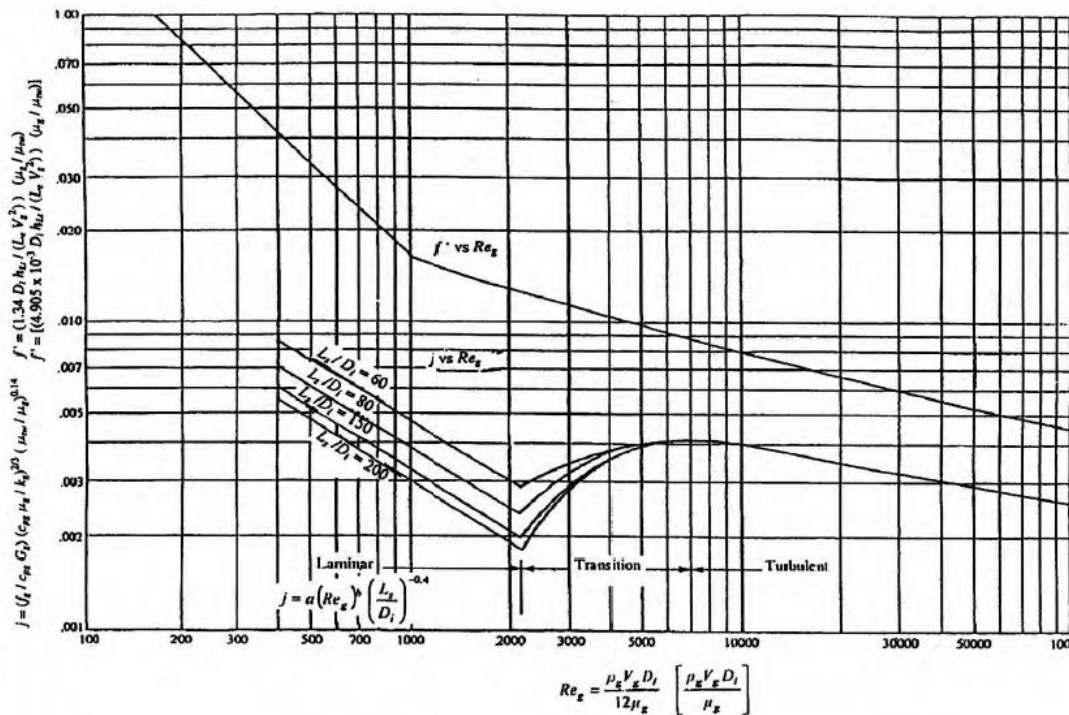
$$E = \frac{(1-\eta)}{\eta} \quad (2.22a)$$

Dónde la η es calculada con la ecuación (2.15).

2.2.7 Resistencia del refrigerante

Para calcular la resistencia térmica del medio refrigerante, se usa la gráfica de la normativa estándar AHRI [4], de acuerdo a la Figura 13.

Figura 13. Factor de Colburn para soluciones de Ethylene Glycol.



Fuente: Standard AHRI 410 [4].

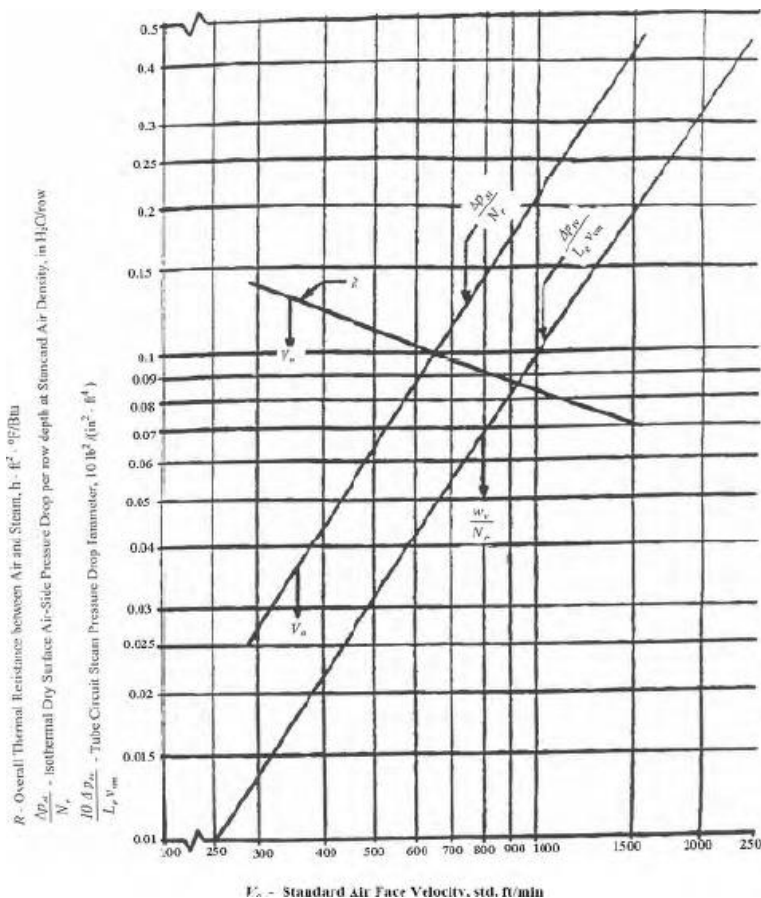
En esta gráfica se puede obtener el coeficiente de transferencia de calor para soluciones de Ethylene Glycol, para determinar la resistencia térmica del refrigerante [4].

$$R_r = \frac{B}{h_r} \left[\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} \right]. \quad (2.23)$$

2.2.8 Caída de presión al lado aire

La caída de presión será tomada de las tablas del Standard AHRI 410 [4]. Véase Figura 14.

Figura 14. Caída de presión para intercambiadores de aleta y tubos.



Fuente: Standard AHRI 410; Pg. 55 [4].

Para utilizar la gráfica se debe entrar con el valor de la velocidad en el eje horizontal de la gráfica y continuar verticalmente hasta encontrarse con las líneas inclinadas. El valor de la caída de presión en el aire se lee en el eje vertical izquierdo.

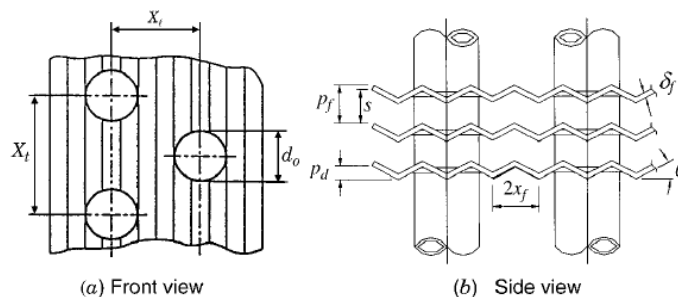
2.2.9 Análisis del modelo matemático

El modelo matemático usado para el intercambiador de aletas y tubos está restringido por la geometría y esta a su vez limita los coeficientes de transferencia de calor, la correlación usada para el lado aire es la propuesta por Wang & Chi (2000) [6], ecuación (2.18). Esta correlación considera las aletas lisas, no obstante, la geometría de las aletas en un intercambiador son variadas, algunas como la Figura 15 son corrugadas, ayudan aumentando la turbulencia a su paso por ellas y a su vez la transferencia de calor en el intercambiador. En este trabajo, para disminuir la complejidad involucrada en el modelo, se ha presentado un modelo más global, que se aproxime a las diversas formas de aletas, ecuación (2.18). Sin embargo, esta correlación sólo es válida para los siguientes rangos geométricos:

$$300 \leq Re_{dc} \leq 20000, \quad 6.9 \leq d_c \leq 13.6[mm], \quad 1.3 \leq d_h \leq 9.37[mm], \quad 20.4 \leq P_t \leq 31.8[mm],$$

$$12.7 \leq P_l \leq 32 [mm], \quad 1.0 \leq P_f \leq 8.7 [mm], \quad 1 \leq N_{filas} \leq 6.$$

Figura 15. Aletas corrugadas en un intercambiador.



Fuente: Fundamentals of Heat Exchanger Design [7].

Otra correlación existente que también es una buena aproximación es la propuesta por Gray & Webb [3].

$$j_4 = 0,14 * RE_{dc}^{-0,328} * \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{-0,502} * \left(\frac{s}{d_r}\right)^{0,0312} \quad (2.24)$$

$$\frac{j}{j_4} = 0,991 * \left(2,24 * RE_{dc}^{-0,092} * \left(\frac{N_{filas}}{4}\right)^{-0,031}\right)^{0,607 * (4 - N_{filas})} \quad (2.24a)$$

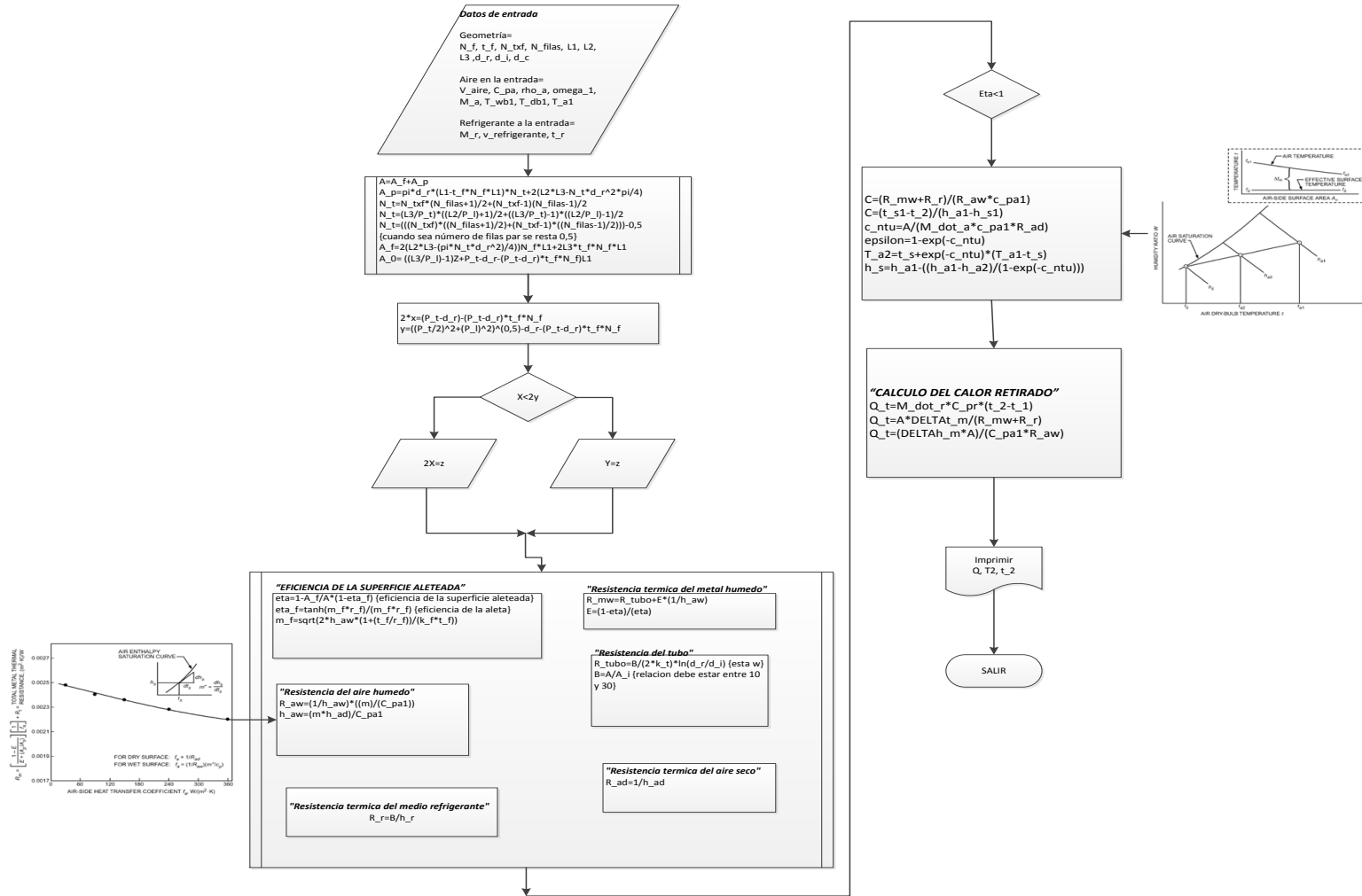
Pero al igual que la correlación Wang & Chi, está limitada en los siguientes rangos geométricos:

$$N_{filas} = 1 - 8 \text{ o más} \quad Re_{dc} = 500 - 24,700, \quad \frac{P_t}{d_c} = 1.97 - 2.55, \quad \frac{P_l}{d_c} = 1.70 - 2.58$$

$$t_f/d_c = 0.08 - 0.64$$

Para los cálculos de diseño de los intercambiadores de calor de aleta y tubos se usaron tanto la correlación planteada en la ecuación (2.18), como la correlación de la ecuación (2.24), en función de los rangos de geometría requeridos. En la Figura 16 se presenta un diagrama de flujo con el algoritmo del modelo usado en este trabajo, el cual permite estimar el calor, la eficiencia y las temperaturas de salida de un intercambiador de aletas y tubos, teniendo como datos de entrada, las temperaturas de operación, una configuración geométrica y velocidades usuales en estos tipos de intercambiadores. Las dos últimas pueden obtenerse de catálogos de fabricantes [14] y [15].

Figura 16. Esquema del algoritmo de diseño aplicado.



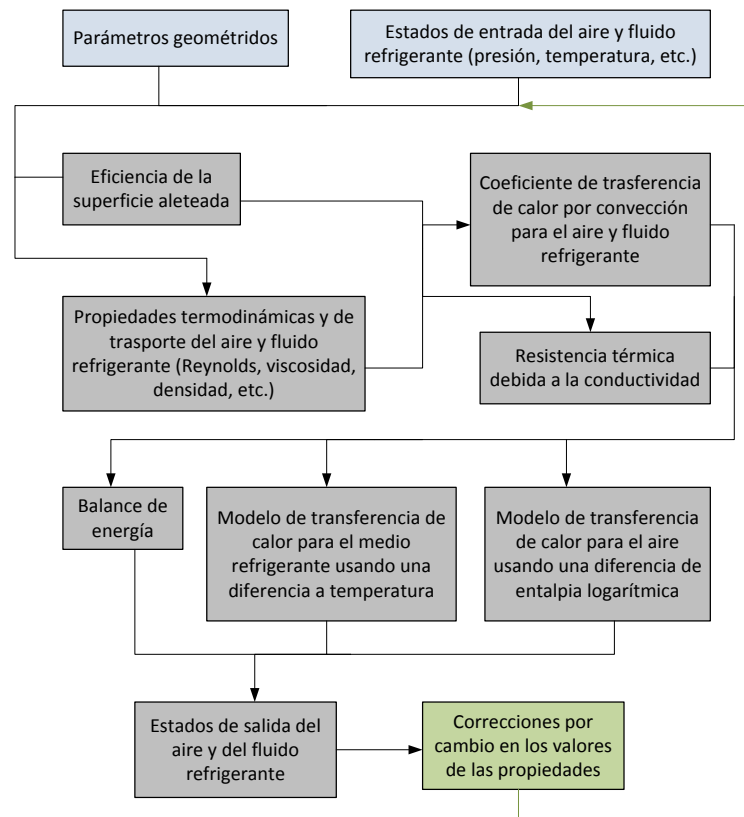
Fuente: Autores.

2.3 Cálculo del intercambiador de pruebas

En los objetivos del proyecto se definieron las condiciones de trabajo de la cámara climática, caudales de operación para los intercambiadores en el lado aire de 1000[CFM] a 3000 [CFM] y rangos de temperaturas de 0[°C] hasta 50 [°C] en el lado aire, para el cálculo del intercambiador se utilizara la temperatura de 50 [°C], como condición de diseño estará el calor que se requiere sacar, el cual está dado por la ecuación.

$$\dot{Q}_{requerido} = \dot{M}_a * C_{pa} * \Delta T \quad (2.25)$$

Figura 17. Metodología de diseño del intercambiador de calor de aletas y tubos



Fuente: Autores.

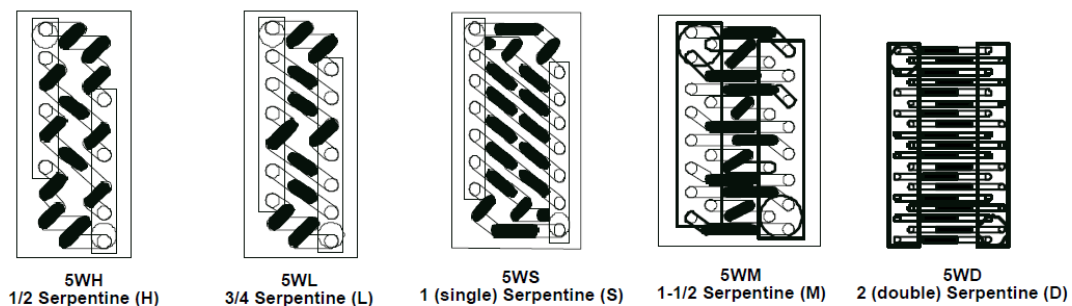
Con estos datos se impone de manera implícita un área frontal que el ducto de pruebas podrá manejar; tomando esto en cuenta se definió un proceso para el diseño de los intercambiadores tanto de pruebas como para el intercambiador 1; para ello se ha tomado la metodología explicada en este capítulo y se muestra en la Figura 17.

- Características geométricas en el intercambiador de pruebas
- Cálculo de las resistencias térmicas
- Cálculo del calor retirado

2.3.1 Características geométricas del intercambiador de pruebas

La geometría del intercambiador de pruebas, está limitada por los parámetros de diseño permitidos en las variables caudal y temperatura de trabajo; la geometría seleccionada se apoyó en el catálogo McQuay [14], ver Tabla McQuay de evaporadores, Tabla 1, en donde el modelo final que se seleccionó para los cálculos fue el tipo 5WS (véase Figura 18); la primera parte nos muestra el número de tubos por fila, para las diversas configuraciones, la parte final de la Tabla 1 nos muestra la selección de las áreas frontales de los intercambiadores.

Figura 18. Arreglos de los intercambiadores de tubos y aletas.



Fuente: Catalogo McQuay® Water Cooling & Evaporator Coils Types HI-F5 & E-F5 [14].

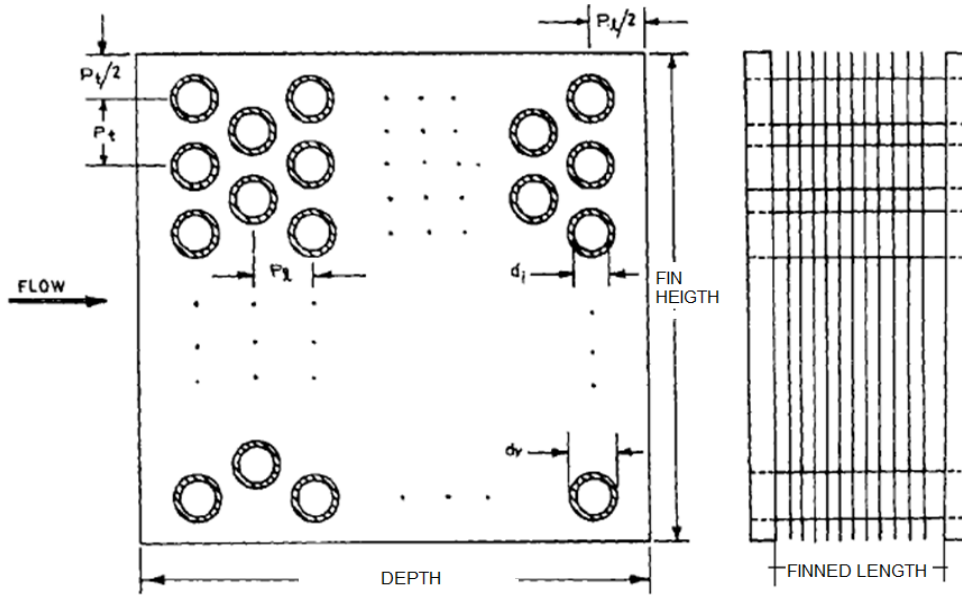
Tabla 1 Número de tubos por fila y áreas frontales de evaporadores de la marca McQuay®.

TYPE	ROWS	FIN HEIGHT (INCHES)														
		12	15	18	21	24	27	30	33	36	39	42	45	48	51	54
5MS	2	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36
5MH	2	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
5WH	3, 4, 5, 6, 8, 10, 12	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
5WL	3, 4, 5, 6, 8, 10, 12	6	7	9	10	12	13	15	16	18	19	21	22	24	25	27
5WS	3, 4, 5, 6, 8, 10, 12	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36
5WM	4, 5, 6, 8, 10, 12	12	15	18	21	24	27	30	33	36	39	42	45	48	51	54
5WD	4, 5, 6, 8, 10, 12	16	20	24	28	32	36	40	44	48	52	56	60	64	68	72
FIN HEIGHT	FINNED LENGTH - FL (INCHES)															
	12	15	18	21	24	30	36	42	48	54	60	66				
12	1,00	1,25	1,60	1,75	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,50	5,00	5,50				
15		1,56	1,87	2,19	2,50	3,12	3,75	4,87	5,00	5,60	6,20	6,90				
18			2,25	2,62	3,00	3,75	4,50	5,25	6,00	6,70	7,50	8,20				
21				3,06	3,50	4,37	5,25	6,12	7,00	7,90	8,70	9,60				
24					4,00	6,00	6,00	7,00	8,00	9,00	10,00	11,00				
27						5,62	6,75	7,87	9,00	10,10	11,20	12,40				

Fuente: Catalogo McQuay® Water Cooling & Evaporator Coils Types HI-F5 & E-F5 [14].

Las casillas de color amarillo representan las posibles áreas frontales [$Foot^2$] de [14], que se podrán analizar en el ducto de pruebas, relacionando la longitud de las aletas (FINNED LENGTH) con la altura de las aletas (FIN HEIGHT), véase Figura 19.

Figura 19. Intercambiador de calor.



Fuente: Heat exchanger design handbook [3].

El caudal en operación de los intercambiadores en el lado aire será de 700 [CFM] y la velocidad del fluido dentro de los tubos será de 4 [FPS], como recomienda el catálogo McQuay [14]; el número de aletas de los intercambiadores el cual oscila en un rango de {4-8-12-14} aletas por pulgada, el diámetros de los tubos 5/8" tipo L [14]. La Tabla 2 presenta una lista de características geométricas basadas en el catálogo McQuay y las correlaciones del capítulo 2.2.9.

Tabla 2. Datos geométricos de diseño

L1	Longitud de los tubos	0,9652 [m]
L2	Ancho de la sección transversal de los tubos	0,254 [m]
L3	Altura del banco de tubos	0,6858 [m]
v_{aire}	Velocidad del aire en el ducto de pruebas	4 [m/s]
N_{filas}	Número de filas de tubos	6

N_{txf}	Número de tubos por fila	18
N_f	Número de aletas total	432
d_r	Diámetro externo del tubo	0,01587 [m]
d_i	Diámetro interno del tubo	0,01383 [m]
t_f	Espesor de la aleta	0,0004064 [m]

Fuente: autores.

Los cálculos de la geometría se realizaron en el programa EES (Engineering Equation Solver), a continuación se muestran las ecuaciones con los valores asumidos de catálogos para la parte geométrica, la nomenclatura es la usada en este capítulo:

$$N_f=432$$

$$s = (L1 - N_f * t_f)/N_f$$

$$P_f = s + t_f$$

$$t_f = 0,00041[m]$$

$$N_{txf} = 16$$

$$N_{txf} = L3/P_t$$

$$N_t = (((N_{txf}) * ((N_{filas} + 1)/2) + (N_{txf} - 1) * ((N_{filas} - 1)/2))) - 0,5$$

$$N_t = (L3/P_t) * ((L2/P_l) + 1)/2 + ((L3/P_t) - 1) * ((L2/P_l) - 1)/2$$

$$N_{filas}=6$$

$$L1=0,965 [m]$$

$$L2=0,254[m]$$

$$L3=0,685[m]$$

$$d_r = 0,0159[\text{m}]$$

$$d_c = d_r + (2 * t_f)$$

$$d_i = d_r - (2 * 1,02/1000)$$

$$D_h = (4 * A_o * L2)/A$$

$$A_i = \pi * d_i * L1 * N_t$$

$$A_c = L1 * L3$$

$$velocidad_{aire} = 4$$

$$velocidad_1 = velocidad_{aire} * (P_t / (P_t - d_r))$$

$$velocidad_2 = velocidad_{aire} * (P_t / (P_d - d_r))$$

$$P_d = \sqrt{P_t^2 + P_l^2}$$

$$A = A_p + A_f$$

$$A_p = \pi * d_r * (L1 - (t_f * N_f * L1)) * N_t + 2 * (L2 * L3 - ((\pi * d_r^2)/4) * N_t)$$

$$A_f = 2 * ((L2 * L3) - ((\pi * d_r^2)/4) * N_t) * (N_f * L1) + (2 * L3 * t_f * N_f * L1)$$

$$A_o = ((L3/P_l - 1) * z_x + ((P_t - d_r) - (P_t - d_r) * t_f * N_f)) * L1$$

$$z_y = 2y$$

$$z_x = 2x$$

$$2x = (P_t - d_r) - (P_t - d_r) * t_f * N_f$$

$$y = \left(\left(\frac{P_t}{2} \right)^2 + (P_l)^2 \right)^{0,5} - d_r - (P_t - d_r) t_f N_f$$

$$\sigma = (L3 * L1 - L3 * t_f * N_f * L1) / (L3 * L1)$$

En la Tabla 3 se muestran los resultados de la geometría del intercambiador de pruebas, las áreas de transferencia de calor y la disposición de los tubos, valores necesarios para calcular las resistencias térmicas.

Tabla 3. Resultados Geométricos.

RESULTADOS GEOMÉTRICOS			
Variable	Resultado	Variable	Resultado
A	134,2	Pl	0,042
A_0	0,34	dc	0,01668
Velocidad1	6,35	Pf	0,002234
Pt	0,04	A_i	3,9

Fuente: Autores.

2.3.2 Cálculo de las Resistencias térmicas del Intercambiador de Pruebas.

Con la teoría explicada en este capítulo e imponiendo las temperaturas de entrada de los fluidos, para el aire de 50 [°C] y de 0 [°C] para el Ethylene glycol. Inicialmente se examinaron las propiedades termofísicas a la temperatura de entrada y después de calcular la temperatura de salida se corrigieron los cálculos, a continuación se muestran los resultados:

$k_f=168$ (conductividad térmica de la aleta, tomado del AHRI Standard 410)

$$\eta = 1 - A_f/A * (1 - \eta_f)$$

$$\eta_f = \tanh(m_f r_f)/(m_f r_f)$$

$$m_f = \sqrt{\frac{2h_{aw}\left(1 + \left(\frac{t_f}{r_f}\right)\right)}{k_f t_f}}$$

$$r_f = ((2\sqrt{(3)})/(\pi))^{\frac{1}{2}} \left(\frac{P_d}{2}\right)$$

"Resistencia del tubo"

$$R_{tubo} = \frac{B}{2*k_t} * \ln\left(\frac{d_r}{d_i}\right)$$

$$B = A/A_i$$

"Resistencia térmica del aire seco"

$$R_{ad} = \frac{1}{h_{ad}}$$

$$RE_{dc} = (velocidad_1 * d_r * \rho_a)/(\mu_a * A_o)$$

$$j = 0,086 * RE_{dc}^{c3} * N_{filas}^{c4} * \left(\frac{P_f}{d_c}\right)^{c5} * \left(\frac{P_f}{D_h}\right)^{c6} * \left(\frac{P_f}{P_t}\right)^{-0,93}$$

$$c3 = -0,361 - \left(\frac{0,042 * N_{filas}}{\ln(RE_{dc})}\right) + 0,158 * \ln(N_{filas} * \left(\frac{P_f}{d_c}\right)^{0,41})$$

$$c4 = -1,224 - \left(\frac{0,076 * \left(\frac{P_t}{D_h}\right)^{1,42}}{\ln(RE_{dc})}\right)$$

$$c5 = -0,083 + \left(\frac{0,058 * N_{filas}}{\ln(RE_{dc})}\right)$$

$$c6 = -5,735 + 1,21 * \ln\left(\frac{RE_{dc}}{N_{filas}}\right)$$

$$h_{ad} = (j * velocidad_1 * \rho_a * C_{pa1})/Pr^{\frac{2}{3}}$$

$$Pr = c_{pa} * \mu_a/k_a$$

"Resistencia del aire húmedo"

$$R_{aw} = \left(\frac{1}{h_{aw}}\right) * \left(\frac{m}{C_{pa1}}\right) \text{ El } C_{pa1}, \text{ que recomienda la Ashrae } C_p \cong 1019 [J/kg - K]$$

$$h_{aw} = \frac{m * h_{ad}}{C_{pa1}}$$

$m = h_{ao51} - h_{ao5}$ Diferencia entre el diferencial de entalpias específicas y el diferencial de temperaturas en el punto donde comienza la condensación.

h_{ao51}, h_{ao5} Son halladas por las funciones del EES.

"Resistencia térmica del metal húmedo"

$$R_{mw} = R_{tubo} + E * \left(\frac{1}{h_{aw}}\right)$$

$$E = \frac{1-\eta}{\eta}$$

"Resistencia térmica del medio refrigerante"

$$R_r = \frac{B}{h_r}$$

"Reynolds del refrigerante"

$$L_{Tubos} = L1 * N_t$$

$$RE_r = \rho_r * velocidad_{refrigerante} * \frac{d_i}{\mu_r}$$

$J_r = 0,004$ Tomado de las tablas AHRI.

$$J_r = ST_r * Pr_r^{\frac{2}{3}} * \left(\frac{3*10^3}{\mu_r}\right)^{0,14}$$

$$ST_r = \frac{h_r}{C_{pr} * \rho_r * velocidad_{refrigerante}}$$

$$Pr_r = C_{pr} * \frac{\mu_r}{k_r}$$

“Cálculo de la caída de presión”

$$f_{tubos} = 0,090 \quad \text{Tomado de la Figura 13.}$$

$$f_{tubos} = \frac{4,905 \times 10^{-3} * d_i * \Delta P_{tubos}}{L_{tubos} * velocidad_{refrigerante}^2}$$

Las casillas de color amarillo en la Tabla 4 muestran los resultados de las propiedades del refrigerante así como los valores de las resistencias térmicas, los cuales nos ayudan a calcular el calor intercambiado entre los fluidos. De color rojo la caída de presión en el lado tubos que nos ayudará a seleccionar el ventilador que impulsará el aire en el circuito líquido primario.

Tabla 4. Solución de las Resistencias térmicas del intercambiador de pruebas.

SOLUCIÓN DE LAS RESISTENCIAS TÉRMICAS			
Variable	Resultado	Variable	Resultado
j_r	0,004	η	0,9
j	0,002	η_f	0,902
R_{mw}	0,013	RE_{dc}	16203
Rad	0,04	h_r	2237
RE_r	5369	ρ_r	1071
h_{aw}	12,13	R_{aw}	0,045
h_{ad}	22,04	R_r	0,013
$\Delta_{p_{tubos}}$	449697	R_{tubo}	0,0051
vel_{refri}	1,82	vel_1	6,3

Fuente: Autores.

2.3.3 Calor retirado por el intercambiador de pruebas

A continuación se encuentran las temperaturas de salida tanto del aire como del refrigerante y el calor transferido por el intercambiador de pruebas.

T_{DP1} Temperatura de punto de rocío del aire a la entrada en el intercambiador.

$$t_{s1} = T_{DP1}$$

h_{s1} Entalpia del aire húmedo a la temperatura de punto de rocío

"coeficiente característico de la UNIDAD"

$$C = \frac{R_{mw} + R_r}{R_{aw} * c_{pa1}}$$

$$C = \frac{t_{s1} - t_2}{h_{a1} - h_{s1}}$$

$$C_{ntu} = \frac{A}{\dot{M}_a * c_{pa1} * R_{ad}}$$

$$\varepsilon = 1 - e^{(-C_{ntu})}$$

$$T_2 = t_{s2} + e^{(-C_{ntu})} * (T_1 - t_{s2})$$

"Balance de energía global"

$$Q_t = \dot{M}_r * C_{pr} * (t_2 - t_1)$$

$$Q_t = A * \frac{\Delta t_m}{R_{mw} + R_r}$$

$$\Delta t_m = ((t_{s1} - t_2) - (t_{s2} - t_1)) / \left(\ln \frac{t_{s1} - t_2}{t_{s2} - t_1} \right)$$

h_{s2} = Con la temperatura de superficie a la salida encontramos la entalpia a la saturación.

$$Q_t = \dot{M}_a * (h_{a1} - (h_{a2} + h_{fw}))$$

$$Q_t = \frac{\Delta h_m * A}{C_{pa1} * R_{aw}}$$

$$\Delta h_m = \frac{(h_{a1} - h_{s1}) - (h_{a2} - h_{s2})}{\ln \frac{h_{a1} - h_{s1}}{h_{a2} - h_{s2}}}$$

"SHR"

$$SHR = \left(C_{pa1} * \frac{T1 - T2}{h_{a1} - h_{a2}} \right)$$

"masa de condensado"

$P_{v2} = 2,062$ La presión de vapor se da en las tablas de agua saturada.

$$\omega_2 = 0,622 * \left(\frac{P_{v2}}{100,325 - P_{v2}} \right)$$

$$M_{c2} = \omega_1 - \omega_2 \text{ [Kg de agua/kg de aire seco]}$$

A continuación, en la Tabla 5 se presentan los resultados del intercambiador de pruebas, las temperaturas del aire se representan en rojo y las del refrigerante en verde, estas últimas nos ayudan a calcular propiedades del fluido refrigerante en el diseño del circuito líquido secundario; al igual que los flujos máscicos representados de color amarillo, el calor transferido entre los flujos se representa de color naranja, este valor contribuye a la selección de la máquina de frío de la infraestructura experimental.

Tabla 5. Calor disipado por el intercambiador de pruebas.

CALOR DISIPADO			
Variable	Resultado	Variable	Resultado
ϵ	0,6716	c_ntu	1,114
ha1	248965	h_a2	17286
hs2	13428	h_s1	224550
\dot{M}_a	1,481	v'a	1,52
\dot{M}_r	0,2896	\dot{M}_c	0,1638
Qt	31948	Q_requerido	30182
T2	17,94	t2	33,53
T1	50	t1	0
ω_1	0,076	ω_2	0,01305

Fuente: Autores.

Podemos concluir que para un intercambiador de calor del tamaño seleccionado, manteniendo una temperatura de 50 [°C] en el aire dentro de la cámara climática, esta retirará aproximadamente 32 [KW] o 109 [MBH] y el calor requerido es de aproximadamente 30[KW] (MBH [miles de BTU por hora] es una expresión para la tasa de consumo de energía o la fabricación: M es para miles, B es de BTU (unidades térmicas Británicas) y H es "por hora" es decir: 860,000 BTU por hora = 860 MBH); estos valores son datos estimativos muy cercanos comparados con los datos del catálogo McQuay [14] mostrados a continuación:

Modelo tipo.....5WS0804C

Tamaño frontal.....24x48 [In]

Temperatura de entrada.....27°C

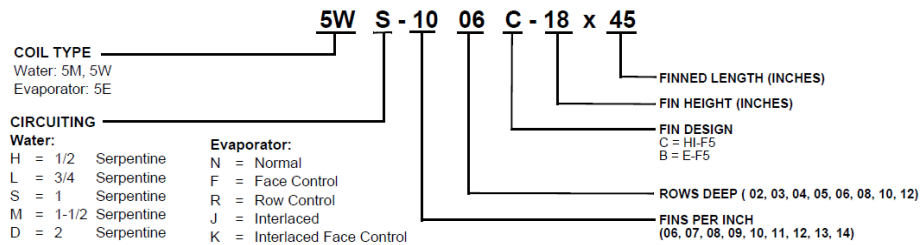
Temperatura del agua a la entrada.....7°F

Velocidad del aire.....500 [FPM]

Velocidad del agua.....4 [FPS]

El modelo se lee de la siguiente manera, como se ve en la Figura 20.

Figura 20. Nomenclatura de los intercambiadores.



Fuente: Catálogo McQuay® Water Cooling & Evaporator Coils Types HI-F5 & E-F5 [14].

Con estos valores el calor transferido es de 136 [MBH], con el cual tenemos un valor comparativo al de nuestro cálculo.

2.4 Cálculo del intercambiador 1

Para el cálculo del intercambiador 1 se realizará usando la metodología del capítulo 2.3, y tomando en cuenta las mismas condiciones de trabajo para el intercambiador de pruebas. Impondremos una geometría véase Tabla 6, apoyándonos en las especificaciones del catálogo McQuay y las correlaciones del capítulo 2.2.9; con estos valores calcularemos las resistencias térmicas que nos ayudarán a deducir el calor retirado por el intercambiador seleccionado.

2.4.1 Límites geométricos del intercambiador 1

El intercambiador 1, está seleccionado de acuerdo a las limitaciones de espacio en donde está instalado dentro de la cámara climática, los rangos de temperatura en los cuales deberá operar son de 30 [0C] a 0 [0C], con una entrada de líquido refrigerante de -5[°C].

