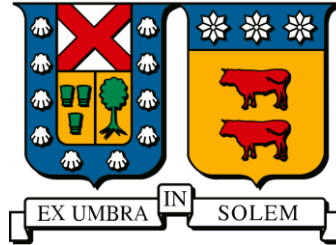


**UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA
MARÍA**

**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
VALPARAÍSO - CHILE**



**“IMPLEMENTACIÓN DE ADQUISICIÓN DE
DATOS Y ANÁLISIS TÉRMICO EN TÚNEL
DE ENSAYO DE INTERCAMBIADORES DE
CALOR”**

FELIPE JUAN PABLO VERGARA VÁSQUEZ

MEMORIA DE TITULACIÓN PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA: Ph.D. CARLOS ROSALES H.
PROFESOR CORREFERENTE: Mg. Ing. JAIME ESPINOZA S.

AGOSTO – 2023

Agradecimientos

Ante todo, a mi familia por su incondicional apoyo en cada aspecto de mi vida. Ellos han sido mi mayor impulso y formaron la persona que soy. En especial a mi madre, María Elena, que siempre quiso lo mejor para mí y me dio todas las herramientas necesarias para elegir mi camino como profesional y como persona, fue mi sostén en la vida y sin ella nada de esto hubiera sido posible. A mi padre, Juan Pablo, que siempre fue un sabio consejero y me enseñó a ver lo lindo de la vida. A mi hermana, Alejandra, la cual, me apoyó en todos los aspectos para sentirme grato en mi vivir, sin duda una de las personas más importantes de mi vida.

A mis amigos y compañeros de Linares, por su constante apoyo y compañía, lo cual hizo la transición más grata. A Camila, por su absoluto apoyo y escucha, fuente de consejos y alegrías para todos los aspectos vividos. A Carlos, compañero de risas y momentos de camaradería. A mis amigos y amigas desde el primer día de universidad, tanto de mi breve paso como Plan Común, como mis colegas mecánicos, con los cuales he vivido los mejores momentos por mi paso en esta linda universidad.

A mis compañeros y compañeras de departamento, quienes han sido como una familia y han hecho que cualquier lugar se sienta como mi hogar.

A mi profesor, Carlos Rosales, quien siempre mostró la mejor de las disposiciones para atender mis inquietudes y por su dedicación al guiarme y brindarme su tiempo para lograr un buen trabajo. A José Duque, por su inestimable disposición, asistencia técnica y sabiduría, así como al equipo del laboratorio de Termofluidos por su cálida acogida.

Finalmente, a Javiera, quien es mi compañera y apoyo incondicional para culminar esta etapa, sin tu soporte y amor no habría sacado fuerzas para lograr mi objetivo.

Resumen

El presente trabajo se centra en la reactivación del túnel de ensayo de intercambiadores de calor donado por la empresa INTERCAL al departamento de Ingeniería Mecánica de esta Universidad en el marco del proyecto INGENIERÍA 2030. El objetivo de la empresa en este equipo es evaluar el rendimiento del intercambiador de calor de tubos con aletas planas utilizado como evaporador en el ciclo de refrigeración, cuantificar su coeficiente global de transferencia de calor y a futuro explorar mejores diseños para mejorar su eficiencia y la implementación de otros fluidos refrigerantes con adaptaciones en el sistema. Asimismo, por parte de Laboratorio de Termofluidos, donde se instaló el equipo, se busca generar una base para futuros diseños de experiencias de laboratorio docentes.

Junto al equipo técnico de INTERCAL, se realizó la mantención integral en el sistema para corregir inestabilidades y mejorar la toma de datos de los sensores instalados. Se implementó un sistema de adquisición de datos y nuevos sensores para caracterizar el sistema en sus tres modos operativos según la carga térmica. Sobre la base del diagrama de Mollier y el método P - NTU , se obtuvieron resultados para la efectividad de temperatura y rendimiento, siendo de 67,5%, 69,6% y 68,3% respectivamente para potencias suministradas de 6,64 [kW], 7,84 [kW] y 9,04 [kW]. Los valores del coeficiente global de transferencia de calor (U) resultaron en 248,3 [W/m²*K], 635,4 [W/m²*K], y 291 [W/m²*K] respectivamente. Se logró obtener estimaciones aproximadas para el intercambiador de calor debido a la naturaleza bifásica del refrigerante, lo que evidencia su eficacia en el caso de fluidos de una fase. Se recomienda adicionalmente realizar un mantenimiento para el flujómetro de refrigerante, dada la presencia de inconsistencias en los valores del calor absorbido por el refrigerante. Además, se sugiere la instalación de sensores de presión diferencial con rangos apropiados en el evaporador para permitir un análisis más preciso y exhaustivo del proceso. En adición, se propone la implementación de un controlador de velocidad en el ventilador del túnel, con el objetivo de variar el flujo másico del aire y ampliar así el rango de aplicaciones posibles.

Abstract

The present work focuses on the reactivation of the heat exchanger test tunnel donated by the company INTERCAL to the Mechanical Engineering department of this University as part of the INGENIERÍA 2030 project. The company's objective with this equipment is to evaluate the performance of the finned tube heat exchanger used as an evaporator in the refrigeration cycle, quantify its overall heat transfer coefficient, and explore future designs to improve its efficiency and the implementation of other refrigerant fluids with adaptations to the system. Likewise, the Thermofluids Laboratory, where the equipment was installed, aims to establish a foundation for future educational laboratory experiments.

Together with the INTERCAL technical team, comprehensive maintenance was carried out on the system to correct instabilities and improve data collection from the installed sensors. A data acquisition system and new sensors were implemented to characterize the system in its three operating modes based on thermal load. Using the Mollier diagram and the P - NTU method, results were obtained for temperature effectiveness and performance, which were 67.5%, 69.6%, and 68.3%, respectively, for supplied powers of 6.64 [kW], 7.84 [kW], and 9.04 [kW]. The values for the overall heat transfer coefficient (U) were 248.3 [W/m²*K], 635.4 [W/m²*K], and 291 [W/m²*K] respectively. Approximate estimates for the heat exchanger were obtained due to the two-phase nature of the refrigerant, highlighting its effectiveness for single-phase fluids. Additionally, it is recommended to perform maintenance on the refrigerant flowmeter, given the presence of inconsistencies in the values of heat absorbed by the refrigerant. Furthermore, the installation of differential pressure sensors with appropriate ranges in the evaporator is suggested to allow for a more precise and comprehensive analysis of the process. In addition, the implementation of a fan speed controller is proposed for the tunnel's fan to vary the mass flow rate of air and thus expand the range of possible applications.

Glosario

Variable	Descripción	Unidad
A	Área total de transferencia de calor	[m ²]
A_p	Área primaria de transferencia de calor	[m ²]
A_f	Área secundaria de transferencia de calor	[m ²]
D_h	Diámetro hidráulico	[m]
d_i	Diámetro interior tubería	[mm]
d_o	Diámetro exterior tubería	[mm]
C_1	Capacidad calorífica del fluido 1	[kW]
C_2	Capacidad calorífica del fluido 2	[kW]
C^*	Relación de tasa de capacidad calorífica	[-]
c_p	Calor específico a presión constante	[kJ/kg]
$c_{p,ref,eq}$	Calor específico equivalente del refrigerante	[kJ/kg]
C_{min}	Capacidad calorífica mínima de los dos fluidos	[kW]
C_{max}	Capacidad calorífica máxima de los dos fluidos	[kW]
C_h	Capacidad calorífica del fluido caliente	[kW]
C_c	Capacidad calorífica del fluido frío	[kW]
ε	Efectividad del intercambiador de calor.	[-]
η_o	Eficiencia de la superficie extendida	[-]
\bar{h}	Coefficiente de transferencia de calor por convección	[W/m ² *K]
h	Entalpía del fluido	[W/m ² *K]
h_f	Coefficiente de transferencia de calor de la incrustación	[W/m ² *K]
N_a	Número de aletas	[-]
N_t	Número de tubos	[-]
N_f	Número de aletas por unidad de longitud	[aletas/m]
L_1	Largo de los tubos o longitud del intercambiador	[mm]
L_2	Ancho del intercambiador	[mm]
L_3	Alto del intercambiador	[mm]
δ	Espesor de las aletas	[mm]

q	Tasa de transferencia de calor	[kW]
\dot{Q}	Tasa de transferencia de calor	[kW]
NTU	Número de unidades transferidas	[-]
R_l	Relación de tasa de capacidad térmica	[-]
R_o	Resistencia térmica global	[K/W]
R_h	Resistencia térmica del lado caliente	[K/W]
R_w	Resistencia térmica de la pared	[K/W]
R_c	Resistencia térmica del lado frío	[K/W]
$R_{h,f}$	Resistencia térmica de la incrustación del lado caliente	[K/W]
$R_{c,f}$	Resistencia térmica de la incrustación del lado frío.	[K/W]
$T1$	Temperatura a la entrada del circuito 1 del intercambiador	[°C]
$T2$	Temperatura a la salida del circuito 1 del intercambiador	[°C]
$T3$	Temperatura a la entrada del circuito 2 del intercambiador	[°C]
$T4$	Temperatura a la salida del circuito 2 del intercambiador	[°C]
$T_{1,f}$	Temperatura final del fluido 1	[°C]
$T_{1,i}$	Temperatura inicial del fluido 1	[°C]
$T_{2,f}$	Temperatura final del fluido 2	[°C]
$T_{2,i}$	Temperatura inicial del fluido 2	[°C]
$T_{1,i}$	Temperatura a la entrada del intercambiador del fluido 1	[°C]
$T_{1,o}$	Temperatura a la salida del intercambiador del fluido 1	[°C]
$T_{2,i}$	Temperatura a la entrada del intercambiador del fluido 2	[°C]
$T_{2,o}$	Temperatura a la salida del intercambiador del fluido 2	[°C]
$T3db$	Temperatura de entrada aire bulbo seco	[°C]
$T3wb$	Temperatura de entrada aire bulbo húmedo	[°C]
$T5_3db$	Temperatura exterior cámara de entrada	[°C]
$T5_4db$	Temperatura exterior cámara de mezcla	[°C]
$T4db$	Temperatura de mezcla aire bulbo seco	[°C]

T_{4wb}	Temperatura de mezcla aire bulbo húmedo	[°C]
$T_{a_{in}}$	Temperatura del aire a la entrada	[°C]
$T_{a_{out}}$	Temperatura del aire a la salida	[°C]
$T_{r_{in}}$	Temperatura del refrigerante a la entrada	[°C]
$T_{r_{out}}$	Temperatura del refrigerante a la salida	[°C]
T_{r0}	Temperatura del refrigerante antes de la VEE	[°C]
T_{r1}	Temperatura del refrigerante después del evaporador	[°C]
ΔT	Diferencia de temperaturas	[°C]
ΔT_m	Diferencia de temperatura media	[°C]
ΔT_{max}	Diferencia de temperatura máxima a las entradas del intercambiador	[°C]
T_c	Temperatura del fluido frío	[°C]
T_h	Temperatura del fluido caliente	[°C]
$T_{c,i}$	Temperatura del fluido frío a la entrada	[°C]
$T_{c,o}$	Temperatura del fluido frío a la salida	[°C]
$T_{h,i}$	Temperatura del fluido caliente a la entrada	[°C]
$T_{h,o}$	Temperatura del fluido caliente a la salida	[°C]
$T_{c,f}$	Temperatura de la incrustación en el lado frío	[°C]
$T_{h,f}$	Temperatura de la incrustación en el lado caliente	[°C]
$T_{w,h}$	Temperatura de la pared en el lado caliente	[°C]
$T_{w,c}$	Temperatura de la pared en el lado frío	[°C]
R_h	Resistencia térmica en el lado caliente	[K/W]
$R_{h,f}$	Resistencia térmica de la incrustación en el lado caliente	[K/W]
R_w	Resistencia térmica de la pared	[K/W]
$R_{c,f}$	Resistencia térmica de la incrustación en el lado frío	[K/W]
R_c	Resistencia térmica en el lado frío	[K/W]
P	Efectividad de temperatura	[-]
P_1	Efectividad de temperatura del fluido 1	[-]
P_c	Efectividad de temperatura del arreglo en contraflujo	[-]

P_p	Efectividad de temperatura del arreglo en paralelo	[-]
$P_{l,p}$	Efectividad de temperatura por paso	[-]
P_{1e}	Efectividad de temperatura del fluido 1 medida experimentalmente	[-]
p	Paso entre aletas	[mm]
PMI	Presión manométrica del refrigerante entre el evaporador y la trampa de succión	[bar]
$Pr0$	Presión del refrigerante antes de la VEE	[bar]
$Pr1$	Presión del refrigerante en el distribuidor del evaporador	[bar]
ΔP_{rc}	Presión diferencial del refrigerante entre el distribuidor y el comienzo del colector	[bar]
ΔP_{rf}	Presión diferencial del refrigerante entre el distribuidor y la salida del evaporador	[bar]
ΔP_a	Presión diferencial del aire entre la entrada y salida del evaporador	[Pa]
ΔP_n	Presión diferencial del aire entre la cámara receptora y la salida de la tobera	[Pa]
\dot{q}_{ref}	Flujo volumétrico del refrigerante	[lt/min]
Q_a	Flujo volumétrico del aire	[m ³ /h]
X_t	Distancia vertical entre tubos	[mm]
X_l	Distancia horizontal entre tubos	[mm]
U	Coefficiente global de transferencia de calor	[W/m ² *K]

Índice

Agradecimientos	ii
Resumen.....	iii
Abstract	iv
Glosario.....	v
Índice.....	ix
Índice de Figuras	xiii
Índice de Tablas	xvi
Capítulo 1 Introducción	1
1.1 Objetivos	3
1.1.1 Objetivo general	3
1.1.2 Objetivos específicos	3
Capítulo 2 Marco Teórico.....	5
2.1 Clasificación de los Intercambiadores de Calor	6
2.1.1 Clasificación según el Proceso de Transferencia.....	6
2.1.2 Clasificación según el Número de Fluidos.....	9
2.1.3 Clasificación según el Mecanismo de Transferencia de Calor	9
2.1.4 Clasificación según Características de Construcción.....	10
2.1.5 Clasificación según los Arreglos de Flujo	26
2.2 Supuestos para el Análisis de Transferencia de Calor.....	35
2.3 Ecuaciones de Conservación de Energía y Transferencia de Calor	37

2.3.1	Efectividad del Intercambiador de Calor	41
2.3.2	Relación de Tasa de Capacidad Calorífica.....	42
2.3.3	Número de Unidades Transferidas NTU	42
2.3.4	Método P - NTU	44
2.3.5	Efectividad de Temperatura P	45
2.3.6	Relación de Tasas de Capacidad Calorífica	46
2.3.7	Relaciones P - NTU	47
2.3.8	Arreglos de Acoplamiento de Intercambiadores de Flujo Cruzado de Múltiples Pasos	48
2.4	Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor	52
2.5	Características Geométricas de los Intercambiadores de Calor	56
Capítulo 3	Diagnóstico, Ajustes y Pruebas Operacionales	60
3.1	Diagnóstico y Evaluación del Túnel de Ensayo	60
3.1.1	Reconocimiento Del Sistema y Sensores Instalados.....	60
3.1.2	Reuniones con INTERCAL y Diagnóstico del Túnel de Ensayos.....	67
3.1.3	Mantenciones Integrales y Puesta en Marcha	69
3.2	Implementación del Sistema de Adquisición de Datos del Túnel	72
3.3	Pruebas de Funcionamiento y Caracterización del Sistema	77
3.3.1	Pruebas de operación preliminares y brechas para la caracterización del sistema	77
3.3.2	Requerimientos para Caracterización del Sistema y Cumplimiento de Objetivos	81
3.3.3	Ensayos de Operación del Sistema	85
Capítulo 4	Modelo de Transferencia de Calor	87

4.1	Determinación Experimental de la Efectividad y Coeficiente Global de Transferencia de Calor	92
Capítulo 5	Resultados y Análisis	96
5.1	Ensayo 1, Potencia 6,64 [kW]	96
5.1.1	Caracterización Ciclo de Refrigeración	97
5.1.2	Efectividad de Temperatura, Rendimiento, NTU y Coeficiente global de Transferencia de Calor	100
5.1.3	Análisis de Resultados	101
5.2	Ensayo 2, Potencia 7,84 [kW]	110
5.2.1	Caracterización Ciclo de Refrigeración	111
5.2.2	Efectividad de Temperatura, Rendimiento, NTU y Coeficiente global de Transferencia de Calor	114
5.2.3	Análisis de Resultados	115
5.3	Ensayo 3, Potencia 9,04 [kW]	119
5.3.1	Caracterización Ciclo de Refrigeración	120
5.3.2	Efectividad de Temperatura, Rendimiento, NTU y Coeficiente global de Transferencia de Calor	122
5.3.3	Análisis de Resultados	123
	Conclusiones	127
	Referencias	131
	Anexos	133
	Anexo A: Diagramas de equipos y sensores túnel de ensayo de Intercambiadores de Calor.	133
	Anexo B: Procedimiento conexión IP PLC-PC mediante cable cruzado.	147
	Anexo C: Manual de funcionamiento y adquisición de datos.....	156

Anexo D: Código cálculo P - NTU , U	173
Anexo E: Variables de Temperatura y Presión - Ensayo 1.	177
Anexo F: Variables de Temperatura y Presión - Ensayo 2.	179
Anexo G: Variables de Temperatura y Presión - Ensayo 3.	181

Índice de Figuras

Figura 1.1: Representación 3D del Intercambiador de Calor en el Túnel de Ensayo. ..	2
Figura 2.1: Intercambiador de Calor de Carcasa y Tubos. [1]	12
Figura 2.2: Intercambiador de Calor de Doble Tubería. [1]	13
Figura 2.3: Intercambiador de Calor de Tubo en Espiral.....	14
Figura 2.4: Intercambiador de Calor de Placas sellado con Juntas. [2]	15
Figura 2.5: Configuración de flujo en U para Intercambiador de Placas. [1]	16
Figura 2.6: Intercambiador de Placas Soldado. [1]	17
Figura 2.7: Intercambiador de Plato Espiral. [1].....	19
Figura 2.8: Intercambiador de Calor Lamelar. [1]	20
Figura 2.9: Intercambiador de Placas con Aletas. [1]	22
Figura 2.10: Intercambiadores de Calor de Tubo con Aletas: El primero con aletas individuales, el segundo con aletas planas y el tercero con aletas longitudinales.	24
Figura 2.11: Sección transversal de Intercambiadores de Calor de Tubo de Calor. [1]	25
Figura 2.12: (a) Arreglo de flujo de 2 pasos. (b) Arreglo de flujo de 1 paso. [1]	27
Figura 2.13: Configuración de Contraflujo en Intercambiadores de Calor y Perfiles de Temperatura. [3].....	28
Figura 2.14: Configuración de Flujo Paralelo en Intercambiadores de Calor y Perfiles de Temperatura. [3].....	28
Figura 2.15: Configuración de Flujo cruzado. (a) Fluido 1 y Fluido 2 sin mezclar. (b) Fluido 1 sin mezclar y Fluido 2 mezclado. [1]	29
Figura 2.16: Configuraciones de flujo cruzado. (a) Fluido 1 y Fluido 2 sin mezclar. (b) Fluido 1 sin mezclar, Fluido 2 mezclado. (c) Fluido 1 y 2 mezclados. [1]	30
Figura 2.17: Configuraciones de flujo cruzado de múltiples pasos.	31
Figura 2.18: Intercambiador de carcasa y tubos de múltiples pasos. [1]	34
Figura 2.19: Configuraciones de flujo para Intercambiadores de Placas de paso simple y múltiple. [1].....	34
Figura 2.20: Intercambio de calor y resistencia térmica en superficie dA.....	38

Figura 2.21: Circuito térmico para la transferencia de calor entre los fluidos caliente y frío.....	39
Figura 2.22: Intercambiador de flujo cruzado de paso simple, Fluido 1 sin mezclar y Fluido 2 mezclado. [1]	47
Figura 2.23: Intercambiadores en serie en contraflujo general e Intercambiador equivalente.	48
Figura 2.24: Intercambiadores de flujo paralelo en serie e Intercambiador equivalente. [1]	50
Figura 2.25: Intercambiadores en paralelo e Intercambiador equivalente. [1]	51
Figura 2.26: Esquema ciclo de refrigeración ideal y diagrama T-s. [4].....	53
Figura 2.27: Diagrama P-h de un ciclo de refrigeración ideal por compresión de vapor.....	54
Figura 2.28: Diagrama de Mollier R-134a.....	54
Figura 2.29: Esquema y diagrama T-s del ciclo real de refrigeración por compresión de vapor. [4]	56
Figura 2.30: Geometría de Intercambiador de Calor de Tubos y Aletas planas.	57
Figura 3.1: Intercambiador de Calor del Túnel de Ensayo, junto sus elementos Colector y Distribuidor.	62
Figura 3.2: Diagrama unilineal preliminar del sistema de refrigeración.	64
Figura 3.3: Diagrama sistema de circulación de aire.	67
Figura 3.4: Sustitución de compresor convencional por compresor digital.....	71
Figura 3.5: PC Túnel de Ensayo de Intercambiadores de Calor y Tablero de control del PLC	73
Figura 3.6: Estado previo y posterior tablero de control PLC.	77
Figura 3.7: Conexión manómetro en colector.....	80
Figura 3.8: Manómetro de glicerina posterior al evaporador, en la línea exterior del túnel.....	82
Figura 3.9: Nuevos puntos de medición para sensores tipo K.	82
Figura 3.10: Diagrama unilineal final sistema de refrigeración.....	84