Tabla 6. Datos de diseño preseleccionados.

L1	Longitud de los tubos	1,829 [m]
L2	Ancho de la sección transversal de los tubos	0,1524 [m]
L3	Altura del banco de tubos	0,3048 [m]
v_{aire}	Velocidad del aire en el ducto de pruebas	4 [m/s]
N_{filas}	Número de filas de tubos	3
N_{txf}	Número de tubos por fila	4
N_f	Número de aletas total	864
d_r	Diámetro externo del tubo	0,01587 [m]
d_i	Diámetro interno del tubo	0,01383 [m]
t_f	Espesor de la aleta	0,0004064 [m]

Fuente: Autores.

En las casillas de color amarillo de la Tabla 7 se muestran los resultados de la geometría del intercambiador de pruebas, así como las áreas de transferencia de calor. La disposición de los tubos se representa en color verde.

Tabla 7. Solución geométrica.

RESULTADOS GEOMÉTRICOS			
Variable	Resultado	Variable	Resultado
A	141	P_f	0,002117
A_o	0,4295	PI	0,0508
A_f	140,3	Pt	0,0762
A_i	0,874	Pd	0,09158
A_p	0,7393	N_{txf}	4
A_c	0,5574	N_{filas}	3

Fuente: Autores.

2.4.2 Cálculo de las Resistencias térmicas del Intercambiador de Pruebas.

Al igual que el cálculo del intercambiador de pruebas el intercambiador 1 se impondrán las temperaturas de entrada de los fluidos y realizando la respectiva corrección de las propiedades.

$k_f = 168$ Conductividad térmica de la aleta, tomada de Incropera, aluminio.

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A} * (1 - \eta_f) \quad \text{Eficiencia de la superficie aleteada}$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(m_f * r_f)}{m_f * r_f} \quad \text{Eficiencia de la aleta}$$

$$m_f = \sqrt{\left(2 * h_{aw} * \frac{1 + \left(\frac{t_f}{r_f}\right)}{k_f * t_f}\right)}$$

$$r_f = \left(\frac{2 * \sqrt{(3)}}{\pi}\right)^{\frac{1}{2}} * \left(\frac{P_d}{2}\right)$$

"Resistencia del tubo"

$$R_{tubo} = \frac{B}{2 * k_t} * \ln\left(\frac{d_r}{d_i}\right)$$

$$B = \frac{A}{A_i}$$

"Resistencia térmica del aire seco"

$R_{ad} = \frac{1}{h_{ad}}$ Resistencia térmica del aire seco es inversamente proporcional al coeficiente de transferencia de calor del aire seco

$RE_{dc} = (velocidad_1 * d_r * \rho_a) / (\mu_a * A_o)$ Número de Reynolds para el aire seco

"Correlación gray and Webb"

$$j_4 = 0,14 * RE_{dc}^{-0,328} * \left(\frac{P_t}{P_l}\right)^{-0,502} * \left(\frac{s}{d_r}\right)^{0,0312}$$

$$\frac{j}{j_4} = 0,991 * \left(2,24 * RE_{dc}^{-0,092} * \left(\frac{N_{filas}}{4}\right)^{-0,031}\right)^{0,607 * (4 - N_{filas})}$$

$$h_{ad} = \frac{j * velocidad_1 * \rho_a * c_{pa1}}{Pr^{\frac{2}{3}}}$$

$$Pr = c_{pa} * \frac{\mu_a}{k_a}$$

"Resistencia del aire húmedo"

$$R_{aw} = \left(\frac{1}{h_{aw}}\right) * \left(\frac{m}{c_{pa1}}\right)$$

$$h_{aw} = \frac{m * h_{ad}}{c_{pa1}}$$

$m = h_{ao51} - h_{ao5}$ Diferencia entre el diferencial de entalpias específicas y el diferencial de temperaturas en el punto donde comienza la condensación

h_{ao51} Entalpias específicas 0,5 grados más que la temperatura de bulbo húmedo

h_{ao5} Entalpias específicas 0,5 grados menos que la temperatura de bulbo húmedo

"Resistencia térmica del metal húmedo"

$$R_{mw} = R_{tubo} + E * \left(\frac{1}{h_{aw}}\right)$$

$$E = \frac{1-\eta}{\eta}$$

"Resistencia térmica del medio refrigerante"

$$R_r = \frac{B}{h_r}$$

"Reynolds del refrigerante"

$$RE_r = \rho_r * velocidad_{refrigerante} * \frac{d_i}{\mu_r}$$

$$J_r = 0,004 \text{ \{de tablas de AHRI\}}$$

$$J_r = ST_r * Pr_r^{(2/3)} * \left(\frac{3 \times 10^{-3}}{\mu_r}\right)^{0,14}$$

$$ST_r = h_r / (C_{pr} * \rho_r * velocidad_{refrigerante})$$

$$Pr_r = C_{pr} * \frac{\mu_r}{k_r}$$

“Cálculo de la caída de presión”

$$f_{tubos} = 0,090$$

$$f_{tubos} = \frac{4,905 \times 10^{-3} * d_i * \Delta P_{tubos}}{L_{tubos} * velocidad_{refrigerante}^2}$$

Tabla 8 Solución de las resistencias térmicas del Intercambiador 1

SOLUCIÓN DE LAS RESISTENCIAS TÉRMICAS			
Variable	Resultado	Variable	Resulta
j_r	0,004	η	0.3
J	0,002	η_f	0,302
R_{mw}	0,041	RE_{dc}	11747
Rad	0,0064	h_r	2237
RE_r	5369	ρ_r	1071
h_{aw}	155.2	R_{aw}	0,0064
h_{ad}	155.2	R_r	0,07212
Δp_{tubos}	89273	R_{tubo}	0,0275
$vel_{refr i}$	1,82	vel_1	5.05

Fuente: Autores.

2.4.3 Calor retirado por el intercambiador 1

A continuación se encuentran las temperaturas de salida tanto del aire como del refrigerante y el calor transferido por el intercambiador 1.

"coeficiente característico de la UNIDAD"

$C = (R_{mw} + R_r) / (R_{aw} * c_{pa1})$ Utiliza el calor específico del aire a la entrada tomado del ashrae

$$C = (t_{s1} - t_2) / ((h_{a1} - h_{s1}))$$

"Balance de energía global"

$$Q_t = \dot{M}_a * C_{pa1} * (T1 - T2)$$

$$Q_t = \dot{M}_r * C_{pr} * (t_2 - t_1)$$

A continuación, en la Tabla 9 se presentan los resultados del intercambiador 1, las temperaturas de los fluidos se representan en rojo y las del refrigerante en verde, el calor transferido entre los flujos se representa de color naranja, este valor contribuye a la selección de la máquina de frío de la infraestructura experimental.

Tabla 9 Calor disipado por el Intercambiador 1

CALOR DISIPADO			
Variable	Resultado	Variable	Resultado
ha1	60607	h_s1	71922
\dot{M}_r	0,2942	\dot{M}_c	0,1638
Qt	32148	Q_requerido	30182
T2	0	t2	28
T1	30	t1	-5
ω_1	0,0188	\dot{M}_a	1,481

Fuente: Autores.

El calor que el intercambiador de calor retira de la cámara es suficiente comparándolo con el calor requerido. La selección del intercambiador se realizó apoyados en el catálogo McQuay® [14], donde se dispone de arreglos de intercambiadores estandarizados y cuya disposición de tubos se ve en la Figura 18; de estos tipos de arreglos se optó por la disposición 5WS, la cual es una disposición de uso comercial más común en la industria, con una aceptable área de transferencia de calor. Véase Tabla 10.

Tabla 10. Área de transferencia en pies cuadrados [14].

FIN HEIG HT	FINNED LENGTH - FL (INCHES)											
	72	78	84	90	96	102	108	114	120	129	135	141
12	6,0 0	6,5 0	7,0 0	7,5 0	8,0 0	8,5 0	9,0 0	9,5 0	10, 00	10, 70	11, 20	11, 70
15	7,5 0	8,1 0	8,7 0	9,4 0	10, 00	10, 60	11, 20	11, 90	12, 50	13, 40	14, 00	14, 70
18	9,0 0	9,7 0	10, 50	11, 20	12, 00	12, 70	13, 50	14, 20	15, 00	16, 10	16, 90	17, 60
21	10, 50	11, 40	12, 20	13, 10	14, 00	14, 90	15, 70	16, 60	17, 50	18, 80	19, 70	20, 50
24	12, 00	13, 00	14, 00	15, 00	16, 00	17, 00	18, 00	19, 00	20, 00	21, 50	22, 50	23, 50
27	13, 50	14, 60	15, 70	16, 90	18, 00	19, 10	20, 20	21, 40	22, 50	24, 10	25, 30	26, 40

Fuente: Catálogo McQuay® Water Cooling & Evaporator Coils Types HI-F5 & E-F5 [14].

Se observa que en el catálogo encontramos un área que cumple con nuestras necesidades de transferencia de calor; la nomenclatura del intercambiador (véase Figura 20) para McQuay es:

5W – H – 12 03 C – 12x72

3 DISEÑO DEL EXPERIMENTO

3.1 Introducción

Existen diversas técnicas usadas para determinar las características de transferencia de calor en la superficie de un intercambiador de calor, estas técnicas se basan en la naturaleza de las pruebas y pueden ser estacionarias, transitorias o periódicas, dependiendo de la prueba. Para la investigación se utiliza la técnica de pruebas para gases en estado estacionario, en la cual se dispone un intercambiador de aletas y tubos en la sección de pruebas (ducto de pruebas); en un lado del intercambiador se conoce la relación entre el número de Colburn (j) vs el número de Reynolds (Re), generalmente es el interior de los tubos por donde circula el líquido refrigerante. Mientras que en la otra superficie, lado aire, se debe evaluar algún parámetro, por ejemplo el de Colburn, $j = St * Pr^{2/3}$ [1], que permita determinar el intercambio de calor con este fluido. A continuación se presenta la metodología y el montaje experimental diseñados para determinar este parámetro en intercambiadores de aletas y tubos.

3.2 Metodología del experimento

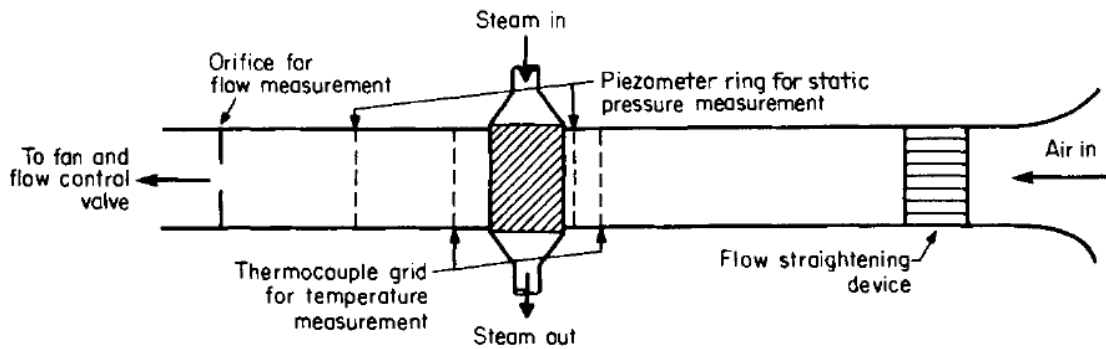
Las pruebas para intercambiadores de calor, en la infraestructura, se realizarán para estudiar el comportamiento del intercambiador especialmente para el lado aire. Para esto se determinará el valor del número de Colburn [j] por medio del coeficiente de transferencia de calor [h], en función del número de Reynolds [Re]. Además, se calculará la eficiencia del intercambiador.

También, se comprobarán los resultados de los balances globales de energía para el aire y el líquido, y el calor total intercambiado. La caída de presión sufrida por los fluidos al pasar a través del intercambiador de prueba será además evaluada.

La sección de prueba consta de un ducto rectangular en donde se instala el intercambiador de calor a probar de flujo cruzado de aletas y tubos. A la entrada del ducto se dispone de aire con unas características establecidas y se instala un direccionador de flujo. Una vez alcanzadas las condiciones de estado estable, se procede a medir las temperaturas a la entrada y a la salida del intercambiador de pruebas tanto en el lado líquido como en el lado aire con un conjunto de termopares. También, se miden las tasas de flujo de los dos fluidos. Además, tanto la caída de presión del lado líquido, como la caída de presión a través del intercambiador en el lado aire, se registran para determinar los factores de fricción [1]. Para evaluar el cambio de humedad en el aire se instala un depósito de condensados en la parte inferior del intercambiador de prueba.

Estas pruebas se repiten con diferentes caudales de aire para cubrir los rangos deseados del número de Reynolds, con el fin de encontrar la relación de j vs Re en el lado aire. Por el lado de los tubos circula líquido refrigerante (Ethylene glycol) el cual posee una alta capacidad calórica, generalmente las propiedades del lado líquido permanecen estables, para usarse como un valor que ayuda en los balances energéticos del intercambiador. El montaje para medir las variables explicadas anteriormente es el propuesto Kays y London [1]. Este se muestra en la Figura 21.

Figura 21. Prueba en estado estable para intercambiadores de calor



Fuente: Handbook de Transferencia de Calor; Roshenow, pg. 1303 [1].

Con el fin de determinar el factor j en el lado aire, en primer lugar se evalúa el fluido con la menor capacidad de energía térmica, para lo que se ha de medir el flujo másico de cada fluido. Luego, se calcula la efectividad del intercambiador, ϵ , por medio de las temperaturas medidas a la entrada y a la salida: $T_{a,2}$ la temperatura del aire a la salida y $T_{R,2}$ la temperatura del líquido a la salida, $T_{a,1}$ la temperatura del aire a la entrada y $T_{R,1}$ la temperatura del líquido a la entrada [11].

Posteriormente se tiene en cuenta que los dos calores intercambiados por los fluidos deben ser iguales por el balance de energía global en el intercambiador.

$$C_a = \dot{M}_a C p_a \quad C_r = \dot{M}_r C p_r \quad . (3.1)$$

Se comparan y se utiliza el mínimo entre C_a y C_r y a este se le llamará C_{min} .

$$\varepsilon = \frac{C_a(T_{a1}-T_{r2})}{C_{min}(T_{a1}-T_{r1})} = \frac{C_r(T_{r2}-T_{r1})}{C_{min}(T_{a1}-T_{r1})} \quad (3.2)$$

$$q = \varepsilon * C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (3.3)$$

Nótese que los subíndices en las temperaturas hacen referencia a un sistema variable dependiendo de la naturaleza de la prueba. El Número de Unidades Térmicas (NTU), es posteriormente evaluado de la apropiada relación E-NTU para la configuración de flujo en el intercambiador, véase la Tabla 17.6, correlación II1 Pg. 1269 de Roshenow [1].

También se puede usar una configuración más general de la tabla 13-4 Pg. 694 Yunus A. Cengel [11]. A partir del NTU y de la ecuación (3.4) se encuentra el coeficiente global de transferencia de calor UA.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (3.4)$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{MAX}} \quad (3.5)$$

Teniendo la efectividad del intercambiador y C* se calcula el NTU, Figura. 22.

Figura 22. Relación entre la efectividad y el NTU.

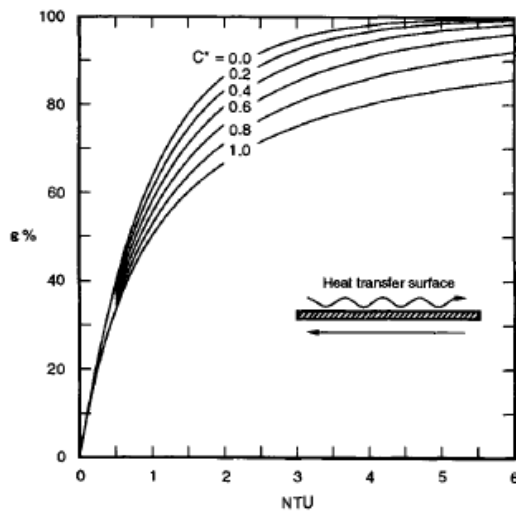


FIGURE 17.23 Heat exchanger effectiveness ϵ as a function of NTU and C^* for a counterflow exchanger.

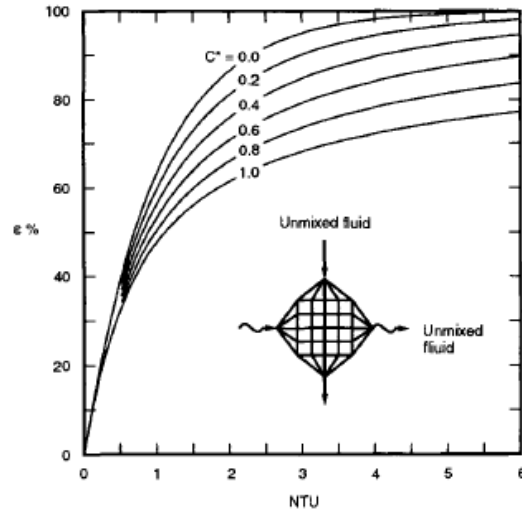


FIGURE 17.24 Heat exchanger effectiveness ϵ as a function of NTU and C^* for a crossflow exchanger with both fluids unmixed.

Fuente: Handbook de Transferencia de Calor; Roshenow, pg. 1266 [1].

El paso siguiente es calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección del lado aire (h_{ad}). Éste se determina a partir de la siguiente expresión:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(\eta \cdot h_{ad} \cdot A_0)_{aire}} + R_w + \frac{1}{(h_r \cdot A)_{refrigerante}} \quad (3.6)$$

El factor de ensuciamiento R_w , generalmente es despreciable cuando la prueba se realiza a intercambiadores de calor nuevos. En la ecuación de resistencias térmicas (ecuación 3.6) se conoce el UA , la geometría del intercambiador es conocida, por lo tanto los valores de las áreas de transferencia de calor también lo son. Además, las eficiencias de la superficie aleteada η se calcula a partir de las ecuaciones (2.15, 2.15a y 2.15b), el coeficiente de transferencia de calor del lado refrigerante (h_r) se calcula a

partir de correlaciones empíricas para tubos o de la Figura 13. Para esto se necesitan el flujo y las temperaturas medidas. Entonces el factor j se calcula a partir de su definición y con las propiedades del aire para un determinado número de Reynolds; véase ecuación (2.19). Con este procedimiento se obtiene un punto de la gráfica. Por lo tanto, repitiendo el procedimiento para diferentes caudales de aire se construye la gráfica de j vs Re .

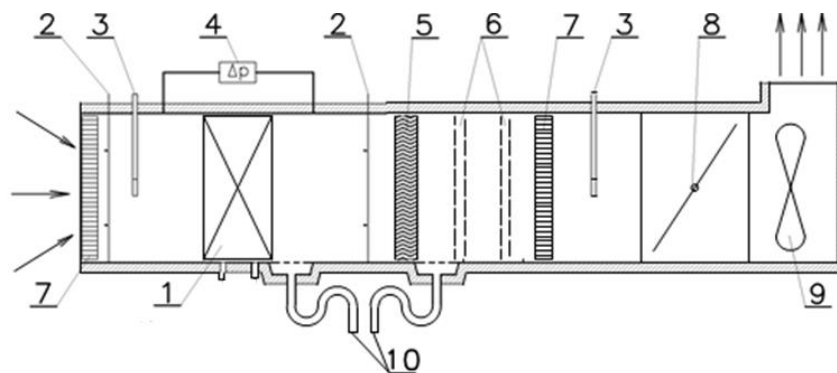
3.3 Diseño del banco de pruebas

El prototipo de prueba está montado en la cámara de climatización dentro de una sección del conducto aislado térmicamente, referido como una sección de prueba, que confina el aire y facilita el montaje de los sensores necesarios (ver Figura 23). La sección de prueba está hecha a medida para adaptarse a la geometría específica de diversos prototipos de intercambiador.

Todas las variables necesarias para la determinación de la transferencia de calor en el lado del aire se medirán, el flujo de aire se medirá en el conducto entre la cámara climática y la cámara de compensación de regulación con un flujómetro másico (caudalímetro), además de estar instalado un homogeneizador de flujo VORTAB el cual ayuda a obtener una mejor medición; la temperatura de bulbo seco del aire se medirá en la entrada y salida del prototipo a probar por medio de termopares tipo K, distribuidos en la sección transversal de la estructura de pruebas antes y después del intercambiador de calor de pruebas. La temperatura media en la entrada y la salida se obtendrá promediando las temperaturas medidas como una media algebraica de las mediciones de los termopares. Para obtener una temperatura confiable a la salida del intercambiador de calor se mide con un RTD instalado después de la sección de mezcla [2].

Las humedades relativas (RH) en la entrada y salida se medirán con sensores del tipo de capacitivo; como en el montaje experimental diseñado se pueden realizar distintos tipos de pruebas, existen casos en que la humedad relativa estará en los límites de la saturación, lo cual conllevará a errores de medida debido a la disminución de la precisión de los sensores de humedad relativa tipo capacitancia ($RH > 90\%$), para estos casos, la humedad relativa en la salida se calcula a partir de la humedad relativa a la entrada, el flujo condensado y las temperaturas a la entrada y salida; utilizando las relaciones psicométricas.

Figura 23. Diseño del ducto de pruebas [2].

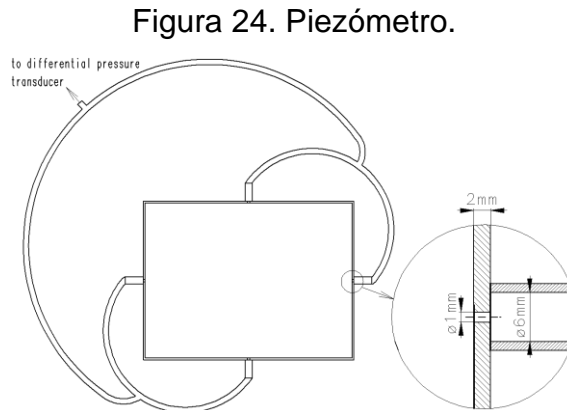


Fuente: Stoyan Viktorov Danov, Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Cataluña [2].

- 1) Prototipo de prueba; 2) Rejilla de termopares; 3) sensores combinados de RH (Humedad relativa) y RTD (Detector de temperatura resistivo);
- 4) Transductor de presión diferencial; 5) Eliminador de gotas; 6) Mezclador de aire; 7) Enderezador de flujo; 8) Damper o regulador; 9) ventilador centrífugo;
- 9) Recolector de condensados.

La presión absoluta del aire dentro de la cámara climática se medirá con un transductor de presión absoluta y la pérdida de presión del aire que atraviesa

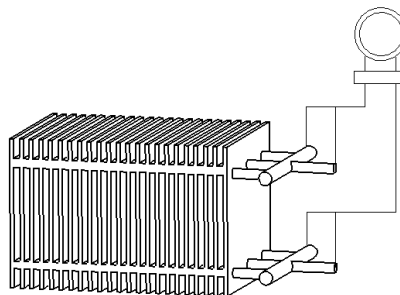
el intercambiador se mide con un transductor de presión diferencial, el cual está instalado en la sección de pruebas, antes y después del intercambiador a probar. Las tomas de presión estarán conectadas a un anillo de igualación piezométrica que se conecta al transductor; como se muestra en la siguiente Figura 24.



Fuente: Stoyan Viktorov Danov, Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Cataluña [2].

La presión en el intercambiador se mide por medio de pequeños orificios en la entrada y la salida del prototipo, en una sección recta (aprox. 10 veces el diámetro de entrada del tubo, véase Figura 25), esto sirve para el que el flujo se desarrolle uniformemente.

Figura 25. Conexión del transductor de presión diferencial



Fuente: Autores.

4 DISEÑO DE LA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL (CÁMARA CLIMÁTICA)

4.1 Introducción

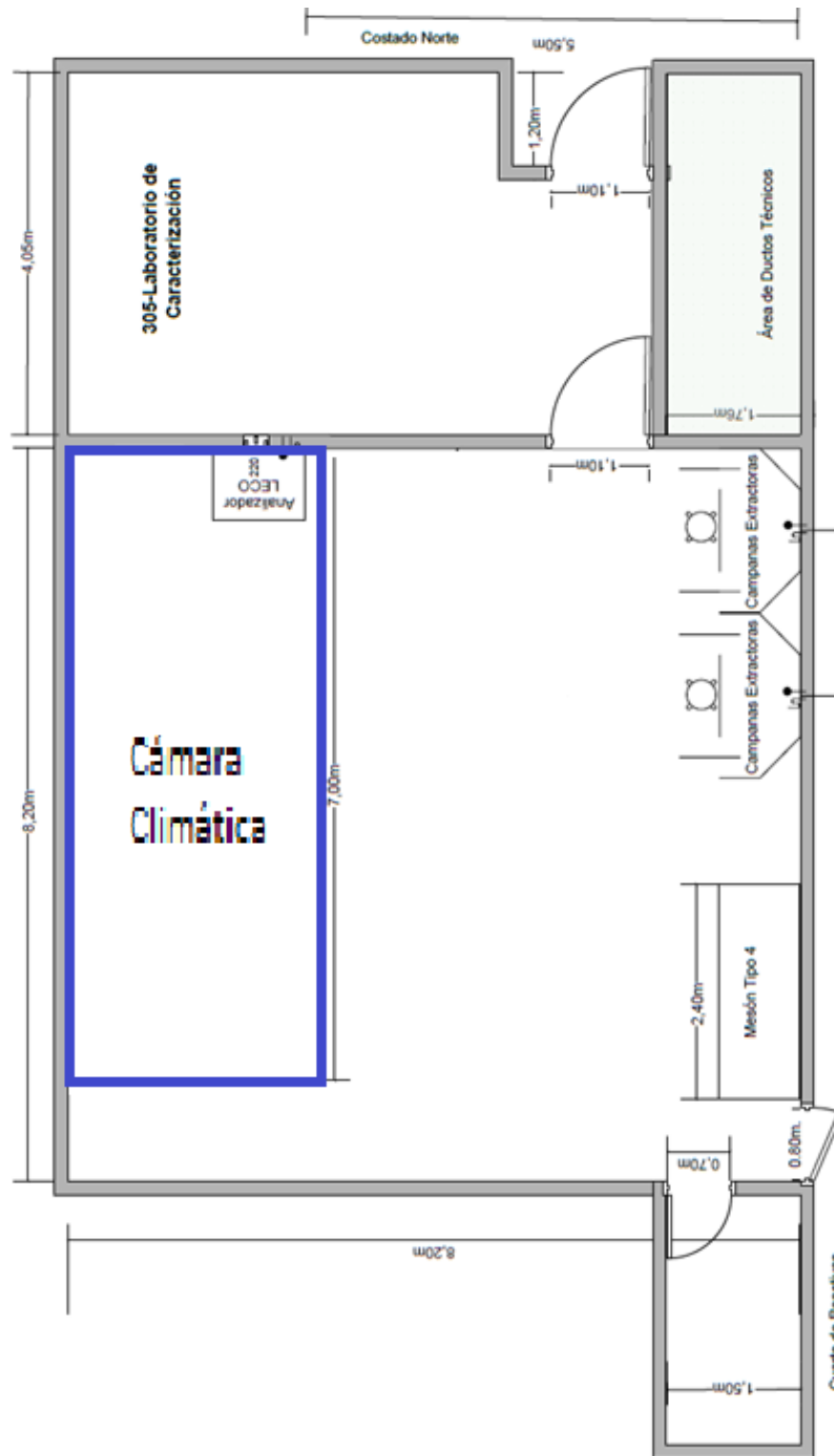
El tamaño de la Infraestructura está limitada por la ubicación (tercer piso, laboratorio de caracterización, sede UIS Guatiguara), por el tamaño de los intercambiadores a probar; Véase capítulo 2.2.3 y 2.2.4; como referencia de estos valores y basados en las imposiciones del proyecto se plantea el siguiente diseño.

4.2 Diseño de la infraestructura

En el diseño de la infraestructura se consideró una construcción desmontable teniendo en cuenta el lugar donde va a estar situado (véase Figura 26 y 27) y las ventajas que este modelo ofrece.

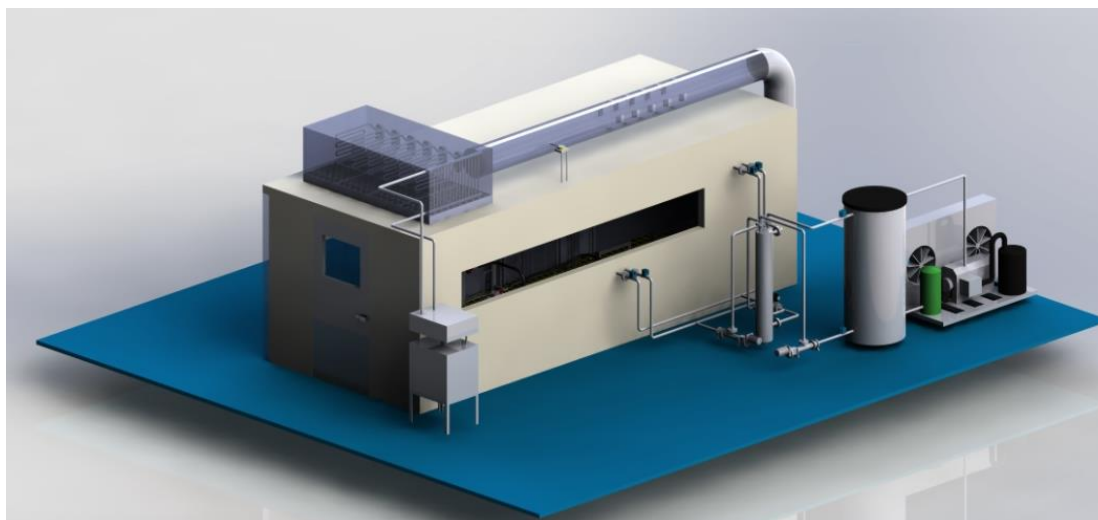
Los paneles desmontables consisten en una construcción en sándwich, compuestas por dos chapas de acero galvanizado, reforzados por medio de doble pliegues en los cantos de chapas, entre la bandeja de las chapas hay una espuma de poliuretano. La Tabla 11 muestra los diferentes tipos de espesores, coeficientes de transferencia de calor y peso por metro cuadrado; establecidos para los paneles que serán usados como paredes y techo en la cámara climática.

Figura 26. Plano del laboratorio de caracterización UIS Guatiguara.



Fuente: Universidad Industrial de Santander.

Figura 27. Modelo en 3D de la cámara climática.



Fuente: Autores.

Tabla 11. Lista de espesores y coeficientes.

Espesor m/m	Coefficiente de transmisión Kcal./H.m. °C	Peso por m2 con chapa lacada 0,6 mm.
60	0,32	12,20
80	0,24	13,05
100	0,19	13,90
120	0,17	14,75
160	0,13	16,45

Fuente: Catalogo de paneles aislantes Jm [10].

Las paredes poseen una junta machihembrada con un sistema de tracción mediante gancho excéntrico y banda de neopreno en los cantos para absorber los cambios de presión [10], ver Figura 28.

Figura 28. Detalle de la junta de los paneles.



Fuente: Catalogo de paneles aislantes Jm [10].

El piso de la cámara climática tendrá un aditamento el cual tiene una superficie antideslizante, el cual asegura una buena tracción al caminar dentro de la cámara; Un dispositivo importante en el diseño de la cámara climática es el compensador de presión, el cual dará una estabilidad estructural debido a sobrepresiones o depresiones.

◆ Cálculo del volumen y superficie de transmisión de la cámara

Uno de los puntos críticos del diseño de la cámara climática es el establecimiento de la geometría de la cámara y la estandarización de muchas de sus partes, las cuales se puedan encontrar en el mercado nacional, para de esta forma buscar la mejor opción costo beneficio.

En base a estos parámetros [35], las distancias elegidas para el diseño de la cámara climática se muestran en la Tabla 12, de donde se calculan el área superficial de la cámara climática y el volumen.

Tabla 12. Tabla de dimensiones de la cámara climática.

		Dimensiones internas de la cámara
Longitud	L	7
Ancho	W	2,5
Alto	H	2,1

Fuente: Autores.

La expresión para calcular el volumen interno de la cámara es la siguiente:

$$V = W \times L \times H \quad (4.1)$$

Dónde:

V = Volumen de la cámara en [m³].

W = Ancho de la cámara [m].

L = Longitud de la cámara [m].

H = Altura de la cámara [m].

Entonces el volumen de la cámara según Ecuación (4.1) es: $V = 36.75 \text{ [m}^3\text{]}$.

La expresión para calcular la superficie total del suelo, el techo y las paredes es la siguiente:

$$S_{stp} = 2 * (W * L) + 2 * (W * H) + 2 * (L * H) \quad (4.2)$$

S_{stp} = Superficie total del suelo + techo + paredes [m²].

$$S_{stp} = 74.9 \text{ [m}^2\text{]}.$$

- ♦ Cálculo del calor extraído bajo condiciones críticas en la cámara

Este cálculo solo se hará para tener una relación entre el costo del aislante y el calor perdido, esto nos dará un valor aproximado de una parte de la potencia consumida por la cámara climática. Al ser escasas las selecciones de tipos de paneles móviles y sus materiales son muy similares, se toma como dato variable el espesor de los paneles vs sus costos; El análisis de transferencia de calor se asumirá para una pared, ya que las condiciones de las pruebas sugieren que las propiedades del aire, dentro y fuera de la cámara son constantes.

$$q = U * \Delta T \quad (4.3)$$

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_{exterior}} + \left(\frac{L}{k}\right)\right)} \quad (4.3a)$$

$$\Delta T = T_{\infty} - T_i \quad (4.3b)$$

Dónde:

q = Flujo de calor que pierde la cámara climática [W/m^2].

T_{∞} = Temperatura ambiente.

T_i = Temperatura interna de la cámara, la cual se supone también como la temperatura de superficie dentro de la cámara.

$\frac{L}{k}$ = Relación espesor-conductividad, la cual se estima de catálogo.

$h_{exterior}$ = Coeficiente de transferencia de calor por convección fuera de la cámara, tomado de tablas de convección natural en recintos como aproximadamente $15 [W/m^2 - ^\circ C]$.

$T_\infty = 25 [^\circ C]$.

$T_i = 0 [^\circ C]$.

$h_{exterior} = 15 [W/m^2 - ^\circ C]$.

$K = 0,37 [W/m - ^\circ C]$.

$L = 0.06 [m]$ Tomado como el espesor mínimo en los paneles.

Con estos datos encontramos que la transferencia de calor de la cámara al recinto es de $0.1 [KW/m^2]$, teniendo en cuenta que el área de transferencia de la cámara hacia el ambiente es de $40 [m^2]$, estimamos una pérdida de calor $4 [KW]$, Ver tabla 13, este dato servirá para estimar la potencia de la máquina de frío.

Tabla 13. Calor perdido por la cámara.

Variable	Resultado	Variable	Resultado
$A_{aislante}$	1	ΔT	25
$h_{exterior}$	15	K	0,37
L	0,06	T_i	0
T_∞	25	Q	109,3
U	4,37		

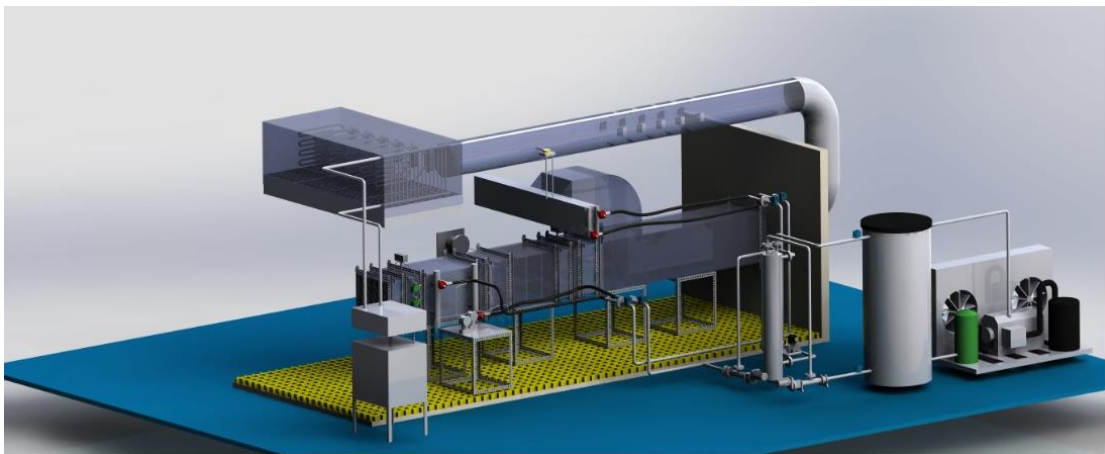
Fuente: Autores.

5 DISEÑO DE LOS CIRCUITOS AIRE Y LÍQUIDO

5.1 Introducción

Para realizar los diseños de los circuitos del lado aire (cámara climática) como del lado líquido (véase Figura 29), se tuvo en cuenta el intercambiador de pruebas, ya que de este dependen muchos factores que intervienen en el diseño, como lo son la temperatura del aire a la entrada, la velocidad del refrigerante, el calor transferido entre los fluidos, la geometría del intercambiador a testear, la caída de presión que generaba el intercambiador, así como también las pérdidas sufridas por los fluidos en su ciclos.

Figura 29. Circuitos lado aire y líquido.