Figura 4.1: Diagrama del intercambiador de calor del túnel que muestra la trayectoria de los fluidos 1 y 2.	87
Figura 4.2: Esquema del circuito del Intercambiador de Calor con sus respectivas filas.	89
Figura 4.3: Modelo de acoplamiento para el circuito del Intercambiador de Calor. ...	91
Figura 4.4: Diagrama de flujo de algoritmo del código utilizado para el método P-NTU, rendimiento y cálculo de U.	95
Figura 5.1: Diagrama unilineal con valores de variables - Ensayo 1.	98
Figura 5.2: Caracterización ciclo de refrigeración - Ensayo 1.	100
Figura 5.3: Temperaturas intercambio de Calor evaporativo. [2].	102
Figura 5.4: Temperaturas de entrada y salida de los fluidos, con el fluido 2 con cambio de fase de líquido a vapor. [2]	103
Figura 5.5: Variación de temperaturas de los fluidos ensayo - 1.	103
Figura 5.6: Comportamiento de P en función de NTU individual y R_1	106
Figura 5.7: Comportamiento de P en función de NTU total y R_1	106
Figura 5.8: Comportamiento P(NTU, R_1) - Ensayo 1.	108
Figura 5.9: Diagrama unilineal con valores de variables - Ensayo 2.	112
Figura 5.10: Caracterización ciclo de refrigeración - Ensayo 2.	114
Figura 5.11: Comportamiento P(NTU, R_1) - Ensayo 2.	116
Figura 5.12: Diagrama unilineal con valores de variables - Ensayo 3.	120
Figura 5.13: Caracterización ciclo de refrigeración - Ensayo 3.	122
Figura 5.14: Comportamiento P(NTU, R_1) - Ensayo 3.	125

Índice de Tablas

Tabla 2.1: Valores de NTU y ϵ típicas para distintos intercambiadores de calor. [1]..	43
Tabla 3.1: Componentes Sistema Refrigeración.....	61
Tabla 3.2: Instrumentos de medición sistema de refrigeración.....	62
Tabla 3.3: Elementos internos sistema de circulación de aire.	65
Tabla 3.4: Instrumentos de medición sistema de circulación de aire.....	65
Tabla 3.5: Variables y detalle de sensores instalados Túnel de Ensayo de Intercambiadores de Calor.	73
Tabla 3.6: Tabla de variables operativas de PAC PROJECT PRO y módulos instalados.....	76
Tabla 3.7: Instrumentos de medición instalados según necesidades para caracterización del sistema.....	83
Tabla 3.8: Etapas y Potencia Calefactor.	85
Tabla 3.9: Potencias de los distintos ensayos de caracterización realizados.	85
Tabla 4.1: Parámetros geométricos Intercambiador de Calor del Túnel.....	93
Tabla 5.1: Valores variables PAC PROJECT PRO - Ensayo 1.....	96
Tabla 5.2: Valores variables análogas - Ensayo 1.....	97
Tabla 5.3: Estados termodinámicos y propiedades termofísicas R134a - Ensayo 1...	98
Tabla 5.4: Propiedades termofísicas aire - Ensayo 1.	99
Tabla 5.5: Resultados análisis termodinámico y rendimiento - Ensayo 1.	100
Tabla 5.6: Valores variables PAC PROJECT PRO - Ensayo 2.....	110
Tabla 5.7: Valores variables análogas - Ensayo 2.....	110
Tabla 5.8: Estados termodinámicos y propiedades termofísicas R134a - Ensayo 2.	112
Tabla 5.9: Propiedades termofísicas aire - Ensayo 2.	113
Tabla 5.10: Resultados análisis termodinámico y rendimiento - Ensayo 2.	114
Tabla 5.11: Valores variables PAC PROJECT PRO - Ensayo 3.....	119
Tabla 5.12: Valores variables análogas - Ensayo 3.....	119

Tabla 5.13: Estados termodinámicos y propiedades termofísicas R134a - Ensayo 3.	121
Tabla 5.14: Propiedades termofísicas aire - Ensayo 3.	121
Tabla 5.15: Resultados análisis termodinámico y rendimiento - Ensayo 3.	122

Capítulo 1 Introducción

El escenario energético mundial exige sistemas de transformación de energía cada vez más eficientes para reducir el consumo y optimizar su funcionamiento. En este contexto, los sistemas de aire acondicionado, incluyendo los ciclos de refrigeración por compresión de vapor, desempeñan un papel significativo en el consumo energético de edificios, frigoríficos e industrias, llegando a representar hasta el 50% del uso energético mundial. El calentamiento global también influye, generando temperaturas atmosféricas más altas y aumentando aún más el consumo de energía, lo que afecta el medio ambiente y los costos energéticos. Mejorar la eficiencia de estos sistemas puede tener un impacto notorio en el uso global de la energía.

En este contexto, los intercambiadores de calor son fundamentales para la eficiencia de los ciclos de refrigeración, ya que transfieren energía en forma de calor entre los fluidos para enfriarlos o calentarlos. En el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, el evaporador desempeña un papel clave. El aire caliente que atraviesa este dispositivo cede calor al refrigerante, causando que el refrigerante se evapore al absorber calor del aire.

El propósito de esta memoria de título es evaluar el rendimiento del intercambiador de calor utilizado como evaporador en el túnel de ensayo donado por la empresa INTERCAL (Figura 1.1) en el contexto del proyecto INGENIERÍA 2030. Esta evaluación será fundamental para diseñar experiencias de laboratorio dirigidas a los estudiantes de ingeniería mecánica en la universidad.

El túnel de ensayos de intercambiadores de calor ha estado inactivo durante un extenso período de tiempo, lo que requiere estabilizar su funcionamiento y habilitar los sistemas de monitoreo y adquisición de datos. Esto permitirá evaluar el intercambiador de calor implementado en el túnel y desarrollar los proyectos planeados inicialmente, como cambios en su geometría o en los fluidos refrigerantes utilizados, como agua y glicol.

Esta iniciativa contribuirá al desarrollo de los estudiantes de ingeniería mecánica y sentará las bases para analizar el uso de refrigerantes más sostenibles, que no contribuyan al efecto invernadero.

Al implementar un sistema de adquisición de datos, se podrá controlar de manera precisa las variables que afectan el rendimiento del sistema y del intercambiador de calor. Esto permitirá desarrollar un modelo para el cálculo de la efectividad de temperatura, una metodología altamente eficiente para calcular parámetros térmicos, que hasta ahora no ha sido ampliamente investigada en el campo de la ingeniería térmica.

El siguiente trabajo se organizará explicando los distintos tipos de intercambiadores de calor y el ciclo de refrigeración por compresión a vapor. Además, se detallará la metodología $P-NTU$ y el análisis térmico involucrado. A continuación, se realizará un diagnóstico del túnel, aplicando mantenimientos y adecuación de sensores para un control correcto. De esta forma, se registrarán las variables para caracterizar el sistema en sus tres modos de operación y, finalmente, se calculará su rendimiento y coeficiente global de transferencia de calor. Posteriormente, se analizarán los resultados y brechas para asegurar un correcto funcionamiento.

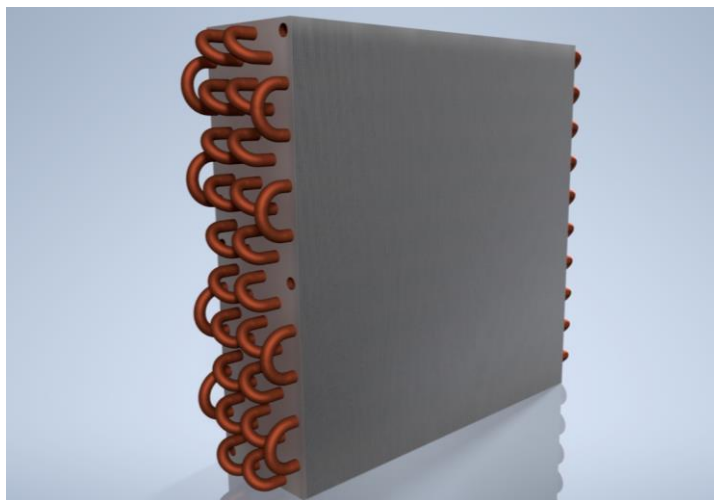


Figura 1.1: Representación 3D del Intercambiador de Calor en el Túnel de Ensayo.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo general

Al Laboratorio de Termofluidos (LTF) del DIMEC se ha incorporado un túnel de ensayo de intercambiadores de calor donado por la empresa INTERCAL S.A. Para la implementación efectiva de este equipo se requiere una revisión y adecuación de los sistemas de adquisición de datos y control, así como una caracterización de los subsistemas y del circuito térmico. El objetivo general de este trabajo es realizar estas tareas de modo que se puedan diseñar a futuro experiencias docentes de laboratorio con intercambiadores de calor.

1.1.2 Objetivos específicos

- Estudiar la información técnica del túnel de ensayo y realizar un diagnóstico del estado actual de condiciones de operación, en coordinación con personal técnico de INTERCAL S.A.
- Implementar un computador para la adquisición de datos del túnel en el LTF, mediante el software de OPTO22, incluyendo la conexión IP del controlador de lógica programable del sistema hacia este computador de registro.
- Realizar pruebas de funcionamiento, para establecer la estabilidad del sistema y adecuada toma de señales. Caracterizar los puntos de toma de datos y determinar las eventuales necesidades de sensores adicionales de temperatura y/o presión.
- Desarrollar un modelo simple del intercambiador aire-refrigerante instalado en el túnel como un ensamble de elementos de intercambio de calor de flujo cruzado en serie, para el refrigerante, y en paralelo para el aire. Determinar la función de efectividad de temperatura $P(NTU, R)$ global de este arreglo.
- A partir de mediciones de temperatura en el túnel, determinar el valor experimental de la efectividad P , y computar el NTU a partir de la relación

implícita $P(NTU, R)$. Con esto, obtener el coeficiente global de transferencia de calor U del intercambiador.

Capítulo 2 Marco Teórico

Un intercambiador de calor es un dispositivo que es usado para transferir energía térmica, en forma de entalpía. Este proceso de transferencia de energía puede ocurrir entre uno o más fluidos, entre un fluido y una superficie sólida, o entre partículas sólidas y un fluido, que se encuentran a diferentes temperaturas y están en contacto térmico. Las aplicaciones típicas de los intercambiadores de calor apuntan a calentar o enfriar fluidos, así como también permitir la evaporación o condensación de una o varias corrientes de estos mismos. En aplicaciones más específicas, que involucran los mismos mecanismos de calentar o enfriar corrientes de flujo, podemos mencionar recuperar o rechazar calor, así como también aplicaciones industriales, en las cuales las más conocidas son esterilizar, pasteurizar, destilar, cristalizar o mantener un control de procesos industriales. En la mayoría de los intercambiadores de calor, la transferencia de calor entre los fluidos toma lugar a través de una pared que los separa o bien mediante un proceso temporal de entrada y salida a través de una pared.

Los ejemplos más comunes de intercambiadores de calor son los de tubo y carcasa, los radiadores de los automóviles, los precalentadores de aire de las calderas u hornos industriales, torres de enfriamiento, los condensadores y los evaporadores, que es el tipo de intercambiador de calor referido a este proyecto.

La transferencia de calor en la pared de separación de un intercambiador de calor ocurre mediante conducción. Sin embargo, en los intercambiadores de calor de tubos, la tubería no solo sirve como la pared de separación, si no que facilita la transferencia de calor mediante condensación, evaporación y conducción del fluido de trabajo dentro de la tubería.

Un intercambiador de calor consiste en varios elementos de transferencia de calor, tales como el núcleo, que contiene la superficie de transferencia de calor, y los

elementos de distribución del fluido, tales como los cabezales, colectores, tanques, boquillas de entrada o salida, tubos y sellos.

La superficie de transferencia de calor es un área superficial del núcleo del intercambiador de calor que está en contacto directo con los fluidos y por el cual el calor es transferido por conducción. La porción de superficie que entra en contacto directo con el fluido caliente y el fluido frío, y que permite la transferencia de calor entre ellos, se denomina superficie primaria o superficie directa. Las estructuras superficiales alargadas se conocen como aletas. De esta forma, el calor es conducido a través de la aleta y transferido de manera convectiva desde la aleta hacia el fluido circundante o viceversa, dependiendo si la aleta está siendo calentada o enfriada. De esta forma, al añadir más aletas a una misma área primaria, se reduce la resistencia térmica de ese lado, y por lo tanto se incrementa el calor total transferido a la superficie para la misma diferencia de temperatura.

Existen numerosos tipos de intercambiadores de calor, usados en diversas aplicaciones e industrias, estos se pueden clasificar por los procesos de transferencia, número de fluidos, y mecanismos de transferencia de calor. Además, también pueden clasificarse según su tipo de construcción y los arreglos de flujo que presenten. A continuación, se proporcionará una breve descripción de las categorías mencionadas, enfocándonos en la categoría relevante para nuestro caso de estudio.

2.1 Clasificación de los Intercambiadores de Calor

2.1.1 Clasificación según el Proceso de Transferencia.

2.1.1.1 Intercambiadores de Calor de contacto indirecto

En estos intercambiadores de calor, los flujos permanecen separados y el calor se transfiere continuamente a través de una pared divisoria impermeable, sin contacto directo entre ellos. Este tipo de intercambiador de calor, también conocido como

intercambiador de calor de superficie, se puede clasificar aún más en tipo de transferencia directa, tipo de almacenamiento e intercambiadores de lecho fluidizado.

2.1.1.1 Intercambiadores de tipo Transferencia Directa

En este tipo de intercambiadores de calor, el calor se transfiere de forma continua desde el fluido caliente al fluido frío a través de una pared divisoria. No hay mezcla directa entre los fluidos, dado que cada uno fluye en pasajes separados. Estos intercambiadores, también llamados recuperadores, no suelen tener partes móviles. Algunos ejemplos de estos son los intercambiadores tubulares, de placas y de superficies extendida. Otra característica de estos intercambiadores de superficie principal es que no utilizan aletas o superficies extendidas en ningún lado del fluido.

2.1.1.2 Intercambiadores de tipo de Almacenamiento

En un intercambiador de tipo de almacenamiento, ambos fluidos fluyen alternativamente a través de los mismos canales de flujo, lo que genera que la transferencia de calor sea intermitente. La superficie de transferencia de calor (canales de flujo) generalmente tienen una estructura celular conocida como matriz o es un material sólido permeable (poroso) denominado lecho empacado. Al pasar un gas caliente por los canales de flujo, la energía térmica de este se almacena en la pared de los canales o matriz, lo que genera que se enfríe el gas caliente a medida que se calienta la matriz. Luego, cuando fluye el gas frío a través de los mismos canales, la pared de la matriz libera el calor hacia el fluido frío. Por lo tanto, el calor no se transfiere de manera continua a través de la pared como en un intercambiador de transferencia directa, sino que la energía térmica correspondiente es almacenada y liberada alternativamente por la pared de la matriz.

2.1.1.3 Intercambiadores de Calor de Lecho Fluidizado

En este tipo de intercambiador de calor de dos fluidos, uno de los lados está sumergido en un lecho de material particulado sólido, por ejemplo, un arreglo de tubos inmerso

en un lecho de partículas de arena o carbón. Cuando el fluido atraviesa el lecho a una velocidad concreta, las partículas sólidas flotan y se produce una mezcla intensa. Esta turbulencia generada produce altos coeficientes de transferencia de calor, resultando una buena aplicación para estrategias de secado, mezcla, adsorción, entre otros. Sin embargo, la efectividad del intercambiador se ve reducida debido a la disminución de la diferencia de la temperatura inicial por el efecto de la fluidización.

2.1.1.2 Intercambiadores de Calor de Contacto Directo

En estos tipos de intercambiadores de calor, las dos corrientes de los fluidos entran en contacto directo, se transfieren calor y luego se separan. Generalmente en las aplicaciones de los intercambiadores de contacto directo involucran además transferencia de masa, como en los casos de enfriamiento evaporativo y rectificación.

2.1.1.2.1 Intercambiadores de Fluidos Inmiscibles

En este tipo, se llevan dos corrientes de fluidos inmiscibles o fluidos que no se pueden mezclar entre sí, a un contacto directo. Estos fluidos pueden ser monofásicos, o pueden involucrar condensación o vaporización. Un ejemplo típico de esto puede ser la condensación de vapores orgánicos y vapores oleosos con agua o aire.

2.1.1.2.2 Intercambiadores Gas-Líquido

En estos intercambiadores, uno de los fluidos es un gas (generalmente aire) y el otro un líquido a baja presión (comúnmente agua), los cuales son más fáciles de separar después del intercambio de energía. Tanto en aplicaciones de enfriamiento de líquidos o humidificación de gases, el líquido se evapora parcialmente y este vapor es llevado con el gas. En estos intercambiadores, más del 90[%] de la energía es transferida debido a la transferencia de masa (por la evaporación del líquido) y la transferencia de calor por convección tiene una contribución secundaria. Las aplicaciones más típicas de este tipo de intercambiadores son las cámaras de pulverización para aire acondicionado, secadores de pulverización, torres de pulverización, estanques de pulverización y la

más representativa las torres de enfriamiento húmedas con flujo de aire forzado o natural.

2.1.1.2.3 Intercambiadores Líquido-Vapor

En este tipo, el vapor se condensa parcial o completamente utilizando un líquido de enfriamiento, o el líquido se calienta con vapor residual a través de un contacto directo en el intercambiador. Los ejemplos típicos son calentadores de agua de alimentación abierta (conocidos como desaireadores) utilizados en centrales eléctricas y los desupercalefactores, que son dispositivos utilizados para reducir la temperatura de vapores sobrecalentados.

2.1.2 Clasificación según el Número de Fluidos

En la mayoría de los procesos de transferencia de calor, como el calentamiento, enfriamiento, recuperación de calor y rechazo de calor, se produce la transferencia de calor entre dos fluidos, es por esto por lo que los intercambiadores de calor de dos fluidos son los más comunes en estos casos. Sin embargo, en variados procesos químicos, como la criogenia, sistemas de separación de aire, purificación de aire y síntesis de gases de amoníaco, se utilizan ampliamente los intercambiadores de calor de tres fluidos. En algunos casos, incluso se han utilizados hasta doce corrientes de fluidos distintos para aplicaciones de estos tipos.

2.1.3 Clasificación según el Mecanismo de Transferencia de Calor

Los mecanismos básicos de transferencia de calor utilizados en la transferencia de energía térmica desde el fluido hacia la pared (que separa el fluido en el otro lado del intercambiador) son la convección monofásica (forzada o natural), la convección bifásica (condensación o evaporación, por convección forzada o natural) y la combinación de convección y transferencia de calor por radiación. Mecanismos que individualmente o en combinación pueden estar activos en cada lado del intercambiador.

Cada uno de estos mecanismos se pueden resumir en los siguientes ejemplos. La convección monofásica ocurre en ambos lados de los siguientes intercambiadores de dos fluidos: radiadores de automóviles y calentadores de espacio para pasajeros, regeneradores, interenfriadores, economizadores, etc. La convección monofásica en un lado y la convección bifásica en el otro lado ocurre en los siguientes intercambiadores de dos fluidos: condensadores de plantas de energía a vapor condensadores de aire refrigerados por aire de automóviles y de plantas de procesos o energía, evaporadores calentados por gas o líquido, generadores de vapor, humidificadores, deshumificadores, etc. La convección bifásica puede ocurrir en cada lado de un intercambiador de calor de dos fluidos, como en la condensación en un lado y la evaporación en el otro, como los evaporadores de aire acondicionado. La convección bifásica de múltiples componentes ocurre en la condensación de vapores mixtos en la destilación de hidrocarburos. Además, la transferencia de calor combinada de radiación y convección es aplicada en los intercambiadores de calor de metal líquidos y en los recuperadores de calor de alta temperatura. La transferencia de calor por radiación es un mecanismo predominante en calderas de plantas de energía de combustibles fósiles, generadores de vapor, intercambiadoras de calor en plantas de gasificación de carbón, incineradores y otros sistemas de intercambio de calor que utilizan combustible.

2.1.4 Clasificación según Características de Construcción

Los intercambiadores de calor se clasifican principalmente en función de sus características de construcción. Los cuatro tipos principales son los intercambiadores tubulares, de tipo placa, de superficie extendida y regenerativos. Estos tipos pueden subdividirse según la geometría utilizada, tanto para la superficie primaria de transferencia de calor como para la presencia de áreas superficiales adicionales, como aletas exteriores o interiores.

2.1.4.1 Intercambiadores de Calor Tubulares

Estos intercambiadores son construidos generalmente de tubos circulares, aunque en aplicaciones específicas pueden utilizarse tubos elípticos, rectangulares o retorcidos. El diseño de estos intercambiadores ofrece una amplia flexibilidad, ya que es posible ajustar fácilmente la geometría del núcleo mediante modificaciones en el tamaño, longitud y disposición de los tubos. Los intercambiadores tubulares pueden diseñarse para altas presiones en relación con el entorno y altas diferencias de presión entre los fluidos. Su aplicación es principalmente para transferencia calor de líquido a líquido y de líquido a cambio de fase (condensación o evaporación). También pueden utilizarse en transferencia de calor de gas a líquido y de gas a gas, principalmente cuando la temperatura y/o presión de operación es muy alta o cuando la formación de incrustaciones es un problema grave en al menos uno de los lados del fluido y otro diseño no sería adecuado. Estos intercambiadores se pueden clasificar como intercambiadores de carcasa y tubos, tubo doble y tubo espiral. Todos estos son intercambiadores de superficie primaria, excepto aquellos que tienen aletas en el exterior o interior de los tubos.

2.1.4.1.1 Intercambiadores de Tubo y Carcasa

Estos intercambiadores están generalmente construidos de un conjunto de tubos circulares montados dentro de un cilindro con el eje de los tubos paralelo al del cilindro. Uno de los fluidos fluye dentro de los tubos, mientras el otro fluye al exterior de estos y al interior del cilindro. Los componentes básicos de este intercambiador son el conjunto de tubos, el cilindro, los cabezales, tanto el frontal como el posterior, los deflectores (también llamados baffles) y las placas de los tubos.

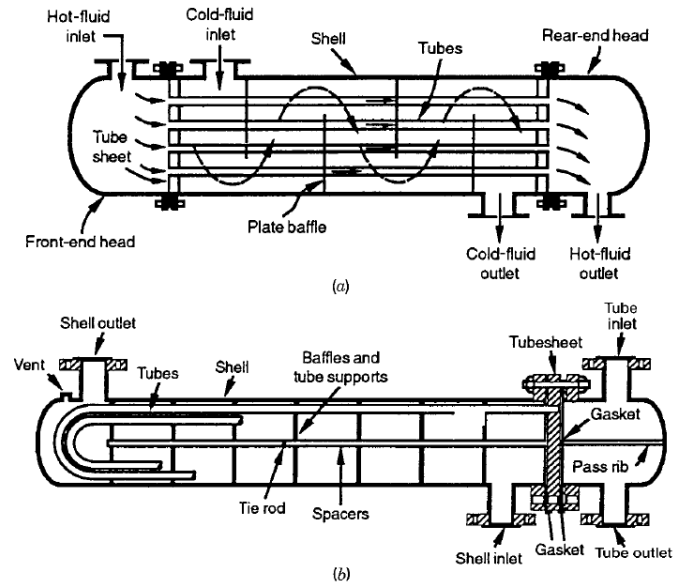


Figura 2.1: Intercambiador de Calor de Carcasa y Tubos. [1]

Existen diversas opciones de construcción para este tipo de intercambiador de calor, las cuales se seleccionan en función de los parámetros de diseño requeridos. Se construyen teniendo en cuenta el rendimiento deseado en la transferencia de calor y las caídas de presión esperadas. Además, se diseñan considerando las aplicaciones específicas y se emplean tecnologías adecuadas para resistir tensiones térmicas, prevenir fugas, facilitar la limpieza, soportar presiones y temperaturas de operación, y controlar la corrosión, entre otros aspectos relevantes.

Los intercambiadores de tubo se utilizan ampliamente en diversos procesos químicos e industrias de refinería de petróleo. También desempeñan funciones clave como generadores de vapor, condensadores, calentadores de agua de alimentación y enfriadores de aceite en plantas de energía. Además, son utilizados en aplicaciones de recuperación de calor residual y en el control ambiental.

2.1.4.1.2 Intercambiadores de Calor de Doble Tubería

Este intercambiador está construido por dos tubos concéntricos, el tubo interior puede ser liso o contener aletas. Uno de los fluidos fluye a través del tubo interior, el otro fluido fluye en el espacio entre los tubos concéntricos en dirección contracorriente para lograr el máximo rendimiento teórico para el área superficial dada. Este es uno de los intercambiadores con geometría más sencilla, y la distribución de flujo también es fácil de modelar, además, la mantención se realiza de manera sencilla con el desmontaje de los tubos. Esta configuración es conveniente cuando uno o ambos fluidos se encuentran a altas presiones, debido a que es más económico contener presiones en tuberías de menor diámetro que en estructuras más grandes. Estos intercambiadores están pensados para aplicaciones de capacidades pequeñas, donde los requerimientos de área de transferencia de calor son de 50 [m²] o menos, debido al alto precio que resultaría en términos de costo por unidad de área superficial.

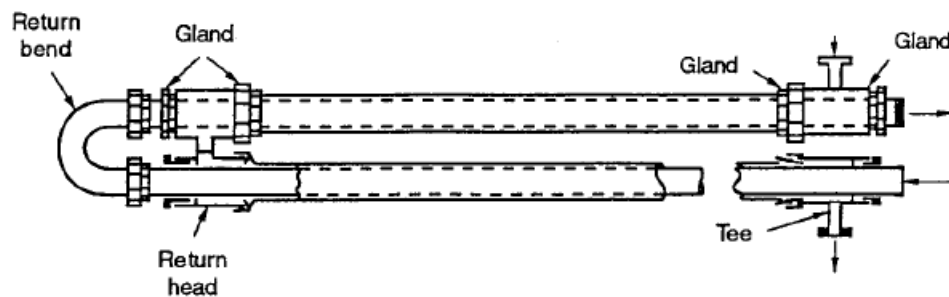


Figura 2.2: Intercambiador de Calor de Doble Tubería. [1]

2.1.4.1.3 Intercambiadores de Calor de Tubo en Espiral

Estos intercambiadores de calor están contruidos con una o más bobinas tubulares enrolladas en espiral, que se colocan dentro de una carcasa. Los tubos en espiral tienen una mayor tasa de transferencia de calor en comparación con los tubos rectos, debido a su mayor área efectiva dentro de la misma carcasa. Sin embargo, una de las desventajas de esta geometría de intercambiador es la dificultad tanto en la limpieza de áreas curvas como en el desmontaje del propio intercambiador.

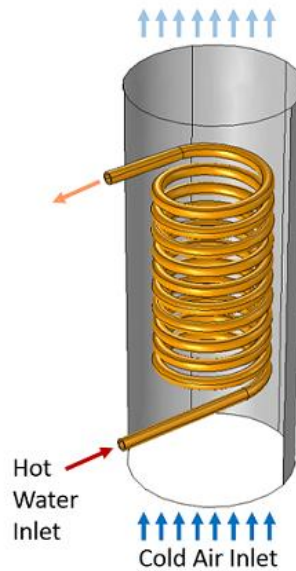


Figura 2.3: Intercambiador de Calor de Tubo en Espiral.

2.1.4.2 Intercambiadores de Calor de Tipo Placa

Este tipo de intercambiador de calor está construido con placas delgadas. Las placas pueden ser lisas o tener porosidades o corrugación, y pueden ser planas o enrolladas en el intercambiador, las aplicaciones para este tipo de intercambiador son muy específicas, debido a que no pueden soportar presiones, temperaturas o diferencias de presión muy altas. Los intercambiadores de calor de tipo placa pueden clasificarse como sellados con juntas o soldados, según la estanqueidad requerida. También existen otros tipos de intercambiadores tipo placa, como los de platos espirales, lamelares y los de placa enrollada.

2.1.4.2.1 Intercambiadores de Calor Sellados con Juntas

Los intercambiadores de calor de tipo placa se construyen utilizando varias placas metálicas delgadas que se sellan en los bordes con juntas o empaques y se ensamblan en un marco. En un extremo del marco se encuentra una cubierta fija con puertos de conexión, mientras que en el otro extremo se encuentra una cubierta móvil. Las placas se apilan y se suspenden en barras de soporte, y son guiadas por una barra inferior para garantizar su alineación adecuada. Para asegurar un sellado hermético, las placas se

comprimen utilizando pernos largos, y las juntas de elastómero se comprimen alrededor del 25% de su grosor. Las placas presentan un patrón de corrugación en un lado y ranuras para las juntas en los bordes. El fluido ingresa en una esquina del conjunto de placas y se dirige a través de canales alternos, saliendo por el otro extremo.

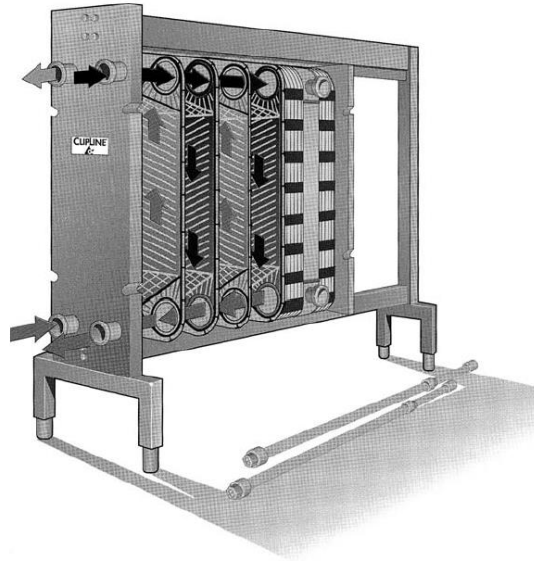


Figura 2.4: Intercambiador de Calor de Placas sellado con Juntas. [2]

Este tipo de intercambiador ofrece una amplia variedad de configuraciones de flujo, dependiendo de los requisitos específicos de transferencia de calor, las caídas de presión, las velocidades permitidas y la relación de flujo entre los dos fluidos. La configuración de flujo más utilizada es la forma de U , la cual se ilustra en la Figura 2.5, conocida como 1-paso-1-paso. Esta configuración permite un desmontaje y limpieza sencillos sin necesidad de desconectar las tuberías, y también permite la posibilidad de utilizar múltiples pasos para uno o ambos fluidos mediante la combinación de varias placas en un solo marco.



Figura 2.5: Configuración de flujo en U para Intercambiador de Placas. [1]

Los intercambiadores de calor de placas ofrecen varias ventajas, además de las mencionadas de desmontaje y mantenimiento, alta transferencia de calor, reducción de impurezas en las superficies y mayor turbulencia de flujo, lo que a su vez también incrementa el calor transferido entre los fluidos, y por lo tanto su rendimiento térmico. Son más compactos al ocupar menos espacio y tienen un peso más ligero en comparación con los intercambiadores de carcasa y tubos. Sin embargo, tienen limitaciones de presión temperaturas máximas, restricciones en el uso de los materiales de las juntas en aplicaciones con alto índice de corrosión y posibles fugas en estas mismas.

Las aplicaciones más comunes de estos son en la transferencia de calor entre líquidos, en especial en la industria láctea, de bebidas y alimentos, farmacéutica y química. Con procesos que incluyen pasteurización, esterilización, calentamiento y enfriamiento de diversos productos líquidos. Los materiales, especialmente las placas, se fabrican con una amplia gama de materiales, para adaptarse a distintas aplicaciones y condiciones de operación.

2.1.4.2.2 Intercambiadores de Calor Soldados

Este tipo de intercambiador presenta placas soldadas, tanto en uno o ambos lados del fluido, lo que supera las limitaciones de los intercambiadores de placas con juntas, dado que con la soldadura no hay inconvenientes con fluidos corrosivos. Las placas soldadas tienen un tamaño mayor para reducir los costos de soldadura efectiva en comparación con las placas selladas con juntas. Sin embargo, la desventaja de este diseño es realizar mantenimiento o limpieza, debido a que desmontar el intercambiador es más

complicado. Por otro lado, las ventajas en comparación con las de juntas es que permiten temperaturas y presiones de operación más elevadas, así como la capacidad de acomodar múltiples pasos y más de dos corrientes de fluidos. Los materiales utilizados para este tipo de intercambiador incluyen aceros inoxidable, aleaciones de níquel, cobre y titanio.

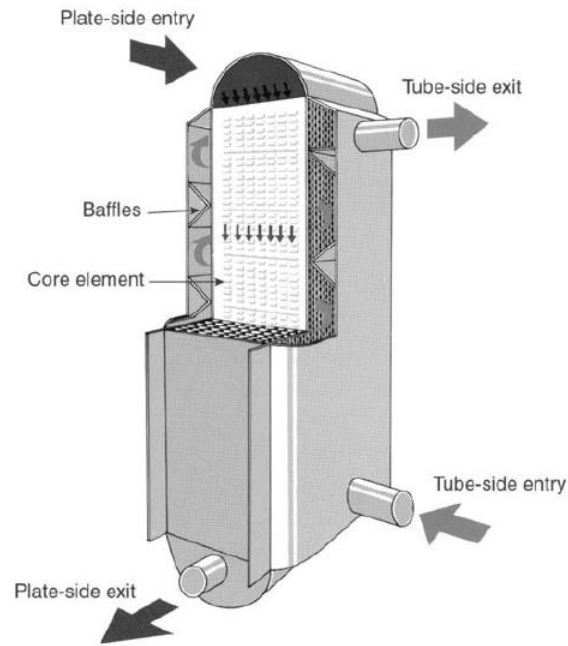


Figura 2.6: Intercambiador de Placas Soldado. [1]

2.1.4.2.3 Intercambiadores de Plato Espiral

El intercambiador de placas en espiral está construido por dos láminas metálicas largas y delgadas que se enrollan helicoidalmente alrededor de un núcleo dividido, formando canales en espiral para el flujo de los fluidos. Estas láminas pueden ser selladas por soldadura o con juntas. Los materiales utilizados comúnmente en su construcción son aceros al carbono, acero inoxidable y otros metales como titanio, Hastelloy e Incoloy (aleaciones de cobalto, cromo, níquel, molibdeno, entre otros metales resistentes a corrosión y fluidos agresivos).

Unas de las tantas ventajas de este diseño de intercambiador es su capacidad para utilizar líquidos viscosos y fluidos con tendencia al ensuciamiento, gracias a su diseño con un solo paso de flujos. Además, ofrece facilidades de mantenimiento y limpieza, ya que no requiere materiales aislantes al exterior, debido a que el fluido frío se encuentra circulando en la parte externa del intercambiador.

Este tipo de intercambiador tiene un tamaño relativamente grande debido a las vueltas en espiral, con un diámetro máximo de aproximadamente 1,8 [m] y una superficie máxima de alrededor de 500 [m²]. Los coeficientes de transferencia de calor no son tan altos como en los intercambiadores de placas corrugadas, pero tienen ventaja a diferencia de los intercambiadores de carcasa y tubos, con requerimientos de área superficial de al menos 20 [%] menores, debido a los pasajes rectangulares curvados.

Entre las desventajas que poseen, se encuentra su tamaño limitado, lo cual puede ser un inconveniente en aplicaciones que requieren grandes capacidades de transferencia de calor. Además, la presión y temperatura de operación máxima están restringidas, teniendo rangos máximos de operación de 0,6 a 2,5 [MPa] para presión y de 500 [°C] para temperatura con juntas de asbesto, aunque la mayoría de los intercambiadores de placa espiral está diseñado para operar a 200 [°C], y la reparación en terreno puede ser complicada debido a su diseño.

Este diseño de intercambiador se encuentra en aplicaciones de diversos campos industriales, tales como la celulosa y el alcohol. Especialmente adecuado para el manejo de líquidos viscosos, lodos densos, efluentes industriales contaminados y otros fluidos con alta tendencia al ensuciamiento. Aunque también se utiliza como condensador o recalentador en diversos procesos.

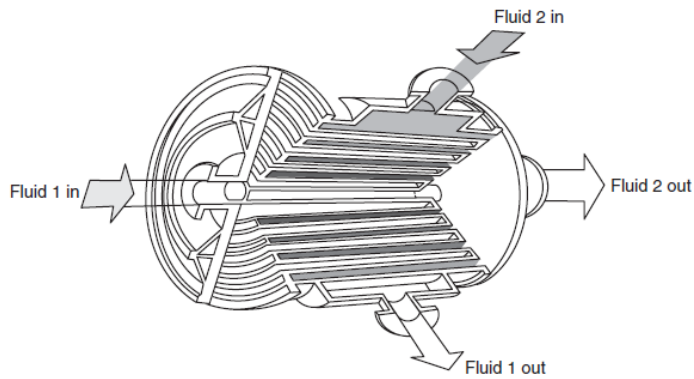


Figura 2.7: Intercambiador de Plato Espiral. [1]

2.1.4.2.4 Intercambiadores de Calor Lamelares

Los intercambiadores de calor lamelares o de lamelas, consisten en un cilindro externo que rodea un conjunto interno de elementos de transferencia de calor. Estos elementos, llamados lamelas, son tubos planos (par de placas delgadas con canales rectangulares unidas en los bordes mediante soldadura), su espacio interior varía de 3 a 10 [mm] y el grosor de la pared de 1,5 [mm] a 2 [mm]. Las lamelas se apilan en conjunto para formar canales estrechos en el lado del cilindro y se insertan en los accesorios finales con juntas para evitar fugas en el sistema.

En configuraciones de mayor tamaño, las lamelas se apilan en dos o más tubos planos para soportar elevadas presiones de operación, por lo cual un extremo del conjunto de tubos está fijo y el otro es flotante para permitir la expansión térmica. Por lo cual, este intercambiador es una versión modificada de un intercambiador de carcasa y tubos de cabeza flotante.

Un fluido fluye a través de las lamelas y el otro fluye longitudinalmente en los espacios entre ellas. El intercambiador tiene una sola pasada y el arreglo de flujo generalmente es en contracorriente. Este diseño presenta elevados coeficientes de transferencia de calor debido a el uso de diámetros hidráulicos pequeños, lo que genera mayor turbulencia en los fluidos. Esta turbulencia intensa promueve una interacción más

efectiva entre los fluidos y las superficies de intercambio de calor, lo que resulta en una transferencia de calor más eficiente. Además, la ausencia de fugas en estos intercambiadores evita la pérdida de calor no deseada y garantiza una transferencia de calor controlada y óptima. Puede trabajar con fluidos fibrosos y lodos con el espacio adecuado de las placas. Los tamaños más grandes que se construyen de este intercambiador tienen superficies de hasta $1000 \text{ [m}^2\text{]}$. Otra ventaja en comparación con los de tubos y carcasa, es que pesan menos para las mismas condiciones de operación. Los intercambiadores de lamelas pueden soportar presiones de hasta $3,45 \text{ [MPa]}$ y temperaturas de hasta $200 \text{ [}^\circ\text{C]}$ para empaquetaduras de PTFE (politetrafluoroetileno, también conocido como teflón) y $500 \text{ [}^\circ\text{C]}$ para empaquetaduras con materiales libres de asbesto o resistentes a altas temperaturas. Este intercambiador se utiliza para la recuperación de calor en la industria de pulpa y papel, la industria de procesos químicos, compitiendo con los intercambiadores de carcasa y tubos según los requerimientos específicos que se necesiten.

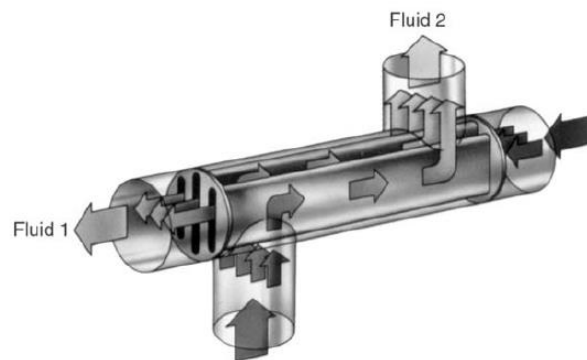


Figura 2.8: Intercambiador de Calor Lamelar. [1]

2.1.4.3 Intercambiadores de Calor de Superficie Extendida

Los tipos de intercambiadores descritos anteriormente, como los tubulares y de placas, son intercambiadores de calor de superficie principal. Su rendimiento en intercambio de calor suele ser del 60 [%] o menos, y la densidad de área superficial de transferencia de calor es usualmente menos que $700 \text{ [m}^2\text{/m}^3\text{]}$. En algunas aplicaciones es necesario tener una efectividad de intercambio de calor mucho mayor, y el volumen y la masa

del intercambiador están limitados, por lo cual se necesita una superficie mucho más compacta.