Fuente: Autores.

5.2 Diseño del circuito lado aire

En el diseño del circuito lado aire se tuvo en cuenta los accesorios que proporcionarán una medida fiable de las propiedades del aire, así como también el uso de aquellos accesorios que la literatura recomienda en [2].

El circuito se decidió dividir y analizar en tres partes fundamentales:

- ✓ Ducto de pruebas.
- ✓ Tubería de recirculación.
- ✓ Cámara de compensación.

Estos segmentos del circuito lado aire se estudiarán y calcularán por separado, con el fin de seleccionar un ventilador que impulse el aire en el circuito, para seleccionar el ventilador se deberá calcular las pérdidas de presión dinámica causadas por la fricción del aire.

Como primera medida se analizará el ducto de pruebas calculando las pérdidas en el tramo del circuito, se mostrará las gráficas usadas para el análisis de pérdidas en la tubería de recirculación en el subíndice 5.2.2.

Las pérdidas de la cámara de compensación se resumirán en la Tabla 15 del subíndice 5.2.3 donde se mostrará las pérdidas de todo el circuito, debido a que el análisis de pérdidas de la cámara de compensación se realizará como expansiones y contracciones a la entrada y salida, despreciando las pérdidas de los elementos que la componen.

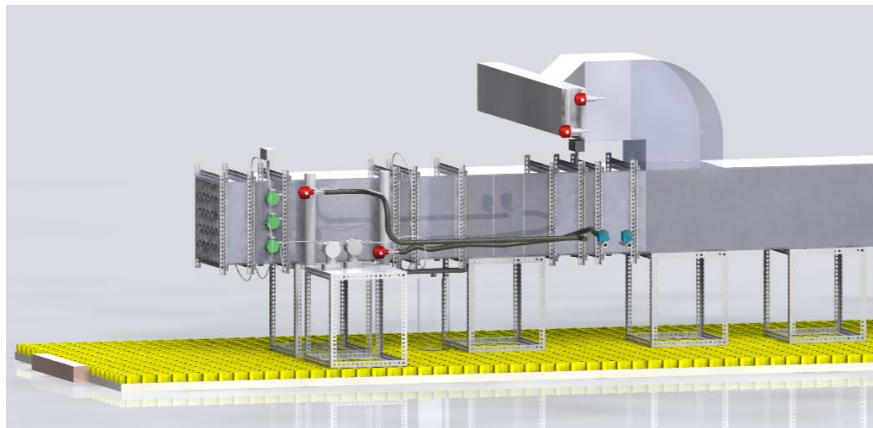
5.2.1 Ducto de pruebas

El ducto de pruebas está conformado en su parte interna o infraestructura por unos listones metálicos en forma de L que soportarán el ducto rectangular;

los cálculos se realizarán bajo condiciones de flujo estables y se despreciará la pérdida de calor a través de las paredes del ducto.

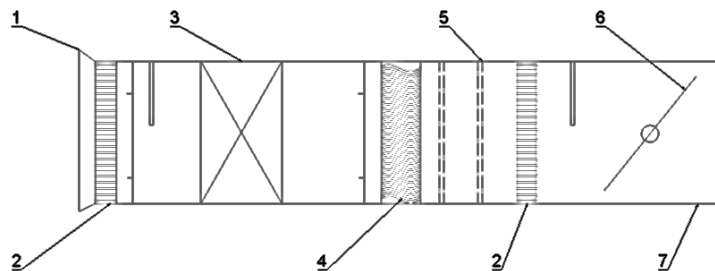
Para tener una idea clara de los accesorios que se utilizarán dentro del ducto de pruebas [1, 2], ver la Figura 30 y 31.

Figura 30. Ducto de pruebas



Fuente: autores.

Figura 31. Esquema del ducto de pruebas.



Fuente: Autores.

- 1). Pérdida en la entrada del ducto;
- 2). Homogeneizador de aire;
- 3). Intercambiador de calor de pruebas;
- 4). Eliminador de gotas;
- 5). Mezclador de aire;
- 6). Damper;
- 7). Pérdida por el ducto.

1). Análisis de pérdidas en la entrada del ducto

El análisis de la pérdida de presión en la entrada del ducto se realizará mediante la ecuación de la ASHRAE [6] para contracciones abruptas:

$$H = C_2 \left(\frac{V_2}{4005} \right)^2 \quad (5.1)$$

Dónde:

H= Pérdida de presión debido a la repentina contracción [*PSI*].

C_2 = Coeficiente de pérdidas basado en el área de entrada.

V_2 = Velocidad de entrada en el orificio [$\frac{Pies}{minuto}$].

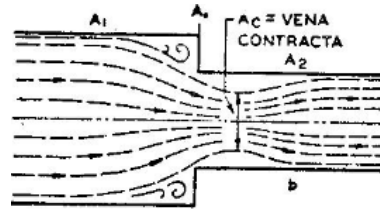
➤ Pérdidas en la entrada del ducto.

$$\Delta P = 0.192 \left(\frac{605.9}{4005} \right)^2$$

$$\Delta P = 0.0043 [in H_2O]$$

En el circuito lado aire existen contracciones y expansiones abruptas através de las diferentes secciones, estos cálculos serán efectuados utilizando la ecuación 5.1 junto con la Figura. 32.

Figura 32. Contracción abrupta.



TYPE	ILLUSTRATION	CONDITIONS		LOSS COEFFICIENT		TYPE	ILLUSTRATION	CONDITIONS		LOSS COEFFICIENT
		A_1/A_2	C_1	C_2	A_2/A_1			C_2		
ABRUPT EXPANSION		A_1/A_2	C_1	C_2	ABRUPT CONTRACTION SQUARE EDGE		A_2/A_1	C_2		
		0.1	0.81	1.81			0.0	0.34^{12}		
		0.2	0.64	1.6			0.2	0.32		
		0.3	0.49	1.5			0.4	0.25		
		0.4	0.36	1.25			0.6	0.16		
		0.5	0.25	1.00			0.8	0.06		
		0.6	0.16	0.45						
		0.7	0.09	0.18						
		0.8	0.04	0.06						
		0.9	0.01	0.01						
GRADUAL CONTRACTION		θ	C_T		GRADUAL CONTRACTION		θ	C_2		
		5°	0.17 ⁹	30°			0.02 ⁹			
		7°	0.22	45°			0.04			
		10°	0.28	60°			0.07			
		20°	0.45							
		30°	0.59							
40°	0.73									
GRADUAL EXPANSION		θ	C_T		EQUAL AREA TRANSFORMATION		A_1, A_2	C		
		5°	0.17 ⁹	$\theta \leq 14^\circ$			0.15 ⁹			
		7°	0.22							
		10°	0.28							
FLANGED ENTRANCE		$A_1/A_2 = 0.0$	100		FLANGED ENTRANCE		$A = \infty$	C		0.34^{12}
DUCT ENTRANCE		$A_1/A_2 = 0.0$	100		DUCT ENTRANCE		$A = \infty$	C		0.85 ⁹
FORMED ENTRANCE		A_2/A_1	C_0		FORMED ENTRANCE		$A = \infty$	C		0.03 ⁹
		0.0	2.50 ¹²							
		0.2	2.44							
		0.4	2.28							
		0.6	1.98							
SQUARE EDGE		A_2/A_1	C_0		SQUARE EDGE		A_2/A_2	C_0		2.50 ¹²
		0.0	2.50 ¹²	0.0			2.50 ¹²			
		0.2	1.90	0.2			1.90			

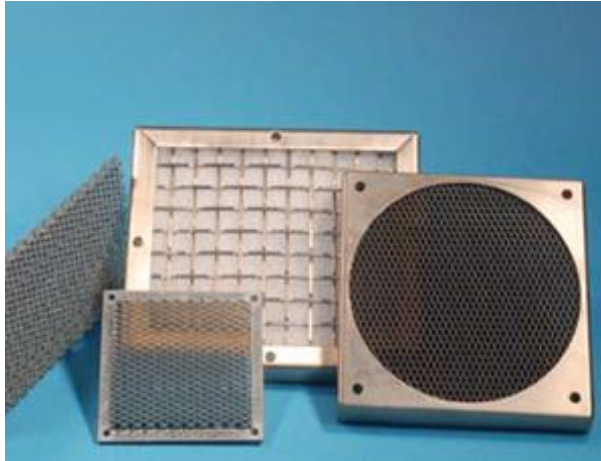
Fuente: ASHRAE Handbook air duct design [6].

2). Análisis de pérdidas en el Homogeneizador de aire

Un homogeneizador es un elemento que mezclará homogéneamente el aire, para lograr tal fin se utilizarán unos dispositivos conocidos como honeycomb

[13], los cuales son unas rejillas en forma octogonal como un panel de abejas, de diámetros entre 3 a 7 [mm]. Véase Figura 33.

Figura 33. Paneles Honeycomb



Fuente: http://www.hollandshielding.com/113-Honeycomb_Ventilation_panels__Series-en.htm [13].

Las pérdidas en el homogeneizador se analizarán como contracciones abruptas a la entrada y expansión abrupta a la salida

➤ Pérdidas en el Homogeneizador de aire:

$$A_c = 0.6619$$

$$A_s = \frac{\pi d^2}{4} * \#N$$

$\#N = 12825$ Es el número promedio de agujeros que posee el honeycomb [13].

- Entrada

$$\Delta P = 0.06 \left(\frac{787.4}{4005} \right)^2$$

$$\Delta P = 0.002 \text{ [in H2O]}$$

- Salida

$$\Delta P = 0.08 \left(\frac{816.9}{4005} \right)^2$$

$$\Delta P = 0.0033 \text{ [in H2O]}$$

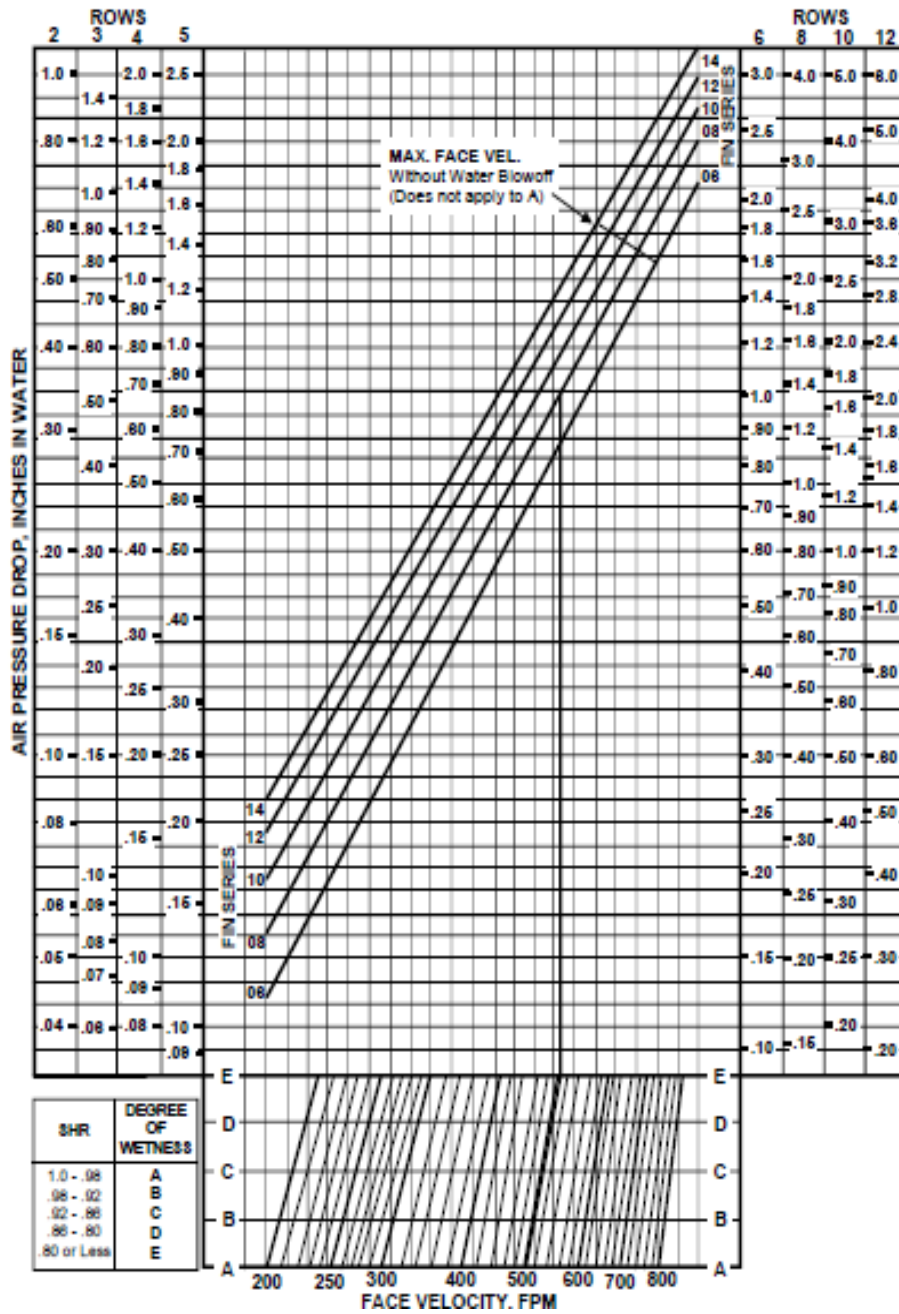
3). Análisis en el Intercambiador de pruebas

Las pérdidas del Intercambiador de calor se analizaron respecto a las tablas AHRI [4] y las tablas de intercambiadores McQuay® Water Cooling & Evaporator Coils [14], véase Figura 34. Se utilizó el valor más alto entre las dos.

- Pérdidas en el intercambiador de pruebas:

$$\Delta P = 1.4 \text{ [in H2O]}$$

Figura 34. Pérdidas en intercambiadores de calor de aleta y tubos, McQuay®
Water Cooling & Evaporator Coils



Fuente: Catalogo McQuay® Water Cooling & Evaporator Coils; Pg. 11 [14].

4). Análisis de pérdidas en el eliminador de gotas

Un eliminador de gotas es un elemento que nos ayudará a retener el agua de la mezcla aire-agua, a la salida del evaporador antes de que entre al ventilador, véase Figura 35.

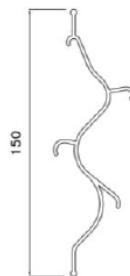
Figura 35. Separador de Gotas



Fuente: Catalogo Air-pack eliminator specification [15].

El cálculo de la pérdida de presión en el eliminador de gotas se tomará de la Figura 37. En cual se ha seleccionado el separador de gotas PG 20 el cual cumple con los estándares críticos que se han preseleccionado, ver Figura 36.

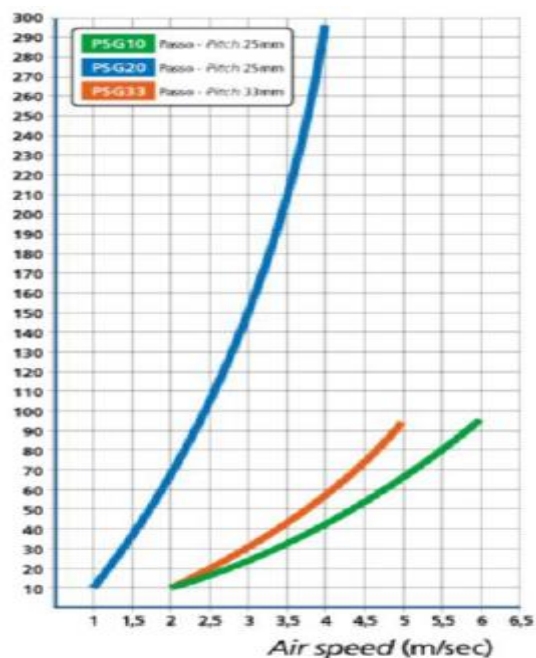
Figura 36. Separador PG 20.



PSG20

Fuente: Catalogo Air-pack eliminator specification [15].

Figura 37. Pérdidas de presión através del separador de gotas.



Fuente: Catalogo Air-pack eliminator specification [15].

➤ Pérdidas en el eliminador de gotas

$$\Delta P = 0.64 \text{ [in H2O]}$$

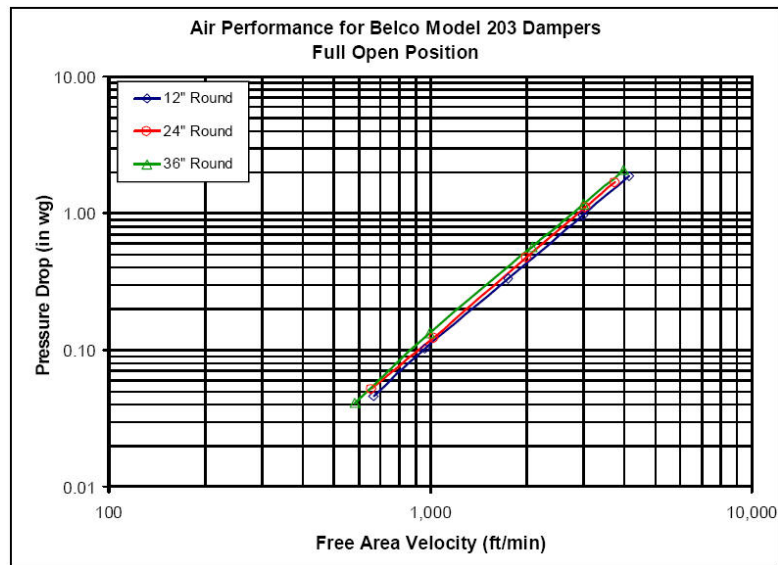
5). Análisis de pérdidas en el mezclador de aire

En los mezcladores de aire la caída de presión se considerará despreciable, por lo tanto no será tomada en cuenta para los cálculos.

6). Análisis de pérdidas en el Damper

Los valores de pérdida de presión del Damper se obtienen de la gráfica de la Figura 38 [16], teniendo en cuenta que la recirculación de aire se hará siempre con los Damper abiertos para cada ciclo de trabajo.

Figura 38. Grafica relación velocidad del aire y pérdida de presión.



Fuente: <http://www.belco-mfg.com/dampersnew.htm> [16]

➤ Pérdidas en el Damper

$$\Delta P = 0.07 \text{ [in H}_2\text{O]}$$

7). Análisis de pérdida por el ducto

Las pérdidas de presión en el ducto de recirculación, se calcularán realizando una conversión del ducto circular a un ducto rectangular para hallar un

diámetro equivalente el cual facilitaran los cálculos, para esto se utiliza la ecuación (5.2) [6].

$$d_c = \frac{1,3*(L1*L3)^{0,625}}{(L1+L3)^{0,250}} [in] \quad (5.2)$$

Con el diámetro hidráulico equivalente conseguido las pérdidas hidráulicas se encuentran de la Figura 39 [6].

➤ Pérdidas en el ducto de pruebas

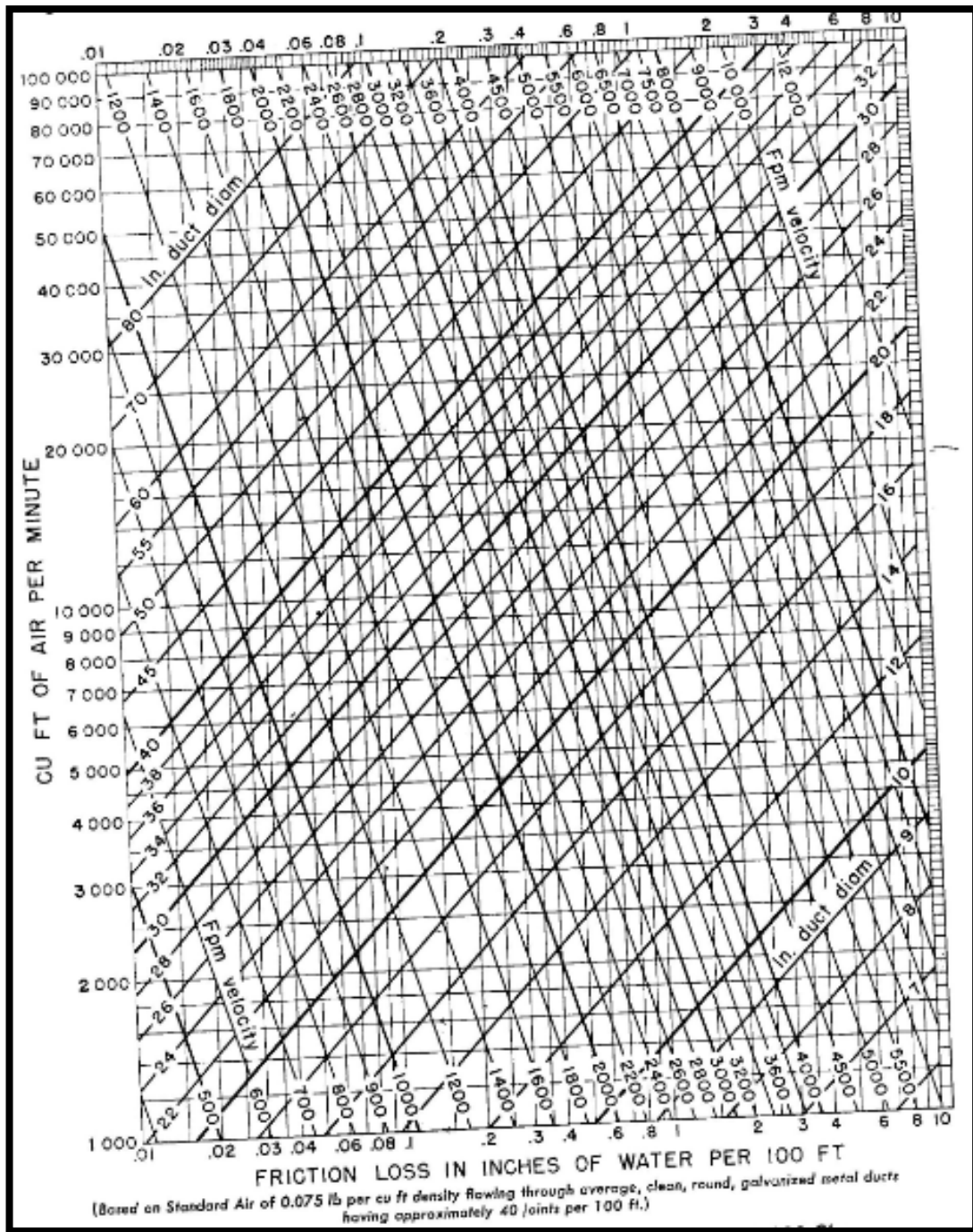
$$d_c = \frac{1,3*(L1*L3)^{0,625}}{(L1+L3)^{0,250}} \quad (5.2)$$

$$d_c \cong 34 [in H2O]$$

Para una longitud del ducto de pruebas de 4 [m], la caída de presión es de:

$$\Delta P = 0.0472 [in H2O]$$

Figura 39. Pérdida de presión en tubería Galvanizada.

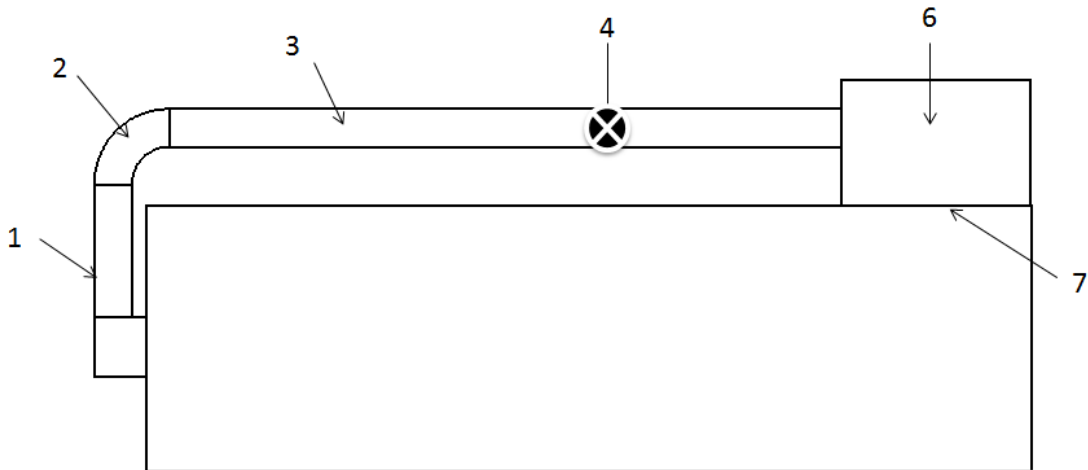


Fuente: ASHRAE Handbook air duct design. Pg., 161 [6].

5.2.2 Tubería de recirculación

Como se muestra en la Figura 40, la tubería de recirculación cuenta con los siguientes elementos.

Figura 40. Tubería de recirculación.



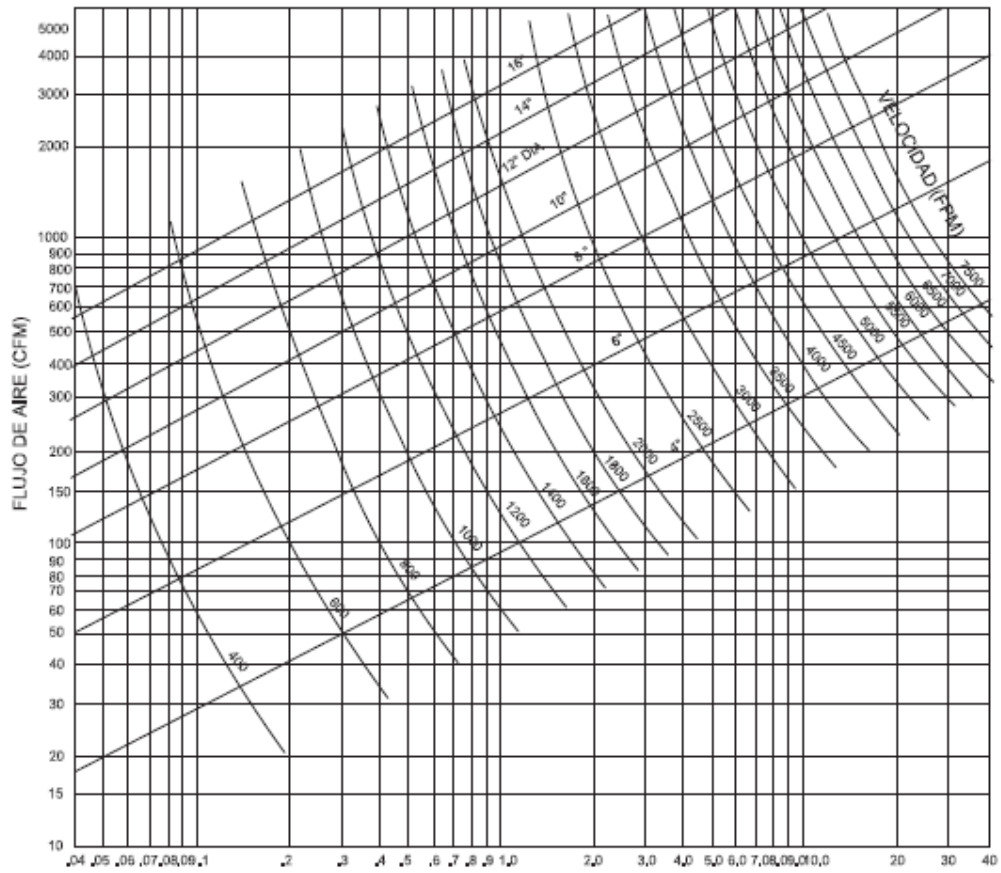
Fuente: Autores.

- 1). Tubería de ascenso; 2). Codo; 3). Tubería a la cámara; 4). Vortab; 6). Cámara de compensación; 7). Rejilla y Expansión brusca.

Para comenzar con el análisis de pérdidas en tuberías, tendremos como valor para el análisis el flujo másico a la salida del intercambiador de calor \dot{M}_a , el diámetro del ducto de pruebas seleccionado mínimo como condición crítica de diseño será de 14 [in]; aplicando la formula $\dot{M}_a = \rho \dot{v}_a$ despejamos el flujo másico, véase Figura 41.

La pérdida en la tubería de recirculación se tomó del catálogo para un flujo de 4300 [CFM], lo cual nos da una pérdida de 3 [in H₂O]/100[pies de tubería].

Figura 41. Pérdida por fricción en tramo recto



Fuente: <http://vermont.com.mx/pdf/dfm-tabla.pdf>.

Las tuberías de ascenso y tubería a la cámara se analizan como se explicó en este capítulo, como las expansiones bruscas que se sufrirán en la cámara de compensación y la rejilla de salida; los cálculos de las pérdidas en el codo, el vortab, se explicará a continuación.

➤ Pérdidas en el codo

Las pérdidas en el codo se tomaron de la Tabla 14.

Tabla 14. Pérdidas en codos.

Velocidad m/s	Pérdidas de carga reales ΔP (mm c.a.)			
	Codo Red. 390 x 310 mm	Codo 3 piezas 390 x 310 mm	Codo Red. 300 x 300 mm	Codo 3 piezas 300 x 300 mm
1	0,05	0,04	0,03	0,02
2	0,18	0,15	0,10	0,10
3	0,41	0,33	0,23	0,22
4	0,74	0,59	0,42	0,38
5	1,15	0,93	0,65	0,60
6	1,66	1,33	0,94	0,86
7	2,25	1,81	1,27	1,18
8	2,94	2,37	1,66	1,54
9	3,73	3,00	2,11	1,94
10	4,60	3,70	2,60	2,40
11	5,57	4,48	3,15	1,90
12	6,62	5,33	3,74	3,46
13	7,77	6,25	4,39	4,06
14	9,02	7,25	5,10	4,70
15	10,35	8,33	5,85	5,40
16	11,78	9,47	6,66	6,14
17	13,29	10,69	7,51	6,94
18	14,90	11,99	8,42	7,78
19	16,61	13,36	9,39	8,66
20	18,40	14,80	10,40	9,60
21	20,29	16,32	11,47	10,58
22	22,26	17,91	12,58	11,62

Fuente: Catalogo Isover, Pg. 462 [17].

➤ Pérdidas en el Vortab

Las pérdidas en Vortab fueron halladas con la ecuación (5.3) [18].

$$\Delta P = \frac{6.8 \times 10^{-5} \cdot Q^2}{D^4} \text{ [PSI]} \quad (5.3)$$

D= Diámetro del ducto en pulgadas.

Q = Caudal que pasa por ducto [CFM].

5.2.3 Cálculo del lado aire

Se realizó una tabla de pérdidas totales, ver Tabla 15; para el bucle cerrado en la cámara climática.

Tabla 15. Pérdidas de presión dinámicas en el circuito aire de la cámara climática.

PÉRDIDAS	ΔP=[in H₂O]
Ducto de pruebas	0,0472
Intercambiador de pruebas	1,4
Eliminador de gotas	0,64
Homogeneizador (entrada del ducto)	0,0033
Homogeneizador (salida del intercambiador de pruebas)	0,002
Damper	0,07
Contracción a la entrada del ducto	0,0043
Tubería de salida de la cámara	0,0615

Codo de 90	0,76
Vortab	0,91
Tubería a la cámara de compensación	0,492
Cámara de compensación	0,96
Rejilla	0,005
Salida a la cámara climática	0,04
Total	5,4568

Fuente: Autores.

Las pérdidas de presión se aumentan en un 25% como factor de seguridad, lo cual nos da una caída de presión de 6 [in H₂O]; tomaremos este criterio de seguridad, para incluir posibles fugas, los elementos no considerados en detalle y la pérdida de presión por altura del ducto de recirculación, además de todo lo descrito al principio de este capítulo.

5.3 Diseño del circuito lado líquido

El diseño del lado líquido está marcado por dos características importantes, la primera es el diseño del intercambiador 2 entre el circuito primario y el circuito secundario, el cual cumplirá con los requerimientos térmicos de la cámara y servirá de puente entre ésta y la máquina de frío; el segundo es la caída de presión de la tubería de los circuitos. Con estos requerimientos cumplidos se puede seleccionar una bomba que cumpla con los requerimientos del diseño; al igual que en el intercambiador de calor 1 y de

pruebas se usará el mismo algoritmo presentado en la Figura 6, las formulas presentes en esta parte del libro son las expuestas en la bibliografía [8].

5.3.1 Diseño del intercambiador de calor 2

Teniendo en cuenta el salto térmico crítico del intercambiador de pruebas más grande, para lograr una transferencia de calor se seleccionó un intercambiador de casco y tubos, el cual proporcionará área mayor de transferencia de calor en un espacio reducido; a continuación se dan los pasos para diseñarlo teniendo en cuenta el diagrama mostrado en la Figura 3; como primera medida utilizaremos el método LMTD (temperatura media logarítmica) ecuación 5.4 [12].

$$\dot{Q} = UA * LMTD * F \quad (5.4)$$

Dónde:

UA= coeficiente global de transferencia de calor $[\frac{W*m^2}{c}]$.

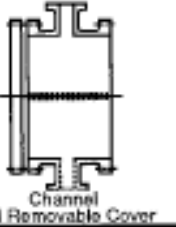


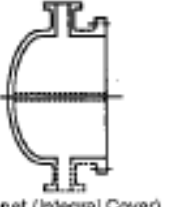
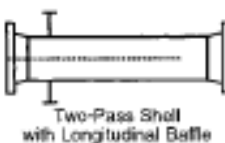
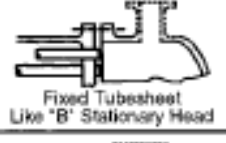
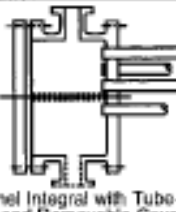
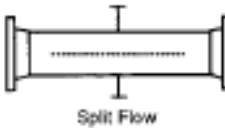
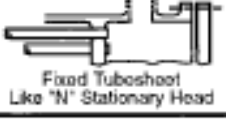
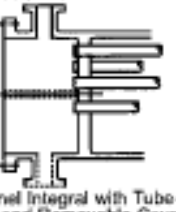
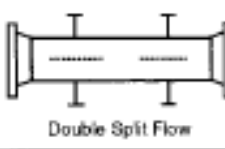
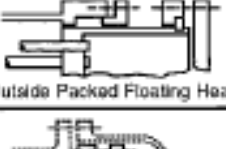
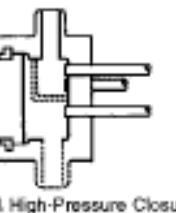

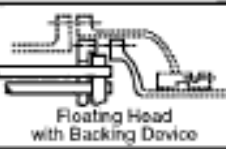
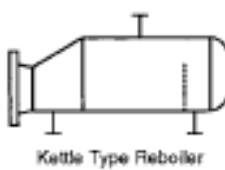
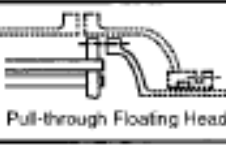
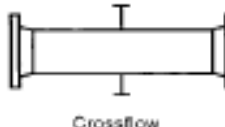
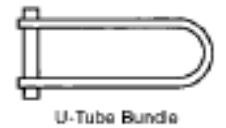

F= factor de corrección, el cual depende del tipo de intercambiador.

Para obtener el valor del flujo másico y del calor transferido entre los fluidos se utilizarán la siguiente expresión [12].

$$\dot{Q} = C_p \dot{M} (T_1 - T_2)_{frio} = C_p \dot{M} (t_2 - t_1)_{caliente} \quad (5.5)$$

Para encontrar el valor de F primero se definió el tipo de intercambiador basado en [19, 21], se impuso la configuración AEU (véase Figura 43), a continuación se muestra el tipo de configuración en la Figura 42.

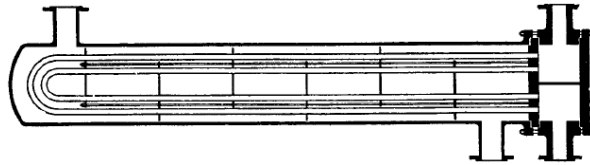
Figura 42. Tipos de configuraciones de intercambiadores de calor.

	Front-End Stationary Head Types	Shell Types	Rear-End Head Types
A	 Channel and Removable Cover	E  One-Pass Shell	L  Fixed Tubesheet Like "A" Stationary Head
B	 Bonnet (Integral Cover)	F  Two-Pass Shell with Longitudinal Baffle	M  Fixed Tubesheet Like "B" Stationary Head
C	 Channel Integral with Tube-Sheet and Removable Cover	G  Split Flow	N  Fixed Tubesheet Like "N" Stationary Head
N	 Channel Integral with Tube-Sheet and Removable Cover	H  Double Split Flow	P  Outside Packed Floating Head
D	 Special High-Pressure Closure	J  Divided Flow	S  Floating Head with Backing Device
		K  Kettle Type Reboiler	T  Pull-through Floating Head
		X  Crossflow	U  U-Tube Bundle
			W  Externally Sealed Floating Tubesheet

Fuente: Fundamentals of heat exchanger design. Pg. 15 [7]

Los tubos internos en forma de U, están fijos únicamente a la placa tubular fija, esto permite que funcione a presiones y temperaturas muy altas sin que se produzca estrés térmico, evitando los daños que este provoca en las uniones de los tubos con la placa tubular. Este tipo de intercambiador de calor puede utilizarse para la condensación total o parcial de gases y vapores y como refrigerador de fluidos.