Además, en un intercambiador de calor con gases o algunos líquidos, el coeficiente de transferencia de calor es bastante bajo en uno o ambos lados del fluido, lo que resulta en un requisito de una gran área de transferencia de calor. Una forma de aumentar la superficie de intercambio de calor es mediante la adición de extensiones en forma de aletas. Estas extensiones, ubicadas en uno o ambos lados del fluido, se caracterizan por tener una alta densidad o frecuencia, es decir, están ubicadas muy cerca unas de otras. Este diseño permite maximizar el área de transferencia de calor disponible, ya que las aletas proporcionan superficie adicional para el intercambio térmico. La adición de aletas puede aumentar el área superficial de 5 a 12 veces el área de superficie principal en general, según el diseño que se realice. Estos intercambiadores con estos elementos se conocen como intercambiador de superficie extendida. Las geometrías de aletas en placas y aletas en los tubos son los dos tipos más comunes de intercambiadores de superficie extendida.

2.1.4.3.1 Intercambiadores de Calor de Placas con Aletas

Este tipo de intercambiador de calor tiene aletas corrugadas (generalmente tienen secciones transversales triangulares y rectangulares) o espaciadores entre placas paralelas. Las placas o tubos planos separan las dos corrientes de fluido, y las aletas forman los pasajes de flujo individuales. Los pasajes de fluido alternos se conectan en paralelo mediante colectores adecuados para formar los dos o más lados del intercambiador. Las aletas se manufacturan mediante estampado en matriz o laminado, y se unen mediante soldadura, adhesivos, ajuste mecánico o extrusión. Las aletas se utilizan según qué estado se encuentra el fluido, en aplicaciones gas a gas, las aletas se utilizan en ambos lados del intercambiador, en gas a líquido, las aletas se utilizan generalmente solo en el lado del gas. Además, tienen funciones para contener la presión y proporcionar rigidez.

Las aletas utilizadas se clasifican en aletas rectas (sin cortes, tanto rectangulares o triangulares), aletas onduladas en la dirección del flujo y aletas interrumpidas, como aletas de tira desplazada, aletas de louver, aletas perforadas y aletas de pin. Estas diferentes formas utilizadas en las aletas se ocupan para aprovechar eficientemente los materiales y cumplir con los requisitos de diseño.

Los intercambiadores de placas con aletas están diseñados generalmente para presiones de operación moderadas (inferiores a 700 [kPa] manométricos), aunque existen versiones disponibles comercialmente para presiones hasta 8,3 [MPa]. Los límites de temperatura dependen del método de unión de las aletas a las placas, así como de los materiales utilizados. Los metales utilizados para su fabricación pueden soportar temperaturas de hasta 840 [°C] y con materiales cerámicos temperaturas hasta 1150 [°C], con temperaturas máximas hasta 1370 [°C]. Estos intercambiadores se construyen con una densidad superficial de hasta 5900 [m²/m³]. Las densidades típicas de aletas son 120 a 700 [aletas/m], aunque existen aplicaciones que requieren hasta 2100 [aletas/m]. El espesor de las aletas comúnmente oscila entre 0,05 a 0,25 [mm], y las alturas pueden variar de 2 a 25 [mm]. Las aplicaciones de los intercambiadores de calor se utilizan en la industria automotriz, aeroespacial, gas licuado, plantas de energía (turbinas de gas, vapor, nucleares, células de combustible, etc.), plantas de propulsión, sistemas con ciclos termodinámicos, sistemas electrónicos, criogénicos y aire acondicionado.

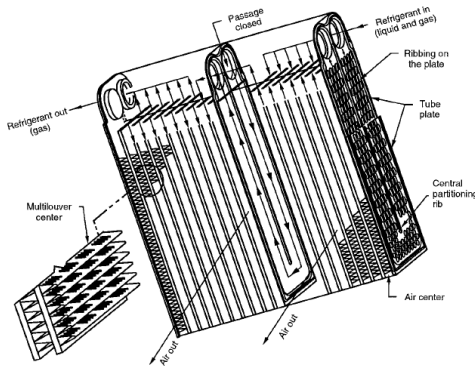


Figura 2.9: Intercambiador de Placas con Aletas. [1]

2.1.4.3.2 Intercambiadores de Calor de Tubos con Aletas

Estos intercambiadores de calor se pueden clasificar como convencionales e intercambiadores de tubo-aleta especializados. En los convencionales, la transferencia de calor entre los fluidos ocurre por conducción a través de la pared del tubo. Sin embargo, en los especializados, los tubos con ambos extremos cerrados actúan como una pared separadora y la transferencia de calor entre los dos fluidos ocurre a través de esta “pared separadora” por conducción, evaporación y condensación del fluido del tubo de calor.

En los intercambiadores tubo con aletas convencionales, que operan con gas a líquido, el coeficiente de transferencia de calor en el lado del líquido es generalmente un orden de magnitud mayor que en el lado del gas. Por lo tanto, para tener conductancias térmicas equilibradas (aproximadamente la misma $\dot{h} \cdot A$, donde \dot{h} es el coeficiente de transferencia de calor y A el área total de transferencia de calor) en ambos y lados y lograr un intercambiador de calor de tamaño mínimo, se utilizan aletas en el lado del gas para aumentar el área superficial A .

En un intercambiador de tubo con aletas, los tubos redondos y rectangulares son los más comunes, aunque también se utilizan tubos elípticos. Las aletas se utilizan generalmente en el exterior de los tubos, pero también se pueden utilizar en el interior en algunas aplicaciones. Se adhieren mediante un ajuste mecánico ajustado, enrollado de tensión, adhesivos, soldadura, brasaje o extrusión

Los intercambiadores de tubo con aletas se clasifican según el tipo de aleta. En la primera imagen de la Figura 2.10 se muestra un intercambiador de tubo con aleta individual, también conocido como intercambiador tubo-aleta. La segunda imagen de la Figura 2.10 ilustra un intercambiador de tubo con aletas planas, que pueden ser lisas, onduladas o interrumpidas. En la tercera imagen de la Figura 2.10 se muestran aletas longitudinales en tubos individuales. Los intercambiadores de calor de tubo con aletas se denominan bobinas, serpentines o baterías en las industrias de aire acondicionado y

refrigeración, por los cuales circula aire en el exterior y refrigerante en el interior del tubo. Los intercambiadores de tubo con aletas individuales son más resistentes y prácticos en dimensiones de gran tamaño. En cambio, los intercambiadores de calor de tubos con aletas planas suelen ser menos costosos en términos de construcción de su área superficial, debido a su manufactura simple y en masa. Las aletas longitudinales se utilizan generalmente en aplicaciones de condensación y para fluidos viscosos en intercambiadores de doble tubería.



Figura 2.10: Intercambiadores de Calor de Tubo con Aletas: El primero con aletas individuales, el segundo con aletas planas y el tercero con aletas longitudinales.

Los intercambiadores de calor de tubos con aletas pueden soportar presiones muy elevadas en el lado del tubo. La temperatura máxima está limitada por el tipo de unión, los materiales utilizados y el espesor del material. Este tipo de intercambiador generalmente son menos compactos que las unidades de placa con aletas, con densidades de área aproximadamente de hasta $3300 \text{ [m}^2/\text{m}^3\text{]}$ disponibles en el mercado. En el lado de las aletas, el área superficial está parametrizada según la densidad y geometría adecuadas para estas, con densidades típicas de 250 a 800 [aletas/m] y espesores de aletas que varían de 0,08 a 0,25 [mm].

Los intercambiadores de calor de tubo con aletas se utilizan en una amplia variedad de aplicaciones industriales y comerciales. Algunas de las aplicaciones más comunes incluyen acondicionamiento de aire y refrigeración, en los cuales los procesos más

utilizados para estos casos incluyen evaporadores y condensadores, utilizados en los ciclos de refrigeración. También, en las industrias química, tales como destilación, enfriamiento, recuperación de calor, industria petrolera, farmacéutica y de procesamiento de alimentos y bebidas.

Además de los intercambiadores de calor de tubo con aletas convencionales mencionados anteriormente, existen intercambiadores de calor de tubo de calor, también llamado intercambiador de calor termo-conductivo o de termosifón, los cuales son similares a los intercambiadores de tubos con aleta, pero utilizan tubos de calor en lugar de tubos convencionales. Estos intercambiadores transfieren calor mediante la evaporación y condensación de un fluido de trabajo en el tubo de calor. Son utilizados en aplicaciones de transferencia de calor de gas a gas, como la recuperación de calor residual. Pueden tener tubos con aletas para aumentar el área superficial y mejorar la transferencia de calor. El rendimiento de estos intercambiadores puede ser ajustado mediante el ángulo de inclinación. que se requiera en el diseño.

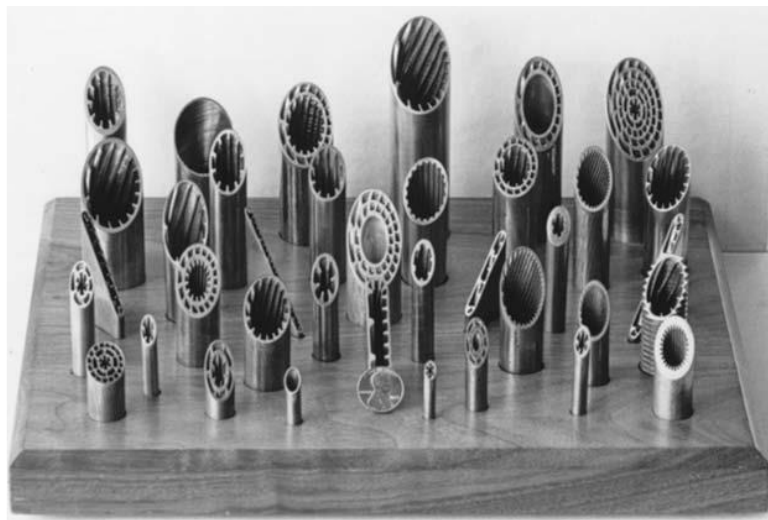


Figura 2.11: Sección transversal de Intercambiadores de Calor de Tubo de Calor. [1]

2.1.5 Clasificación según los Arreglos de Flujo

Como se dispongan los arreglos de flujo para cada intercambiador de calor dependerá de la eficiencia requerida, las caídas de presión disponibles, las velocidades mínimas y máximas permitidas, los caminos de flujo de los fluidos, los esfuerzos térmicos permitidos, los rangos de temperatura, la disposición de tuberías y otros criterios de diseño.

El concepto de *paso múltiple* se aplica al fluido y al intercambiador de calor. Se considera que un fluido ha realizado un *paso* cuando fluye a través de una sección del intercambiador de calor a lo largo de su longitud completa. De esta misma forma, si el fluido atraviesa toda la longitud y si se invierte la dirección del flujo y el fluido pasa a través de una sección de igual o distinto tamaño, se considera que el fluido ha realizado un segundo paso. Un intercambiador de calor se considera una unidad de un solo paso si ambos fluidos realizan solo una pasada por el intercambiador.

Para ilustrar este concepto, consideremos dos diseños diferentes de intercambiadores de calor. En el diseño representado por (a) en la Figura 2.12, el fluido 1 pasa una vez a través del intercambiador, mientras que el fluido 2 pasa dos veces por él. En cada pasada del fluido 2, ocurre una transferencia de calor entre el fluido 1 y el fluido 2. Por otro lado, en el diseño representado por (b) de la Figura 2.12, tanto el fluido 1 como el fluido 2 pasan una sola vez por el intercambiador sin interactuar entre sí.

Aunque el flujo del fluido 2 atraviesa el intercambiador en dos ocasiones, cada recorrido del flujo del fluido 1 solo se encuentra con cada recorrido del fluido 2 una vez, lo que implica que la transferencia de calor ocurre en un único encuentro para cada recorrido del flujo del fluido 1. Por lo tanto, cada recorrido del flujo del fluido 1 no se ve afectado por ganancias o pérdidas adicionales de calor.

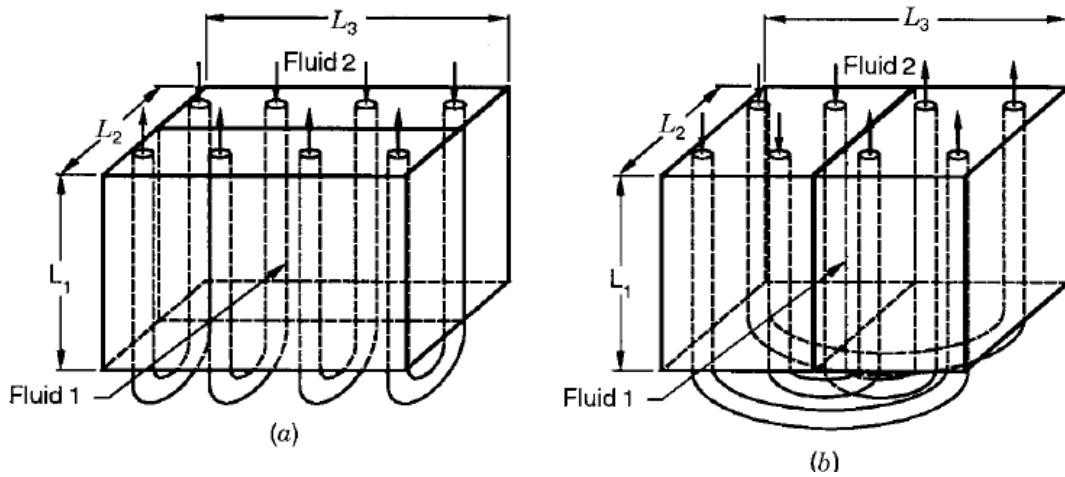


Figura 2.12: (a) Arreglo de flujo de 2 pasos. (b) Arreglo de flujo de 1 paso. [1]

2.1.5.1 Intercambiadores de un solo Paso

2.1.5.1.1 Intercambiador a Contraflujo

En los intercambiadores de contraflujo, los dos fluidos fluyen paralelamente, pero en direcciones opuestas dentro del núcleo. Esta configuración, es la disposición de flujo más eficiente, ya que produce el mayor cambio de temperatura en cada fluido en comparación con cualquier otra disposición de flujo de dos fluidos para una misma conductancia térmica global (UA), tasa de capacidad térmica de fluido y temperaturas de entrada de este. Además, en la disposición de contraflujo, la diferencia de temperatura máxima a través del grosor de la pared del intercambiador (entre las superficies expuestas al fluido caliente y al fluido frío) es menor en comparación con otras disposiciones de flujo. Esto ayuda a reducir las tensiones térmicas en la pared y garantiza un rendimiento equivalente, en términos de transferencia de calor, en comparación con otras configuraciones de flujo.

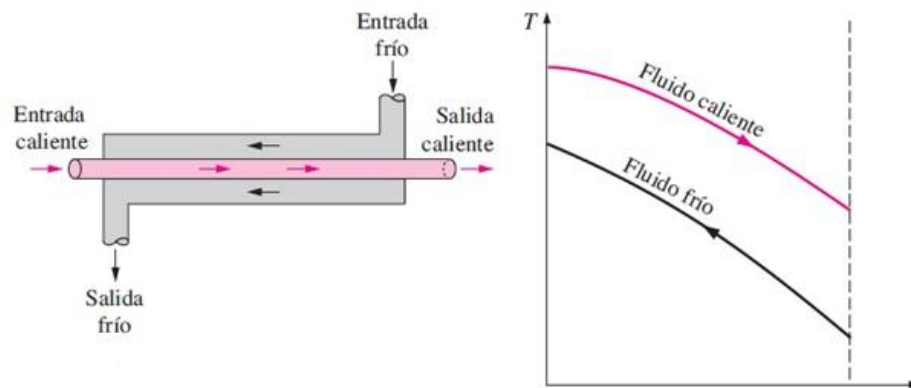


Figura 2.13: Configuración de Contraflujo en Intercambiadores de Calor y Perfiles de Temperatura. [3]

2.1.5.1.2 Intercambiador de Flujo Paralelo

En este tipo de disposición de flujo, los fluidos ingresan juntos en un extremo del intercambiador, fluyen paralelamente en la misma dirección y salen juntos en el otro extremo. Esta disposición tiene la menor efectividad de intercambio entre los intercambiadores de paso simple para una misma conductancia térmica global, tasas de capacidad calorífica de los fluido y temperaturas de entrada. En un intercambiador de flujo paralelo, existe una gran diferencia de temperatura entre las temperaturas de entrada de los fluidos caliente y frío en el lado de entrada, lo que puede generar altas tensiones térmicas en la pared del intercambiador en la entrada

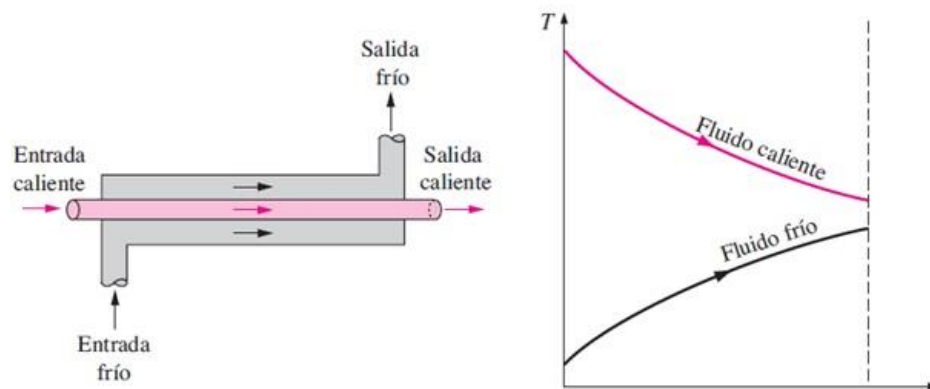


Figura 2.14: Configuración de Flujo Paralelo en Intercambiadores de Calor y Perfiles de Temperatura. [3]

2.1.5.1.3 Intercambiador de Flujo Cruzado

En este tipo de intercambiador, los dos fluidos fluyen en direcciones perpendiculares entre sí. La efectividad del intercambiador de flujo cruzado se encuentra entre la disposición de contraflujo y la de flujo paralelo. Es una de las disposiciones de flujo más comunes y utilizadas en intercambiadoras de calor de superficie extendida, debido a que el diseño de los cabezales de entrada y salida es de fácil construcción. En este tipo de disposición, puede haber mezclado o no mezclado en los flujos de los fluidos. Un flujo se considera no mezclado cuando pasa a través de canales de flujo o tubos individuales sin mezcla de fluido entre canales de flujo adyacentes, por lo que existen gradientes de temperatura en el fluido en al menos una dirección (en el plano transversal) normal a la dirección principal del flujo de fluido. Por otra parte, un flujo de fluido se considera completamente mezclado cuando no existe un gradiente de temperatura en el plano transversal, ya sea dentro de un tubo o dentro de la fila de tubos transversales dentro del intercambiador. En la Figura 2.15 (a), el fluido 1 y el fluido 2 se consideran sin mezclar, debido que cada corriente del fluido 1 y 2, presentan canales individuales a lo largo de su trayectoria por el intercambiador. En cambio, en la Figura 2.15 (b), el fluido 2 se considera mezclado, debido a que solo hay un canal de flujo cuando pasa por el intercambiador de calor, en este caso el serpentín mostrado, mientras que el fluido 1 se considera sin mezclar.

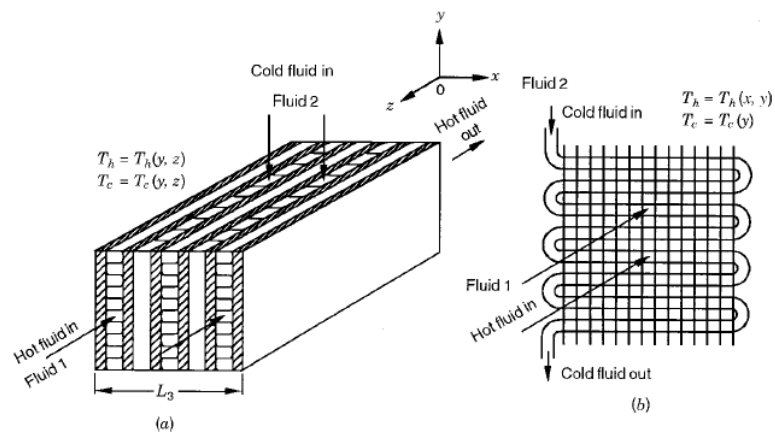


Figura 2.15: Configuración de Flujo cruzado. (a) Fluído 1 y Fluído 2 sin mezclar. (b) Fluído 1 sin mezclar y Fluído 2 mezclado. [1]

En un intercambiador tubular de múltiples filas de tubos de flujo cruzado, se considera que el fluido en cualquier tubo está mezclado en cualquier sección transversal. Sin embargo, cuando se divide y se distribuye en diferentes filas de tubos, se considera que el fluido del tubo de entrada no está mezclado entre las filas de tubos. Se hace la aproximación, si el número de filas de tubos donde se distribuye el fluido es mayor a cuatro, prácticamente se considera no mezclado.

A continuación, en la Figura 2.16, se presentan tres combinaciones de disposiciones de flujo, en donde:

- a) Un fluido sin mezclar, el otro mezclado, el ejemplo para este sería un intercambiador de flujo cruzado tubular con aletas planas, donde el aire que entra por las aletas es el fluido sin mezclar y el fluido dentro de los tubos es el fluido mezclado.
- b) Ambos fluidos son mezclados, lo que representaría un intercambiador de múltiples pasos de carcasa y tubos.

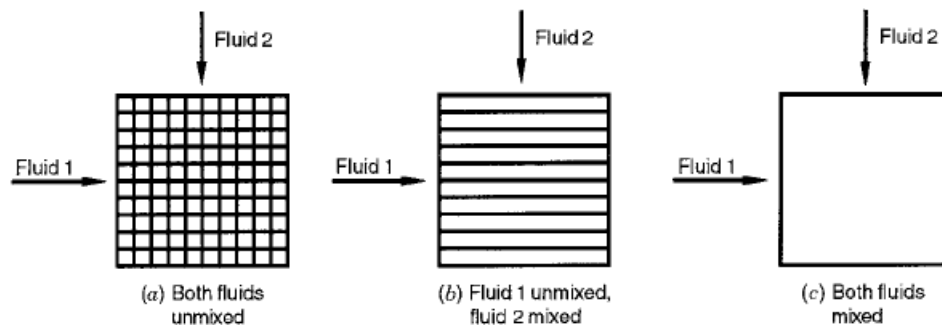


Figura 2.16: Configuraciones de flujo cruzado. (a) Fluido 1 y Fluido 2 sin mezclar. (b) Fluido 1 sin mezclar, Fluido 2 mezclado. (c) Fluido 1 y 2 mezclados. [1]

2.1.5.2 Intercambiadores de Múltiples Pasos

Si se desea una efectividad esperada de transferencia de calor, pero el diseño de este intercambiador conlleva una longitud extrema, velocidades de fluido bajas o una baja efectividad, se utiliza un intercambiador de calor de múltiples pasos o varios

intercambiadores de un paso conectados en serie, o alguna combinación de ambos. Una de las principales ventajas de los múltiples pasos es aumentar la efectividad general del intercambiador de calor en comparación con las efectividades de paso individuales, pero esto conlleva una caída de presión en el lado del paso múltiple. Las disposiciones de múltiples pasos se clasifican según el tipo de construcción, por ejemplo, los intercambiadores de superficie extendida, carcasa y tubos o placas.

2.1.5.2.1 Intercambiadores de Flujo Cruzado de Múltiples Pasos

Esta disposición es la más común para los intercambiadores de superficie extendida, se colocan en serie dos o más pasos, siendo cada pasada generalmente de flujo cruzado. Estas disposiciones de flujo se pueden categorizar como se ilustra en la Figura 2.17:

- a) Conexión de n pasadas en serie o por encima y debajo
- b) Conexión en paralelo de n pasadas o pasadas lado a lado
- c) Combinación de ambas (serie y paralelo) o disposición compuesta

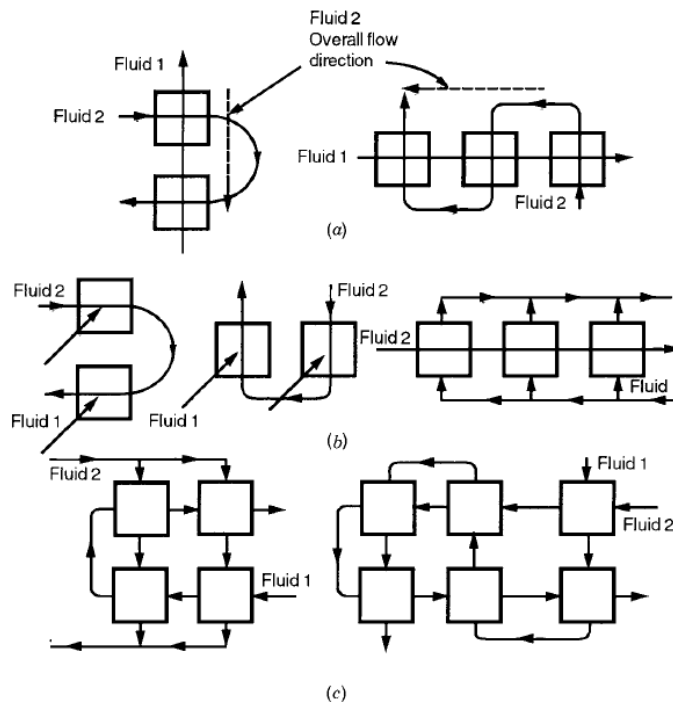


Figura 2.17: Configuraciones de flujo cruzado de múltiples pasos.

Cada módulo mostrado en la Figura 2.17, representa una pasada individual o un intercambiador de calor individual. En la conexión en serie de n pasadas, cada uno de los flujos está en serie; mientras que, en la conexión en paralelo de n pasadas, un flujo se encuentra en serie y el otro en paralelo. Para la misma área superficial, caudales de fluido y temperaturas de entrada, un intercambiador de múltiples pasos en serie a contraflujo en general ofrece una mayor efectividad y tasa de transferencia de calor que un intercambiador de múltiples pasos en paralelo. En un intercambiador de múltiples pasos en serie, generalmente se elige la dirección del flujo que se obtenga un contraflujo general, para lograr una mayor efectividad del intercambiador, por lo que se suele llamar disposición en contraflujo general de n pasadas. De esta misma forma, si se invierte la dirección del fluido 2 en la Figura 2.17 (a), se lograría un flujo paralelo en general y se denominaría, disposición de flujo cruzado paralelo de n pasadas. Aunque existen muchas combinaciones de las disposiciones de múltiples pasos básicas que se mencionaron anteriormente, que dan paso a disposiciones de múltiples pasos compuestas, no existen esquemas de clasificación específico ampliamente aceptados para referirse a ellas.

Los pasos múltiples de los intercambiadores de flujo cruzado conservan las ventajas de una fácil construcción con respecto a los cabezales y la canalización de un intercambiador de flujo cruzado simple, por lo que es posible acercarse al rendimiento térmico de un verdadero intercambiador de calor de contraflujo (que tiene la mayor efectividad máxima teórica) utilizando una disposición general de contraflujo cruzado. Las diferencias de temperatura máxima en la pared que divide a los flujos, a lo largo de la dirección del grosor de la pared (a veces denominadas diferencias de temperatura estructurales) se reducen considerablemente en un intercambiador de múltiples pasos de contraflujo cruzado en comparación con un diseño de flujo cruzado de una sola pasada para las mismas temperaturas terminales.

2.1.5.2.2 Intercambiadores de Paso Múltiple de Carcasa y Tubos

Esta disposición de múltiples pasos es comúnmente utilizados en los diseños de carcasa y tubos. Esta configuración implica colocar dos o más pasadas de fluidos en serie, lo que permite mejorar la eficiencia del intercambiador y la transferencia de calor.

Existen diferentes disposiciones de flujo en estas configuraciones de múltiples pasos. Por un lado, se encuentra la configuración en serie, donde los fluidos fluyen en contraflujo entre las pasadas, lo que resulta en una mayor eficacia del intercambiador y una mayor tasa de transferencia de calor. Por otro lado, está la configuración en paralelo, donde los fluidos fluyen en la misma dirección en cada pasada. Aunque esta configuración ofrece una eficacia ligeramente menor, puede ser útil en ciertas aplicaciones donde se requiere prevenir la congelación de uno de los fluidos.

Es importante tener en cuenta que la efectividad de estos intercambiadores depende de si los fluidos están mezclados o no entre las pasadas y entre los lados de los fluidos. Además, la cantidad de pasadas y la configuración específica de la carcasa pueden influir en la eficiencia global del intercambiador.

En términos de diseño, los intercambiadores de carcasa y tubos de múltiples pasos ofrecen ventajas en la capacidad de acomodar la expansión térmica de los tubos. Sin embargo, también se deben considerar aspectos estructurales y térmicos para garantizar un rendimiento óptimo. En aplicaciones de alta temperatura, es posible utilizar materiales específicos en las pasadas de tubos para maximizar la durabilidad y minimizar los costos.

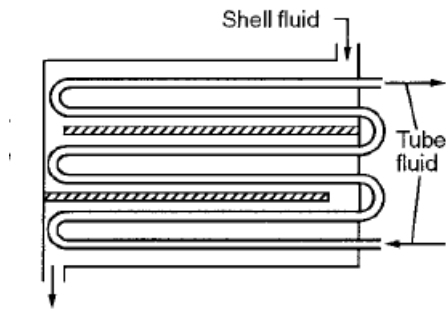


Figura 2.18: Intercambiador de carcasa y tubos de múltiples pasos. [1]

2.1.5.2.3 Intercambiador de Placas de Múltiples Pasos

En los intercambiadores de placas es común una configuración en contracorriente de un solo paso, aunque existen numerosas disposiciones de flujo de múltiples pasos utilizadas que dependen del sellado alrededor de los puertos en las placas. En la Figura 2.19 se ilustran algunas de estas configuraciones.

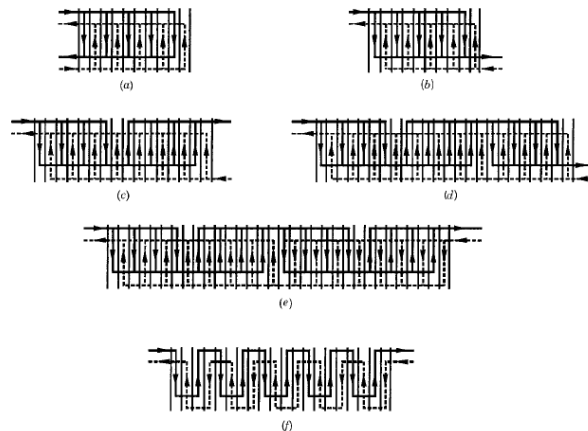


Figura 2.19: Configuraciones de flujo para Intercambiadores de Placas de paso simple y múltiple. [1]

Una de formas que más se utilizan para clasificar los intercambiadores de placas de dos fluidos es en función del número de pasadas en cada lado del fluido. Las disposiciones más comunes son 1 paso – 1 paso, 2 pasos – 1 paso, y así en múltiples configuraciones posibles. Usualmente, el diseño de 1 paso – 1 paso del intercambiador de placas tiene

patrones en bucle, el paso $m -$ paso n en el intercambiador de placas tiene una configuración de flujo compleja, y el paso $n -$ paso n del intercambiador de placas tiene configuración de flujo en serie. Los patrones en bucle son los más utilizados, la disposición del flujo representa una contracorriente puro en un solo paso. Se utiliza para caudales altos, pero con cambios de temperatura relativamente pequeños en cada lado del fluido. De los patrones en bucle representados en la Figura 2.19, el arreglo en “U” mostrado en (a), es usualmente preferido sobre el arreglo en “Z”, mostrado en (b), dado que las conexiones permitidas se pueden realizar en el mismo lado del marco, esto facilita el mantenimiento y limpieza debido que no hay que realizar desconexiones por el otro lado.

Para casos en los que hay una diferencia significativa en los caudales de los dos fluidos y las caídas de presión disponibles se emplean disposiciones de flujo más complejas utilizando los arreglos en Z en serie con un número idéntico de placas térmicas en cada paso.

2.2 Supuestos para el Análisis de Transferencia de Calor

Para analizar la transferencia de calor en el intercambiador, se introducen una serie de supuestos para simplificar los modelos teóricos de análisis termodinámicos, en los cuales se simplifican los balances de energía, las tasas de transferencia, las condiciones de borde, etc.

1. El intercambiador de calor opera bajo condiciones de estado estacionario (tasas de flujo y temperaturas constantes tanto a la entrada como dentro del intercambiador, independiente del tiempo).
2. Las pérdidas de calor desde o hacia el entorno son despreciables (se hace el supuesto de adiabático).

3. No hay fuentes o sumideros de energía en las paredes del intercambiador o en los fluidos, como calentamiento eléctrico, reacciones químicas o procesos nucleares.
4. Las temperaturas de los fluidos son uniformes en cada sección transversal en intercambiadores contraflujo y flujo paralelo. Se considera cada fluido mezclado o no mezclado desde el punto de vista de la distribución de temperatura en cada sección transversal en intercambiadores de flujo cruzado de un solo paso. Para intercambiadores de múltiples pasos, la suposición anterior se aplica para cada paso.
5. La resistencia térmica de la pared se distribuye uniformemente en el intercambiador.
6. Se considera que no hay cambios de fase en los fluidos que atraviesan el intercambiador, o el cambio de fase ocurre a temperatura constante para cada componente a presión constante. El calor específico efectivo $c_{p,eff}$ para el cambio de fase del fluido es infinito en este caso.
7. La conducción de calor longitudinal en los fluidos y la pared es despreciable.
8. Los coeficientes individuales y globales de transferencia de calor son constantes a través del intercambiador, incluyendo el caso de cambio de fase.
9. El calor específico de cada fluido es constante a través del intercambiador, por lo tanto, la tasa de capacidad térmica en cada lado es constante.
10. Para los intercambiadores de superficie extendida, la eficiencia de las aletas se considera uniforme y constante.
11. La superficie de transferencia de calor A se distribuye de manera uniforme en cada lado del fluido en un intercambiador de un solo paso o de múltiples pasos.
12. La velocidad y temperatura a la entrada del intercambiador de cada fluido son uniformes a través de la sección transversal. No hay distribuciones abruptas de flujo en la entrada.
13. La velocidad de los fluidos se distribuye de manera uniforme a través del intercambiador en cada lado del fluido y en cada paso. Además, no se presentan desvíos, estratificación o fugas del fluido en ninguna corriente.

2.3 Ecuaciones de Conservación de Energía y Transferencia de Calor

Se presentan las ecuaciones de conservación de energía basadas en la primera ley de la termodinámica, combinando los volúmenes de control asociados con el elemento diferencial de área dA para un estado de flujo estacionario, sistema adiabático y cambios de energía despreciables, siguiendo los supuestos presentados anteriormente.

$$dq = q'' * dA = -C_h * dT_h = -C_c * dT_c \quad (1)$$

$$C = \dot{m} * c_p \quad (2)$$

Donde q es la tasa de transferencia de calor (también referido como \dot{Q}), C es la tasa de capacidad calorífica, \dot{m} el flujo másico, c_p es el calor específico a presión constante, T es la temperatura del fluido, y los subíndices h y c se refieren a los fluidos caliente y frío (*hot* y *cold* en inglés) respectivamente.

Además, podemos mencionar la tasa de transferencia de calor que ocurre en los fluidos con los mismos supuestos simplificados para un sistema adiabático y cambios de energía despreciables como:

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 * c_{p1} * (T_{1,f} - T_{1,i}) = \dot{m}_2 * c_{p2} * (T_{2,f} - T_{2,i}) \quad (3)$$

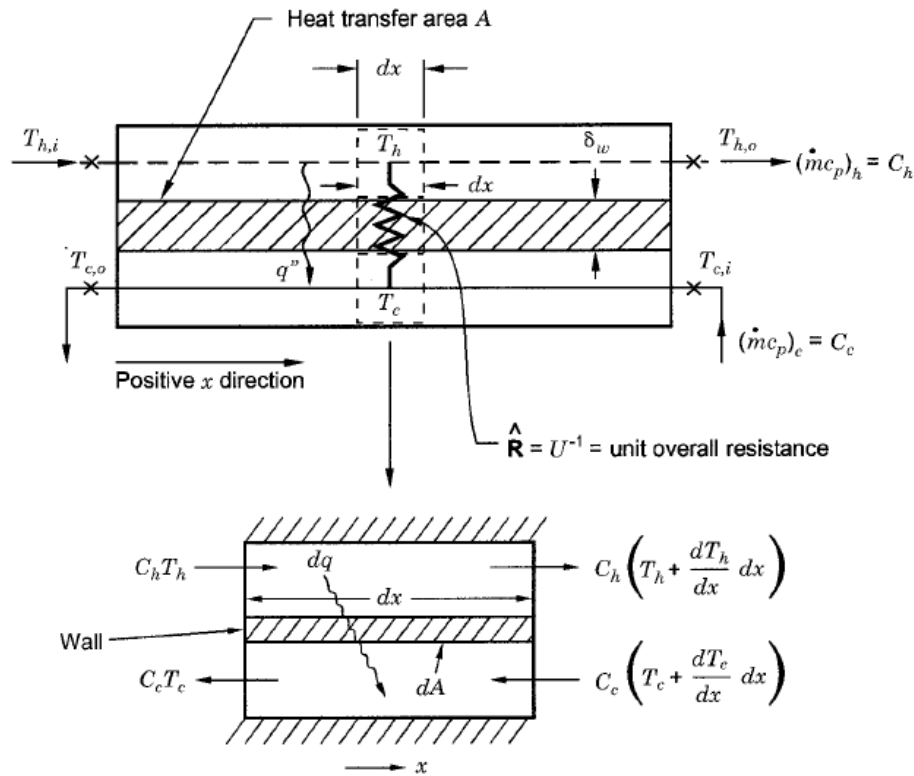


Figura 2.20: Intercambio de calor y resistencia térmica en superficie dA .

Donde los subíndices 1 y 2, se refieren al fluido 1 y al fluido 2, y los subíndices i y f , se refieren las temperaturas inicial y final respectivamente. Además, los signos negativos de T_h y T_c son el resultado de que disminuyen a medida que A aumenta.

Se presenta el modelo de circuito térmico ilustrado en la Figura 2.21, en donde el calor es transferido del fluido caliente al fluido frío, y a través de los siguientes mecanismos de transferencia de calor: convección del fluido caliente a la pared, conducción a través de la pared y convección de la pared al fluido frío. En muchos intercambiadores, una capa de incrustación se adhiere a las paredes del núcleo, resultado de una acumulación de óxido, sales minerales de los fluidos, reacciones químicas entre los materiales, etc. Esta incrustación indeseada tiene una baja conductividad térmica, y puede bajar la transferencia de calor entre los fluidos. De esta forma se presenta la tasa de

transferencia de calor por unidad de área en cualquier sección dx según los mecanismos de transferencia de calor descritos.

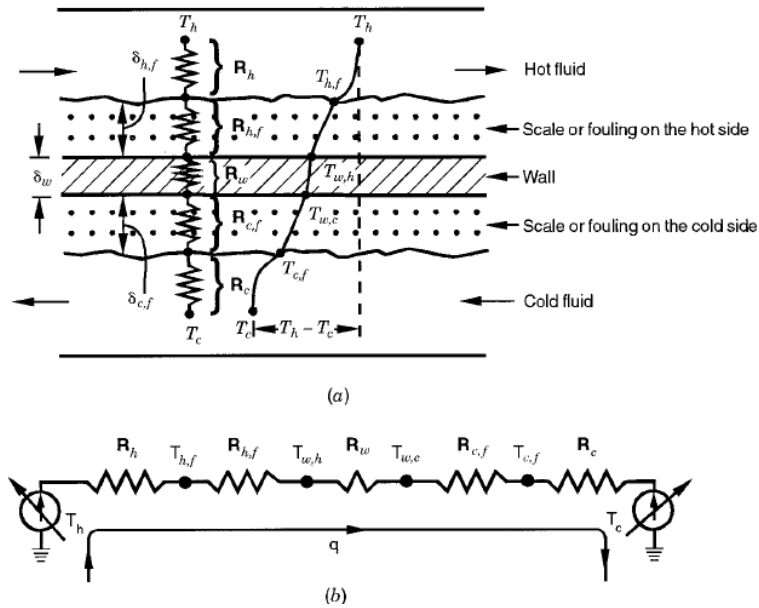


Figura 2.21: Circuito térmico para la transferencia de calor entre los fluidos caliente y frío.

$$dq = \frac{T_h - T_{h,f}}{dR_h} = \frac{T_{h,f} - T_{w,h}}{dR_{h,f}} = \frac{T_{w,h} - T_{w,c}}{dR_w} = \frac{T_{w,c} - T_{c,f}}{dR_{c,f}} = \frac{T_{c,f} - T_c}{dR_c} \quad (4)$$

Donde los subíndices f y w , corresponden al factor de incrustación y la pared respectivamente (*fouling* y *wall*). Los denominadores dR corresponden a las resistencias térmicas diferenciales equivalentes de cada mecanismo de transferencia de calor, y por consiguiente dR_o corresponde a la resistencia térmica global diferencial de las otras resistencias unidas en series.

$$dR_o = dR_h + dR_{h,f} + dR_w + dR_{c,f} + dR_c \quad (5)$$

Tenemos la ecuación de la tasa de transferencia de calor global en una base diferencial para el área superficial dA :

$$dq = U * (T_h - T_c)_{local} * dA = U * \Delta T * dA \quad (6)$$

Donde U , se define como el coeficiente global de transferencia de calor y se relaciona con la ecuación (4) y (5) mediante (6) de esta forma:

$$\frac{1}{U * dA} = dR_o \quad (7)$$

Si asumimos que el área superficial de transferencia de calor se distribuye uniformemente, tenemos que cada resistencia presentada en la ecuación (4) se reemplaza por cada término de conductancia térmica con:

$$\frac{1}{U * A} = \frac{1}{(\eta_o * \bar{h} * A)_h} + \frac{1}{(\eta_o * \bar{h}_f * A)_h} + R_w + \frac{1}{(\eta_o * \bar{h}_f * A)_c} + \frac{1}{(\eta_o * \bar{h} * A)_c} \quad (8)$$

En este contexto, \bar{h} representa el coeficiente de transferencia de calor por convección local, mientras que η_o es la eficiencia de la superficie extendida. La eficiencia de la superficie extendida se refiere a las aletas presentes en el intercambiador de calor. En el caso de que no haya aletas u otras superficies adicionales, este parámetro se considera igual a la unidad.