Figura 43. Intercambiador de calor 1-n, con tubos en U.



Fuente: Procesos de transferencia de calor [8].

El valor de $F=0,9$ se encuentra de las formulas $R=3,5$ y $P=0,2$ las cuales se interceptan en la Figura 44.

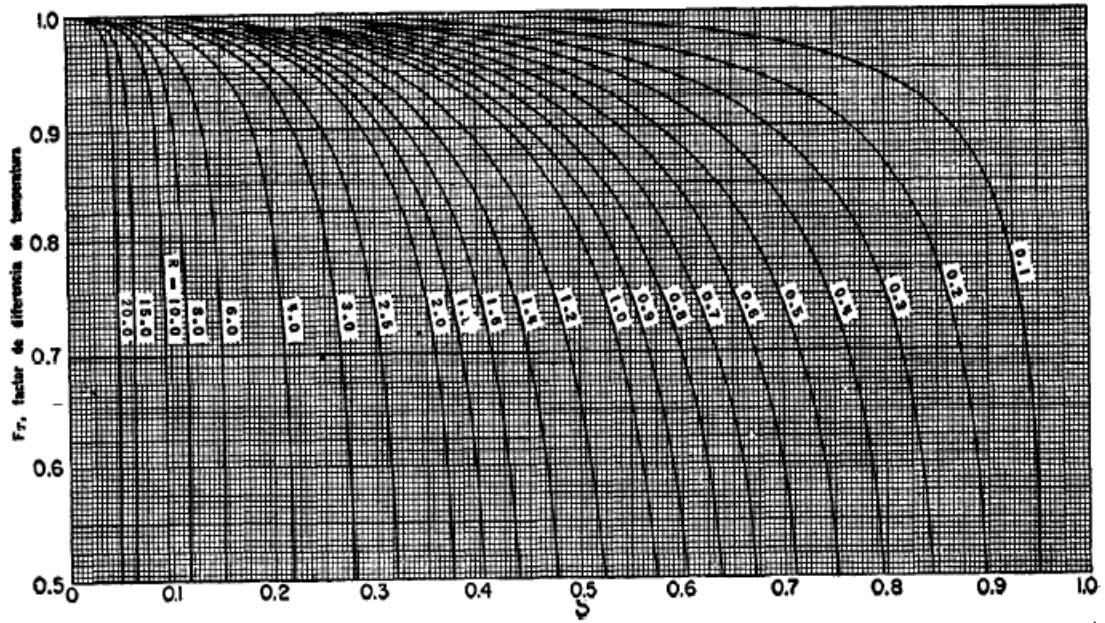
$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (5.6)$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (5.7)$$

Las características de los tubos internos recomendados por la norma TEMA [9] van desde $\frac{1}{4}$ " a $2\frac{1}{2}$ " y un espesor B.W.G.² de 26 a 7; la Tabla 16 muestra las características para los tubos dentro del intercambiador de calor.

² El espesor de la pared de una tubería se da normalmente en parte decimal de pulgada y no como fracción o número de calibre. El acrónimo - BWG - viene del inglés Birmingham Wire Gauge.

Figura 44. Factores de corrección de la LMTD.



Fuente: Standards of Tubular Exchanger Manufacturers [19].

Tabla 16. Tubos sin soldadura y soldados para intercambiadores de calor.

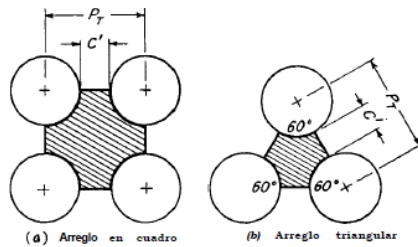
DIN in.	DE mm	BWG									
		Espesor	mm	25	24	23	22	21	20	19	18
			in.	0,51	0,56	0,64	0,71	0,81	0,89	1,07	1,24
3/16"	4,76	Kg/m		0,068	0,063	0,07	0,077	0,085	0,091	0,104	
1/4"	6,35	Kg/m		0,08	0,087	0,097	0,107	0,12	0,13	0,15	0,168
3/8"	9,53	Kg/m		0,124	0,135	0,152	0,169	0,19	0,206	0,242	0,276
1/2"	12,7	Kg/m		0,167	0,183	0,207	0,23	0,26	0,283	0,334	0,383
5/8"	15,9	Kg/m							0,359	0,426	0,49
3/4"	19,1	Kg/m							0,4364	0,517	0,597

Fuente: catalogo Jannone tubos S.L [20].

La Tabla 16 muestra los espesores, diámetros y peso lineal de los tubos de aceros usados en los intercambiadores de calor; Una vez definido el tamaño

de los tubos a usar se procede a elegir la configuración de los tubos dentro de la carcasa y el número de pasos por tubo véase Figura 45 y 46.

Figura 45. Tipos de arreglo.



Fuente: Procesos de transferencia de calor donal Q. kern. Pág. 173 [8].

Los arreglos triangulares proporcionan una mayor turbulencia en el lado carcasa, lo cual nos da una mayor transferencia de calor, además en el arreglo triangular cabe cualquier número de tubos par. Para encontrar el paso de los tubos la norma TEMA [9] recomienda la siguiente expresión.

$$PT = 1.25 * OD \quad (5.8)$$

Datos:

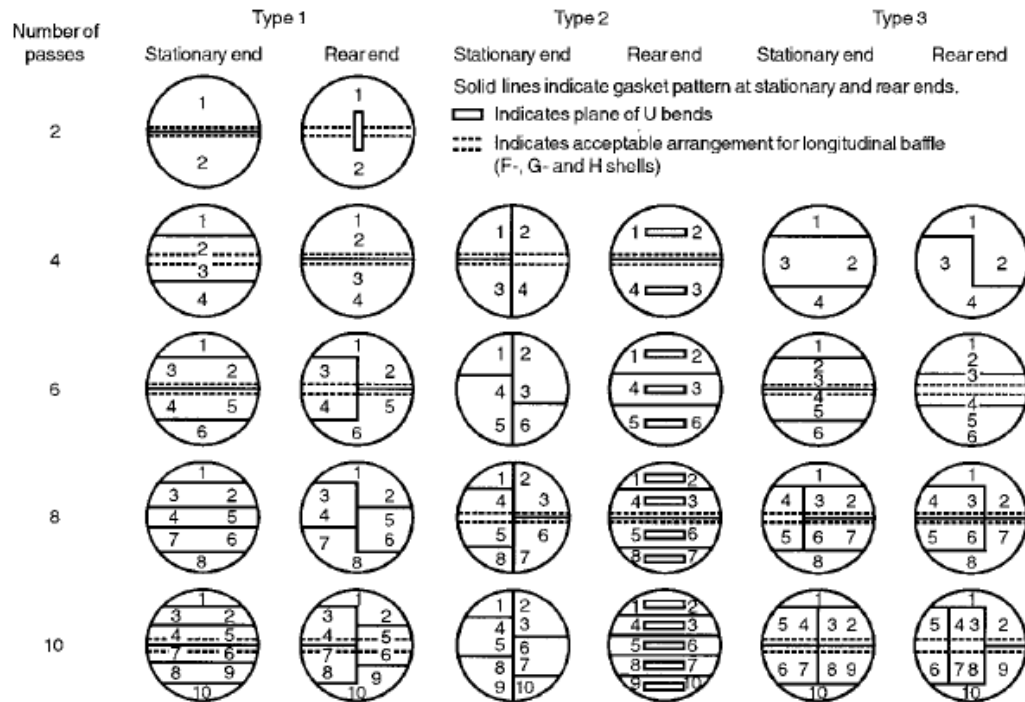
OD= Diámetro exterior del tubo [m]

OD=0,00953 Diámetro de 3/8"

DI=0,00829 calibre 18 [BWG]

$N_t = 12$ Número de tubos para cualquier arreglo triangular

Figura 46. Arreglo de pasos en los intercambiadores de calor de casco y tubo.



Fuente: Fundamentals of heat exchanger design. Pág. 69 [7].

Definiendo el número de pasos como $N_{pasos_t} = 4$, se procede a calcular el diámetro del haz de tubos de la ecuación 5.9.

$$D_b = OD \left(\frac{N_T}{K_l} \right)^{\frac{1}{n_l}} \quad (5.9)$$

Donde los valores de n_l y K_l se toman de la Tabla 17. El valor del diámetro del haz de tubos y las constantes es:

$$D_b = 0.1112 \quad K_l = 0.175 \quad n_l = 2.285.$$

Tabla 17. Constantes para la ecuación del haz de tubos.

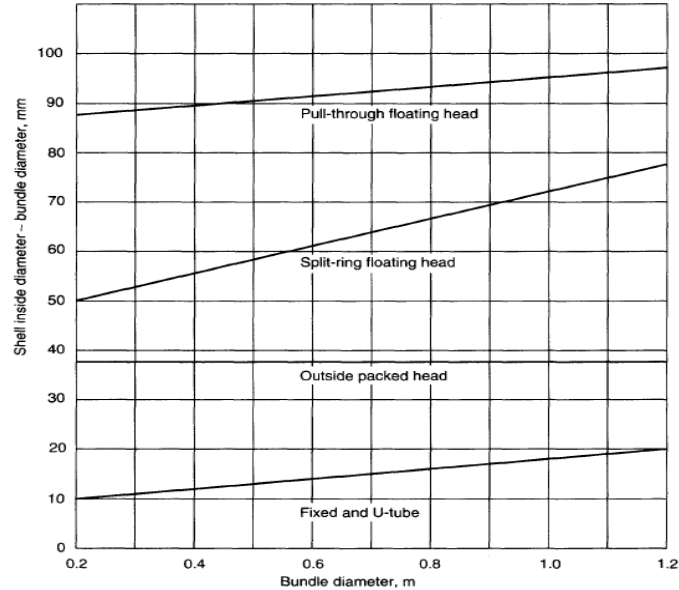
Triangular pitch, $p_t = 1,25d_0$					
N_0 passes	1	2	4	6	8
K_l	0,319	0,249	0,175	0,0743	0,0365
n_l	2,142	2,207	2,285	2,499	2,675
Square pitch, $p_t = 1,25d_0$					
N_0 passes	1	2	4	6	8
K_l	0,215	0,156	0,158	0,0402	0,0331
n_l	2,207	2,291	2,263	2,617	2,643

Fuente: Norma TEMA [9]

El valor del diámetro interno del casco se toma de la Figura 46, el cual nos da

$$D_s = 0,120312 \text{ [m]}$$

Figura 47. Gráfica para encontrar la holgura del intercambiador.



Fuente: Norma TEMA [9]

La velocidad máxima recomendada en [21] para el lado tubos es de 4 [m/s], y en el lado casco es de 0,3 - 1 [m/s]. Con estos valores los usamos como

base para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor. En el lado tubos nos apoyaremos en la gráfica Reynolds contra número Colburn (ver Figura 48) y el coeficiente de película [9]:

$$h_i = j_i \left(\frac{k}{DI} \right) * Re_i * \left(C_{pi} * \frac{\mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5.10)$$

$$Re_i = \frac{DI * G_t}{\mu} \quad (5.10a)$$

$$G_t = \frac{\dot{M}_t}{a_t} \quad (5.10b)$$

$$a_t = N_t * \frac{a'_t}{n} \quad (5.10c)$$

Dónde:

G_t = gasto másico $\left[\frac{Kg}{m^2-s} \right]$.

N_t =Número de tubos en el haz.

n = Número de pasos en el lado de los tubos.

a'_t =Área de la sección transversal de un tubo [m].

DI = Diámetro interno de un tubo [m].

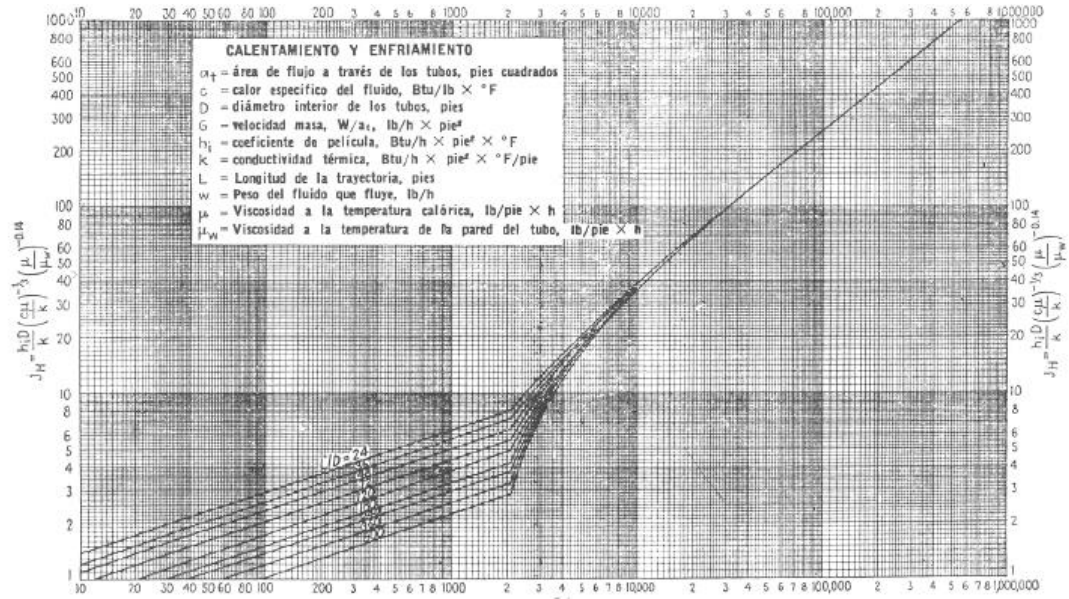
k = conductividad térmica del fluido dentro de los tubos $\left[\frac{J}{Kg-C} \right]$.

Re_i = Reynolds interno en los tubos.

a_t =Área de transferencia de calor en el lado tubos [m].

Con lo cual se consigue un coeficiente de transferencia de calor dentro de los tubos de $h_i = 5973 \left[\frac{W}{m^2K} \right]$ y un Reynolds de $Re_i = 101444$.

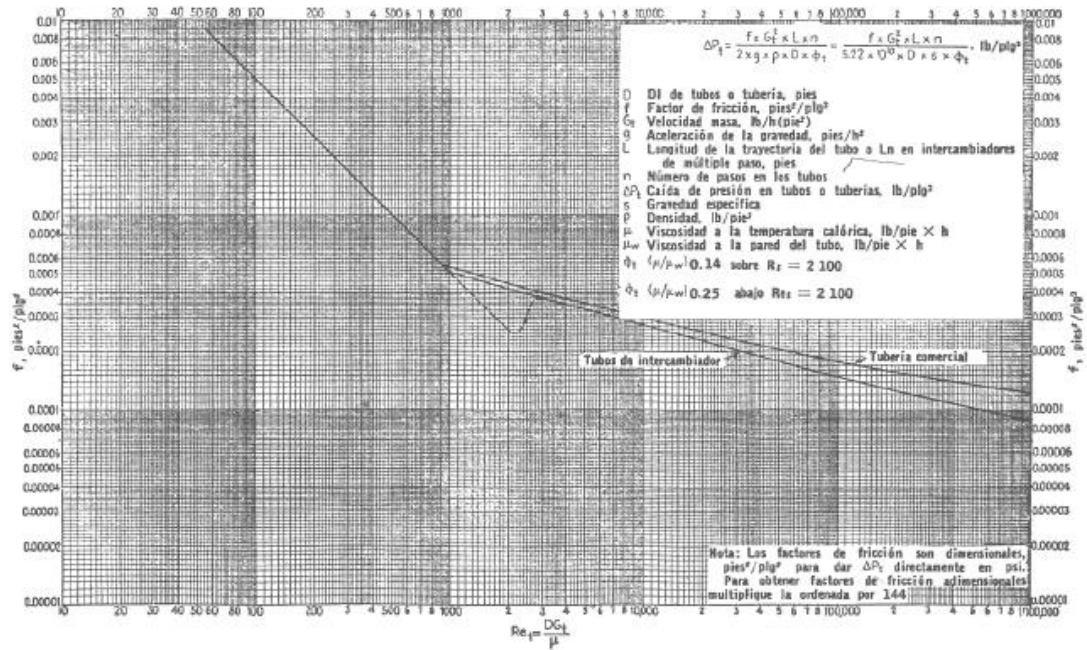
Figura 48. Curvas de transferencia de calor para el lado tubos.



Fuente: Procesos de transferencia de calor [8].

El factor de fricción dentro de los tubos se obtiene de la Figura 49.

Figura 49. Factores de fricción para el lado tubos.



Fuente: Procesos de transferencia de calor [8].

La caída de presión dentro de los tubos se obtiene de la siguiente expresión [9], obteniendo un valor de $\Delta P_t = 115832 \text{ pa}$.

$$\Delta P_t = N_{pasos_t} * (8 * f_t * \frac{L_{tubos}}{DI} * +2,5) * (\rho_i * \frac{v_t^2}{2}) \quad (5.11)$$

Dónde:

ΔP_t =Caída de presión en el lado de los tubos [pa].

N_p = Número de pasos en el lado de los tubos.

v_t = Velocidad del refrigerante en los tubos [m/s].

f_t =factor de fricción en el lado de los tubos.

Para el lado casco, se utilizarán las siguientes fórmulas para hallar el coeficiente de transferencia de calor [9], junto con la Figura 50.

$$h_o = j_o \left(\frac{k}{D_e} \right) * Re_o * \left(C_{po} * \frac{\mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (5.12)$$

$$Re_o = \frac{D_e * G_c}{\mu} \quad (5.12a)$$

$$G_t = \frac{\dot{M}_c}{a_c} \quad (5.12b)$$

$$a_c = (D_s * C * B) / Pt \quad (5.12c)$$

$$D_e = \frac{4 \left(\frac{Pt}{2} * 0.87 * Pt - \frac{1}{2} * \frac{\pi * OD^2}{4} \right)}{\frac{\pi OD}{2}} \quad (5.12d)$$

Dónde:

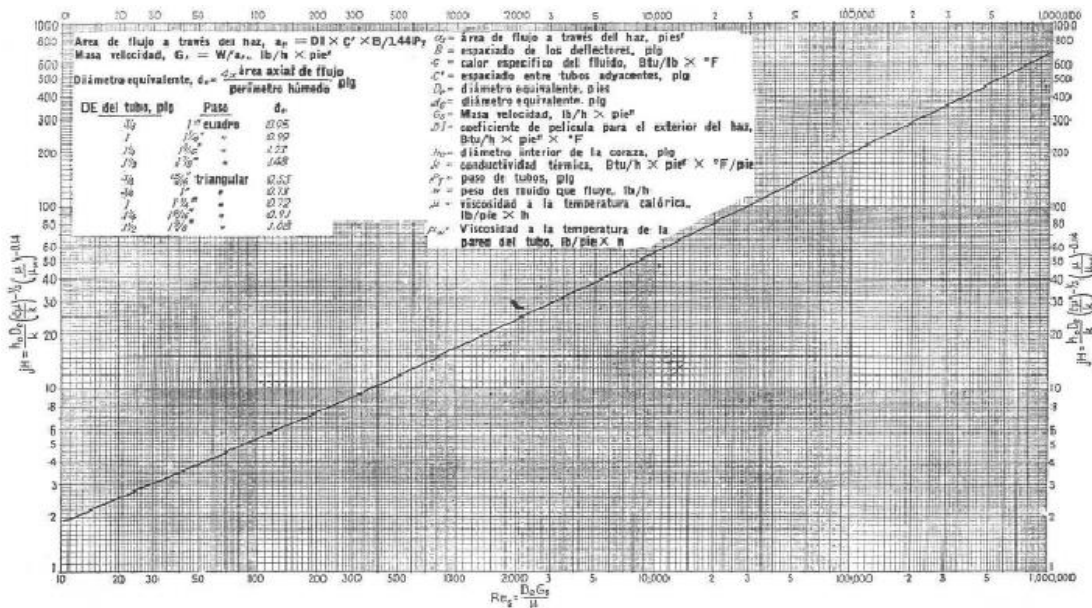
D_s =Diámetro interno del casco [m].

C = Espacio entre los tubos [m].

B = Distancia entre baffles, la norma recomienda entre 0.3 y 0.6 veces OD.

D_e = Diámetro equivalente del lado casco [m].

Figura 50. Curvas de transferencia de calor para el lado coraza con baffles.

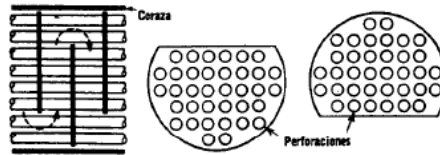


Fuente: Procesos de transferencia de calor [8].

Para conseguir los valores de transferencia de calor hay que definir el tipo de deflector, el más común es el simple segmentado, el segmento cortado debe ser inferior a la mitad del diámetro interno del casco para asegurar que deflectores adyacentes se solapan en al menos una fila completa de tubos [9]. Para flujos de líquidos en el lado de la carcasa el corte del deflector generalmente es del 20 a 25%, con el objetivo de minimizar la caída de presión; (véase Figura 51). Con lo cual se consigue un coeficiente de

transferencia de calor en el lado cascós de $h_o = 1646 \frac{W}{m^2K}$ y un Reynolds de $Re_o = 279,5$

Figura 51. Corte de los baffles o deflectores.



Fuente: Procesos de transferencia de calor Donal Q. kern. [8].

Las caídas de presión en el lado casco se tomó de la Ec. 5.13 [9] y el factor de fricción se utilizó la Figura 52. Con lo cual encontramos un valor de $\Delta P_c = 5604$ pa.

$$\Delta P_c = \left(8 * f_c * \left(\frac{D_s}{D_e} \right) * \left(\frac{L}{B} \right) \right) * \frac{\rho * v_c^2}{2} \quad (5.13)$$

Dónde:

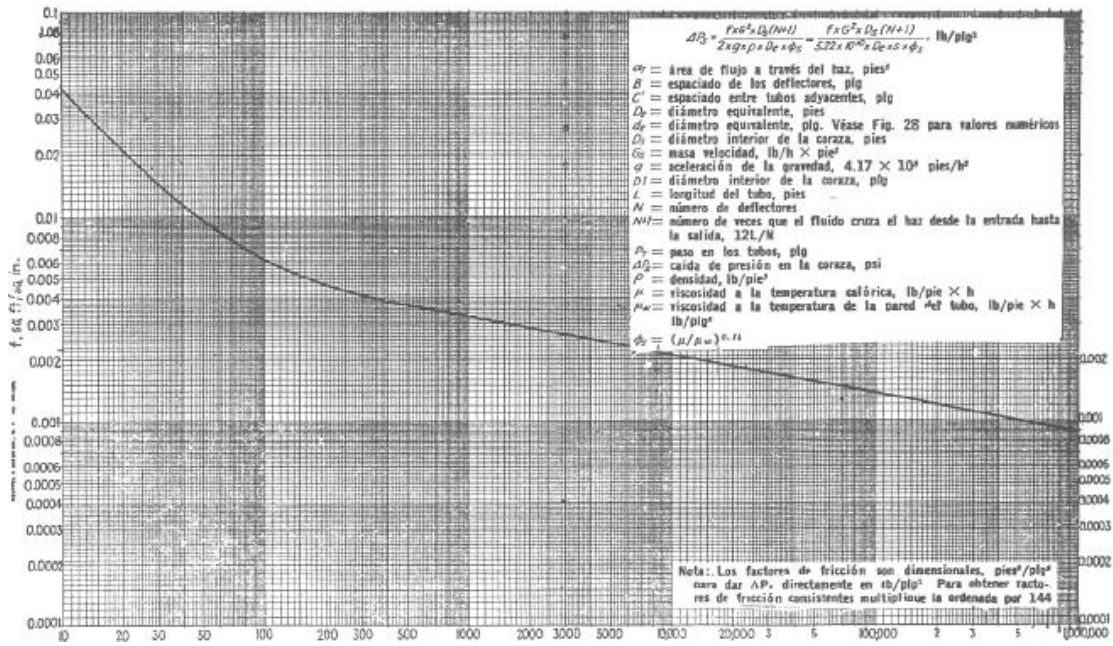
ΔP_c =Caída de presión en el lado cascós [Pa].

D_s = Diámetro interno del casco [m].

v_c = Velocidad en el lado de los cascós [m/s].

f_t =factor de fricción en el lado cascós.

Figura 52. Factores de fricción para el lado carcasa.



Fuente: Procesos de transferencia de calor [8].

La imposición de los valores restantes para completar el diseño de un intercambiador se muestran a continuación:

✓ Temperatura del refrigerante R134-a

$\dot{M}_1 = 0,0003242$ [Kg/s] Flujo másico para el lado frío

$t_1 = -20$ [°C]

$t_2 = -10$ [°C]

- ✓ Propiedades del Ethylene Glycol tomadas del ASHRAE Handbook HVC&A 2011[6]

$\dot{M}_o=0,2942$ [Kg/s] Flujo másico para el lado caliente

$T_1=30$ [°C] Temperatura del Ethylene Glycol

$T_2=-5$ [°C]

$\rho_o = 1073$ [Kg/m³]

$k_o =0,375$ [W/m*K]

$\mu_o=5,065 \times 10^{-3}$ [kg/m*s]

$C_{po} = 3252$ [J/kg*K]

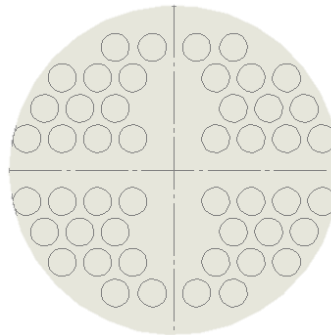
En la Tabla 18 se muestran los valores geométricos, los cuales se representan en las casillas de color amarillo, el calor transferido en el intercambiador 2 en la casilla de color rojo; los flujos (másicos y volumétricos) en el intercambiador se encuentran en las casillas de color azul, estos valores se usan para la selección del intercambiador [21]; La caída de presión en los fluidos que se tiene en cuenta en el diseño el circuito de líquido primario y secundario se presentan de color gris. La disposición de los tubos dentro del intercambiador se muestra en la Figura 53.

Tabla 18. Geometría y calor transferido

GEOMETRÍA Y CAÍDAS DE PRESIÓN DEL INTERCAMBIADOR					
Variable	Resultado	Variable	Resultado	Variable	Resultado
A_{shell}	0,001447	U	1290	\dot{M}_o	0,2942
A_{tubos}	0,0006477	UA	489,5	\dot{M}_i	2,569
DI	0,00829	NTU	0,2306	\dot{V}_i	0,001912
DB	0,1112	RE_c	279,5	\dot{V}_o	0,0002743
D_s	0,1203	RE_t	101444	ΔP_{tubos}	115832
L_{tubos}	0,9049	Q	33481	ΔP_{shell}	5604

Fuente: Autores.

Figura 53. Arreglo de los tubos



Fuente: Autores.

5.3.2 Diseño del circuito líquido secundario

La tubería seleccionada para transportar el Ethylene Glycol fuera de la cámara climática, es tubería de acero de 1[in] de diámetro, dentro de la cámara se utiliza tubería flexible de igual diámetro, definiendo los tipos de tubería se calculará la pérdida de presión para seleccionar el tipo de bomba.

Se analizan las pérdidas de los componentes que conforman el circuito de líquido secundario usando la ecuación 5.14 y el número de Reynolds.

$$\Delta P = \frac{\rho f L v^2}{2D} \quad (5.14)$$

Dónde:

L = Longitud de la tubería.

F =Factor de fricción.

V =Velocidad del fluido.

D = Densidad del fluido.

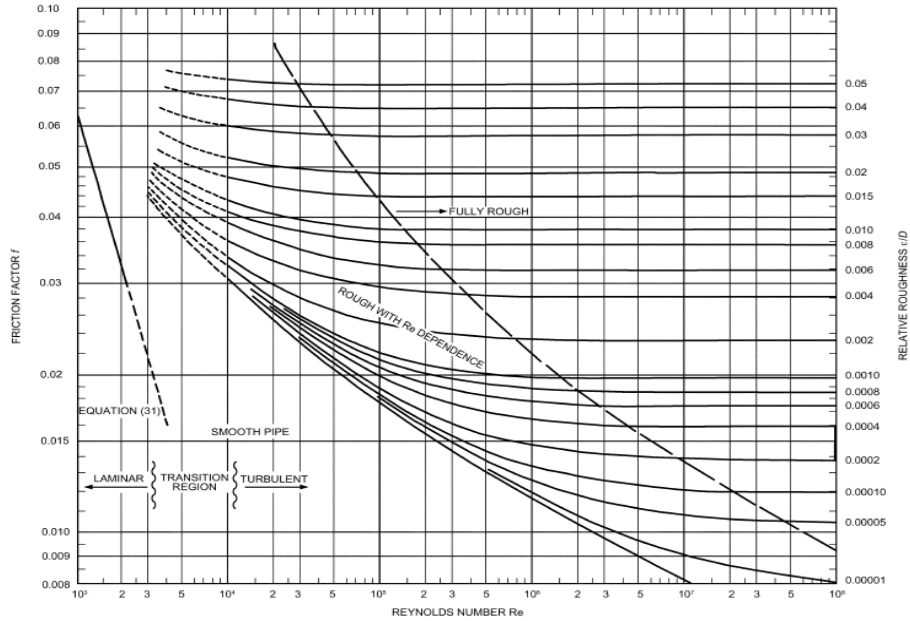
El factor f se tomará de la Figura 54. Donde se cruzará la relación con el número Darcy-Weisbach ε el cual se tomara de la siguiente Tabla 19.

Tabla 19. Número de Darcy-Weisbach para diversos tipos de material.

	Descripción del material	ε (mm)
Tubos lisos	De vidrio, cobre, latón, madera (bien cepillada) y acero nuevo soldado.	0,015
	Tubos de latón	0,025
	Hierro fundido nuevo	0,25
	Hierro fundido oxidado	1 a 1,5
	Hierro fundido nuevo, con bridas o juntas de macho y campana	0,15 a 0,3
	Hierro fundido para agua potable, con bastantes incrustaciones y diámetro de 50 a 125mm	1 a 4
	Acero laminado, nuevo	0,04 a 0,1

Fuente: <http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/confinado/rugosidadabsoluta.html>

Figura 54. Relación entre el factor de fricción y el número de Reynolds
(Diagrama de Moody).



Fuente: ASHRAE Handbook. Pg. 91 [6].

Las pérdidas menores o locales del circuito hidráulico así como codos y válvulas se tomarán de la Figura 55 y en base de la ecuación (5.15).

$$h_l = K \left(\frac{v^2}{2g} \right) \quad (5.15)$$

Figura 55. Coeficiente de pérdida para distintos tipos de configuraciones.

Table 3 Fitting Loss Coefficients of Turbulent Flow

Fitting	Geometry	$K = \frac{\Delta P / \rho g}{V^2 / 2g}$
Entrance	Sharp	0.5
	Well-rounded	0.05
Contraction	Sharp ($D_2/D_1 = 0.5$)	0.38
90° Elbow	Miter	1.3
	Short radius	0.90
	Long radius	0.60
	Miter with turning vanes	0.2
Globe valve	Open	10
Angle valve	Open	5
Gate valve	Open	0.19 to 0.22
	75% open	1.10
	50% open	3.6
	25% open	28.8
Any valve	Closed	∞
Tee	Straight-through flow	0.5
	Flow through branch	1.8

Fuente: ASHRAE Handbook [6].

Las pérdidas por fricción en la tubería se calcularon teniendo en cuenta, las pérdidas menores (o pérdidas locales) y se utilizó como hipótesis que el flujo era totalmente desarrollado. Véase Tabla 20 y 21.

Tabla 20. Pérdidas locales

	Número de conectores	Coeficiente de pérdidas	Pérdidas menores
Número de codos	13	0,8	5,95411E-05
Te estándar de desvío	1	1,8	1,03052E-05
Número de Te	5	0,6	1,71753E-05
Válvulas de globo	7	10	0,000400758
Entrada Brusca	2	0,5	5,72511E-06
Salidas bruscas	2	1	1,14502E-05

Total		0,000504955
-------	--	-------------

Fuente: Autores.

Tabla 21. Pérdidas en el circuito de líquido secundario.

PÉRDIDAS TUBERIAS	$\Delta P=[P_{si}]$	$\Delta P=[P_{as}]$
Pérdidas por Fricción en tubería rígida L=15,8[m]	0,51	3516,52
Accesorias y codos	0,0008	5,328
Intercambiador pruebas	90,5	449697
Intercambiador 2	16,8	115832
Pérdidas por fricción en tubería flexible L=7[m]	0,2259	1557,6
Total	108,03	
	7,5 [Bares]	
	76 [m H₂O]	

Fuente: Autores.

5.3.3 Cálculo del circuito líquido Primario

Las pérdidas por fricción en la tubería se calcularon estimando que el tanque estará a una distancia apropiada de la máquina de frío [2], las pérdidas menores (o pérdidas locales) se realizaron tomando como hipótesis que el flujo era totalmente desarrollado.

Estas pérdidas se calculan con la ecuación 5.15. Véase Tabla 22.

Tabla 22. Pérdidas en el circuito líquido primario

<i>PÉRDIDAS TUBERIAS</i>	<i>ΔP=[Psi]</i>
Pérdidas por fricción tubería rígida L=15,8[m]	0,51
Accesorias y codos	0,0008
Intercambiador 2	0,81
Total	1,3208
	<i>0,06 [Bares]</i>
	<i>0,57 [m H2O]</i>

Fuente: Autores.

6 SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA CÁMARA CLIMÁTICA

6.1 Selección de los componentes lado aire

Para la selección de los componentes se tuvo en cuenta los valores de los cálculos de diseño de los capítulos anteriores, al igual que la ayuda de catálogos especializados para los diversos componentes de la cámara climática, tomando recomendaciones al usar Ethylene Glycol; Véase [17-21] [25-42].

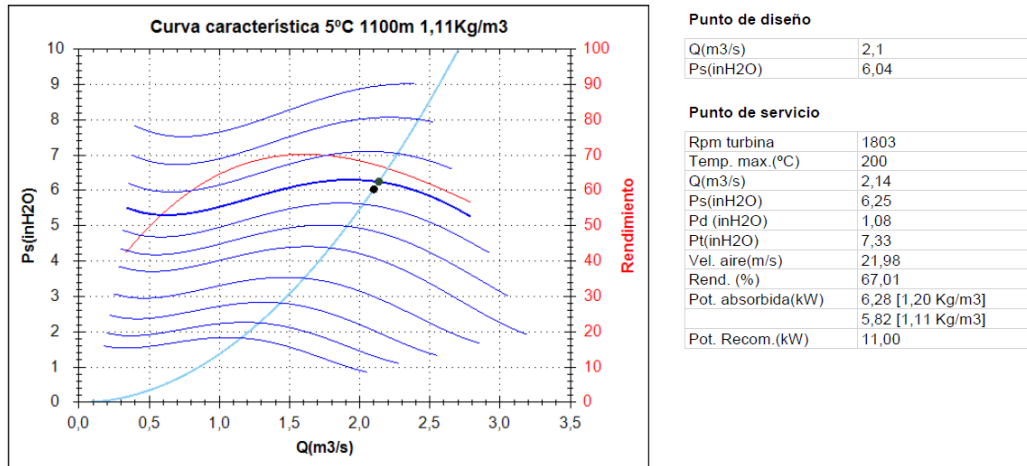
6.1.1 Ventilador

Para la selección del ventilador se tuvo en cuenta lo expuesto en el capítulo 5; tomaremos como hipótesis que solo existen pérdidas por fricción y las propiedades del aire se mantienen constantes desde el ventilador hasta la cámara de compensación, las contracciones en la entrada y salida del ventilador no son tomadas en cuenta.

Las pérdidas de presión se aumentarán en un 10 % como factor de seguridad, con las pérdidas obtenidas, se selecciona un ventilador que brinde el caudal requerido; para este fin se utilizó el software Casals [24] que es más exigente durante la fase de selección.

El ventilador optado es el MZ 31/12, de 1910 [RPM] y de 11 [KW] de potencia, ver Figura 56 y 57.

Figura 56. Curvas características de un ventilador usando el software Casals



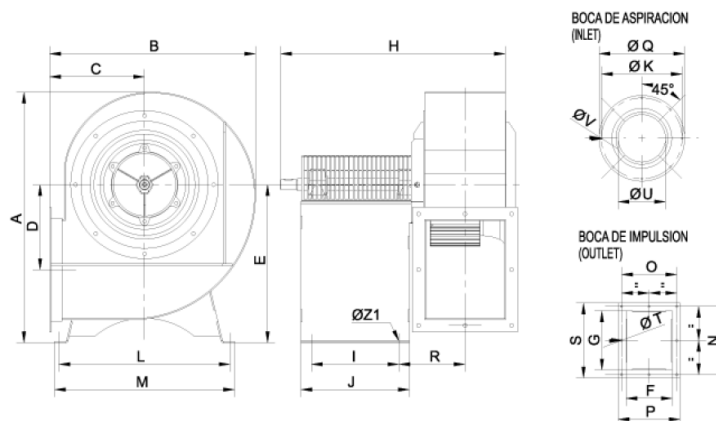
Fuente: Software Casals [24].

Los datos técnicos del ventilador se muestran a continuación, la geometría se muestra en la Tabla 23.