Podemos representar la ecuación de la tasa de transferencia de calor global (6) sobre toda la superficie del intercambiador de la siguiente forma

$$\dot{Q} = \int U * \Delta T * dA = U_m * A * \Delta T_m \quad (9)$$

Donde el subíndice m representa el coeficiente global medio de transferencia de calor y la diferencia media logarítmica de temperatura en el intercambiador. Para valores constantes y uniformes de U , $U_m = U$, por lo que se obtiene finalmente la ecuación de tasa de transferencia de calor del intercambiador. A la variable ΔT_m se le tiene que

aplicar un factor de corrección según la configuración de flujo, el rendimiento y la relación de la capacidad calorífica entre los fluidos.

$$\dot{Q} = U * A * \Delta T_m \quad (10)$$

Además, el coeficiente global de transferencia de calor se puede definir opcionalmente en términos del área de la superficie caliente o fría, de esta forma UA se especifica como producto, sin necesidad de especificar en que área se desarrolló.

2.3.1 Efectividad del Intercambiador de Calor

La efectividad ε es una medida del rendimiento térmico de un intercambiador de calor. Para un intercambiador dado con cualquier disposición de flujo, se expresa como la relación entre la tasa real de transferencia de calor del fluido caliente al fluido frío y la máxima tasa de transferencia de calor posible permitida termodinámicamente.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} \quad (11)$$

La efectividad va de 0 a 1, y, por lo tanto, funciona como un factor de eficiencia y tiene un valor termodinámico.

Se define además la tasa de capacidad térmica mínima.

$$C_{min} = \begin{cases} C_c, & \text{para } C_c < C_h \\ C_h, & \text{para } C_h < C_c \end{cases} \quad (12)$$

La efectividad también puede ser expresada en términos del coeficiente global de transferencia de calor, ocupando la ecuación (10):

$$\varepsilon = \frac{U * A * \Delta T_m}{C_{min} * \Delta T_{max}} \quad (13)$$

2.3.2 Relación de Tasa de Capacidad Calorífica

C^* es una relación de la capacidad calorífica mínima con la capacidad calorífica máxima de los dos fluidos, por lo cual C^* es siempre menor o igual a 1.

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{(\dot{m} * c_p)_{min}}{(\dot{m} * c_p)_{max}} \quad (14)$$

En el caso de que alguno de los dos fluidos experimente cambio de fase $C_{max} = \dot{m} * c_{p,eff} \rightarrow$ infinito.

2.3.3 Número de Unidades Transferidas NTU

Se define el número de unidades transferidas NTU como la relación de la conductancia térmica global con la menor capacidad calorífica.

$$NTU = \frac{U * A}{C_{min}} \quad (15)$$

NTU también se puede interpretar como una medida relativa de cuanto calor se transfiere en comparación con cuanto cambia la entalpía del fluido que tiene menor capacidad calorífica, lo que se puede entender como la eficiencia en que se está aprovechando el calor en relación con la capacidad de almacenamiento de calor del fluido.

El valor de NTU también se puede entender como una medida adimensional que indica el tamaño de transferencia de calor o tamaño térmico del intercambiador, lo que lo hace un parámetro de diseño. Este número adimensional combina la superficie de transferencia de calor y el coeficiente global de transferencia de calor. No indica el

tamaño físico del intercambiador, ya que puede haber valores altos de NTU , pero de tamaño reducido.

A valores bajos de NTU , la efectividad del intercambiador es baja. A medida que el valor de NTU aumenta, la efectividad del intercambiador también aumenta, hasta converger en un valor máximo teórico, que es el límite termodinámico más alto para ese sistema de intercambio de calor. Por lo que, un intercambiador perfecto requiere un valor de $NTU \rightarrow \infty$.

Se presenta a continuación en la tabla 1, valores aproximados de NTU para distintos intercambiadores de calor en distintas aplicaciones.

Tabla 2.1: Valores de NTU y ε típicas para distintos intercambiadores de calor. [1]

Radiador de un automóvil	$NTU \approx 0,5 \rightarrow \varepsilon \approx 40\%$
Condensador de una planta de vapor	$NTU \approx 1 \rightarrow \varepsilon \approx 63\%$
Regenerador de un motor de turbina de gas	$NTU \approx 10 \rightarrow \varepsilon \approx 90\%$
Regenerador de motor Stirling	$NTU \approx 50 \rightarrow \varepsilon \approx 98\%$
Regenerador de planta de GLN	$NTU \approx 200 \rightarrow \varepsilon \approx 99\%$

Alternativamente, es posible definir el NTU de cada fluido en función de su tasa de capacidad calorífica respectiva.

$$NTU_1 = \frac{U * A}{C_1} \quad NTU_2 = \frac{U * A}{C_2} \quad (16)$$

Los subíndices 1 y 2, representan al fluido 1 y al fluido 2 respectivamente, los cuales pueden ser el fluido frío o el fluido caliente en el intercambiador

Además, se relacionan con el NTU a través del C_{min} de la siguiente forma.

$$NTU_1 = NTU * \frac{C_{min}}{C_1} = \begin{cases} NTU & \text{para } C_1 = C_{min} \\ NTU * C^* & \text{para } C_1 = C_{max} \end{cases} \quad (17)$$

De la misma forma con el fluido 2.

$$NTU_2 = NTU * \frac{C_{min}}{C_2} = \begin{cases} NTU & \text{para } C_2 = C_{min} \\ NTU * C^* & \text{para } C_2 = C_{max} \end{cases} \quad (18)$$

De esta forma, NTU_1 o NTU_2 son siempre menos o iguales a NTU .

2.3.4 Método P - NTU

El método P - NTU sirve para cuantificar adimensionalmente la capacidad térmica de un intercambiador de calor, así como calcular su efectividad, o como se definió anteriormente, su rendimiento térmico. En este método, la tasa de transferencia de calor del fluido caliente al fluido frío en el intercambiador se expresa como:

$$\dot{Q} = P_1 * C_1 * \Delta T_{max} = P_2 * C_2 * \Delta T_{max} \quad (19)$$

Donde P es la *efectividad de temperatura* del fluido 1 o el fluido 2, y ΔT_{max} es la diferencia entre las temperaturas de entrada del intercambiador. La efectividad de temperatura es similar a ϵ , por ser adimensional, y, además, depende del número de unidades transferidas, la capacidad calorífica y la configuración de flujo.

Alternativamente, se puede presentar la *efectividad de temperatura* P de un fluido, como función de NTU tomando como base la capacidad calorífica de ese mismo flujo y la relación entre las capacidades térmicas de ambos flujos, denominada R . Se presentan a continuación dos relaciones funcionales que cubren todo el rango de operación ($0 \leq R \leq \infty$) del intercambiador.

$$P_1 = \Phi_1(NTU_1, R_1, \text{arreglo de flujo}); P_2 = \Phi_2(NTU_2, R_2, \text{arreglo de flujo}) \quad (20)$$

2.3.5 Efectividad de Temperatura P

La efectividad de temperatura P , indica la efectividad térmica, así como se explicó para ε , representa el rendimiento térmico de transferencia de calor en el intercambiador. Cada fluido en un intercambiador de dos fluidos tiene su propio valor, el cual representa el cambio de temperatura experimentado a lo largo del intercambiador. El cual se define como la relación entre el rango de temperatura (ya sea un aumento o una disminución) y la diferencia de temperatura de entrada máxima (ΔT_{max}) en el intercambiador. Es importante destacar que esta definición se aplica tanto al fluido caliente como al fluido frío.

$$P_1 = \frac{T_{1,o} - T_{1,i}}{T_{2,i} - T_{1,i}} \quad (21)$$

Similarmente, se define la efectividad de temperatura del fluido 2:

$$P_2 = \frac{T_{2,i} - T_{2,o}}{T_{2,i} - T_{1,i}} \quad (22)$$

Los subíndices i y o , representan la entrada y salida de cada fluido (*inlet* y *outlet* respectivamente). Además, al relacionar la efectividad de temperatura con la efectividad del intercambiador de calor y la relación de las tasas de capacidad calorífica, utilizando las ecuaciones anteriores (13) y (14), podemos derivar la siguiente ecuación.

$$P_1 = \frac{C_{min}}{C_1} * \varepsilon = \begin{cases} \varepsilon & \text{para } C_1 = C_{min} \\ \varepsilon * C^* & \text{para } C_1 = C_{max} \end{cases} \quad (23)$$

Similarmente para el fluido 2.

$$P2 = \frac{C_{min}}{C_2} * \varepsilon = \begin{cases} \varepsilon & \text{para } C_2 = C_{min} \\ \varepsilon * C^* & \text{para } C_2 = C_{max} \end{cases} \quad (24)$$

2.3.6 Relación de Tasas de Capacidad Calorífica

Se define esta relación como:

$$R_1 = \frac{C_1}{C_2} \quad R_2 = \frac{C_2}{C_1} \quad (25)$$

Y, por lo tanto:

$$R_1 = \frac{1}{R_2} \quad (26)$$

El rango de valores de R puede ir de 0 a ∞ , siendo ∞ para un fluido que cambia de fase (por ejemplo, condensación de vapor o vaporización de un líquido). Consecuentemente, el R del otro fluido será 0 en ese caso

Además, relacionando este término con la efectividad de temperatura y los NTU de cada fluido, se obtiene.

$$P_1 = P_2 * R_2 \quad P_2 = P_1 * R_1 \quad (27)$$

$$NTU_1 = NTU_2 * R_2 \quad NTU_2 = NTU_1 * R_1 \quad (28)$$

2.3.7 Relaciones P - NTU

Como se mencionó brevemente, estas relaciones permiten calcular la efectividad de temperatura del intercambiador utilizando los parámetros de NTU , R , y el arreglo de flujo. Estas relaciones son útiles no solo para cálculos en intercambiadores de flujo predefinido o tabulado, sino también se pueden utilizar estas relaciones para calcular configuraciones de flujo más complejas, como los intercambiadores de múltiples pasos.

Se presenta la relación P - NTU para un intercambiador o paso de flujo cruzado, donde el fluido 1 se encuentra sin mezclar, y el fluido 2 está completamente mezclado.

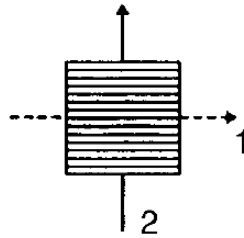


Figura 2.22: Intercambiador de flujo cruzado de paso simple, Fluido 1 sin mezclar y Fluido 2 mezclado. [1]

La solución para la efectividad de temperatura para el fluido 1 es:

$$P_1 = \frac{1 - \exp(-K * R_1)}{R_1} \quad (29)$$

Donde K es:

$$K = 1 - \exp(-NTU_1) \quad (30)$$

2.3.8 Arreglos de Acoplamiento de Intercambiadores de Flujo Cruzado de Múltiples Pasos

Las relaciones de acoplamiento presentadas a continuación permiten la conexión en serie o en paralelo de dos o más intercambiadores de calor de flujo cruzado. Estas relaciones son útiles tanto para el diseño como para el cálculo y dimensionamiento de variables clave, como la *efectividad de temperatura* y el *NTU*. Además, son aplicables a diversos tipos de construcción de intercambiadores de calor, incluyendo intercambiadores de superficie extendida, de carcasa y tubos, de placas, entre otros. Para un análisis preciso de estos arreglos acoplados, se deben considerar supuestos adicionales.

1. Ambos fluidos se consideran perfectamente mezclados entre intercambiadores o pasos.
2. Las propiedades de los fluidos y las tasas de flujo son idealizadas y constantes, eso implica que R_I es el mismo para cada intercambiador o cada paso.

2.3.8.1 Acoplamiento en serie: Contraflujo General

Se consideran dos intercambiadores A y B en acoplamiento en serie, con el intercambiador equivalente acoplado C.

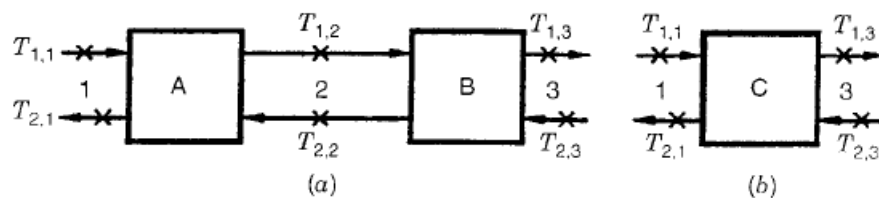


Figura 2.23: Intercambiadores en serie en contraflujo general e Intercambiador equivalente.

Ocupando las relaciones de efectividad de temperatura (21) y (22), se obtiene la efectividad de temperatura para el intercambiador C.

$$P_{1,C} = \frac{T_{1,3} - T_{1,1}}{T_{2,3} - T_{1,1}} \quad (31)$$

Donde el subíndice I,C , denota la efectividad de temperatura para el fluido 1 y el intercambiador C .

De forma análoga, ocupando las ecuaciones de la relación de capacidad calorífica (25) para cada intercambiador, se obtiene la efectividad de temperatura del fluido 1 en términos de la efectividad de temperatura del intercambiador A y el intercambiador B.

$$P_1 = \frac{P_{1,A} + P_{1,B} - (1 + R_1) * P_{1,A} * P_{1,B}}{1 - R_1 * P_{1,A} * P_{1,B}} \quad (32)$$

Del mismo modo, tomando como referencia que cada intercambiador A y B puede tomarse como más intercambiadores o más pasos, reemplazándolos por A_1 y A_2 , obtenemos una expresión para n intercambiadores o n pasos A_i acoplados en serie en contraflujo general. [1]

$$P_1 = \frac{\prod_{i=1}^n (1 - R_1 * P_{1,A_i}) - \prod_{i=1}^n (1 - P_{1,A_i})}{\prod_{i=1}^n (1 - R_1 * P_{1,A_i}) - R_1 * \prod_{i=1}^n (1 - P_{1,A_i})} \quad (33)$$

Además, el NTU_1 y R_1 generales se relacionan con las cantidades individuales para cada intercambiador o paso de la siguiente forma.

$$NTU_1 = \sum_{i=1}^n NTU_{1,A_i} \quad (34)$$

$$R_1 = R_{1,A_i} \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (35)$$

2.3.8.2 Acoplamiento en serie: Flujo Paralelo General

De misma forma, teniendo dos intercambiadores A y B acoplados en serie, pero con sus flujos paralelos y con misma dirección entre sí, se obtiene el acoplamiento en serie con flujo paralelo general, en este caso, la efectividad de temperatura P de n intercambiadores o pasos en serie, se deriva de las mismas relaciones presentadas anteriormente, y se obtiene:

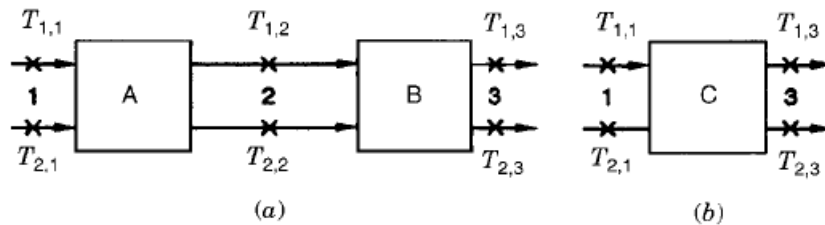


Figura 2.24: Intercambiadores de flujo paralelo en serie e Intercambiador equivalente. [1]

$$P_1 = \frac{1}{1 + R_1} * \left\{ 1 - \prod_{i=1}^n [1 - (1 + R_1) * P_{1,A_i}] \right\} \quad (36)$$

2.3.8.3 Acoplamiento Paralelo

Se muestran dos intercambiadores A y B en acople en paralelo en la Figura 2.25, igualmente que las otras relaciones presentadas anteriormente, los resultados son válidos si se considera como dos intercambiadores o dos pasos de un intercambiador de múltiples pasos de flujo cruzado. Se presenta su intercambiador acoplado equivalente C.

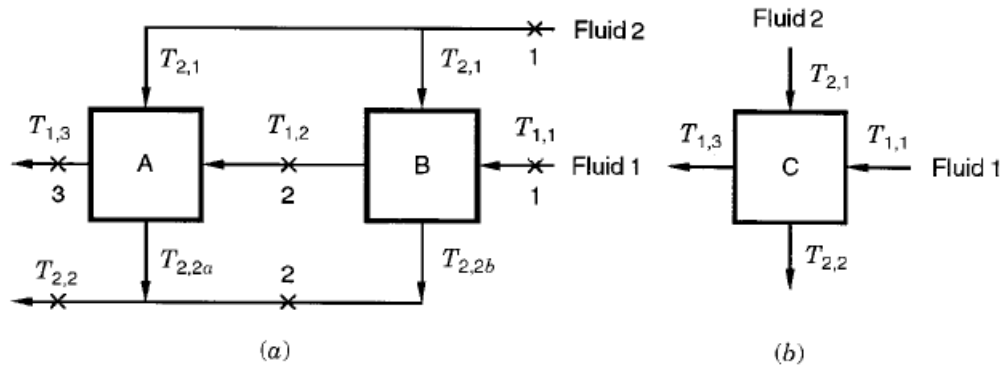


Figura 2.25: Intercambiadores en paralelo e Intercambiador equivalente. [1]

Ocupando nuevamente las relaciones presentadas anteriormente, se obtiene.

$$P_{1,C} = 1 - (1 - P_{1,A}) * (1 - P_{1,A}) = P_{1,A} + P_{1,A} - P_{1,A} * P_{1,B} \quad (37)$$

A diferencia de los intercambiadores en serie, en el acoplamiento paralelo la tasa de capacidad calorífica de fluido 2 se divide en dos componentes.

$$C_2 = C_{2,A} + C_{2,B} \quad (38)$$

Y por lo tanto R , se relaciona con (38) mediante la ecuación (25).

$$\frac{1}{R_1} = \frac{1}{R_{1,A}} + \frac{1}{R_{1,B}} \quad (39)$$

De esta forma, tomando los intercambiadores A y B, como A_1 y B_1 , obtenemos para n intercambiadores o pasos en acoplamiento en paralelo.

$$P_1 = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - P_{1,A_i}) \quad (40)$$

Además, de las relaciones correspondientes para R_1 y NTU_1 .

$$\frac{1}{R_1} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{R_{1,A_i}} \quad (41)$$

$$NTU_1 = \sum_{i=1}^n NTU_{1,A_i} \quad (42)$$

En todas las relaciones presentadas anteriormente, tanto para los acoplamientos en serie como paralelo, se idealizaron ambos fluidos como perfectamente mezclados entre los intercambiadores o pasos, además de las propiedades de los fluidos y flujos másicos como constantes, por lo que, en las relaciones derivadas, no se impusieron restricciones en las magnitudes individuales de NTU , arreglos de flujo o condiciones de simetría.

2.4 Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es un ciclo termodinámico, diseñado a partir del ciclo invertido de Carnot, en este, el objetivo es transferir calor desde una zona de baja temperatura a otra de mayor temperatura mediante la ayuda de un compresor que suministra trabajo al ciclo para que cumpla este objetivo.