Turbina: 1910rpm, Motor: 1752rpm, Peso aprox.: 56kg + 116kg (motor)

Potencia: 11 kW, $I_{max} 400V = 20,9A$

Figura 57. Tamaño del ventilador a seleccionar.



Fuente: Software Casals [24].

- Esquema del ventilador

Tabla 23. Datos de geométricos del ventilador

A=715	B=588	C=271
D=242	E=451	F=224
G=280	H=642	I=250
J=310	K \varnothing =3945	L=489
M=514	N=318	O=266
P=300	Q \varnothing =422	R=189
S=356	T \varnothing =11	U \varnothing =289
V \varnothing =11	Z1 \varnothing =13	

Fuente: Software Casals [24].

El modelo de Casals, está diseñado para instalación en conducto y son indicados para procesos industriales como extracción o inyección localizada de aire, en la refrigeración de máquinas y el transporte de aire limpio.

6.1.2 Humidificador

Para poder tener un medio estable de humedad en un volumen tan grande como lo es la cámara climática, se necesitará mantener un flujo de agua esparciéndose dentro de la cámara de compensación, para de esta manera tener un control de la Humedad Relativa dentro de la cámara climática, para ello se ha pensado en la selección de un humidificador de vapor por resistencias, por la manera en que está instalado dentro de la cámara de compensación y sus ventajas como un bajo costo de mantenimiento, cortas distancias de absorción y puede usarse con cualquier tipo de agua [25], véase Figura 58; el humidificador es fácil de instalar y tiene una estructura compacta. Este posee un cilindro de acero inoxidable donde se crea el vapor y para poder manejar cualquier tipo de agua, funciona con un tanque de

recolección de sarro lo cual garantiza una durabilidad operativa y un fácil mantenimiento.

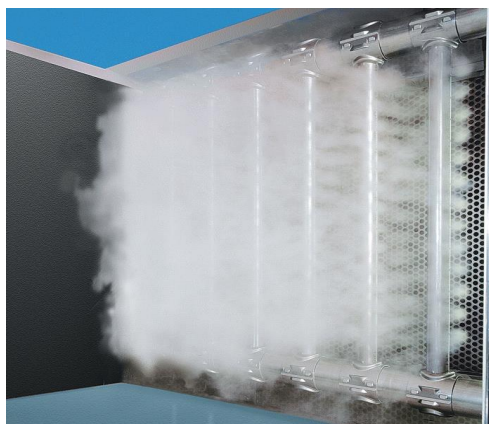
Figura 58. Humidificador de vapor por resistencias.



Fuente: <http://www.jshumidificadores.com.co/condair-esco-humidificador-de-vapor-vivo-835-details/> [26].

Los tubos de distribución ofrecen distancias más cortas de evaporación y una concentración constante de vapor a toda la cámara de compensación; véase Figura 59.

Figura 59. Tubos de evaporación.



Fuente: <http://www.jshumidificadores.com.co/condair-esco-humidificador-de-vapor-vivo-835-details/>.

Se ha seleccionado el humidificador de la marca JS, al proveer un flujo másico de 5, 8, 10, 16, 20, 24, 30, 40, 50, 60 o 80 [Kg/h], el volumen de la cámara es de 1 [m³] lo que garantizará diversos rangos de humedad a la cámara climática, alcanzando los objetivos planteados.

6.1.3 Ducto de aire

El ducto de aire que conecta la cámara climática con la cámara de compensación se había tratado en el capítulo 5; Véase Figura 60, en la sección de diseño del circuito lado aire, en donde se indica una tubería de 14 [in], con aislamiento de fibra de vidrio y con forro exterior de doble película de poliéster metalizado, el cual soporta velocidades hasta 5000 [FPM] y temperaturas de -5 a 75 [C]; las cuales son condiciones apropiadas de operación de la cámara climática.

Figura 60. Ducto de recirculación.



Fuente: <http://vermont.com.mx/portfolio-post/ducto-flexible-dfm/>.

6.1.4 Manta eléctrica (Refinamiento Térmico)

La manta eléctrica o resistencias eléctricas, están dispuestas en la cámara de compensación, con la finalidad aumentar la temperatura del aire dentro de la cámara climática hasta en 5 [°C]. Las resistencias eléctricas proveerán 13 [KW], como se muestra a continuación.

$$\dot{M}_{aire} = 2,575 [Kg/s]$$

$$C_p = 1,012 [KJ/Kg - K]$$

$$Q = \dot{M}_{aire} * C_p * 5 = 13 [KW]$$

Colocadas a lo largo de la cámara de compensación, esto será lo suficiente para refinar la temperatura en 5 grados,

6.1.5 Compensador de presión

Tanto las puestas en marcha de los intercambiadores, como el funcionamiento del humidificador y las diversas funciones que posee la cámara climática, pueden presentar sobre presiones o depresiones dentro de ella; las cuales causarían un daño a la infraestructura, para resolver estos problemas se utiliza una válvula compensadora de presión la cual está instalada en una pared de la cámara climática.

La cantidad de válvulas necesarias en un cuarto frigorífico y en cámaras de conservación, se encuentra mediante la ecuación (6.1) [36]:

$$\text{Numero de válvulas} = \frac{1,3V}{T*(273+t)} \quad (6.1)$$

Dónde:

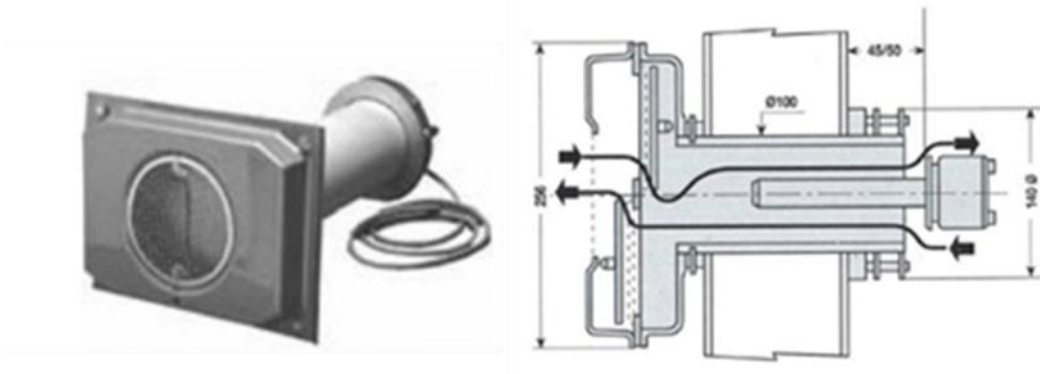
V = Volumen de la cámara.

T = Variación de temperatura x minutos x [°C].

t = Temperatura en el interior de la cámara [°C].

La ecuación 6.1 nos da como resultado 1 válvula compensadora, la válvula seleccionada es de la marca Infracra [36], véase Figura 61.

Figura 61. Válvula compensadora de presión.



Fuente: <http://www.infrac.com> [36]

6.2 Selección de los componentes lado líquido

Los componentes principales del lado líquido lo constituyen las bombas, el intercambiador de calor, el tanque de refrigerante y la máquina de frío; a continuación se muestra la selección propuesta para la infraestructura.

6.2.1 Bombas

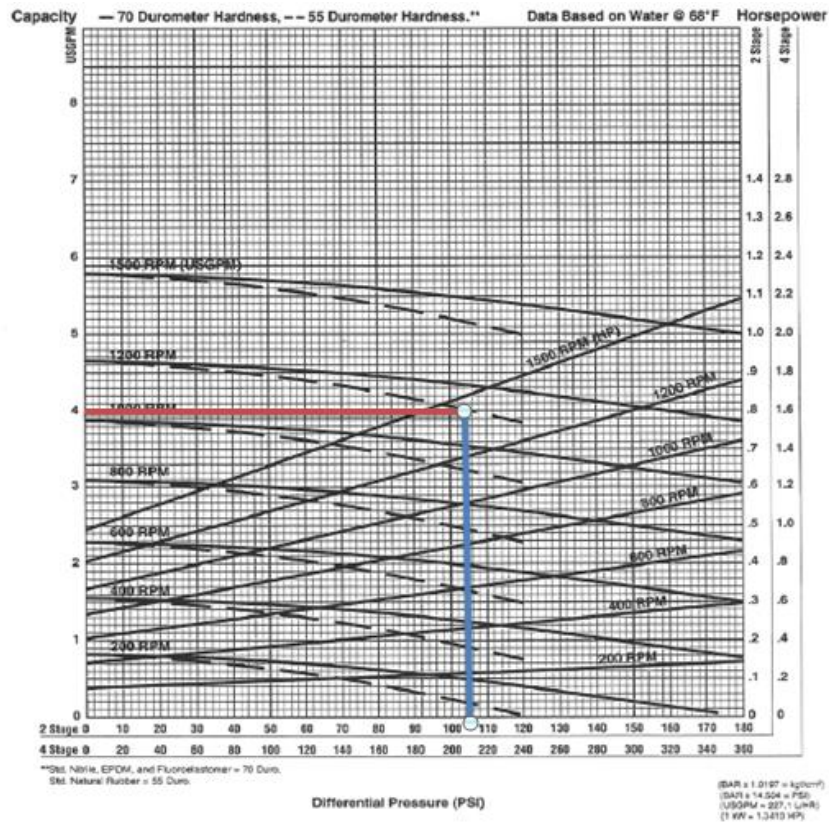
Las bombas existentes son diversas, pero para nuestro caso particular tenemos dos bombas que impulsan dos fluidos en un sistema de enfriamiento por cascada, primero mostraremos la selección de la bomba del circuito de líquido primario para ello usaremos la Tabla 20 y 21 de pérdidas en el circuito líquido.

6.2.1.1 Selección de la bomba para el circuito lado líquido (Ethylene Glycol)

La sección de la Bomba que impulsa el fluido en el circuito líquido secundario se realizará teniendo en cuenta las pérdidas estudiadas en el capítulo anterior, para elegir la bomba adecuada a las necesidades del diseño se hará uso del catálogo de bombas de desplazamiento positivo Moyno [27], El catálogo de bombas Moyno nos provee de una gran variedad de bombas.

Tomando un caudal máximo de 4,28 [GPM] y una pérdida de presión en el circuito de líquido secundario de 7,5 [Bares], se analizó que la mejor opción es una bomba de desplazamiento positivo. Véase Figura 62.

Figura 62. Curvas características de una bomba de desplazamiento positivo del circuito de líquido secundario.

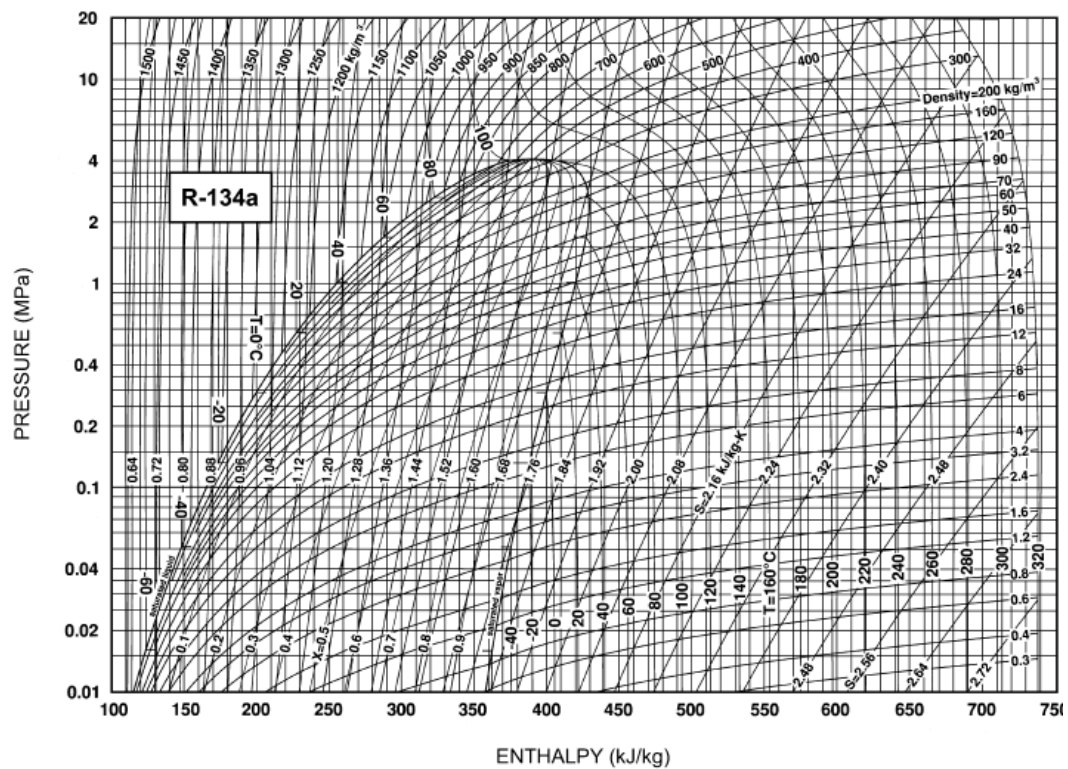


Fuente: Catalogo de Bombas Moyno [27].

6.2.1.2 Selección de la bomba para el circuito frigorífico con refrigerante R-134a.

Para la selección de la bomba del circuito de líquido primario, se observó que solo moverá el fluido del tanque hacia el intercambiador 2, el cual presenta las mayores pérdidas ya que la tubería y las pérdidas menores son mínimas. La bomba trabajará en la zona de líquido subenfriado, véase Figura 63; se tomará como referencia en [21] la presión máxima de trabajo de 4 [bar], y el caudal calculado de 3 [GPM] a una temperatura -10 [°C]; para entrar en el diagrama de Mollier del R134a.

Figura 63. Diagrama del refrigerante 134a.



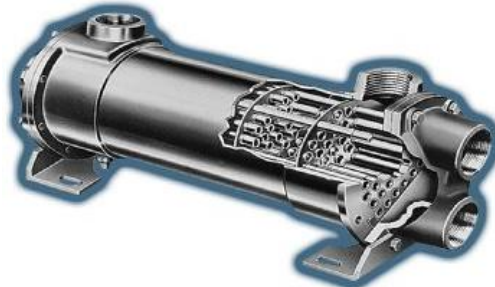
Fuente: ASHRAE. Hvac Systems and Equipment 2008, SI [5].

Tomando esto como referencia de selección de la bomba, se decidió seleccionar la bomba Moyno A2A debido a la versatilidad y sus múltiples curvas a diversas velocidades.

6.2.2 Intercambiador de calor 2

El intercambiador de calor 2 que necesita el circuito de líquido es un intercambiador que abarca rangos de temperatura amplios, soporta altas presiones, de fácil mantenimiento y económico; para este trabajo se pensó en un intercambiador de casco y tubos. Véase Figura 64.

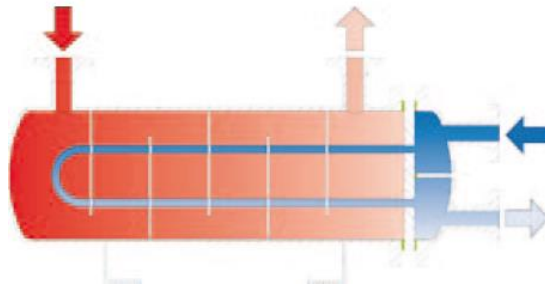
Figura 64. Intercambiador de casco y tubos



Fuente:<http://www.standardxchange.com/Tools/Portfolio/frontend/item.asp?ItemID=0&projflag=0&type=0&size=0&lngDisplay=0&strMetaTag=#sku14>.

Con los datos de temperaturas y flujos máxicos calculados en el capítulo 5 se ha seleccionado un intercambiador FUNKE tipo C300, véase Figura 65; el cual es un intercambiador de calor en forma de U extraíble cuya placa tubular fija se encuentra sujeta entre las bridas del lado carcasa, permiten un funcionamiento a altas presiones y temperaturas.

Figura 65. Intercambiador FUNKE tipo C300.



Fuente: catalogo FUNKE intercambiadores de calor [28].

6.2.3 Recipiente de refrigerante líquido R-134^a.

El recipiente de líquido refrigerante que se encuentra en el circuito primario, tiene la tarea de almacenar el líquido proveniente de la máquina de frío. El tanque de líquido es básicamente un tanque de almacenamiento de líquido refrigerante que no está en circulación. Los sistemas pequeños que tienen cargas pequeñas y constantes se puede permitir la eliminación del tanque, en nuestro caso es necesario por la variación de las condiciones de trabajo. Hay dos tipos básicos para los tanques de líquidos, los cuales pueden ser de construcción vertical u horizontal. El tanque de líquido más común consiste en un tanque en el que el líquido entra por la parte superior y la salida remueve el líquido del fondo en una conexión separada. Este será el tipo de tanque instalado en la infraestructura experimental y tendrá una capacidad de 500 [Lts] [1]. Véase Figura 66.

Figura 66. Tanque de almacenamiento.



Autor: Universidad Politécnica de Cataluña.

6.2.4 Sistema de desescarche

La temperatura en la superficie de los intercambiadores de calor dentro de la cámara climática no estarán por debajo de $0[^\circ\text{C}]$ cuando este en operación, por lo cual no se prevé presencia de hielo, como una medida preventiva si se llegase a tener una situación extrema donde la temperatura en la superficie de intercambiador 1 descendiese por debajo de $0[^\circ\text{C}]$ se instalará un sistema de desescarche.

La técnica frigorífica para eliminar la presencia de hielo sobre los intercambiadores de baja temperatura usada en este diseño son dos.

- ◆ Desescarche por recirculación del aire de la propia cámara.
- ◆ Desescarche por resistencias eléctricas; en este caso se dispone sobre el evaporador de una serie de resistencias eléctricas.

6.2.5 Selección de la máquina de frío

La máquina de frío es una unidad condensadora, la cual trabaja con refrigerante R134a, y pertenece a la marca Danfoss; Estas unidades son utilizadas para sistemas de congelación; además que la carga térmica del sistema, se estimó la pérdida de calor a través de la cámara y se tomó un factor de seguridad, con un calor en el intercambiador de calor de casco y tubos de 33 [KW] o 112600 [BTU/H], lo cual equivale a aproximadamente 10 [TON] de refrigeración. Ver Figura 67.

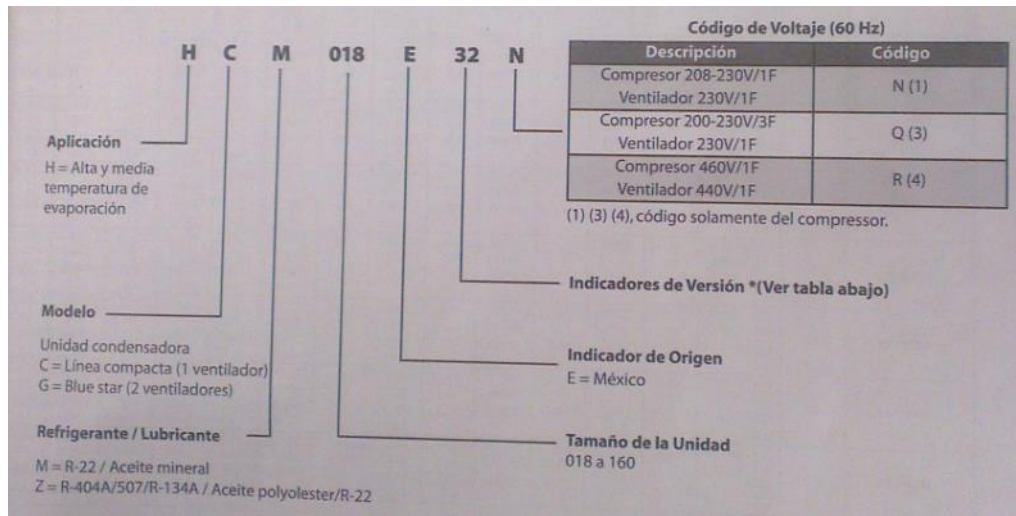
Figura 67. Máquina de frío o condensador Industrial.



Fuente: <http://spanish.alibaba.com/product-gs-img/industrial-refrigeration-equipment-with-semi-hermetic-reciprocating-compressor-518850341.html>.

La selección de la máquina de frío se hizo por medio del catálogo de condensadores Danffos [29]. Se seleccionó el HGM 160 que tiene una capacidad de 13 [TON] de refrigeración, el cual se lee como muestra la Figura 68.

Figura 68. Nomenclatura de los condensadores.



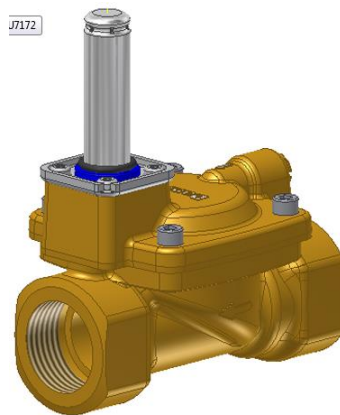
Fuente: Catálogo de condensadores Danffos [29].

7 APARATOS ANEXOS AL CIRCUITO DE LA CÁMARA CLIMÁTICA

7.1 Válvulas

Las válvulas seleccionadas para la apertura y cierre del lado líquido en la cámara climática, son válvulas de solenoide, que poseen un mayor control de la infraestructura, las cuales son servoaccionadas, dando lugar a una automatización de la cámara climática; véase Figura 69.

Figura 69. Válvulas de solenoide.



Fuente: www.danfoss.com/Latin_America_spanish/BusinessAreas/IndustrialControls/Products/Detail/IA/Solenoid-valves/EV220B-15-50-series-Servo-operated-22-way-solenoid-valves/032U7172/434eb329-8bc6-4c94-9431-7fc4cf8105c8/ccfaada8-e25a-46ed-b597-04b45082bf59.html [30].

La válvula seleccionada para este propósito es la válvula de solenoide 032U7172 de 2/2 vía y posee un cuerpo latón resistente a la desgalvanización y acero inoxidable que garantiza un buen funcionamiento

bajo condiciones del medio de -10 a 90 [$^{\circ}\text{C}$], lo cual la hace perfecta para nuestro diseño.

En el diseño del circuito líquido secundario se utilizó una válvula especial conocida como termoválvula la cual funciona abriendo el paso de flujo en una dirección cuando censa una temperatura preestablecida y ayuda a controlar la temperatura del Ethylene Glycol. Ver Figura 70.

Figura 70. Termoválvula



Fuente: <http://www.valgroup.es/todasjpg/fam92/92000620.jpg>.

7.2 Tuberías

La tubería del circuito de líquido secundario de la cámara climática, ha sido seleccionada tomando como base las recomendaciones para el manejo del Ethylene Glycol; el cual muestra que los efectos observados a individuos expuestos a bajos niveles de Ethylene Glycol por inhalación durante un mes fueron irritación de las vías respiratorias y la garganta superior; con lo cual la EPA no ha clasificado al Ethylene Glycol como cancerígeno.

Tabla 24. Dimensiones y pesos de tubería ANSI B-36

NPS	Diámetro Ext. (mm)	Espesor/ Masa			
		5S	10S	40S	80S
1/8	10.3		1.24 0.28	1.73 0.36	2.41 0.46
1/4	13.7		1.65 0.49	2.24 0.63	3.02 0.80
3/8	17.1		1.65 0.63	2.31 0.85	3.2 1.10
1/2	21.3	1.65 0.80	2.11 1.00	2.77 1.27	3.73 1.62
3/4	26.7	1.65 1.03	2.11 1.28	2.87 1.68	3.91 2.19
1	33.4	1.65 1.29	2.77 2.08	3.38 2.50	4.55 3.23

Fuente: catálogo de aceros, Tubaceros [30].

La tubería seleccionada para el transporte del Ethylene Glycol fuera de la cámara climática, tiene un diámetro NPS de 1 [in] en acero inoxidable. Ver Tabla 24.

La tubería dentro de la cámara climática será tubería flexible con alma (parte interna del tubo que conduce el fluido) de acero inoxidable de la serie FM, la cual prevé fugas, además de los materiales construidos que aseguran el mejor trabajo; Véase Tabla 25 y Figura 71.

Tabla 25. Dimensiones de tubería flexible.

Serie	Tamaño nominal de la manguera, pulg										Temperatura de servicio °C (°F)	Página
	Presión de servicio a 20°C (70°F), bar (psig)											
	1/8	3/16	1/4	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2		
Manguera metálica												
FM	—	—	213 (3100)	137 (2000)	124 (1800)	103 (1500)	82,6 (1200)	65,4 (950)	62,0 (900)	34,4 (500)	-200 a 454 (-325 a 850)	E-11
FJ	—	—	110 (1600)	101 (1470)	76,4 (1110)	59,2 (860)	46,8 (680)	46,8 (680)	35,8 (520)	31,0 (450)	-200 a 426 (-325 a 800)	E-17
FL	—	—	103 (1500)	—	82,6 (1200)	—	—	—	—	—	-200 a 454 (-325 a 850)	E-22
Tubo metálico flexible												
CT	—	—	6,8 (100)	1,7 (25)	1,7 (25)	1,7 (25)	1,7 (25)	—	1,7 (25)	—	20 a 537 (70 a 1000)	E-26

Fuente: Catálogo de tubería flexible, Swagelok [31].

Figura 71. Selección de la tubería flexible

1 2 3 4 4 5 6 5 6

SS - FM 4 TA 4 PM 4 - 28 F o 71 CM - F

└─ pulg ─┘ └─ cm ─┘

1 Material
Conexiones finales
SS = Acero inoxidable 316

2 Manguera
FM = Manguera metálica serie FM

3 Tamaño nominal de la manguera, pulg

4 = 1/4	16 = 1
6 = 3/8	20 = 1 1/4
8 = 1/2	24 = 1 1/2
12 = 3/4	32 = 2

4 Conexiones finales
Vea la columna **Indicador de la conexión final** en las tablas de la página siguiente.
Añada los indicadores en orden alfanumérico inverso.

5 Longitud total
Pulgadas o centímetros en números enteros. Para especificar longitudes en centímetros indique **CM** según se muestra más arriba.

6 Opciones
Para pedir varias opciones añada los indicadores en orden alfanumérico y separados por guiones. Para pedir mangueras de longitud en centímetros, inserte un guión antes del indicador de la primera opción tal y como se muestra.
CRN = Etiqueta con amarre y CRN (Número de registro canadiense)
F = Camisa de fuego
F1 = Cubierta térmica
H = Prueba de fugas con Helio (1 × 10⁻⁹ std cm³/s)
N3 = Prueba de presión con Nitrógeno
S = Muelle protector de toda la manguera de acero inox. 302 (sólo tamaños de 1/4, 3/8 y 1/2 pulg)
T = Etiqueta con amarre
T2 = Dos etiquetas con amarre
W = Prueba hidrostática

*Especifique el texto de las etiquetas Vea la tabla **Texto de las etiquetas** en la página E-85.*

Para una descripción detallada de las opciones vea la página E-84.

Fuente: Catálogo de tubería flexible, Swagelok [31].

7.3 Variador de velocidad

Los variadores de frecuencia son dispositivos electrónicos, que permiten el control completo de motores eléctricos de inducción también llamados jaula de ardilla; Los variadores de frecuencia también se les denomina *inversores* (inverter) o variadores de velocidad.

Estos dispositivos pueden integrarse en redes industriales, ya que disponen de un puerto de comunicaciones, por ejemplo RS-232, RS-485, red LAN, buses industriales (ProfiBus...) o conexiones tipo RJ-45 o USB para terminales externos y ordenadores.

El variador de frecuencia seleccionado para controlar la velocidad de giro del ventilador y las bombas es un variador Siemens Sinamics G110, véase

Figura 72, que funciona con un control de frecuencia de voltaje en suministros monofásicos (200 [V] a 240 [V]). Es la solución de inversor de frecuencia ideal de bajo costo para el rango de potencia menor.

Figura 72. Variador de frecuencia



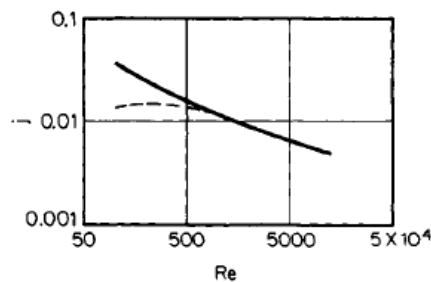
Fuente: <http://www.automation.siemens.com/mcms/standard-drives/en/low-voltage-inverter/sinamics-g110/Pages/sinamics-g110.aspx>

8 CONTROL E INSTRUMENTACIÓN DE LA CÁMARA CLIMÁTICA

Para hablar de la instrumentación en el lado aire o en el lado líquido, se debe tener en cuenta el fin de la medición, el cual es calcular la eficiencia del intercambiador de pruebas y realizar las curvas de Reynolds versus Colburn.

Un parámetro de selección de los instrumentos de medida será la precisión en la medición, la literatura especializada en la cual se basó el experimento [1] habla de un fenómeno particular llamado Rollover, el cual se presenta cuando se realiza la curva j vs R ; Véase Figura 73, este fenómeno ocurre por diversos errores de construcción y de medición, para disminuirlo fue necesario seleccionar una instrumentación adecuada.

Figura 73. Variación del Reynolds vs el Colburn



Fuente: Handbook de transferencia de calor; Roshenow [1].

Tomando como referencia este problema junto con la literatura estudiada [1-2] y la información recopilada de los catálogos [38-49], además de la valoración QFD del plan de proyecto; se aseguró una precisión y fiabilidad aceptable de las mediciones realizadas.

8.1 Instrumentación en el circuito lado aire

Los instrumentos de medida que maneja el circuito aire, muestran datos experimentales necesarios para determinar la capacidad de refrigeración del prototipo probado, así como la caída de presión del aire a través del mismo. Las temperaturas de aire de bulbo seco y las humedades relativas en la entrada y salida del prototipo, el flujo de masa de aire, la presión de aire absoluta en la entrada y la pérdida de presión del aire están medidas.

La temperatura del aire es medida con unas termocuplas tipo K, calibradas y distribuidas en las secciones transversales del ducto en los centros de segmentos de igual área de sección transversal, a la entrada del intercambiador y a la salida (véase Figura 23), formando una malla de 6 termocuplas; La marca de la termocupla seleccionada es OAKLON REF. TW-08439-62 tipo K (Figura 73); la cual trabaja en un rango de temperatura de -250 a 899 [°C] y tiene una longitud de 4 [in], diámetro de 0.125 [in].

Figura 74. Termocupla Tipo K.

Low-cost probes, 4.5", for use with liquids, gases, and semisolids. Include 5-ft coiled cable.					
TW-08439-60	J	-310 to 1400 (-190 to 760)	Junction: grounded Time constant: 6 sec (liquids)	44.00	
TW-08439-62	K	-418 to 1650 (-250 to 899)	Response time: 30 sec (liquids)	44.00	
TW-08439-64	T	-418 to 752 (-250 to 400)	304 SS sheath; Miniconnector; Glass-filled nylon handle	44.00	

Fuente: Catalogo Cole-Parmer [32].

Con el fin de obtener una temperatura media del aire confiable en la salida, donde se crea una no uniformidad de la temperatura por la turbulencia del aire, un punto de medición de la temperatura se hace con RTD después de la sección de mezclado y antes de la entrada al intercambiador de calor (Véase Figura 22); Además en estos puntos también se medirá la Humedad Relativa

del aire para resolver esto se seleccionó un instrumento que combinara un higrómetro e incorpora un a RTD, la solución es un transmisor de humedad Rotronic modelo Hygroflex 5 [33]; Véase Figura 75.

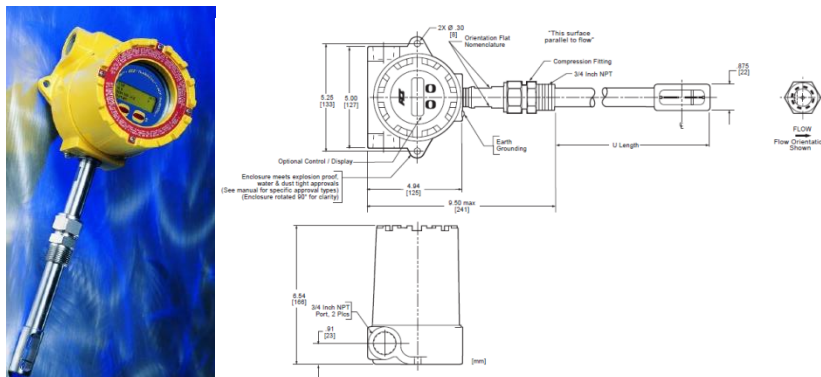
Figura 75. Transmisor de humedad Rotronic Hygroflex 5.



Fuente: <http://www.ovredal.com> [33]

El flujo de masa de aire se mide con un flujómetro modelo FlexMASter ST95, de la empresa FCI Ltd., como se muestra en la Figura 76.

Figura 76. Flujómetro.



Fuente: Catálogo Flesmaxter st 95 [34].

La presión atmosférica absoluta en la cámara climática se mide con un transductor de presión absoluta 3051TA, Inc. Rousemount. Véase Figura 77. La pérdida de presión del lado del aire se mide con 3051CD Transductor de presión diferencial, Rousemount Inc.

Figura 77. Transductor de presión diferencial.



Fuente: <http://spanish.alibaba.com/product-gs/3051cd-pressure-transmitter-proximity-switch-m12-924280609.html>.

La temperatura y la humedad relativa en la cámara climática son controladas desde programa por medio de un PC, utilizando como una entrada, la medición de la temperatura combinada del sensor HygroClip (Rotronik) para el accionar sobre los calentadores eléctricos y el humidificador de vapor.

Las precisiones de los instrumentos de medida se basan en datos declarados por los fabricantes; Véase Tabla 26.

Tabla 26. Precisión de los instrumentos lado aire.

Instrumento	Precisión
Circuito de aire	
Temperatura: termocupla tipo K	$\pm 0.3[C]$
Humedad relativa	$\pm 2[\%]$
Temperatura: RTD, Pt100	$\pm 0.08[C]$

Flujo de aire	$\pm 2[\%]$ de lectura
Vapor de agua condensado	$\pm 0.040[\text{kg}]$ para pruebas
Presión diferencial	$\pm 2.55[\text{Pa}]$ ($\pm 0.51[\%]$ de la escala completa incl. amb. temp. var. $\pm 10[\text{C}]$)
Presión absoluta	$\pm 300[\text{Pa}]$ ($\pm 0.3[\%]$ de la escala completa)

Fuente: Autores.

8.2 Instrumentación en el circuito de líquido refrigerante

Los instrumentos de medición en el circuito de refrigerante líquido permiten determinar la capacidad de refrigeración y la caída de presión del prototipo probado en el ducto de pruebas. Las temperaturas del refrigerante de entrada y salida se miden con cuatro dispositivos de alambre de resistencia térmica (RTD, Pt100); Véase Figura 78. Los sensores están montados en conexiones bien aisladas aguas abajo; Véase Anexos de Planos.

Figura 78. Sensor RTD Pt100.



Fuente: http://www.hecontrols.co.uk/viewpage.php?page_id=11.

El flujo másico del refrigerante Ethylene Glycol se mide con un flujómetro de masa Promass 60 (HART), que funciona por medio del efecto Coriolis. El medidor de flujo se monta en posición vertical, como se observa en la Figura 79, siguiendo las instrucciones del fabricante. Esto evita que los tubos de medición acumulen posibles impurezas sólidas.

Figura 79. Flujómetro Promass 60.



Fuente: <http://www.flowtec.endress.com>.

La pérdida de presión del líquido refrigerante a través del intercambiador de calor se mide con un transductor de presión diferencial 3051CD, Rosemount, Inc. (Véase Figura 77).

El control de la temperatura del líquido refrigerante en la entrada del intercambiador de calor, se realiza al igual que en el circuito de aire por medio de un programa desde el PC. La precisión de los instrumentos de medición usados en el circuito de líquido se da en la Tabla 27.

Tabla 27. Precisión de los instrumentos lado líquido.

Instrumento	Incertidumbre
Circuito de líquido	
Temperatura: RTD, Pt100	$\pm 0.08[C]$
Flujo refrigerante	$\pm 1[\%]$ de lectura
Diferencial de presión	$\pm 375[Pa]$ ($\pm 0.15[\%]$ de la escala completa incl. amb. temp. var. $\pm 10[C]$)

Fuente: Autores.

9 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

Los sistemas de adquisición de datos, dependiendo el requerimiento se encuentran en una gran variedad, a continuación se muestra la Tabla 28, con las principales características.

Tabla 28. Sistema de adquisición de datos.

DAQ	DESCRIPCIÓN
Agilent 34972A	Agilent 34972A Data Acquisition Switch Unit. Cuenta con interfaces LAN y USB integradas, así puede conectar fácilmente a un PC o portátil sin necesidad de comprar tarjetas adicionales, cuenta con interfaz gráfica de la Web ofrece fácil control remoto en la red con configuración de canal medición, datos de monitoreo y registro de datos por. Mide y convierte 11 señales de entradas distintas, como termopares, RTD y termistores.
Labjack DAQ Devices	USB dispositivo DAQ con 12 hasta 16 bits de entradas analógicas, hasta 20 E/S digitales, 2 salidas analógicas de 10 bits, los contadores de 2 temporizadores. Los rangos de 0 a 2.4 o de 0 a 3.6 v, de una sola terminal.
National Instruments	Dispositivos DAQ para cualquier sensor, cualquier bus. Posee soluciones de hardware modular y software programable le dan la flexibilidad de cumplir con las necesidades de su aplicación y la escalabilidad para cumplir necesidades futuras. Cualquiera que sea la aplicación, NI tiene las herramientas para trabajar.

Fuente: Autores.

Se ha seleccionado el sistema de adquisición de datos Agilent 34972A Data Acquisition Switch Unit. Por ser el que proporciona una mayor cantidad de señales y variedad de conectividad.

Cada unidad del sistema de adquisición de datos cuenta con 3 ranuras para módulos y 8 módulos de conmutación y control; cada uno de los 8 módulos conectables puede utilizarse con cualquiera de las dos unidades, de forma que todas las medidas y cableados son compatibles que permiten la

exploración y la medición directa de la temperatura, tensión, corriente, resistencia y frecuencia. El multiplexor permite la medición de 20 termopares, 20 señales de voltaje de corriente continua, o 10 hilos de resistencia medidas por cuatro; Véase Figura 80.

Figura 80. Unidad de adquisición de datos Agilent.



Fuente: <http://www.home.agilent.com/en/pd-1756491-pn-34972A/lxi-data-acquisition-data-logger-switch-unit?&cc=CO&lc=eng>.

Se proporciona con un bloque isotérmico para minimizar los errores derivados de gradientes de temperatura en las mediciones con termopares, un sensor de medición de la temperatura del bloque isotérmico se utiliza como referencia para las mediciones de temperatura en los termopares. La precisión del sistema de adquisición es de $\pm 0,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ para los termopares tipo K y $0,06 \text{ }^{\circ}\text{C} \pm$ para la medición de temperatura con la RTD Pt100. La precisión en la medición de la tensión de CC es de $\pm (0,0035\%$ de lectura + $0,0005\%$ de la escala). El sistema de adquisición de datos presenta un puerto de memoria USB incorporado que permite utilizar unidades USB Flash para cargar configuraciones de BenchLink Data Logger (software de programación integrado) y recopilar datos sin tener que conectarse a un PC. Los datos pueden registrarse directamente en la unidad USB Flash, ampliando así la memoria del instrumento, o copiarse desde la memoria interna para transferirlos a un ordenador en otro lugar.

10 COSTOS

Los costos se obtuvieron utilizando el catálogo Cole-Parmer [32], referencias de internet [37-48] y cotizaciones de la ciudad de Bucaramanga, la tasa representativa del mercado [49] usada para las diversas monedas fue para el día 16 de septiembre del año 2013. Véase Tabla 29.

Tabla 29. Lista de costos.

Detalle	Cantidad	Moneda (Valor unitario)	Valor unitario	Valor pesos sin impuestos	Valor pesos con impuestos
Sistema Adquisidor de Datos					
Agilent 34972A	1	USD	\$4.000	\$7.676.000	\$ 8.904.160
Control e Instrumentación					
Transmisor de Humedad Rotocnic Hygroflex 5	2	USD	\$600	\$2.302.800	\$ 5.342.496
Flujómetro FlexMasster	1	USD	\$2.500	\$4.797.500	\$ 5.565.100
Transductor de Presión absoluta Rousemount 3051TA	1	USD	\$2.100	\$4.029.900	\$ 4.674.684
Transductor de Presión Diferencial Rousemount 3051CD	1	USD	\$2.000	\$3.838.000	\$ 4.452.080
Controlador PID Eurotherm 2604	2	USD	\$2.000	\$7.676.000	\$ 8.904.160
Termocupla RTD Pt 100	4	USD	\$150	\$1.151.400	\$ 1.335.624
Termocupla Tipo K	20	USD	\$80	\$3.070.400	\$ 3.561.664

Anillo de igualación piezométrica	2	Pesos colombianos	\$100.000	\$100.000	\$ 100.000
Flujómetro ProMass 60	1	£	\$600	\$1.833.888	\$ 2.127.310
Accesorios					
Tubería de Acero Inoxidable Ø1" 16[m]	16	Pesos colombianos		\$965.517	\$ 1.120.000
Tubería Flexible Ø1" 7[m]	7	Pesos colombianos		\$1.034.483	\$ 1.200.000
Válvula Solenoide Ø1"	7	USD	\$160	\$2.149.280	\$2.493.165
Válvula mezcladora Térmica	1	USD	\$120	\$230.280	\$ 267.125
Válvula compensadora de Presión	1	USD	\$110	\$211.090	\$ 244.864
Resistencias Eléctricas	2	Euro	\$190	\$974.803	\$ 1.130.771
Circuito Lado Líquido					
Unidad Condensadora Danffos HGZ 160	1	Pesos colombianos		\$8.327.586	\$ 9.660.000
Tanque de almacenamiento 500[L]	1	Pesos colombianos		\$3.017.241	\$ 3.500.000
Intercambiador de calor de casco y tubos	1	Pesos colombianos		\$1.034.483	\$ 1.200.000
Bomba Reciprocante	2	Pesos colombianos		\$4.310.345	\$ 5.000.000
Circuito Lado Aire					
Ducto Flexible	14	Pesos colombianos		\$1.810.345	\$ 2.100.000
Ducto de pruebas	1	Pesos colombianos		\$215.517	\$ 250.000
Ventilador Radial	1	Euro	\$1.164	\$2.987.000	\$ 3.464.920
Damper	2	USD		\$301.724	\$ 350.000

Eliminador de gotas	1	Euro	\$90	\$230.874	\$ 267.814
Homogeneizador Honeycomb	5	Pesos colombianos		\$538.793	\$ 625.000
Ducto de pruebas	1	Pesos colombianos		\$258.621	\$ 300.000
Vortab	1	Pesos colombianos		\$1.293.103	\$ 1.500.000
Humidificador de vapor por resistencias	1	Pesos colombianos		\$2.155.172	\$ 2.500.000
Intercambiador de calor de aletas y tubos	1	Pesos colombianos		\$646.552	\$ 750.000
Cámara climática					
Cámara climática	1	Pesos colombianos		\$25.862.069	\$ 30.000.000
Cámara de compensación	1	Pesos colombianos		\$2.155.172	\$ 2.500.000
detalles de construcción	1	Pesos colombianos		\$4.310.345	\$ 5.000.000
Refrigerante 1/2[Ton] líquida	1	USD	\$1.000	\$1.919.000	\$ 2.226.040
variador de frecuencia 7,5[HP]	2	Pesos colombianos		\$2.789.655	\$ 3.236.000
variador de frecuencia 15[HP]	1	Pesos colombianos		\$2.455.172	\$ 2.848.000
Motor AC 1800rpm ;12[HP]	1	Pesos colombianos		\$1.226.121	\$ 1.422.300
Otros					
Mano de obra [días* #personas]	15	Pesos colombianos	\$1.000.000	\$15.000.000	\$ 15.000.000
Mano de obra especializada	5	Pesos colombianos	\$2.000.000	\$10.000.000	\$ 11.600.000
transporte	1	Pesos colombianos		\$4.310.345	\$ 5.000.000
Varios (Cable, uniones...etc.)	1	Pesos colombianos		\$3.448.276	\$ 4.000.000

		\$
Total costos	\$142.644.853	165.723.277,73
Gastos de Administración		\$182.295.605,51
Imprevistos (10%)		\$ 200.525.166
TOTAL		\$ 200.525.166

Fuente: Autores.

CONCLUSIONES

En este trabajo se presentaron de manera resumida los aspectos más importantes asociados al diseño de un montaje experimental, para probar intercambiadores de aletas y tubos. El montaje requirió el diseño del circuito de gas (aire) y de líquido, también, el diseño de la cámara climática con sus respectivos accesorios. Además, se explicó brevemente el proceso para realizar un experimento con el propósito de evaluar la eficiencia del intercambiador y los coeficientes de transferencia de calor por convección para cada fluido.

El presente trabajo inició con el diseño estructural de la cámara climática. Una vez alcanzado este propósito, otro aspecto relevante fue el diseño termohidráulico del intercambiador de pruebas (aletas y tubos), pues a partir de este se realizó el diseño de la infraestructura. También del intercambiador 1. Por esta razón, se presentó el modelo matemático para su diseño. Se buscó un compromiso para el modelo entre sencillez, generalidad y exactitud. El desarrollo del modelo exigió unificar las correlaciones de varios estándares internacionales (ASHRAE y AHRI). Los resultados del modelo son el calor intercambiado por los fluidos, las temperaturas de los fluidos a la salida del intercambiador y la caída de presión sufrida por los fluidos.

El montaje experimental presentado permitirá estudiar intercambiadores de calor con áreas de transferencia de calor entre $56[m^2]$ y $130 [m^2]$, caudales de aire de $1000[CFM]$ a $3000[CFM]$ y manejar diferencias de temperatura entre los fluidos a la entrada del intercambiador entre $20^{\circ}C$ y $50^{\circ}C$. Además, la humedad relativa podrá variar entre 40% y 90%. El experimento se ciñe a estándares internacionales, con lo cual a futuro se podrán certificar los estudios realizados en el montaje diseñado.

La infraestructura permite establecer la eficiencia de intercambio de calor del intercambiador estudiado y la caída de presión de los fluidos. Estos datos permitirán validar el modelo matemático desarrollado y estudiar otras configuraciones propias de la industria local.

Producto de los estudios realizados en este trabajo se ha presentado una ponencia en el congreso al Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica (CIBIM) 2013 en La Plata, Argentina; Los resultados que puedan obtenerse en el estudio de intercambiadores de calor pueden ayudar a mejorar el consumo energético en la industria local.

RECOMENDACIONES Y ACTUACIONES FUTURAS

La infraestructura experimental maneja Ethylene Glycol en una concentración de 50% en su sistema de refrigeración, lo cual puede llegar a ser perjudicial, si hubieran fugas dentro de la cámara, para las personas que operen el banco de pruebas, por lo cual se recomienda que dentro de la cámara climática haya un medidor de la calidad del aire para estar al tanto de cualquier posible escape.

El compensador de presión de la cámara climática el cual regulará la presión deberá estar instalado de tal forma que el aire que salga de este se dirija fuera del edificio para prevenir cualquier posible contaminación o riesgo para las personas.

La capacidad máxima de transferencia de calor dentro de la cámara climática estará dada por el área de transferencia del intercambiador, basándonos en catálogos de intercambiadores [14], estos no deben superar los 130 [m²] de área de intercambio de calor, para que las pruebas estén bajo parámetros aceptables; al igual que los parámetros de máximos de velocidad y humedad en el aire, este último no debe superar los 90% de HR.

Deberá monitorearse los parámetros de funcionamiento de la cámara climática para así poder llegar a tener resultados válidos. Las resistencias térmicas de desescarche son más un sistema alternativo de protección, ya que si se quiere quitar la escarcha del intercambiador de pruebas solo es necesario hacer circular aire caliente, cambiando los parámetros de funcionamiento de la cámara climática.

Los accesorios de medición, así como todas las piezas que conforman la cámara climática están sujetas a la disposición del mercado, por ende es posible usar otras marcas las cuales tengan una similitud de funcionamiento.

BIBLIOGRAFIA

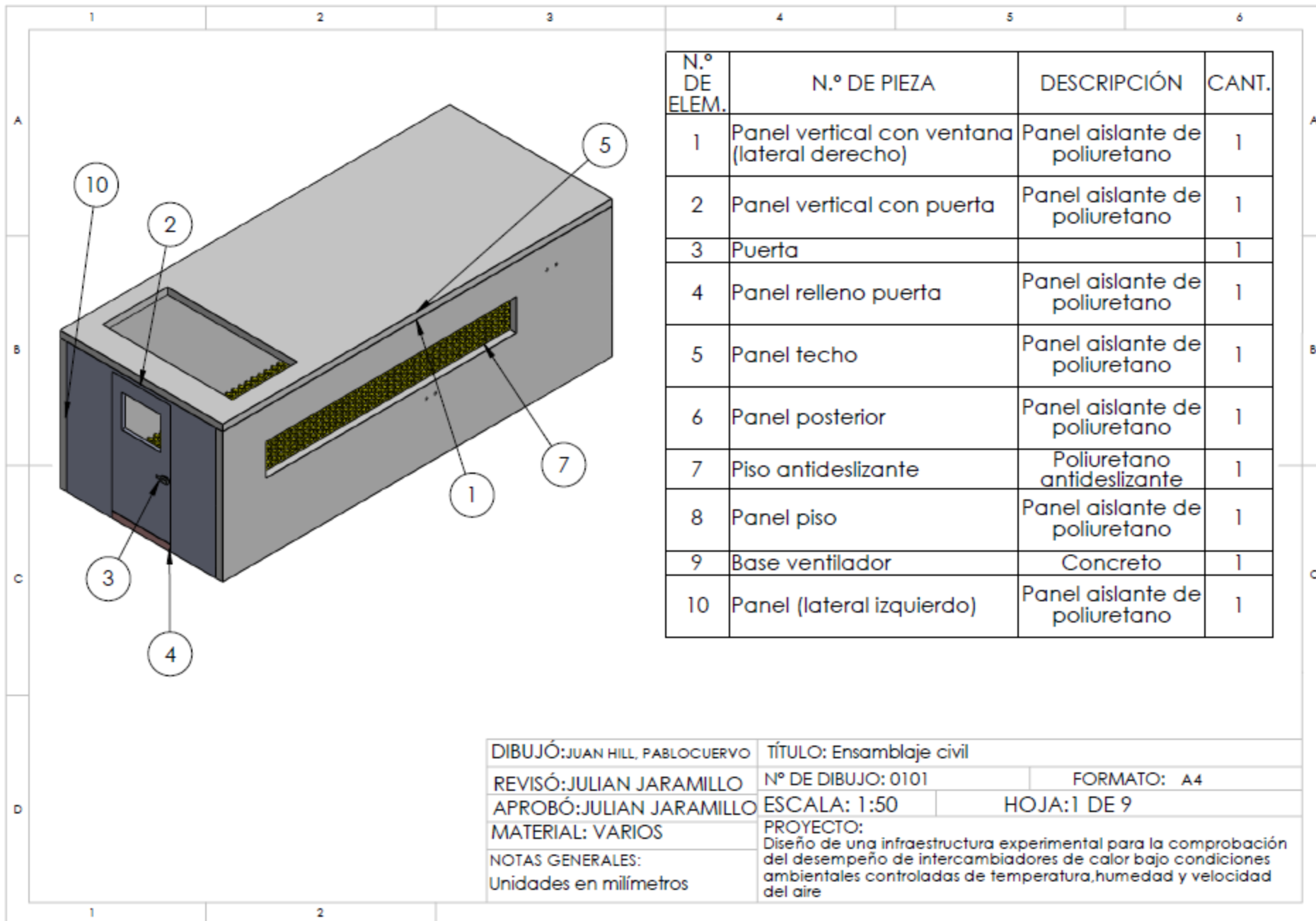
- [1] Rohsenow, W. M., Hartnett, J. P. & Cho, Y. I. Handbook of Heat Exchanger, McGraw-Hill, 1998
- [2] Danov, S. V., Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Cataluña, 2005.
- [3] Faulkner, L. L., Heat Exchanger Design Handbook, Marcel Dekker, 2000.
- [4] AHRI Standard 410-2001.
- [5] ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment (SI), 2008.
- [6] ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI), 2008.
- [7] Shah, R. K. & Sekulic, D. P., Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley & Sons, 2003.
- [8] Donal Q. Kern, Procesos de transferencia de calor, McGraw-Hill, 1999.
- [9] TEMA Sección 8.
- [10] www.industriajm.es. 2013, Catálogo de paneles aislantes.
- [11] Yunus A. Cengel, Transferencia de Calor, McGraw-Hill, 2003.
- [12] A.F. Mills. Transferencia de Calor, McGraw-Hill/IRWIN, 1999
- [13] http://www.hollandshielding.com/113Honeycomb_Ventilation_panels__Series-en.htm, Catálogo de paneles octogonales.
- [14] Water Cooling & Evaporator Coils, Catálogo McQuay.
- [15] Air-pack eliminator specification, Catálogo
- [16] <http://www.belco-mfg.com/dampersnew.htm>
- [17] ISOVER SAINT-GOBAIN, manual de conductos de aire acondicionado Climaver.
- [18] Broucher, Catálogo FCI y Vortab.
- [19] Anand V P Gurumoorthy Associate Professor Chemical Engineering Division School of Mechanical & Building Sciences VIT University Vellore, India. Standards of Tubular Exchanger Manufacturers.
- [20] Tubos para intercambiadores de calor, Catálogo Jannone tubos S.L.

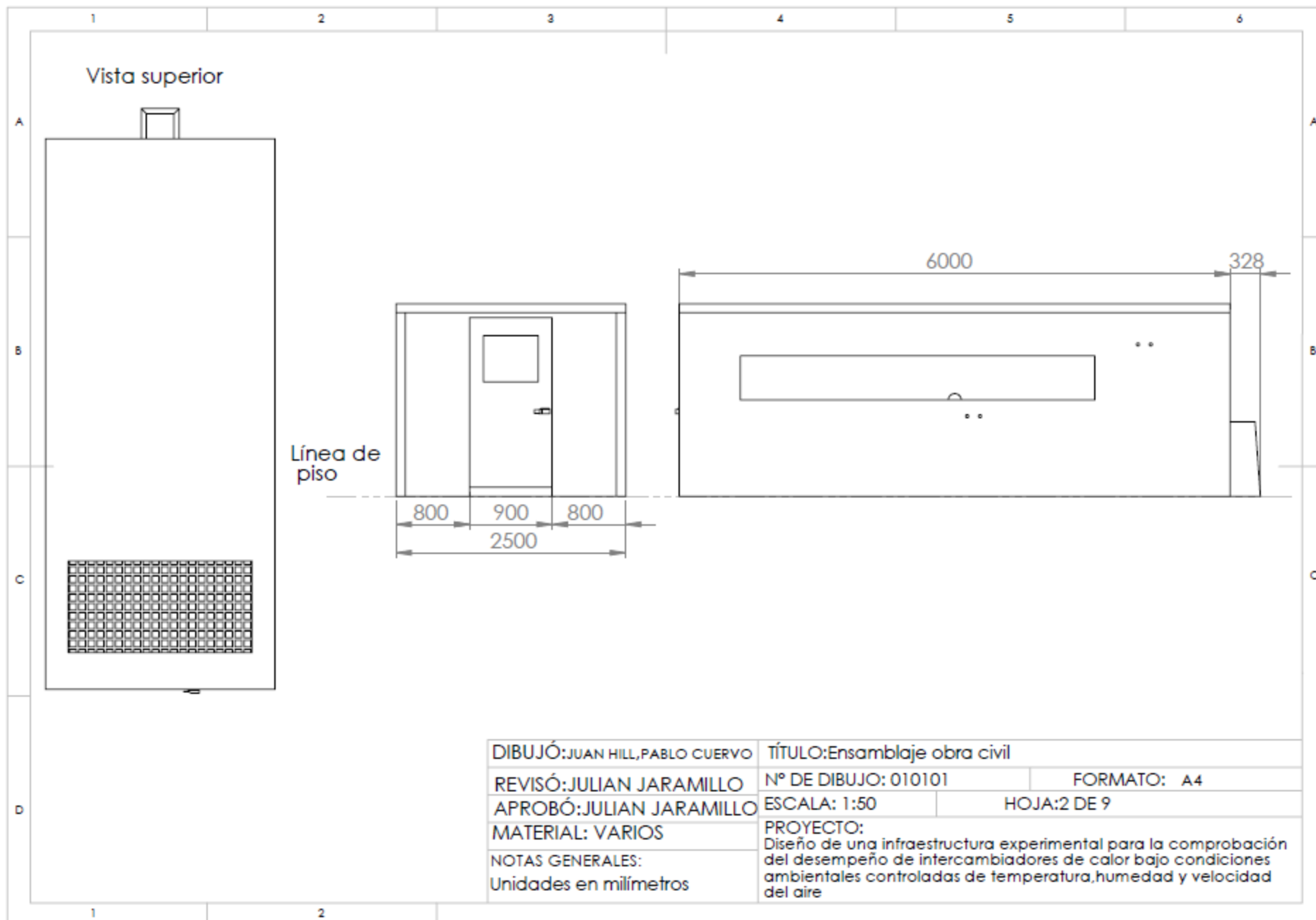
- [21] Funker, Catálogo de intercambiadores de calor de carcasa y tubos.
- [22] CRANE, Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías, McGraw-Hill.
- [23] York R1MX Catalogo de Unidades Faincoils de expansión directa.
- [24] Casals, Software de código abierto para uso comercial.
- [25] Laura Isabel blanco puerto, Mauricio Barrios castellanos; Tesis de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander, Desarrollo de una herramienta computacional para el análisis de sistemas de acondicionamiento de aire bajo diferentes enfoques de control de confort, 2013.
- [25] www.jshumidificadores.com.co, Catálogo de humidificadores.
- [26] <http://vermont.com.mx/portfolio-post/ducto-flexible-dfm/>, Catálogo de tubería flexible rígida.
- [27] <http://www.moyno.com>, Catálogo de bombas Moyno.
- [28] www.funke.de/files/funke_rohrbuendel_wt_es.pdf, Catálogo de intercambiadores.
- [29] <http://www.danfoss.com>, Catálogo de condensadores.
- [30] Tubaceros S.A., Catálogo general,
- [31] Swagelok., Catálogo de tubería flexible,
- [32] <http://www.coleparmer.com>, Catálogo Cole-Parmer,
- [33] <http://www.ovredal.com>.
- [34] Flesmaxter, Catálogo.
- [35] <http://www.frigopack.com/FichaArticulo~x~Camaras-frigorificas-Chambres-froides-colrooms~IDArticulo~3292~IDDetalleCatalogo~28645.html>
- [36] <http://www.infracca.com/index.php/vavula-equilibradora>.
- [37] http://www.store-rotronic-usa.com/index.php?dispatch=products.view&product_id=29807
- [38] <http://store.advanceops.ca/products/35502n>
- [39] <http://pa.jonweb.net/Rosemount/price.htm>
- [40] <http://pa.jonweb.net/Rosemount/price.htm>

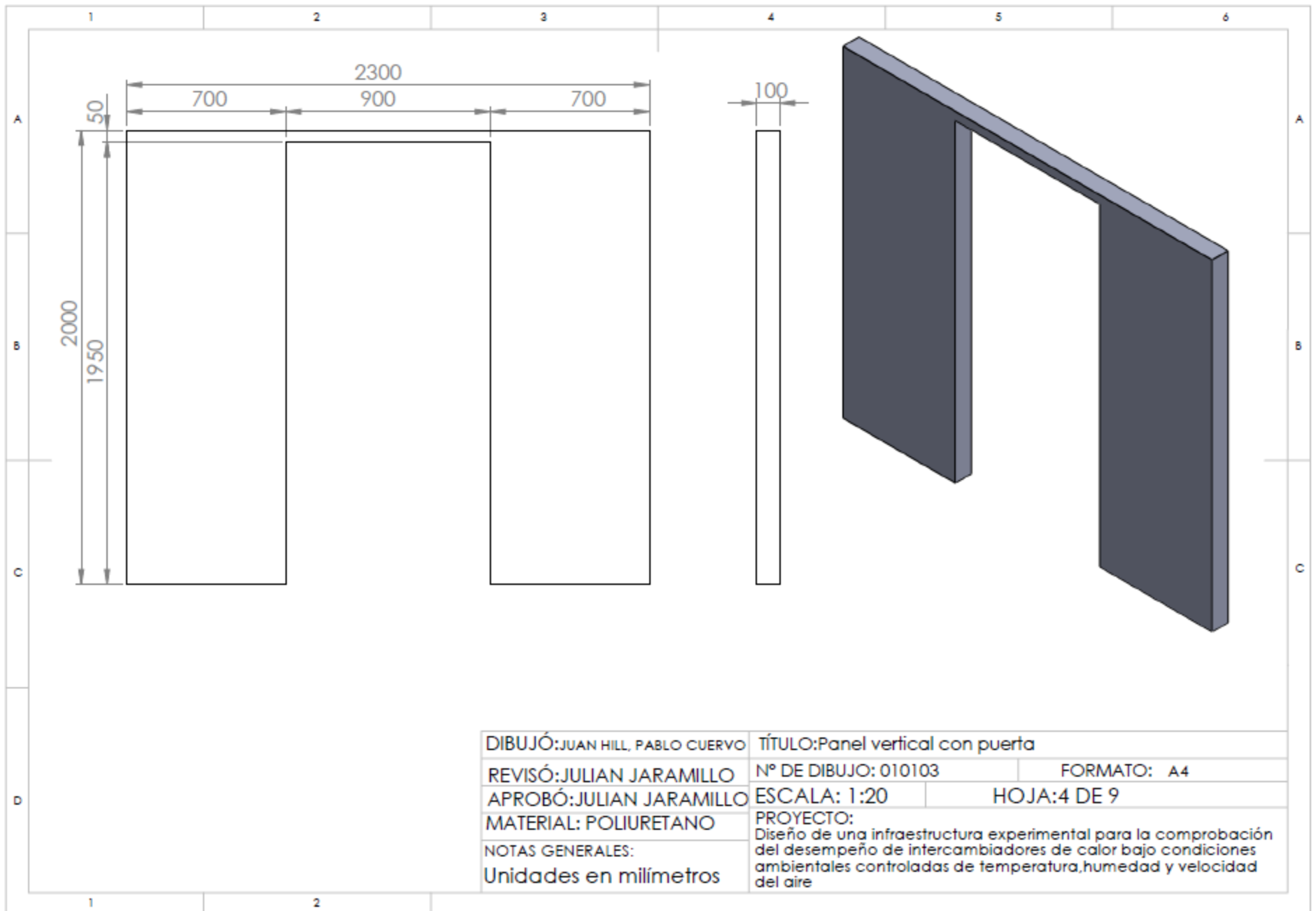
- [41]<http://shop.peproducts.com/2000-series/2604-5863.html>
- [42]<http://www.instruments4hire.co.uk/test-equipment/product-238-Endress-and-Hauser/ENDRESS--amp--HAUSER-PROMASS--60-TO-80MM/>
- [43]http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:opYOiV8ZBZYJ:www.coval.com.co/pdfs/listasprecios/ult_helbert.pdf+&cd=1&hl=es-419&ct=clnk&gl=co&client=firefox-a
- [44]http://webcache.googleusercontent.com/search?q=cache:opYOiV8ZBZYJ:www.coval.com.co/pdfs/listasprecios/ult_helbert.pdf+&cd=1&hl=es-419&ct=clnk&gl=co&client=firefox-a
- [45]<http://www.aliexpress.com/item/G1-2-Brass-thermostatic-mixing-valve-DN15-thermostatic-valve-Ultisolar-New-Energy-Co-Ltd-Woolf-Zhang/490548530.html>
- [46]<http://lima.doplim.com.pe/valvula-compensadora-de-presion-caff-para-camaras-frigorificas-id-39365.html>
- [46]http://www.google.com.co/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CCwQFjAA&url=http%3A%2F%2Fwww.airwell-iberica.es%2Fproductos%2Fcentrales-de-aire%2Fairpack-central-de-tratamiento-de-aire-tipo-compacta%2Fat_download%2FFicha&ei=zyU7UszqKoS49QTUpYCABg&usg=AFQjCNExVb99sYr3HKLbmdS6CDXXq_ZAPQ&sig2=-_mO1HXDc9lCgOPv4OLUIQ&bvm=bv.52288139,d.eWU&cad=rja
- [47]http://www.google.com.co/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=3&ved=0CDwQFjAC&url=http%3A%2F%2Fwww.vycus.es%2FCATALOGOS%2F2%2520VENTILACION%2F1.2.1%2520CASALS%2Ftarifacasals.pdf&ei=RHs3Uq3nluzC4APDooCoDA&usg=AFQjCNHc_7bwUVrNoMo0Yh1E3eZt_LL Dcg&sig2=w9syjQtSEXVRYdZU-68EJg&bvm=bv.52164340,d.dmg&cad=rja
- [48]http://www.google.com.co/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CCwQFjAA&url=http%3A%2F%2Fwww.airwell-iberica.es%2Fproductos%2Fcentrales-de-aire%2Fairpack-central-de-tratamiento-de-aire-tipo-compacta%2Fat_download%2FFicha&ei=zyU7UszqKoS49QTUpYCABg&usg=AFQjCNExVb99sYr3HKLbmdS6CDXXq_ZAPQ&sig2=-_mO1HXDc9lCgOPv4OLUIQ&bvm=bv.52288139,d.eWU&cad=rja
- [49] http://www.colombia.com/cambio_moneda/