El ciclo de refrigeración por compresión a vapor es una idealización de un ciclo termodinámico real, en este no existen pérdidas de calor al ambiente, además de tampoco pérdidas de energía por fricción, este ciclo se compone principalmente por los siguientes procesos:

- 1-2. Compresión isentrópica en el compresor
- 2-3. Rechazo de calor a presión constante en un condensador
- 3-4. Estrangulamiento en un dispositivo de expansión
- 4-1. Absorción de calor a presión constante en un evaporador.

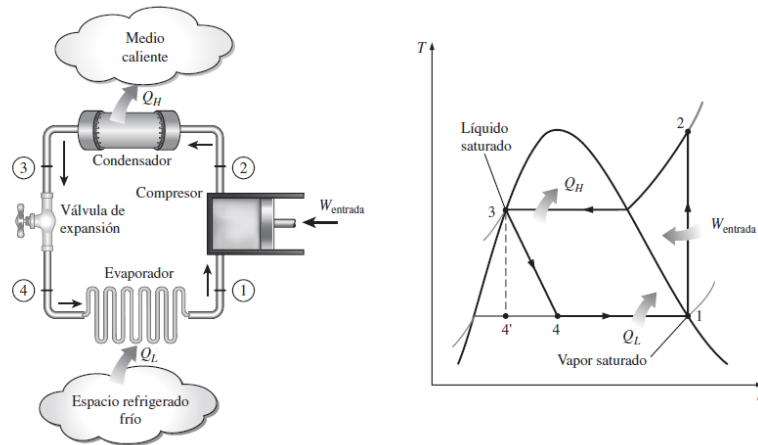


Figura 2.26: Esquema ciclo de refrigeración ideal y diagrama T - s . [4]

Se presenta en la Figura 2.26 el esquema del ciclo ideal, además de su diagrama T - s . En el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, el refrigerante ingresa al compresor en el estado 1 como vapor saturado y se comprime de forma isoentrópica hasta alcanzar la presión del condensador. Durante la compresión, la temperatura del refrigerante aumenta. A continuación, el refrigerante ingresa al condensador en el estado 2 como vapor sobrecalentado. En este dispositivo, el refrigerante se condensa y sale en el estado 3 como líquido saturado, liberando calor al ambiente. Después, el refrigerante atraviesa la válvula de expansión en el estado 3, reduciendo su presión hasta llegar a la presión de operación del evaporador y penetrando en la región de mezcla de fases saturadas. El refrigerante ingresa al evaporador en estado de vapor con baja calidad, absorbiendo calor del medio que se desea enfriar y evaporándose por completo. Para terminar, el refrigerante regresa al compresor para reiniciar el ciclo.

Se ilustra en la Figura 2.27 el diagrama de P - h del ciclo de refrigeración ideal por compresión de vapor, también conocido como diagrama de Mollier, el cual es muy útil para representar los ciclos de refrigeración por compresión de vapor, debido a que se puede ilustrar fácilmente los estados termodinámicos del refrigerante, y su presión asociada permite definir parámetros de operación del ciclo. La Figura 2.28 muestra el diagrama de Mollier del refrigerante R-134a ocupado en nuestro caso de estudio.

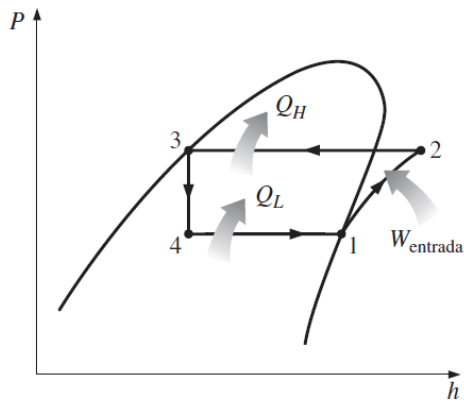


Figura 2.27: Diagrama P-h de un ciclo de refrigeración ideal por compresión de vapor.

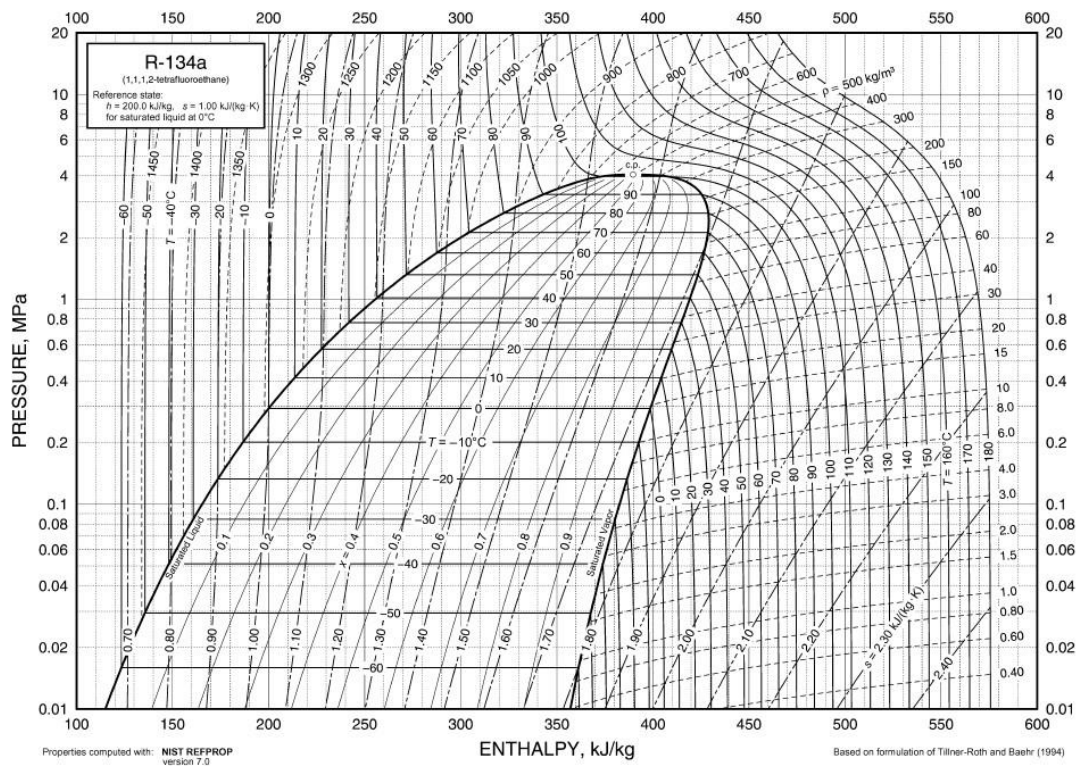


Figura 2.28: Diagrama de Mollier R-134a.

En contraste, el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor difiere en algunos aspectos del ciclo ideal debido a las irreversibilidades presentes en los componentes del sistema. Estas irreversibilidades incluyen la fricción del fluido a medida que se

desplaza a lo largo del ciclo, lo cual provoca caídas de presión, así como pérdidas de calor hacia los alrededores. Además, controlar los estados del refrigerante para que esté en estado saturado en ambos extremos de la campana es un proceso complicado. Por esta razón, el diseño del sistema se realiza de manera que el refrigerante ingrese al evaporador en forma de líquido saturado y luego se sobrecaliente antes de entrar al compresor.

Estas diferencias en el ciclo real tienen ciertos beneficios. El evaporador, que consta de un serpentín de refrigeración, es capaz de absorber más calor del medio a refrigerar y asegurar que el refrigerante se evapore por completo antes de entrar al compresor. Esto garantiza que no haya una acumulación de líquido en el compresor, lo cual podría causar daños en el sistema. Sin embargo, es importante encontrar un equilibrio adecuado en el nivel de sobrecalentamiento del refrigerante, ya que un sobrecalentamiento excesivo requerirá más energía por parte del compresor para su trabajo de compresión. Por lo tanto, es necesario encontrar el punto óptimo de sobrecalentamiento y asegurar los estados adecuados del refrigerante antes y después del evaporador para lograr una eficiencia óptima en términos de refrigeración y consumo de energía eléctrica.

En la figura 2.29 se muestra el diagrama $T-s$ y el esquema del ciclo real de refrigeración por compresión de vapor

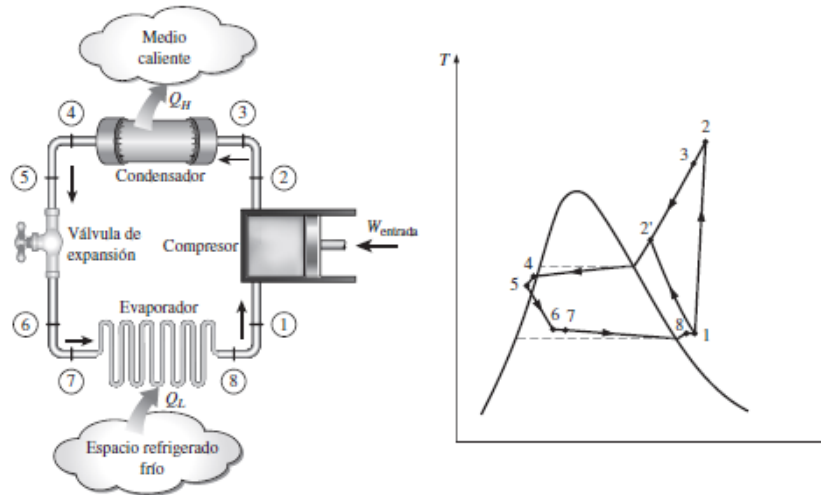


Figura 2.29: Esquema y diagrama T - s del ciclo real de refrigeración por compresión de vapor. [4]

En los dispositivos mencionados en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, tanto el evaporador como el condensador funcionan como intercambiadores de calor, como se describió previamente en su clasificación. El evaporador cumple una función clave en el proceso, ya que transforma el refrigerante de un estado líquido a vapor, y presenta diversas formas constructivas, como tubulares (carcasa y tubos), de placas y de superficie extendida, como los serpentines de refrigeración con tubos y aletas planas. Por otro lado, el condensador también se clasifica según su función en el proceso, ya que su principal tarea es la condensación del refrigerante, y al igual que el evaporador, puede presentar diferentes características constructivas y formas.

2.5 Características Geométricas de los Intercambiadores de Calor

A continuación, se presentan las características fundamentales para el diseño y dimensionamiento de intercambiadores de calor de tubos con aletas planas. En este caso particular, se describirán los parámetros relacionados con el área superficial de transferencia de calor, tanto primaria como secundaria, de dicho intercambiador que representa el serpentín de refrigeración y/o evaporador analizado en este caso.

La geometría básica del núcleo del intercambiador de flujo cruzado tubular con aletas planas se presenta en la Figura 2.30, para una disposición escalonada de los tubos, estos también pueden estar dispuestos en línea.

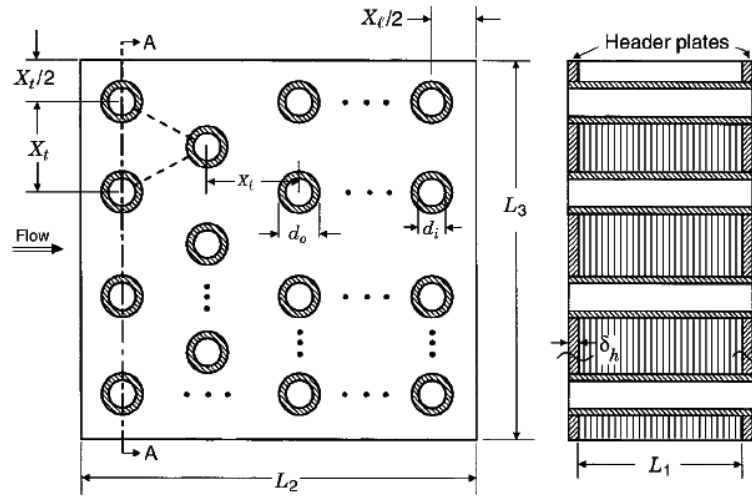


Figura 2.30: Geometría de Intercambiador de Calor de Tubos y Aletas planas.

Las aletas consisten en láminas de metal de dimensiones $L_2 \times L_3 \times \delta$, donde L_2 es el ancho y L_3 la altura, L_1 el largo de los tubos o longitud del intercambiador de calor y δ el espesor de las aletas, las cuales son perforadas y apiladas según las características de diseño y se insertan los tubos. Los tubos se apilan mecánicamente, son soldados o pegados con adhesivos apropiados. Cada fila de tubos se encuentra a una distancia X_t en la dirección de L_2 , y a una distancia X_t en la dirección de L_3 , como se puede apreciar en la imagen.

El número total de tubos en este intercambiador está dado por la siguiente ecuación

$$N_t = \frac{L_3}{X_t} * \frac{(L_2/X_t) + 1}{2} + \left(\frac{L_3}{X_t} - 1 \right) * \frac{(L_2/X_t) - 1}{2} \quad (43)$$

Las características geométricas para dentro de los tubos son las siguientes.

Área total de transferencia de calor.

$$A = \pi * d_i * L_1 * N_t \quad (44)$$

Donde d_i es el diámetro interior de los tubos y L_1 la longitud de los tubos.

El diámetro hidráulico es:

$$D_h = d_i \quad (45)$$

Para las características geométricas en el lado exterior a los tubos tenemos que el área total de transferencia de calor consiste en el área de los tubos expuesta y de los platos cabezales (área superficial primaria) y las aletas (área superficial secundaria).

El área superficial primaria es el área de los tubos expuestos más los platos cabezales menos el área que bloquean las aletas.

$$A_p = \pi * d_o * (L_1 - \delta * N_f * L_1) * N_t + 2 * \left(L_2 * L_3 - \frac{\pi * d_o^2}{4} * N_t \right) \quad (46)$$

Donde N_f es el número de aletas por unidad de longitud y se calcula según el número de aletas N_a mediante:

$$N_f = \frac{N_a}{L_1} \quad (47)$$

$$N_a = \left\lfloor \frac{(L_1 - \delta)}{(p + \delta)} - 1 \right\rfloor \quad (48)$$

Donde p es el paso entre aletas.

Y el área superficial secundaria correspondiente al área de las aletas más el área de los bordes traseros y delanteros.

$$A_f = 2 * \left[L_2 * L_3 - \left(\frac{\pi * d_o^2}{4} \right) * N_t \right] * N_f * L_1 + 2 * L_3 * \delta * N_f * L_1 \quad (49)$$

Por lo tanto, el área total de transferencia de calor es:

$$A = A_p + A_f \quad (50)$$

Capítulo 3 Diagnóstico, Ajustes y Pruebas Operacionales

Con el fin de cumplir los objetivos generales y específicos establecidos, se llevó a cabo la siguiente metodología para evaluar los equipos instalados en el laboratorio de termofluidos de la universidad. Esta metodología incluyó la implementación de la adquisición de datos, la realización de la caracterización del sistema y el desarrollo de un modelo simplificado para el análisis termodinámico y de transferencia de calor del intercambiador empleado como evaporador en el ciclo de refrigeración.

3.1 Diagnóstico y Evaluación del Túnel de Ensayo

Se muestra en [5] los elementos principales e instrumentos de medición (sensores) instalados en el túnel de intercambiadores de calor, en donde como se comentó anteriormente, la empresa INTERCAL deseaba cumplir los objetivos de que el serpentín de refrigeración aprobara normas AHSRAE 33-2016 [6] y EN 1216 [7], además de cuantificar su rendimiento y su coeficiente global de transferencia de calor, así como análisis de mejoras para el rendimiento de este.

3.1.1 Reconocimiento Del Sistema y Sensores Instalados

Con los antecedentes presentados, se llevó a cabo un reconocimiento detallado del sistema instalado en el laboratorio, el cual consta de dos subsistemas distintos: el sistema de refrigeración y el sistema de circulación de aire con elemento calefactor. Cada uno de estos subsistemas está equipado con una variedad de instrumentos de medición, que incluyen tanto dispositivos electrónicos conectados a un PLC como analógicos, estos últimos requieren lectura manual.

3.1.1.1 Sistema de refrigeración

Como se describió anteriormente, los componentes básicos de un sistema de refrigeración incluyen un compresor, condensador, válvula de expansión y un evaporador, este ciclo necesita de más subcomponentes para su correcto funcionamiento y estabilidad, los elementos que lo componen son los siguientes:

Tabla 3.1: Componentes Sistema Refrigeración.

Número	Componente
1	Compresor de Tornillo
2	Separador de Aceite
3	Condensador
4	Tanque Recibidor
5	Flujómetro
6	Filtro de Succión
7	Válvula de Expansión Electrónica (VEE)
8	Intercambiador de Calor Tubos con Aletas Planas (Evaporador)
9	Trampa de Succión

El serpentín de refrigeración está equipado con dos elementos importantes para garantizar la correcta distribución del flujo a través de los circuitos: un distribuidor y un colector, los cuales se muestran en la Figura 3.1. Asimismo, es relevante destacar que el intercambiador de calor de tubos con aletas planas cumple la función de ser el evaporador en el ciclo de refrigeración.

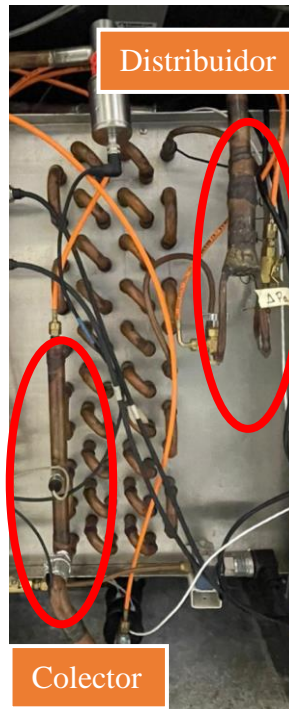


Figura 3.1: Intercambiador de Calor del Túnel de Ensayo, junto sus elementos Colector y Distribuidor.

Es importante mencionar que el condensador también se caracteriza como un intercambiador de calor de tubos con aletas planas, operando mediante un sistema de convección forzada a través un ventilador. Sin embargo, en este estudio, nuestro enfoque se centrará únicamente en el análisis del evaporador.

3.1.1.1 Instrumentos de Medición Sistema de Refrigeración

A continuación, se presentan los instrumentos de medición que se han instalado preliminarmente en el sistema de refrigeración.

Tabla 3.2: Instrumentos de medición sistema de refrigeración.

Elemento	Marca/Modelo	Nombre Variable	Rango de Medición	Ubicación
Transductor de Presión	BAUMER	Pr_0	0 - 100 [bar]	Antes de VEE

Transductor de presión	DANFOSS	Pr_l	0 - 10 [bar]	Distribuidor
Transductor de Presión Diferencial	OMEGA	ΔPr_c	0 - 1 [bar]	Distribuidor y principio de Colector
Transductor de Presión Diferencial	OMEGA	ΔPr_f	0 - 1 [bar]	Distribuidor y salida de Colector
Manómetro	INTERCAL	<i>Manómetro Baja</i>	-1 – 15 [bar]	Succión Compresor
Manómetro	INTERCAL	<i>Manómetro Alta</i>	-1 – 35 [bar]	Descarga Compresor
Transductor de Temperatura	PT-100	Tr_0	-100 – 600 [°C]	Antes VEE
Transductor de Temperatura	PT-100	Tr_l	-100 – 600 [°C]	Salida Evaporador
Flujómetro	GPI	\dot{q}_{ref}	3,8 – 38 [lt/min]	Salida Tanque Recibidor

Se muestra en la Figura 3.2, el diagrama unilineal del sistema de refrigeración, con sus elementos e instrumentos de medición.