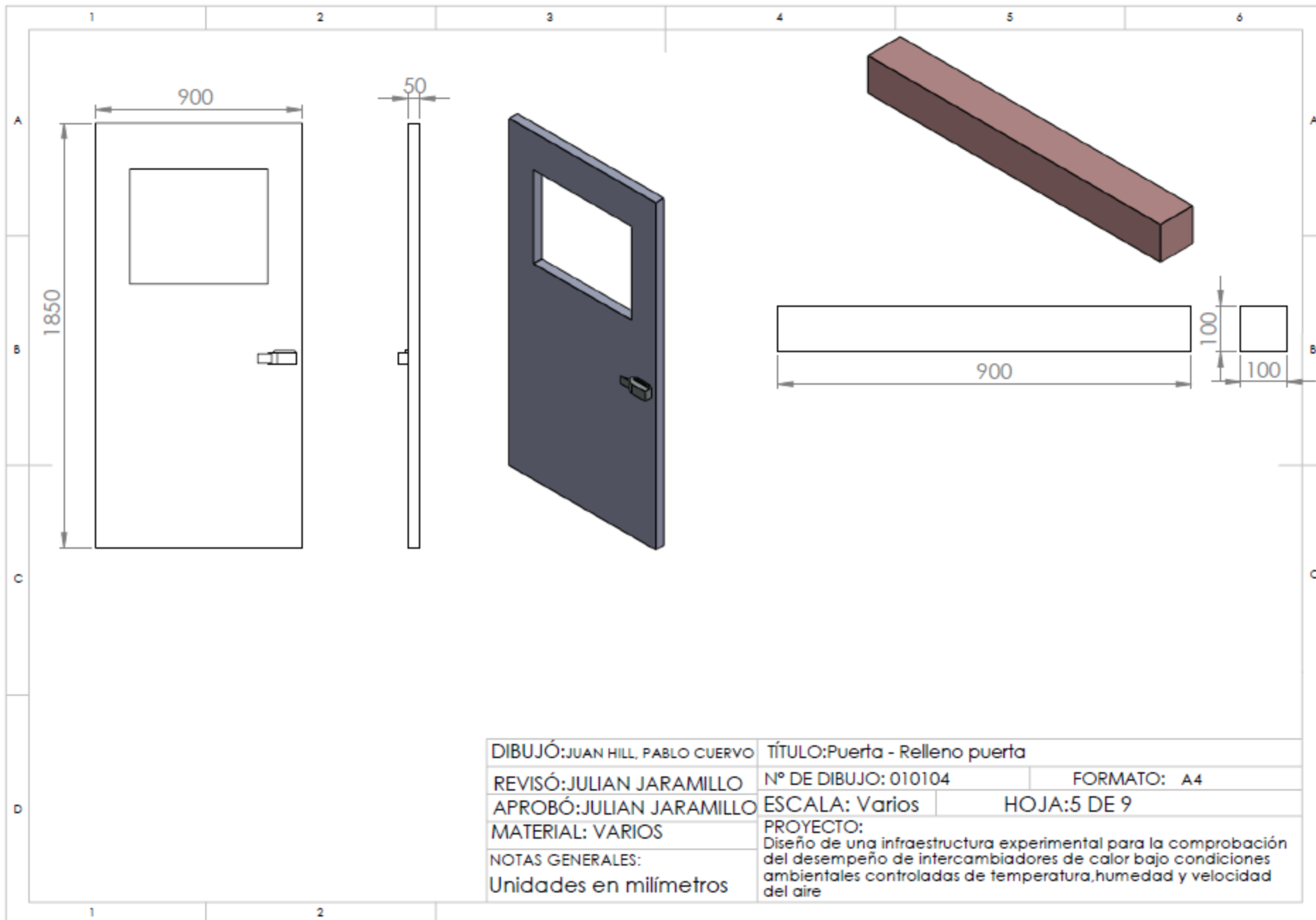
ANEXOS

ANEXO A. PLANOS

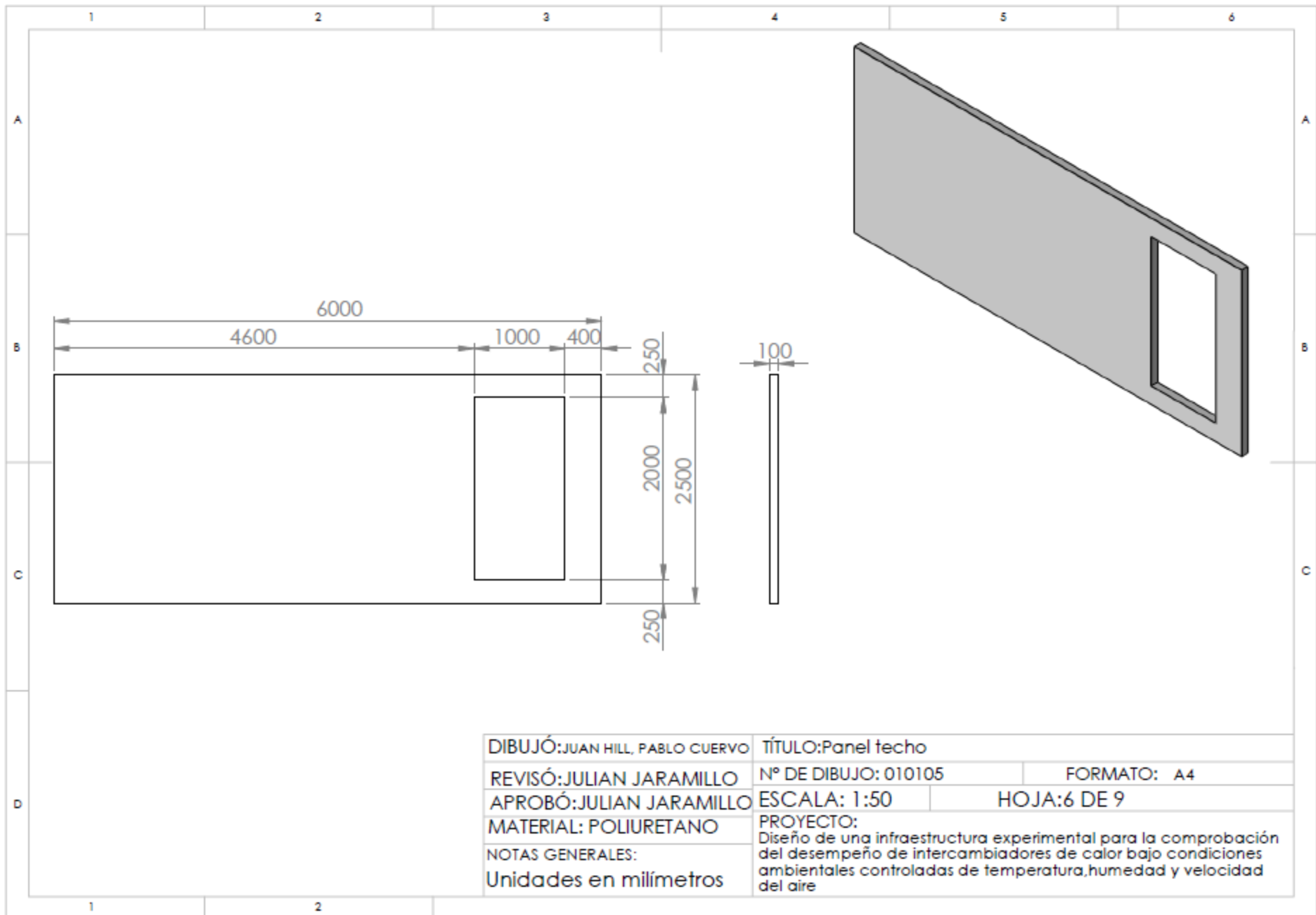


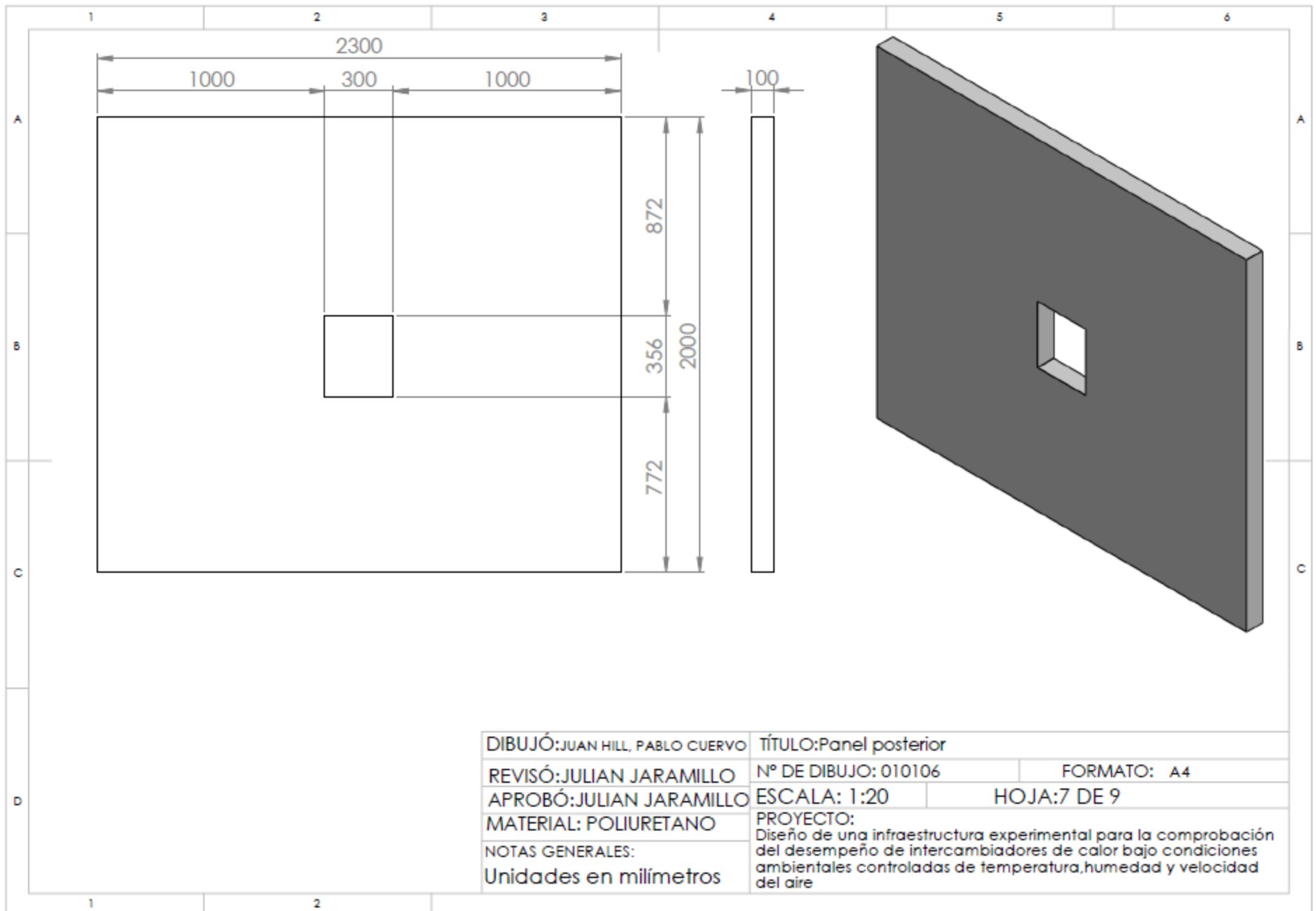


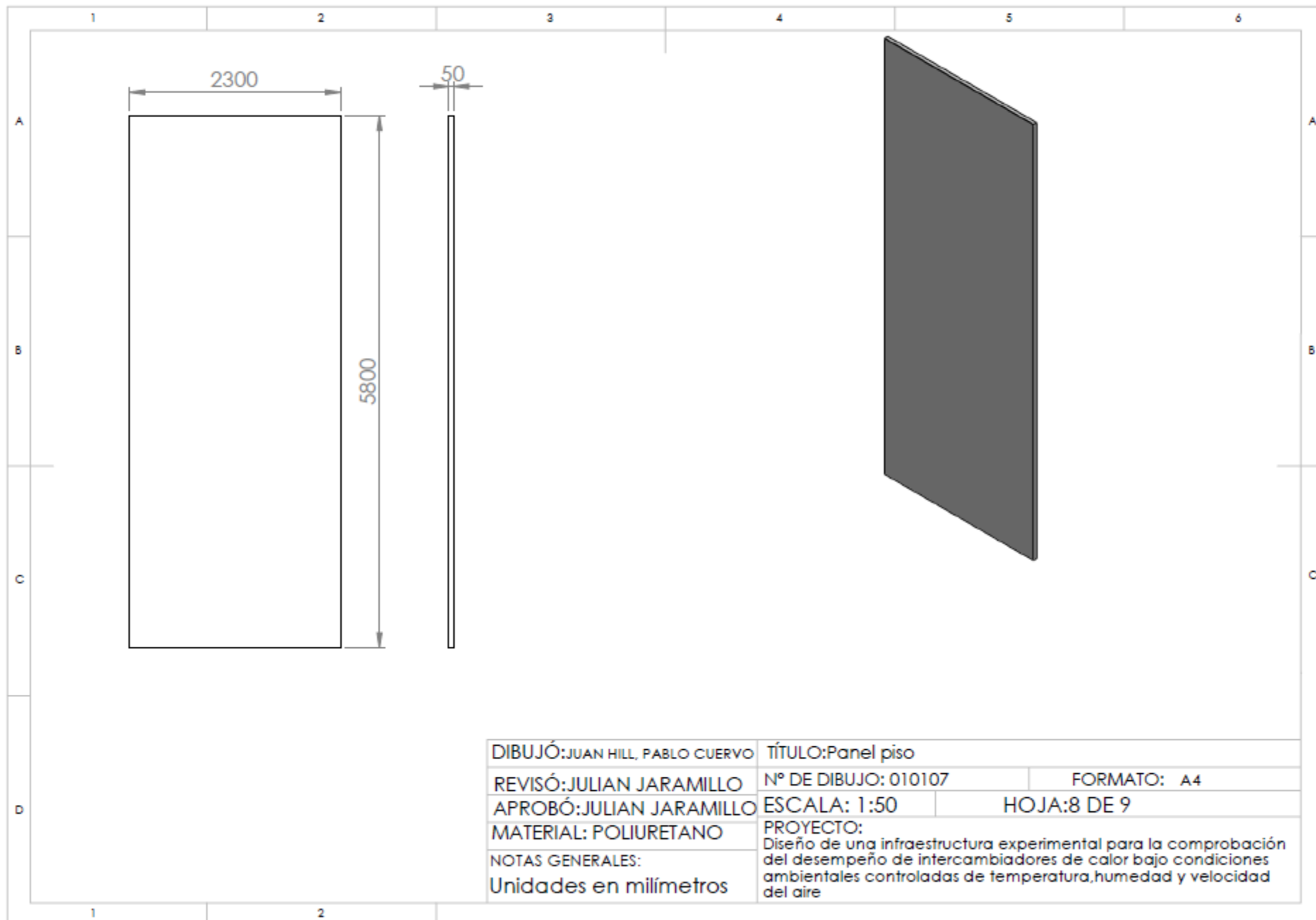


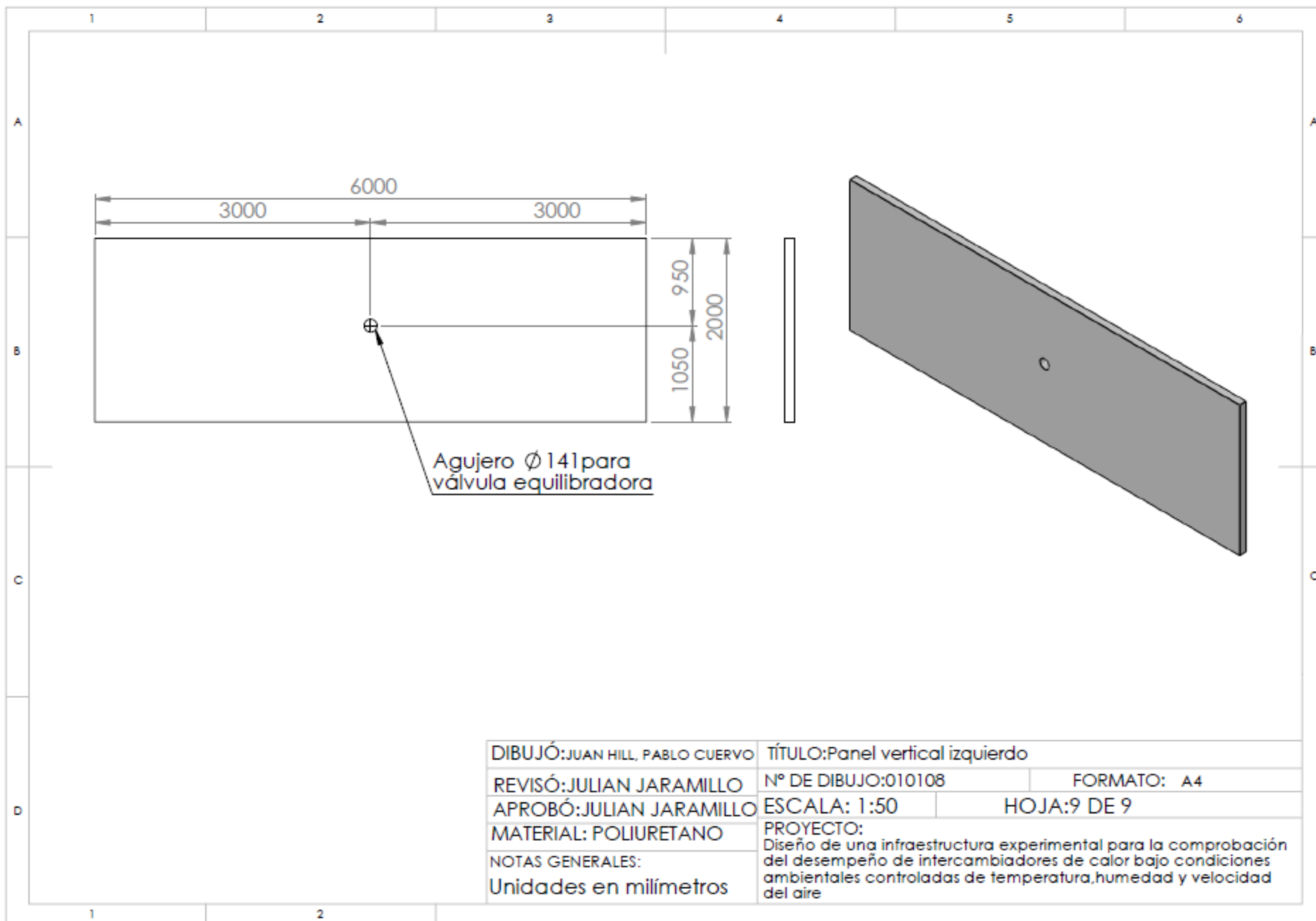


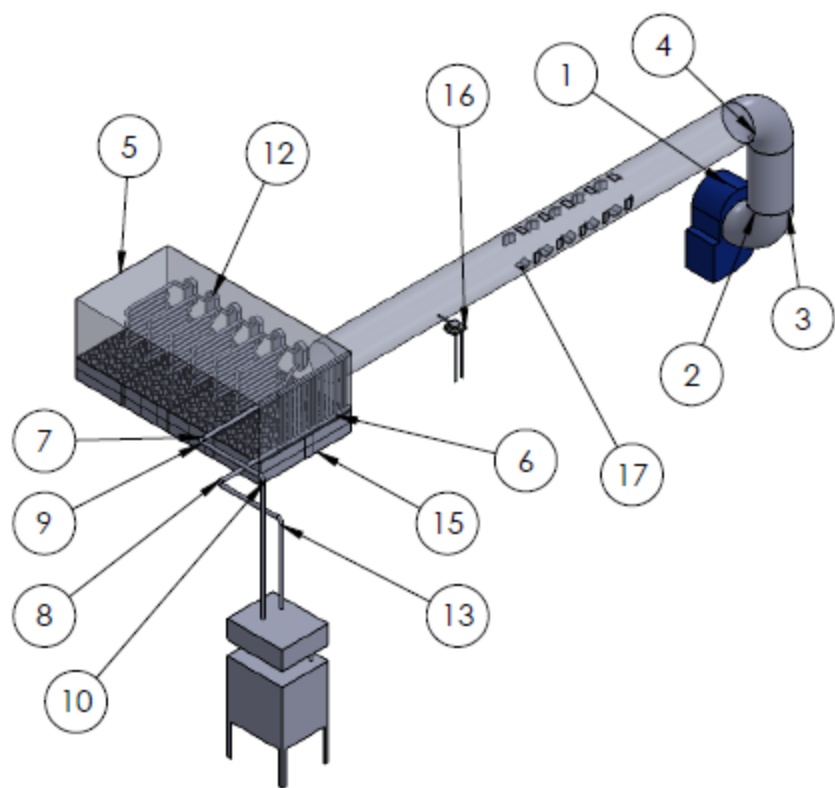
DIBUJÓ: JUAN HILL, PABLO CUERVO	TÍTULO: Puerta - Relleno puerta	
REVISÓ: JULIAN JARAMILLO	Nº DE DIBUJO: 010104	FORMATO: A4
APROBÓ: JULIAN JARAMILLO	ESCALA: Varios	HOJA: 5 DE 9
MATERIAL: VARIOS	PROYECTO:	
NOTAS GENERALES:	Diseño de una infraestructura experimental para la comprobación del desempeño de intercambiadores de calor bajo condiciones ambientales controladas de temperatura, humedad y velocidad del aire	
Unidades en milímetros		











N.º DE ELEM.	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANT.
1	Ventilador	Radial Casals Mz31/12	1
2	Codo-14pulg	Elbow-14"-aislado	2
4	Ducto	Circular ϕ 14" aislado	6 m
5	Cámara de compensación	2010X1010X655mm	1
6	Humidificador	Condair MK5	1
7	Tubería	1"-Sch40	1
8	Codo	Elbow-1"-Sch40	4
12	Resistencia	1.8Kw Pot. c/u	6
15	Homogenizador	Honeycomb- rejilla octogonal	8
16	Flujómetro	Promass 60	1
17	Vortab	FCI	20

DIBUJÓ: JUAN HILL, PABLO CUERVO

TÍTULO: Ensamblaje ducto

REVISÓ: JULIAN JARAMILLO

Nº DE DIBUJO: 0102

FORMATO: A4

APROBÓ: JULIAN JARAMILLO

ESCALA: 1:50

HOJA: 1 DE 3

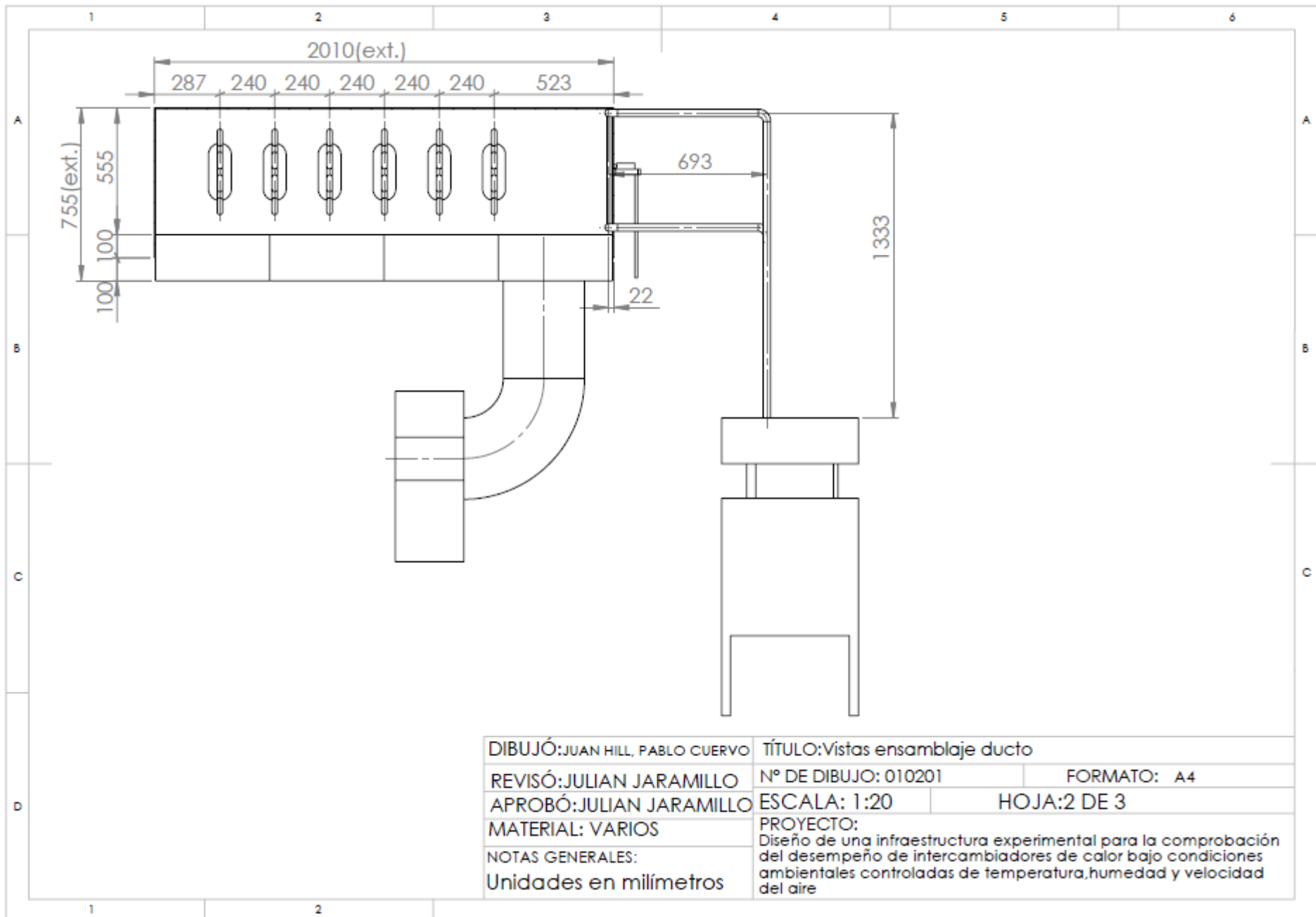
MATERIAL: VARIOS

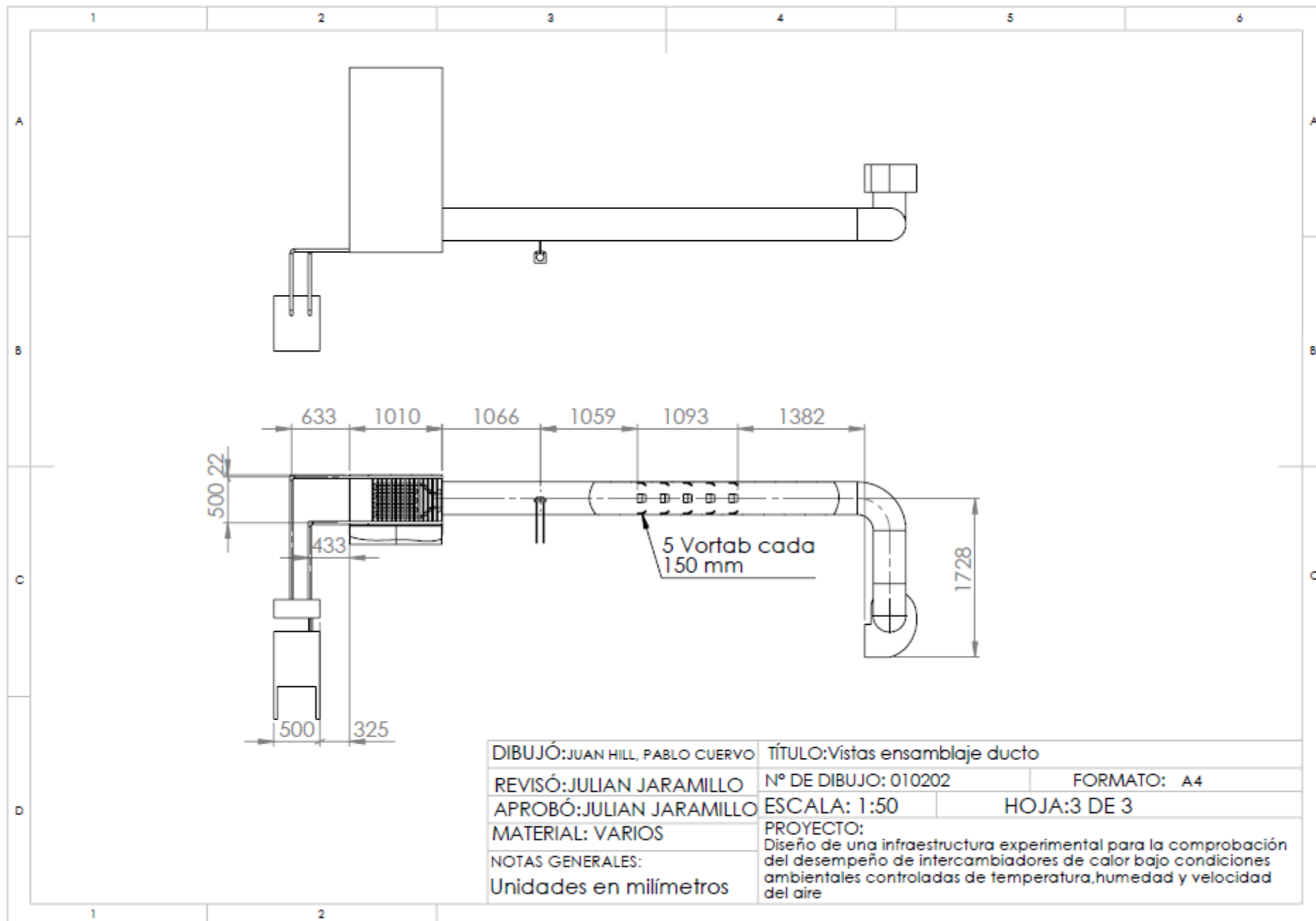
NOTAS GENERALES:

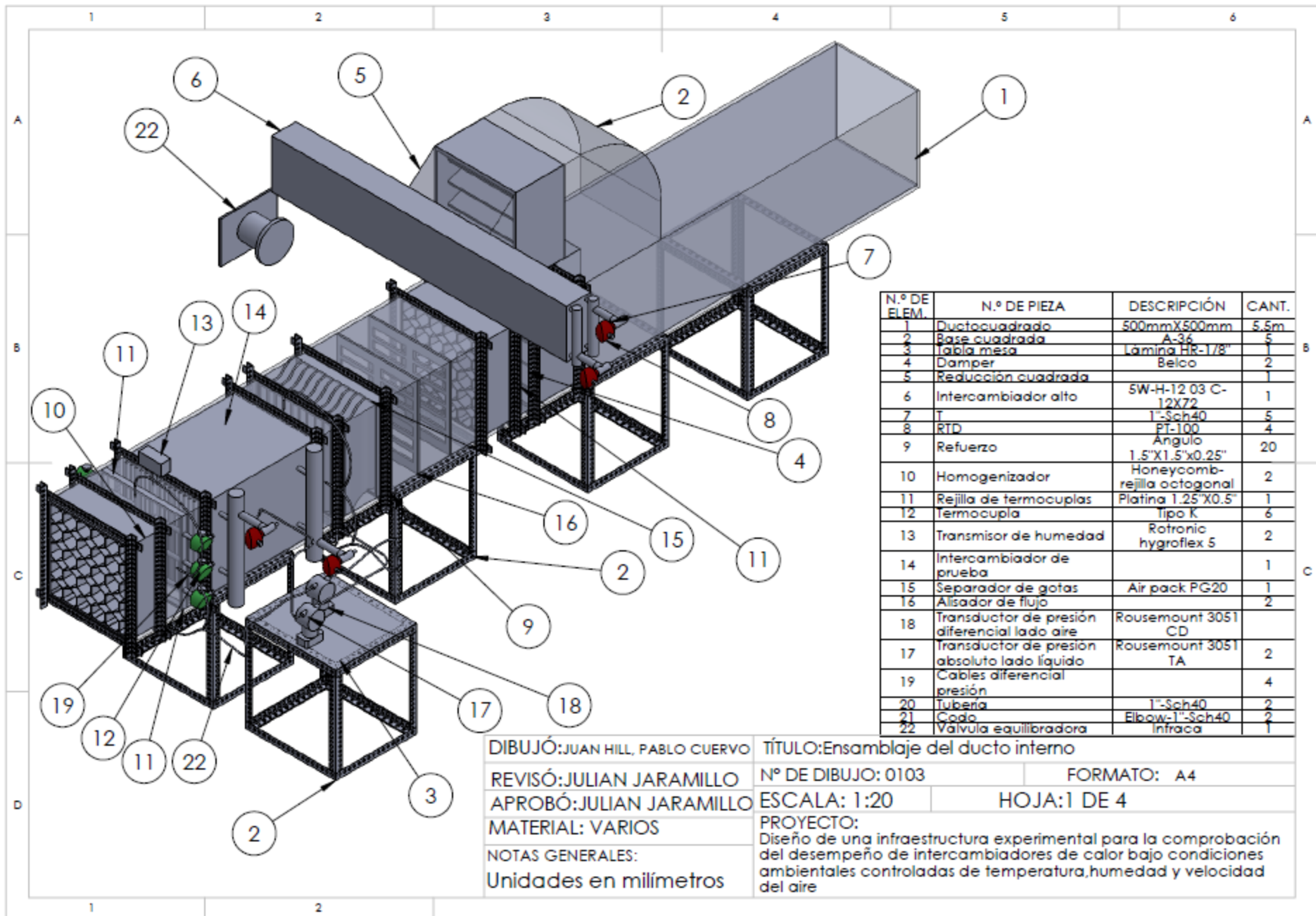
Unidades en milímetros

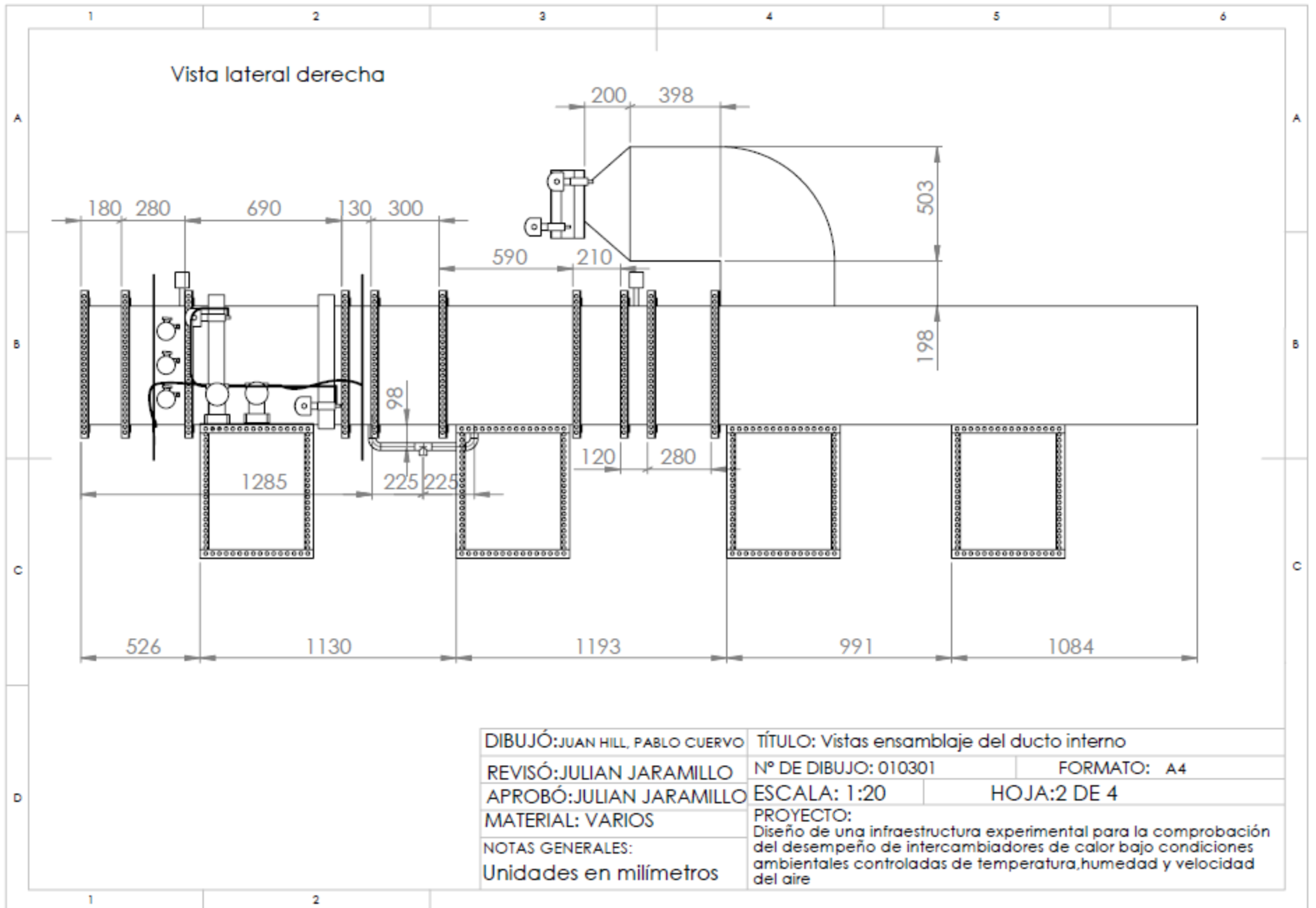
PROYECTO:

Diseño de una infraestructura experimental para la comprobación del desempeño de intercambiadores de calor bajo condiciones ambientales controladas de temperatura, humedad y velocidad del aire

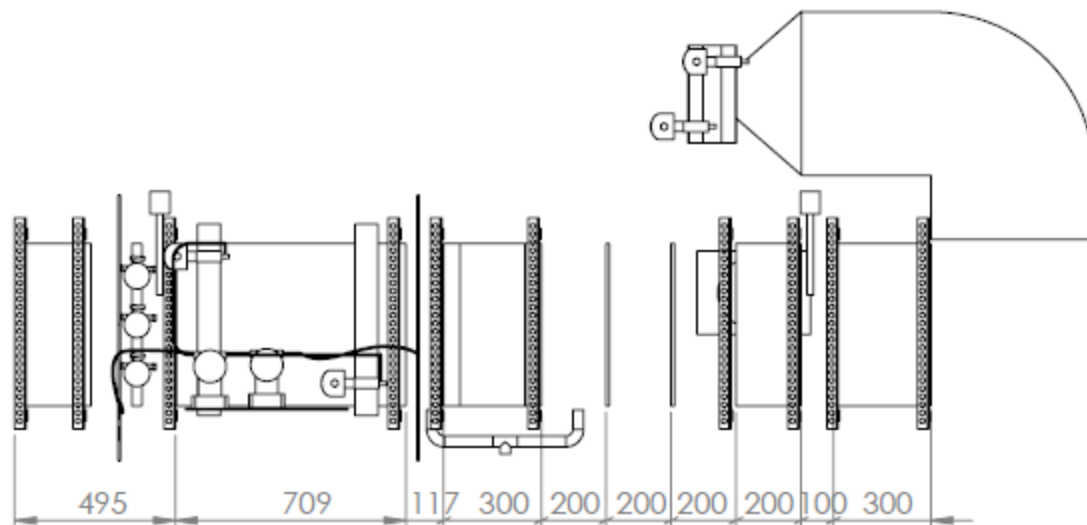




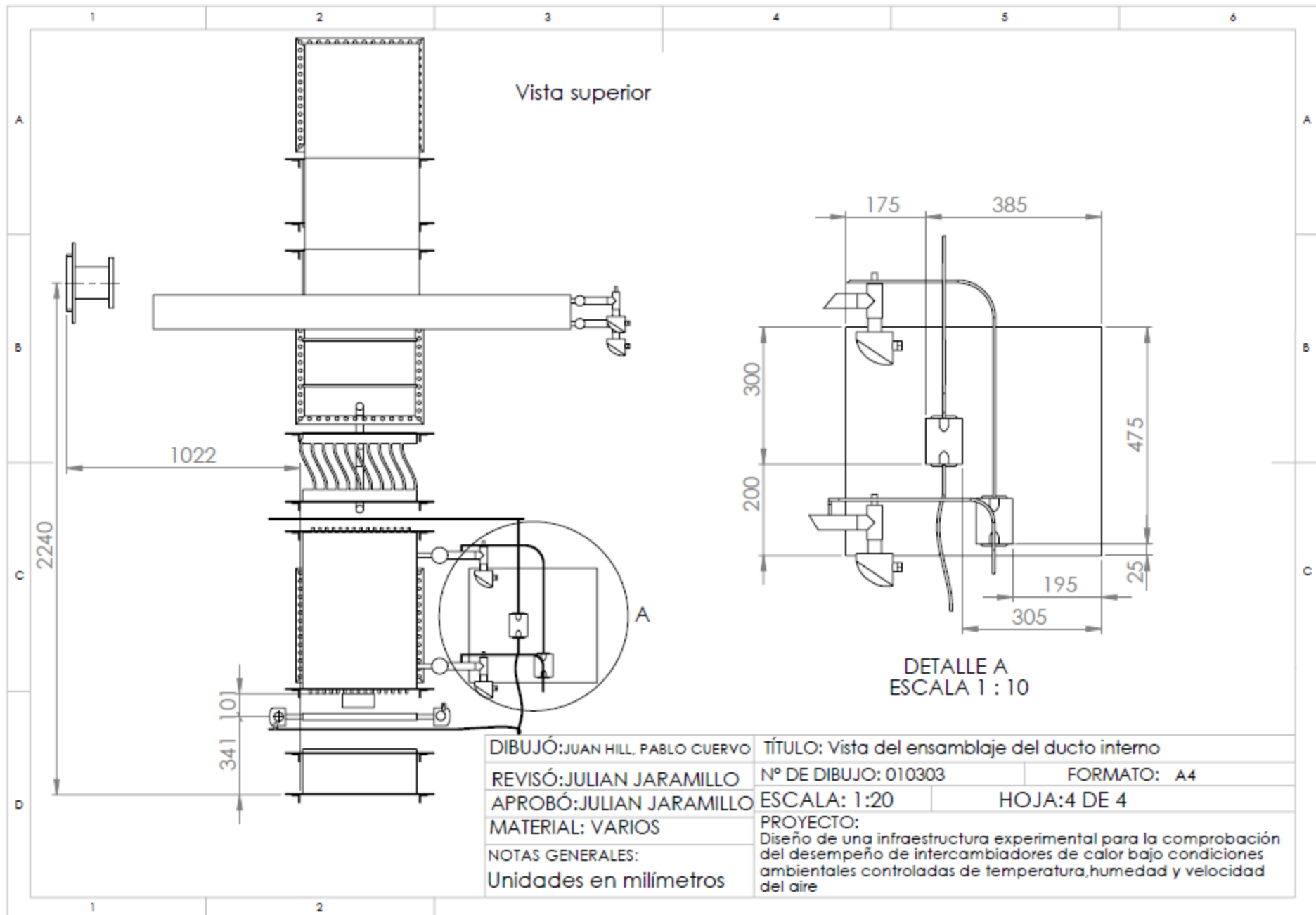


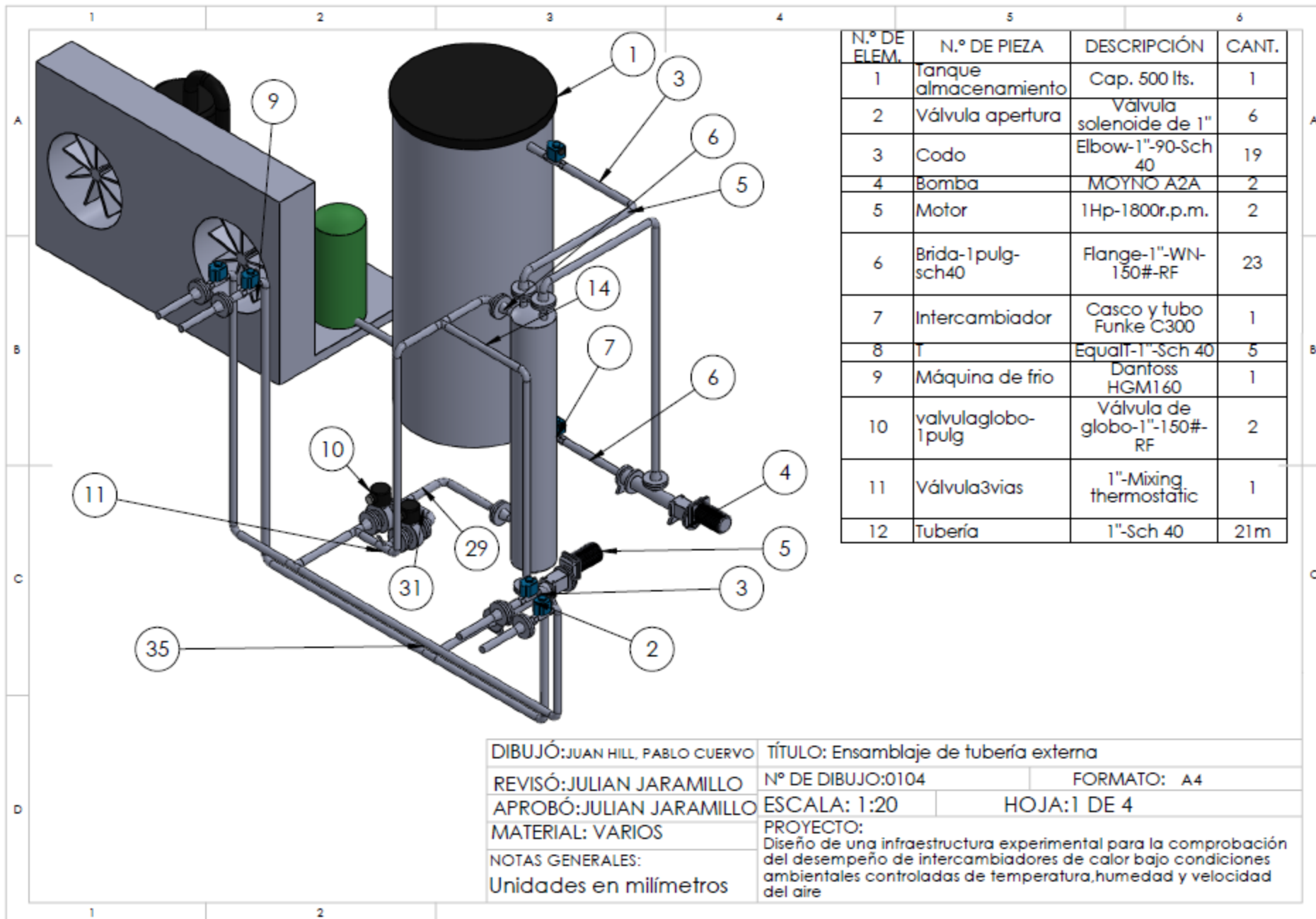


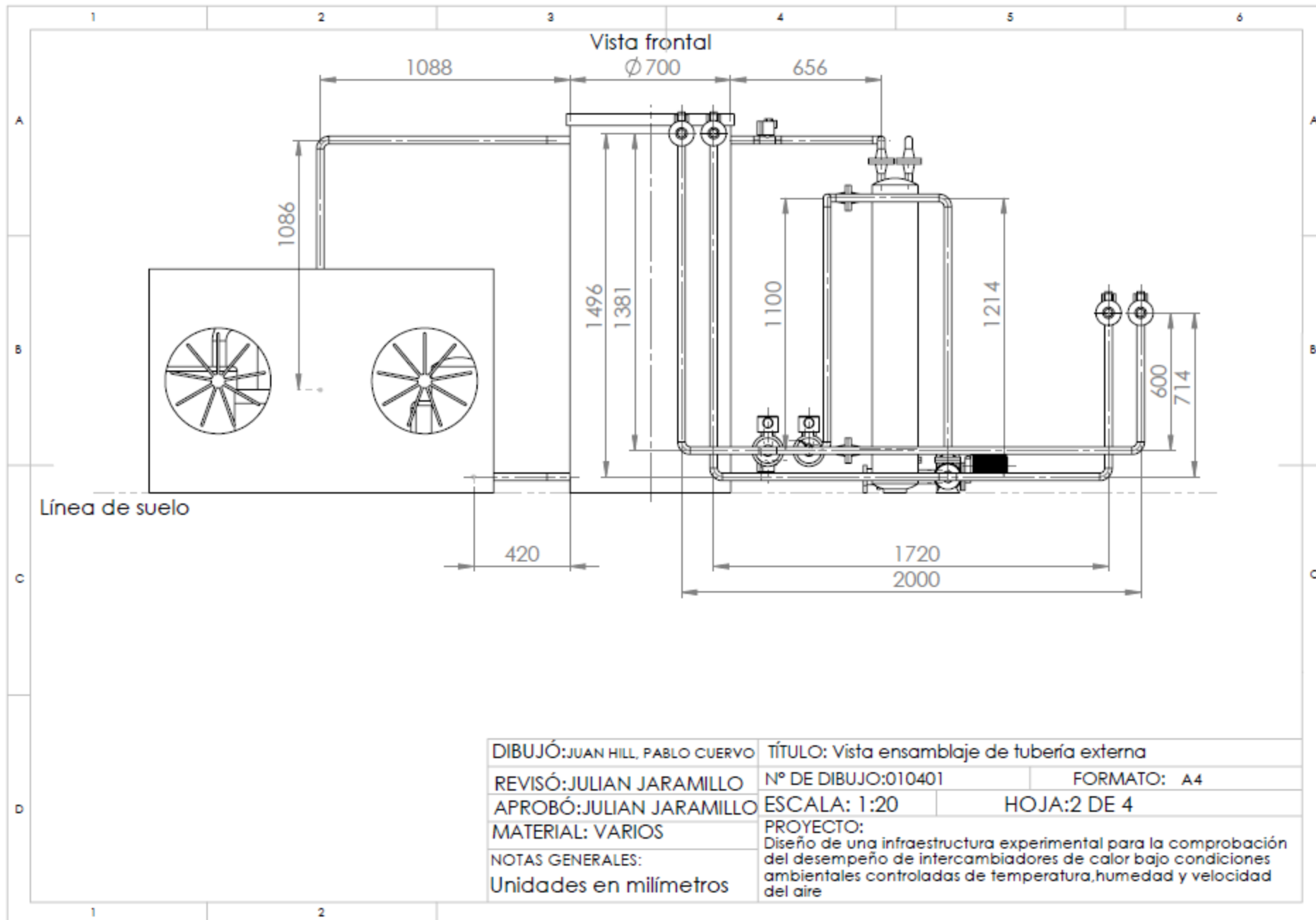
Detalle vista lateral interna del ducto

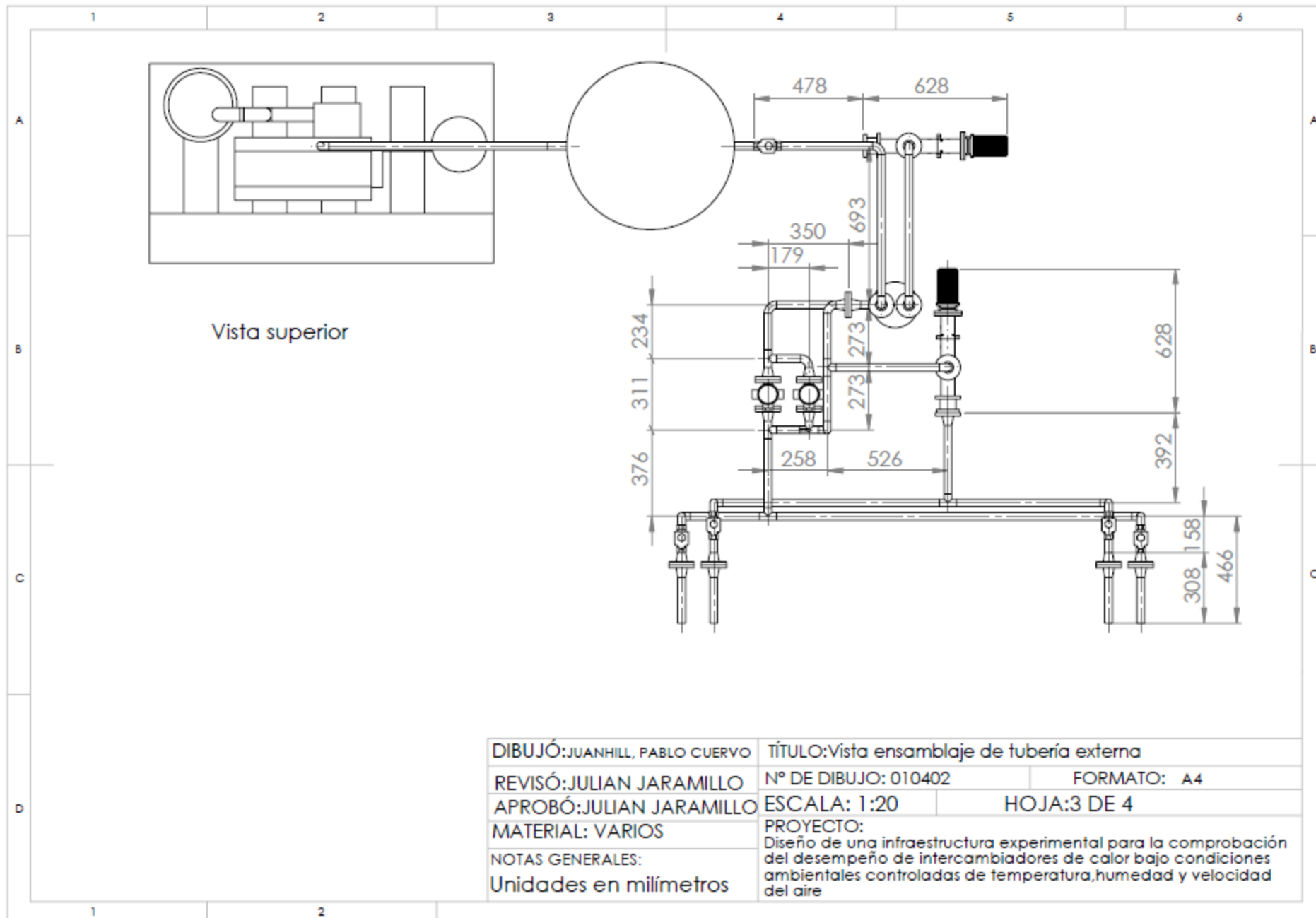


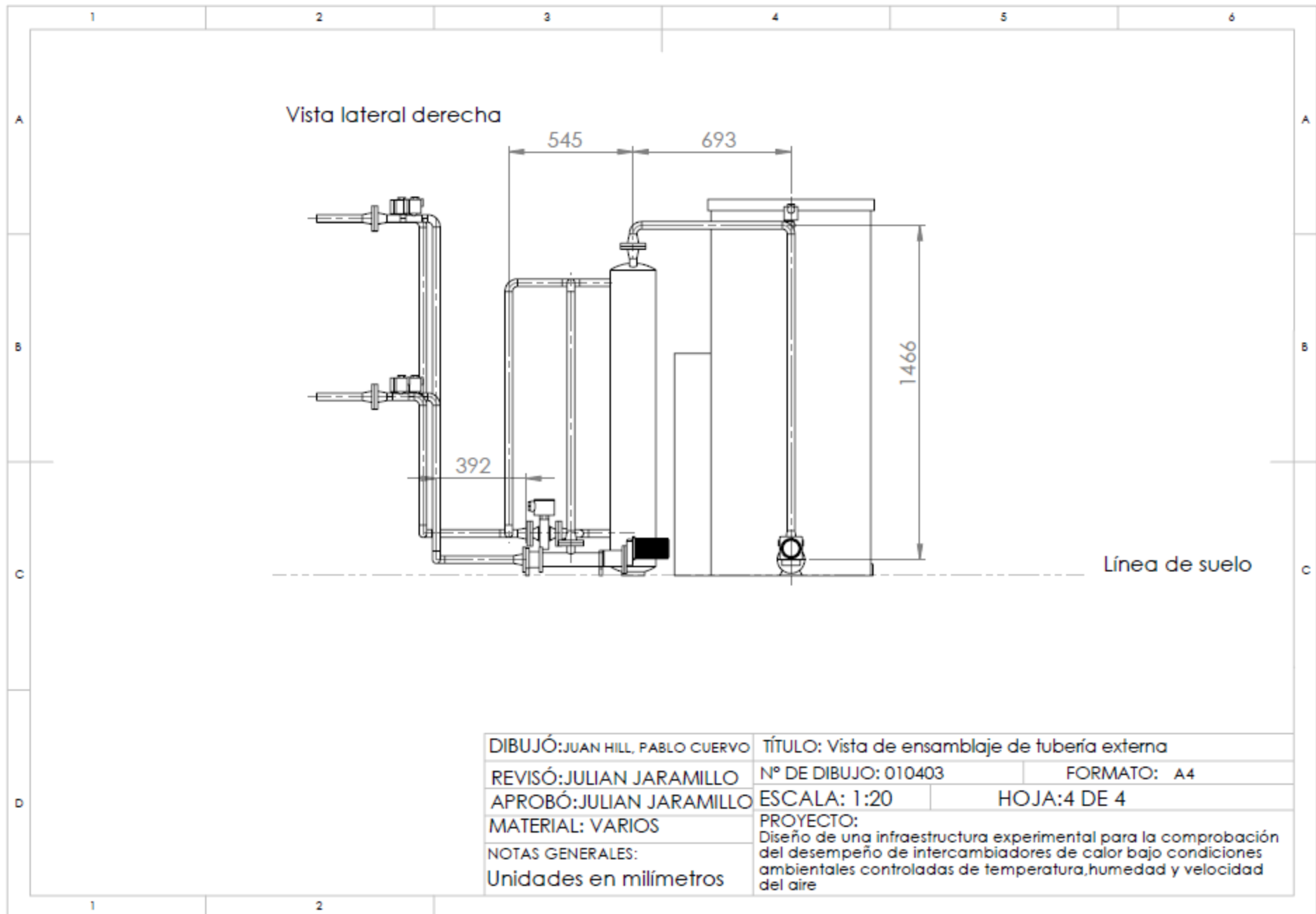
DIBUJÓ: JUAN HILL, PABLO CUERVO	TÍTULO: Vista de detalle del ducto interno	
REVISÓ: JULIAN JARAMILLO	Nº DE DIBUJO: 010302	FORMATO: A4
APROBÓ: JULIAN JARAMILLO	ESCALA: 1:20	HOJA: 3 DE 4
MATERIAL: VARIOS	PROYECTO:	
NOTAS GENERALES:	Diseño de una infraestructura experimental para la comprobación del desempeño de intercambiadores de calor bajo condiciones ambientales controladas de temperatura, humedad y velocidad del aire	
Unidades en milímetros		











ANEXOS B. Solicitud de financiación

FORMATO ID-01: DESCRIPCION DEL PROBLEMA O NECESIDAD

Nombre del proyecto: *DISEÑO DE UNA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL PARA LA COMPROBACIÓN DEL DESEMPEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR BAJO CONDICIONES AMBIENTALES CONTROLADAS DE TEMPERATURA, HUMEDAD Y VELOCIDAD DE AIRE.*

La refrigeración ha sido una de las preocupaciones para los ingenieros en las últimas décadas debido al consumo energético y la contaminación que genera; en una sistema de generación de frío por compresión de vapor, que es el más comúnmente usado, dos de sus componentes principales (evaporador y condensador) son intercambiadores de calor. De tal manera que a todas luces resulta necesario ahondar en la investigación de estos elementos con la intención de optimizarlos, para lo cual se necesita estudiar su comportamiento en distintas condiciones ambientales.

Así pues, los intercambiadores de calor (entre los tipos particulares de intercambiadores de calor de aletas y tubos, se podrán considerar los intercambiadores de calor compactos), resultan ser parte esencial de la investigación en los sistemas de refrigeración (véase figura 1). El desempeño de estos se ve influenciado por aspectos como: el tamaño, la ubicación y la forma de intercambio de calor con otro fluido; todos estos parámetros hacen necesario el diseño y la selección de los diferentes intercambiadores de calor que se ajusten a las necesidades particulares de la industria, ya que un mal estudio de selección y diseño, podría significar en una empresa, pérdidas económicas, disipación deficiente de calor, mayor consumo de potencia.

De esta manera, se plantea la necesidad de mejorar la eficiencia de los sistemas de refrigeración, concretamente, de los intercambiadores de calor (compactos, de aletas y tubos), con el objetivo de alcanzar un desempeño óptimo del sistema de generación de frío.

FORMATO ID-02: OBJETIVOS DEL PROYECTO

Nombre del proyecto: *DISEÑO DE UNA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL PARA LA COMPROBACIÓN DEL DESEMPEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR BAJO CONDICIONES AMBIENTALES CONTROLADAS DE TEMPERATURA, HUMEDAD Y VELOCIDAD DE AIRE.*

OBJETIVO GENERAL:

Investigar la optimización de los sistemas de refrigeración y aire acondicionado. Orientados específicamente a la evaluación del desempeño de intercambiadores de calor (compactos, de aletas y tubos), mediante el diseño de una infraestructura experimental, cuyos resultados apoyen la formación académica y presten un servicio a la Industria Santandereana.

OBJETIVO ESPECIFICO:

Diseñar una infraestructura para estudios experimentales del desempeño de intercambiadores de calor (compactos y de aletas y de tubos), en sistemas de refrigeración bajo ambientes controlados de temperatura, humedad y velocidad de aire.

Seleccionar los componentes del circuito de aire y del circuito de líquido.

Seleccionar el sistema de monitoreo y control para los dos circuitos.

Establecer las pruebas que permitan obtener resultados sobre la eficiencia del intercambiador probado.

**FORMATO ID-03: POBLACION AFECTADA Y/O ZONA AFECTADA Y
POBLACION DEL OBJETIVO DEL PROYECTO**

Nombre del Proyecto: *DISEÑO DE UNA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL PARA LA COMPROBACIÓN DEL DESEMPEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR BAJO CONDICIONES AMBIENTALES CONTROLADAS DE TEMPERATURA, HUMEDAD Y VELOCIDAD DE AIRE.*

Con el propósito de contribuir con la misión de la Universidad Industrial de Santander, en conjunto con la Escuela de Ingeniería Mecánica y la formación competente de estudiantes en el área térmica, se realizará el diseño de una infraestructura para aplicaciones de climatización y refrigeración, en primer lugar permitir a los estudiantes usar la cámara para la realización de proyectos de grado. En segundo lugar, disponer de una infraestructura experimental completa para prestar servicios de extensión de acuerdo a las necesidades de la industria Santandereana. En tercer lugar, la infraestructura servirá de soporte para la realización de proyectos de investigación.

FORMATO ID-04: DESCRIPCION DE LA SITUACION ACTUAL Y SU EVOLUCION

Nombre del Proyecto: *DISEÑO DE UNA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL PARA LA COMPROBACIÓN DEL DESEMPEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR BAJO CONDICIONES AMBIENTALES CONTROLADAS DE TEMPERATURA, HUMEDAD Y VELOCIDAD DE AIRE.*

Actualmente la Universidad Industrial de Santander no cuenta con instrumentos para certificar y corroborar la eficiencia de Intercambiadores de calor de aletas y tubos usados en la industria de la refrigeración y el confort.

A razón de estas falencias se diseñó una infraestructura para llevar a cabo esta misión.

FORMATO ID-05: DESCRIPCION Y CUANTIFICACION DEL PROBLEMA

Nombre del Proyecto: *DISEÑO DE UNA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL PARA LA COMPROBACIÓN DEL DESEMPEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR BAJO CONDICIONES AMBIENTALES CONTROLADAS DE TEMPERATURA, HUMEDAD Y VELOCIDAD DE AIRE.*

La refrigeración es uno de los principales desafíos de las PYMES y las grandes empresas de alimentos del departamento, ya que productos como el pollo, la carne de res, la carne de cerdo y las pulpas de frutas, (considerados como los principales productos alimenticios comercializables de la región) requieren de una atención especializada, en donde la temperatura es indispensable para la conservación de sus cualidades y beneficios, además de que puede alargar la vida útil de dichos productos lo que mejorará sus posibilidades de almacenamiento y distribución, de manera que a todas luces resulta necesario

ahondar en la investigación de la refrigeración con la intención de optimizar los procesos a partir de los requerimiento de cada uno de los productos, para lo cual se necesita estudiar su comportamiento a distintas condiciones de trabajo.

FORMATO ID-07: PRINCIPALES ALTERNATIVAS DEL PROYECTO

Nombre del Proyecto: *DISEÑO DE UNA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL PARA LA COMPROBACIÓN DEL DESEMPEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR BAJO CONDICIONES AMBIENTALES CONTROLADAS DE TEMPERATURA, HUMEDAD Y VELOCIDAD DE AIRE.*

ALTERNATIVA No 1:

Nombre: Construcción de una infraestructura experimental para la comprobación del desempeño de intercambiadores de calor de aletas y tubos situada en el centro tecnológico Guatiguara de la Universidad Industrial de Santander.

FORMATO ID-08: DESCRIPCION DE LA ALTERNATIVA

Nombre del Proyecto: *DISEÑO DE UNA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL PARA LA COMPROBACIÓN DEL DESEMPEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR BAJO CONDICIONES AMBIENTALES CONTROLADAS DE TEMPERATURA, HUMEDAD Y VELOCIDAD DE AIRE.*

Nombre de la alternativa:

Construcción de una infraestructura experimental para la comprobación del desempeño de intercambiadores de calor de aletas y tubos situada en el centro tecnológico Guatiguara de la Universidad Industrial de Santander.

Descripción de la alternativa:

Por medio de la elaboración de este proyecto se plantea construir un montaje que

permita reproducir ambientes de trabajo controlados para evaluar el desempeño global de intercambiadores de calor, así como la validación de las predicciones de simulaciones de modelos matemáticos.

Así pues, la construcción de una infraestructura experimental proporcionará información necesaria para analizar el comportamiento de intercambiadores de calor (compactos, de aletas y tubos), sometidos a condiciones variadas de temperatura, humedad y velocidad del aire. De esta manera, la cámara deberá ser práctica en cuanto a flexibilidad, operación y mantenimiento, así como también ha de tener en cuenta las necesidades de las que surge la presente investigación, ya que con ayuda del despliegue de la función calidad (QFD), podremos identificar las principales características en los resultados.

Las prestaciones de la cámara climática que va a permitir dentro de su estructura serán las siguientes:

SUPERVISION REMOTA: Va a permitir al operador y/o encargado de funcionamiento, conocer el estado y desempeño de funcionamiento desde una estación central. Esta prestación va a hacer muy funcional en procesos distribuidos en diferentes locaciones, ya que va a permitir centralizar las operaciones de monitoreo y mantenimiento en solo punto.

CONTROL REMOTO DE INSTALACIONES Y EQUIPOS: Mediante la implementación de este sistema, se puede tener acciones de control de forma remota, esta acción de control se puede definir como manual o automática, además permitirá asignar referencias de control, cambiar parámetros.

VISUALIZACIÓN DINÁMICA: el sistema va a permitir una representación dinámica de manera que se pueda interpretar el proceso, logrando que el operador desarrolle muy la función de observar, además mostrara curvas de

desempeño si así lo requiere el operador de manera que se visualizar mejor los datos.

REGISTRO HISTÓRICO DE DATOS: El software va a generar reportes con datos estadísticos del proceso en el tiempo que el operador crea conveniente.

REPRESENTACIÓN DE SEÑALES DE ALARMA: El software informara de cualquier anomalía en el funcionamiento por medio de una señal de alarma, esta señal puede ser visible y sonora.

FORMATO ID-09: CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES

Nombre del Proyecto: *DISEÑO DE UNA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL PARA LA COMPROBACIÓN DEL DESEMPEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR BAJO CONDICIONES AMBIENTALES CONTROLADAS DE TEMPERATURA, HUMEDAD Y VELOCIDAD DE AIRE.*

No.	ETAPA	DURACION ESTIMADA	DURACION REAL	DIFERENCIA
1.	PRE INVERSIÓN			
1.1	Formulación	8		
1.2	Identificación del problema	4		
1.3	Identificación de objetivos	3		
1.4	Identificación de alternativas de solución	6		
1.5	Preparación de las alternativas	6	6	
1.6	Viabilización	6	6	
1.7	Elegibilidad	4	4	
2.	INVERSION			
2.1	Diseños definitivos	5	5	

2.2	Preparación de documentos para contratación	8	8	
2.3	Licitación (Si Aplica)	40	40	
2.4	Ejecución	4	4	
3.	OPERACION			
3.1	Evaluación Expost			
3.2	Administración del proyecto			
3.3	Seguimiento			

FORMATO PE-02: PRESUPUESTO DEL PROYECTO

Sección A: Inversión

Nombre del Proyecto: *DISEÑO DE UNA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL PARA LA COMPROBACIÓN DEL DESEMPEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR BAJO CONDICIONES AMBIENTALES CONTROLADAS DE TEMPERATURA, HUMEDAD Y VELOCIDAD DE AIRE.*

Alternativa:

Construcción de una infraestructura experimental para la comprobación del desempeño de intercambiadores de calor de aletas y tubos situada en el centro tecnológico Guatiguara de la Universidad Industrial de Santander.

Detalle	Cantidad	Moneda (Valor unitario)	Valor unitario	Valor pesos sin impuestos	Valor pesos con impuestos
Sistema Adquisidor de Datos					
Agilent 34972A	1	USD	\$4.000	\$7.676.000	\$ 8.904.160
Control e Instrumentación					
Transmisor de Humedad Rotrocnic Hygroflex 5	2	USD	\$600	\$2.302.800	\$ 5.342.496
Flujómetro FlexMasster	1	USD	\$2.500	\$4.797.500	\$ 5.565.100

Transductor de Presión absoluta Rousemount 3051TA	1	USD	\$2.100	\$4.029.900	\$ 4.674.684
Transductor de Presión Diferencial Rousemount 3051CD	1	USD	\$2.000	\$3.838.000	\$ 4.452.080
Controlador PID Eurotherm 2604	2	USD	\$2.000	\$7.676.000	\$ 8.904.160
Termocupla RTD Pt 100	4	USD	\$150	\$1.151.400	\$ 1.335.624
Termocupla Tipo K	20	USD	\$80	\$3.070.400	\$ 3.561.664
Anillo de igualación piezométrica	2	Pesos colombianos	\$100.000	\$100.000	\$ 100.000
Flujómetro ProMass 60	1	£	\$600	\$1.833.888	\$ 2.127.310
Accesorios					
Tubería de Acero Inoxidable Ø1" 16[m]	16	Pesos colombianos		\$965.517	\$ 1.120.000
Tubería Flexible Ø1" 7[m]	7	Pesos colombianos		\$1.034.483	\$ 1.200.000
Válvula Solenoide Ø1"	7	USD	\$160	\$2.149.280	\$2.493.165
Válvula mezcladora Térmica	1	USD	\$120	\$230.280	\$ 267.125

Válvula compensadora de Presión	1	USD	\$110	\$211.090	\$ 244.864
Resistencias Eléctricas	2	Euro	\$190	\$974.803	\$ 1.130.771
Circuito Lado Líquido					
Unidad Condensadora Danffos HGZ 160	1	Pesos colombianos		\$8.327.586	\$ 9.660.000
Tanque de almacenamiento 500[L]	1	Pesos colombianos		\$3.017.241	\$ 3.500.000
Intercambiador de calor de casco y tubos	1	Pesos colombianos		\$1.034.483	\$ 1.200.000
Bomba Reciprocante	2	Pesos colombianos		\$4.310.345	\$ 5.000.000
Circuito Lado Aire					
Ducto Flexible	14	Pesos colombianos		\$1.810.345	\$ 2.100.000
Ducto de pruebas	1	Pesos colombianos		\$215.517	\$250.000
Ventilador Radial	1	Euro	\$1.164	\$2.987.000	\$ 3.464.920
Damper	2	USD		\$301.724	\$ 350.000
Eliminador de gotas	1	Euro	\$90	\$230.874	\$ 267.814

Homogeneizador Honeycomb	5	Pesos colombianos		\$538.793	\$ 625.000
Ducto de pruebas	1	Pesos colombianos		\$258.621	\$ 300.000
Vortab	1	Pesos colombianos		\$1.293.103	\$ 1.500.000
Humidificador de vapor por resistencias	1	Pesos colombianos		\$2.155.172	\$ 2.500.000
Intercambiador de calor de aletas y tubos	1	Pesos colombianos		\$646.552	\$ 750.000
Cámara climática					
Cámara climática	1	Pesos colombianos		\$25.862.069	\$ 30.000.000
Cámara de compensación	1	Pesos colombianos		\$2.155.172	\$ 2.500.000
detalles de construcción	1	Pesos colombianos		\$4.310.345	\$ 5.000.000
Refrigerante 1/2[Ton] líquida	1	USD	\$1.000	\$1.919.000	\$ 2.226.040
variador de frecuencia 7,5[HP]	2	Pesos colombianos		\$2.789.655	\$ 3.236.000
variador de frecuencia 15[HP]	1	Pesos colombianos		\$2.455.172	\$ 2.848.000

Motor AC 1800rpm ;12[HP]	1	Pesos colombianos		\$1.226.121	\$ 1.422.300
Otros					
Mano de obra [días* #personas]	15	Pesos colombianos	\$1.000.000	\$15.000.000	\$ 15.000.000
Mano de obra especializada	5	Pesos colombianos	\$2.000.000	\$10.000.000	\$ 11.600.000
transporte	1	Pesos colombianos		\$4.310.345	\$ 5.000.000
Varios (Cable, uniones...etc.)	1	Pesos colombianos		\$3.448.276	\$ 4.000.000
Total costos				\$142.644.853	\$ 165.723.277,73
Gastos de Administración					\$ 182.295.605,51
Imprevistos (10%)					\$ 200.525.166
TOTAL					\$ 200.525.166

FORMATO PE-05: CAPACIDAD INSTALADA

Nombre del Proyecto: *DISEÑO DE UNA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL PARA LA COMPROBACIÓN DEL DESEMPEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR BAJO CONDICIONES AMBIENTALES CONTROLADAS DE TEMPERATURA, HUMEDAD Y VELOCIDAD DE AIRE.*

¿CUÁL ES LA CAPACIDAD INSTALADA EN EL PROYECTO?

UNIDAD DE MEDIDA: Variables registradas y monitoreadas

Observaciones

En la capacidad instalada se miden todas las variables tenidas en cuenta, En la cámara climática se estudiará el desempeño global de los intercambiadores de calor compactos, de aletas y tubos. También servirá para la validación de las predicciones obtenidas de modelos matemáticos comúnmente usados en el diseño de intercambiadores de calor de este tipo.

Para seleccionar estas variables se tienen en cuenta todos los parámetros que intervienen en cada uno de los equipos y que afectan al sistema, por ejemplo, presiones, temperaturas, corrientes, etc.

FORMATO PE-07: EFECTO AMBIENTAL

Nombre del Proyecto: *DISEÑO DE UNA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL PARA LA COMPROBACIÓN DEL DESEMPEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR BAJO CONDICIONES AMBIENTALES CONTROLADAS DE TEMPERATURA, HUMEDAD Y VELOCIDAD DE AIRE.*

Alternativa: Construcción de una infraestructura experimental para la comprobación del desempeño de intercambiadores de calor de aletas y tubos situada en el centro tecnológico Guatiguara de la Universidad Industrial de Santander.

Con respecto al impacto ambiental, la implementación de la infraestructura no va a generar ningún tipo de daño al medio ambiente, ya que este no genera emisiones contaminantes, por el uso de Ethylene Glycol el cual no tiene ninguna restricción; ni ruido excesivo.

FORMATO PE-09: MARCO INSTITUCIONAL

Nombre del Proyecto: *DISEÑO DE UNA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL PARA LA COMPROBACIÓN DEL DESEMPEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR BAJO CONDICIONES AMBIENTALES CONTROLADAS DE TEMPERATURA, HUMEDAD Y VELOCIDAD DE AIRE.*

La Universidad Industrial de Santander, a través de su plan de Desarrollo Institucional (PDI) 2008-2018, y dentro de su plan estratégico, formula en su dimensión académica una serie de objetivos que se encaminan a la formación de profesionales con altas competencias, ciudadanas, académicas, investigativas, haciendo a estos futuros profesionales conscientes de su responsabilidad con la sociedad,

Para lograr esto la Universidad se enfocará en una cultura investigativa. Entre los objetivos que abarca este proyecto están:

OBJETIVO ESTRATEGICO I:

“REALIZAR INVESTIGACIÓN DE ALTA CALIDAD ORIENTADA AL DESARROLLO CIENTÍFICO Y CONDUCENTE A INNOVACIONES TECNOLÓGICAS, SOCIALES, ECONÓMICAS, CULTURALES Y POLITICAS PERTINENTES CON EL DESARROLLO DEL PAÍS”.

Este objetivo está encaminado fundamentalmente a integrar la investigación de la Universidad acorde a las necesidades expuestas por las diferentes instituciones, empresas locales y extranjeras para lograr el desarrollo de la región y del país.

OBJETIVO ESTRATEGICO II:

“CONSOLIDAR LA ALTA CALIDAD DE LOS PROGRAMAS ACADÉMICOS DE PREGRADO”

Con este objetivo se busca que la Universidad en condiciones de competir académicamente con las exigencias que el mundo de hoy en día exige,

respondiendo con el compromiso del mejoramiento de la estructura física y tecnología en aras de mejorar la calidad de los programas académicos.

OBJETIVO ESTRATEGICO III:

“ORIENTAR LOS PROGRAMAS DE POSGRADOS HACIA LA CONSOLIDACION DE LAS MAESTRIAS Y DOCTORADOS LIGADOS A EJES ESTRATEGICOS DE INVESTIGACION CON PROYECCION INTERNACIONAL”.

Para poder alcanzar este objetivo se plantea lo siguiente:

1. Ampliar la oferta de programas doctorados y maestrías soportados por grupos de investigación consolidados.
2. Consolidar la cooperación con entidades nacionales e internacionales con el fin de fortalecer los programas de pregrado y postgrado y fomentar su internacionalización
3. Consolidar la cultura de gestión de calidad en todos los procesos del modelo educativo.
4. Acreditar y certificar los laboratorios, en el marco de proyección a la sociedad con el ánimo de apoyar la competitividad de la industria regional.
5. Formular y desarrollar una política de becas y otros apoyos e incentivos para estudiantes de postgrado (maestrías y doctorados).
6. Formular y cofinanciar proyectos de investigación en temas estratégicos regionales y nacionales.
7. Desarrollar estrategias de financiación para estudiantes de maestrías de investigación y Doctorados.

OBJETIVO ESTRATEGICO IV:

“CONSOLIDAR LA CAPACIDAD INSTITUCIONAL EN MATERIA DE EXTENSIÓN Y PROYECCIÓN SOCIAL DE ALTA CALIDAD”

Para llevar a cabo este objetivo se plantea:

1. Desarrollar e implementar una estrategia de gestión de la extensión en la

Universidad.

2. Fortalecer la extensión teniendo como fundamento la labor docente e investigativa de la institución.
3. Fortalecer los grupos interdisciplinarios con capacidad de articulación interinstitucional e intersectorial.
4. Contribuir a la solución de problemas sociales, económicos y políticos del país y la región.
5. Colaborar con el sector productivo en procesos de desarrollo tecnológico y de innovación.
6. Cooperar con el sector empresarial en aras del mejoramiento de su productividad y competitividad.
7. Diseñar y aplicar procesos estandarizados de evaluación integral de la extensión en la universidad.
8. Crear una cultura institucional que estimule el emprendimiento y la creación de empresas.
9. Fomentar, proteger y comercializar los desarrollos científicos y tecnológicos de la institución.
10. Crear procesos estandarizados de evaluación integral de la extensión de la Universidad.

La cámara climática está dentro de los objetivos de modernizar la infraestructura tecnológica de la Universidad, puesto que esta estructura brindará un avance tecnológico en las empresas y dará capacitación del personal para operar y mantener los intercambiadores de calor usados en los procesos industriales, además de proporcionar datos sobre las características de diversos productos sometidos a estos procesos.

Estos equipos de laboratorio permiten predecir el comportamiento de los materiales y los sistemas térmicos cuando son sometidos a diversas condiciones de trabajo a las cuales puedan ser expuestas y estudiar su resistencia a la intemperie.

FORMATO FS-01: FUENTE DE FINANCIACION DE LA INVERSION DEL PROYECTO						
Nombre del Proyecto: <i>DISEÑO DE UNA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL PARA LA COMPROBACIÓN DEL DESEMPEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR BAJO CONDICIONES AMBIENTALES CONTROLADAS DE TEMPERATURA, HUMEDAD Y VELOCIDAD DE AIRE.</i>						
AÑOS CALENDARIO	CENTRO DE COSTOS	EJECUTADO	0	1	SALDO	TOTAL
Recursos de inversión	\$200.525.166	DIRECCIÓN DE CONTRATACIÓN Y PROYECTOS DE INVERSIÓN				\$200.525.166
Internas						
Fondo Común						
Estampilla ProUis						
Recursos de funcionamiento						
TOTAL FINANCIACION INVERSIÓN	\$200.525.166	DIRECCIÓN DE CONTRATACIÓN Y PROYECTOS DE INVERSIÓN				\$200.525.166

FORMATO FS-02: FUENTE DE FINANCIACION DE LA OPERACIÓN DEL PROYECTO

Nombre del Proyecto: *DISEÑO DE UNA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL PARA LA COMPROBACIÓN DEL DESEMPEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR BAJO CONDICIONES AMBIENTALES CONTROLADAS DE TEMPERATURA, HUMEDAD Y VELOCIDAD DE AIRE.*

AÑOS CALENDARIO	CENTRO DE COSTOS	EJECUTADO	0	1	2	3	4	5	SALDO	TOTAL
Recursos de inversión		DIRECCIÓN DE CONTRATACIÓN Y PROYECTOS DE INVERSIÓN								
Internas										
Fondos Especiales										
TOTAL FINANCIACION OPERACION		DIRECCIÓN DE CONTRATACIÓN Y PROYECTOS DE INVERSIÓN								\$200.525.166

FORMATO FS-02: FUENTE DE FINANCIACION DE LA OPERACIÓN DEL PROYECTO

Nombre del Proyecto: *DISEÑO DE UNA INFRAESTRUCTURA EXPERIMENTAL PARA LA COMPROBACIÓN DEL DESEMPEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR BAJO CONDICIONES AMBIENTALES CONTROLADAS DE TEMPERATURA, HUMEDAD Y VELOCIDAD DE AIRE.*

AÑOS CALENDARIO	CENTRO DE COSTOS	EJECUTADO	6	7	8	9	10	SALDO	TOTAL
Recursos de inversión		DIRECCIÓN DE CONTRATACIÓN Y PROYECTOS DE INVERSIÓN							\$200.525.166
Internas									
Fondos Especiales									
TOTAL FINANCIACION OPERACION		DIRECCIÓN DE CONTRATACIÓN Y PROYECTOS DE INVERSIÓN							\$200.525.166