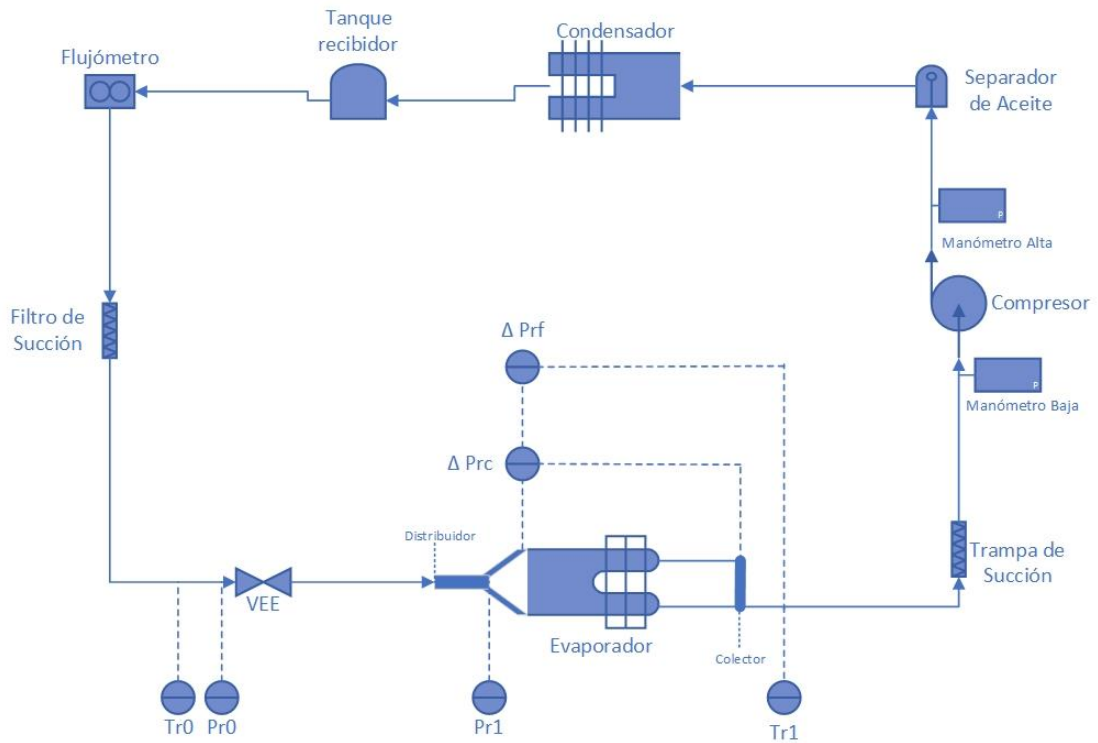


Figura 3.2: Diagrama unilineal preliminar del sistema de refrigeración.

3.1.1.2 Sistema de Circulación de Aire con Elemento Calefactor

Este sistema consta de un túnel de ciclo cerrado con circulación de aire, el cual está equipado con un banco calefactor que ofrece tres niveles de potencia ajustables (etapas). El aire acondicionado circula a través de diversas cámaras, estableciendo condiciones de flujo laminar.

El recorrido del aire comienza en la cámara de entrada, donde posteriormente atraviesa el intercambiador de calor. En este punto, el calor del aire provoca la evaporación del refrigerante contenido en el serpentín. Luego, el aire pasa hacia la cámara de mezcla, circula hacia la cámara receptora y finalmente atraviesa la tobera de descarga para llegar a la cámara de descarga.

En la cámara de descarga, el aire entra en contacto con el banco calefactor y adquiere calor en función de las etapas seleccionadas. A continuación, el ventilador impulsa el aire, generando la diferencia de presión necesaria para la circulación del aire, el cual vuelve a la cámara receptora, completando el ciclo del sistema.

Los elementos internos del sistema de circulación de aire son los siguientes.

Tabla 3.3: Elementos internos sistema de circulación de aire.

Número	Elemento
1	Tobera de Descarga
2	Banco Calefactor
3	Ventilador Radial

3.1.1.2.1 Instrumentos de Medición Sistema de Circulación de Aire

A continuación, se presentan los instrumentos de medición que se han instalado preliminarmente en el sistema de circulación de aire. Los detalles de estos instrumentos se encuentran en el **Anexo A: Diagramas de equipos y sensores túnel de ensayo de Intercambiadores de Calor.**

Tabla 3.4: Instrumentos de medición sistema de circulación de aire.

Elemento	Nombre Variable	Marca/Modelo	Rango de Medición	Ubicación
Transductor de Temperatura Bulbo Seco	T_{3db}	PT-100	-100 – 600 [°C]	Comienzo Cámara de Entrada
Transductor de Temperatura Bulbo Húmedo	T_{3wb}	PT-100	-100 – 600 [°C]	Comienzo Cámara de Entrada

Transductor de Temperatura	$T5_{3db}$	PT-100	-100 – 600 [°C]	Exterior Cámara de Entrada
Transductor de Temperatura	$T5_{4db}$	PT-100	-100 – 600 [°C]	Exterior Cámara de Mezcla
Transductor de Temperatura Bulbo Seco	$T4db$	PT-100	-100 – 600 [°C]	Salida Cámara de Mezcla
Transductor de Temperatura Bulbo Húmedo	$T4wb$	PT-100	-100 – 600 [°C]	Salida Cámara de Mezcla
Transductor de Presión Diferencial	ΔPa	OMEGA	0 - 7465[Pa]	Salida Cámara de Entrada, Comienzo Cámara de Mezcla
Transductor de Presión Diferencial	ΔPn	OMEGA	0 - 7465[Pa]	Salida Cámara de Entrada, Comienzo Cámara de Mezcla
Flujómetro	Qa	ARTHUR GRILLO	0-5000 [m ³ /h]	Ventilador Radial

A continuación, en la Figura 3.3, se presenta un diagrama del sistema de circulación de aire.

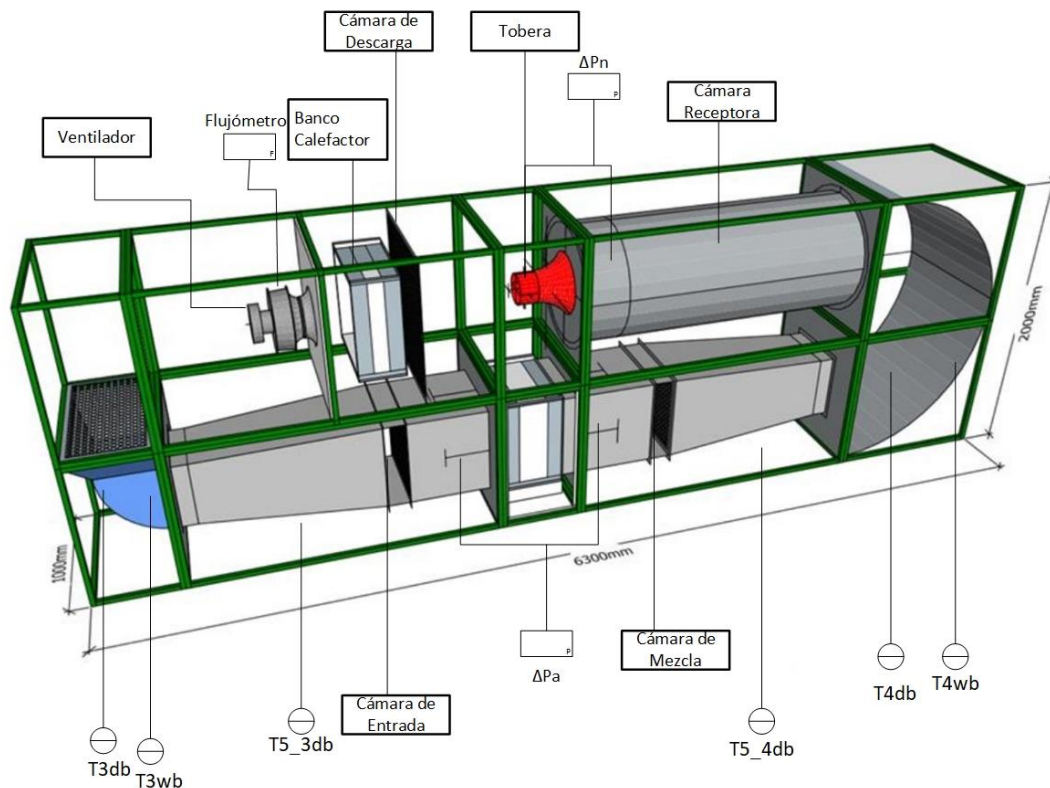


Figura 3.3: Diagrama sistema de circulación de aire.

3.1.2 Reuniones con INTERCAL y Diagnóstico del Túnel de Ensayos

Se llevaron a cabo reuniones coordinativas con INTERCAL con el propósito de gestionar la reactivación del proyecto y alinear los objetivos de la universidad. Dado esto, se programó una visita técnica de su equipo para realizar un análisis completo del funcionamiento general del sistema, así como para identificar posibles necesidades de mantenimiento y cambios requeridos.

En su primera visita, el equipo realizó una inspección exhaustiva del estado del túnel de ensayo, comparando su estado actual con su instalación tres años atrás. Se analizaron cuidadosamente las variables de temperatura y presión de los sensores análogos instalados, así como el flujo volumétrico del refrigerante.

Durante este chequeo, se identificaron ciertos inconvenientes que afectaban la estabilidad del sistema.

- Presiones fuera del rango esperado: Tanto las presiones de refrigerante en la succión como en la descarga no correspondían con los valores de la instalación inicial, mostrando mediciones por debajo de lo esperado para la presión baja y por encima para la presión alta.
- Desviación de la condensación respecto a las especificaciones: Se observó que la condensación del refrigerante ocurría en un punto diferente al previsto, lo cual se atribuyó a la inestabilidad del sistema. La presión de descarga del refrigerante excedía los valores de operación del condensador, lo que resultaba en una sobre activación del ventilador del sistema debido a las variaciones en la temperatura y presión de operación programadas.
- Flujo volumétrico inferior: Se observó un flujo volumétrico inferior al valor previamente definido en el sistema, lo que resulta en desviaciones significativas en las presiones tanto de baja como de alta, situándolas fuera del rango establecido.

Tras identificar estos problemas, se llegó a la conclusión de que el compresor instalado no cumplía con los parámetros esperados debido a su mayor tamaño y potencia, lo que resultaba en el uso de presiones más altas y sin posibilidad de regular el caudal de refrigerante para adaptarse a las fluctuaciones ambientales y cargas térmicas. Por esta razón, el equipo tomó la decisión de reemplazar el compresor por un modelo de menor potencia y tamaño, que permitiera ajustar la compresión del refrigerante mediante un controlador electrónico, en función de las condiciones de operación requeridas.

Adicionalmente, se requirió recalibrar los parámetros del tablero de control que regulaban los componentes electrónicos, como la válvula de expansión electrónica y el ventilador de la unidad condensadora, para asegurar la estabilidad del ciclo de refrigeración.

Es importante mencionar que la válvula de expansión electrónica está equipada con un sensor de temperatura ubicado en la salida del colector y un sensor de presión en el colector, entre la salida del circuito 1 y la salida del circuito 2. La función principal de la válvula de expansión electrónica es regular el flujo de refrigerante que ingresa al intercambiador de calor, con el propósito de controlar el sobrecalentamiento esperado a la salida del evaporador.

Los parámetros de operación de la válvula de expansión electrónica incluyen el "set point" fijado en 10 [K] y el "set value" fijado en 11,5 [K]. El "set point" corresponde al valor deseado de la diferencia entre la temperatura de vapor saturado y la temperatura de salida del evaporador a esa presión específica. Por otro lado, el "set value" (también conocido como "valor de control" o "valor de referencia") representa el rango de operación alrededor del "set point" en el cual la válvula actúa para controlar la apertura o cierre, ajustando el flujo de refrigerante.

Con esta configuración, la válvula de expansión electrónica puede mantener el sistema de refrigeración dentro de los límites establecidos, garantizando un adecuado control del sobrecalentamiento en el evaporador y asegurando el correcto funcionamiento del ciclo de refrigeración.

3.1.3 Mantenciones Integrales y Puesta en Marcha

Después de realizar el diagnóstico inicial, se planificaron las mantenciones necesarias para corregir los problemas encontrados y restaurar las condiciones de operación adecuadas. Durante la segunda visita, el equipo de INTERCAL realizó las siguientes modificaciones:

- Cambio de compresor: Se reemplazó el compresor convencional tipo scroll por un compresor digital tipo scroll.

- Modificación de las líneas de succión y descarga: Debido a la geometría del nuevo compresor, fue necesario realizar ajustes en las líneas de succión y descarga.
- Recarga Refrigerante: Debido a las modificaciones hechas al compresor y a la línea de refrigerante, se procedió a realizar un barrido de nitrógeno y vaciado de las líneas para conservar el refrigerante existente. Se notó que la carga de refrigerante presente en las líneas era un 70% menor de la establecida, por lo que se procedió a recargarlo completamente y se realizó un análisis de esta situación.
- Búsqueda de Fugas: Dada la baja carga de refrigerante, se inspeccionó minuciosamente todo el equipo en busca de posibles fugas, verificando conexiones y válvulas. Finalmente se detectó una fuga en un manifold que conectaba los sensores de presión a la entrada del evaporador, la cual se originó debido a una mala manipulación en pruebas anteriores.
- Activación módulo de control digital: Se activó el controlador del compresor digital; sin embargo, no se pudo configurar a la presión del proceso deseada (set-point) para cumplir los parámetros establecidos del ciclo de refrigeración.

A pesar de que los parámetros de operación modificados se acercan a lo deseado, se presentaron inconvenientes en la programación del compresor, lo que impidió ajustar el funcionamiento del ventilador para estabilizar la condensación del sistema. Por esta razón, INTERCAL planificó una siguiente visita para resolver estos aspectos y ajustar los parámetros de operación necesarios.



Figura 3.4: Sustitución de compresor convencional por compresor digital.

En la última visita realizada por el equipo técnico, se llevaron a cabo las siguientes acciones para estabilizar el sistema:

- Regulación de las condiciones de operación del compresor digital: Se logró configurar exitosamente los parámetros de operación del compresor, incluyendo el tiempo de ciclo, el set-point de presión en la succión y su banda de funcionamiento.
- Funcionamiento del ventilador de la unidad condensadora: Se realizaron ajustes en los parámetros de operación del ventilador de la unidad condensadora del ciclo de refrigeración. Estos ajustes permitieron que el ventilador se active y establezca la temperatura de condensación según el punto de operación del ciclo, que se encuentra aproximadamente en 40 [°C] o 9 [bar].

3.2 Implementación del Sistema de Adquisición de Datos del Túnel

Para garantizar un control adecuado de los parámetros de operación, se realizó un análisis exhaustivo de los antecedentes relacionados con la instalación de sensores y el software utilizado para capturar los datos del túnel de ensayo de intercambiadores de calor. Durante este proceso, se identificó una dificultad significativa: el software de OPTO22, PAC PROJECT PRO, estaba instalado únicamente en el PC del estudiante que inició el proyecto. Como resultado, no era posible registrar las variables de operación el sistema en el laboratorio, a pesar de contar con todos los equipos, instrumentos de medición y el tablero PLC en su lugar correspondiente.

De esta manera, se coordinó con el estudiante encargado, entregando las licencias de instalación del software PAC PROJECT PRO. Una vez adquirido el software, se procedió a gestionar con el DIMEC la instalación de un computador de escritorio exclusivo para el equipo. En el PC, se instaló el software y se llevó a cabo la capacitación para su uso. Además, se contó con la colaboración de un equipo multidisciplinario involucrado en el proyecto, quienes brindaron su apoyo en cuanto a la instalación del software. Por otro lado, se elaboró el documento **Anexo B: Procedimiento conexión IP PLC-PC mediante cable cruzado.** para facilitar futuras modificaciones requeridas en el computador por parte del personal encargado del laboratorio de termofluidos.



Figura 3.5: PC Túnel de Ensayo de Intercambiadores de Calor y Tablero de control del PLC

En el software, se pueden medir diversas variables de operación del túnel de ensayo, que se encuentran detalladas en la Tabla 3.5.

Tabla 3.5: Variables y detalle de sensores instalados Túnel de Ensayo de Intercambiadores de Calor.

Variable	Subsistema	Ubicación	Rango de Medición
<i>Pr0</i>	Ciclo de Refrigeración	Antes de VEE	0 - 100 [bar]
<i>Pr1</i>	Ciclo de Refrigeración	Distribuidor	0 - 10 [bar]
ΔPrc	Ciclo de Refrigeración	Distribuidor y principio de Colector	0 - 1 [bar]
ΔPrf	Ciclo de Refrigeración	Distribuidor y salida de Colector	0 - 1 [bar]
<i>Tr0</i>	Ciclo de Refrigeración	Antes VEE	-100 – 600 [°C]
<i>Tr1</i>	Ciclo de Refrigeración	Salida Evaporador	-100 – 600 [°C]

ΔPa	Sistema de Circulación de Aire	Salida Cámara de Entrada, Comienzo Cámara de Mezcla	0 - 7465[Pa]
ΔPn	Sistema de Circulación de Aire	Salida Cámara de Entrada, Comienzo Cámara de Mezcla	0 - 7465[Pa]
$T3db$	Sistema de Circulación de Aire	Comienzo Cámara de Entrada	-100 – 600 [°C]
$T3wb$	Sistema de Circulación de Aire	Comienzo Cámara de Entrada	-100 – 600 [°C]
$T5_3db$	Sistema de Circulación de Aire	Exterior Cámara de Entrada	-100 – 600 [°C]
$T5_4db$	Sistema de Circulación de Aire	Exterior Cámara de Mezcla	-100 – 600 [°C]
$T4db$	Sistema de Circulación de Aire	Salida Cámara de Mezcla	-100 – 600 [°C]
$T4wb$	Sistema de Circulación de Aire	Salida Cámara de Mezcla	-100 – 600 [°C]

Una vez instalado el software en el PC, se realizaron pruebas de funcionamiento del túnel en conjunto con la información de los sensores para verificar su correcto desempeño. En este proceso, se identificó que no todas las variables disponibles en PAC PROJECT PRO se encontraban operativas. Se observó que las siguientes variables no arrojaban valores medibles, tal como se menciona en el trabajo de título del alumno memorista anterior, como se menciona en [5].

- ΔPrc
- ΔPrf
- ΔPa
- ΔPn

Adicionalmente, durante una de las pruebas de condicionamiento, se detectó que las variables $Pr0$ y $Pr1$, dejaron de medir los datos correspondientes. Ante esta situación, se buscó asesoría de un ingeniero electrónico especializado en control de datos e instrumentación, proporcionado por el DIMEC. En conjunto con el ingeniero, se realizó un completo diagnóstico de los sensores y el PLC, identificando los siguientes inconvenientes:

- Tablero de control PLC: La instalación del tablero de control carecía de estandarización, componentes adecuados y correctas conexiones, lo que generaba inestabilidad en la toma de señales de cada módulo que contenían las variables a medir. La configuración del PLC consta de 3 módulos: 2 módulos SNAP-AIMA-4, los cuales cuentan con 4 canales cada uno para la conexión de los sensores de presión de 4-20 [mA], y 1 módulo SNAP-AIRTD-8U, el cual provee 8 entradas para los sensores de presión PT-100.
- Módulo defectuoso: Se analizaron los sensores que no se medían en el software, alternando los módulos y realizando mediciones del amperaje para asegurar que se encontraran en el rango de 4-20 [mA]. Se observó que los sensores funcionaban correctamente al conectarlos al módulo que medía las variables $Pr0$ y $Pr1$, lo que llevó a detectar que el módulo que contenía las señales de presión diferencial estaba averiado.
- Sensores no operativos: Al realizar pruebas con los sensores de presión diferencial en los canales restantes del módulo de presión en buen estado, se confirmó que los sensores instalados en el túnel de viento funcionaban adecuadamente. Sin embargo, al probar los sensores de presión diferencial de la línea de refrigerante, se obtuvieron datos fuera del rango de los 4-20 [mA]. Ante esta situación, se consideró la hipótesis de un posible mal dimensionamiento en el sistema, lo que requeriría un análisis más detallado en etapas posteriores del proyecto.

Para abordar las correcciones necesarias, se procedió a cotizar y adquirir los materiales requeridos para la instalación adecuada del tablero de control del PLC. Se desvinculó el módulo defectuoso, manteniendo únicamente el módulo de las temperaturas y el de las presiones manométricas de refrigerante. Después de realizar el proceso de reacondicionamiento del tablero, se logró restablecer el correcto funcionamiento de las variables asociadas a los sensores que se encontraban en buen estado y correctamente configurados. A continuación, se presenta la tabla con las variables reestablecidas y operativas:

Tabla 3.6: Tabla de variables operativas de PAC PROJECT PRO y módulos instalados.

Módulo	Variable	Subsistema
SNAP-AIMA-4	<i>Pr0</i>	Ciclo de Refrigeración
	<i>Pr1</i>	Ciclo de Refrigeración
SNAP-AIRTD-8U	<i>Tr0</i>	Ciclo de Refrigeración
	<i>Tr1</i>	Ciclo de Refrigeración
	<i>T3db</i>	Sistema de Circulación de Aire
	<i>T3wb</i>	Sistema de Circulación de Aire
	<i>T5_3db</i>	Sistema de Circulación de Aire
	<i>T5_4db</i>	Sistema de Circulación de Aire
	<i>T4db</i>	Sistema de Circulación de Aire
	<i>T4wb</i>	Sistema de Circulación de Aire

Debido a que las variables de presión diferencial ΔP_{rc} , ΔP_{rf} , ΔP_a y ΔP_n se encontraban en el módulo defectuoso, una opción para solucionar este problema sería la compra del módulo SNAP-AIMA-4, Sin embargo, dado que el precio de este era elevado y no estaba contemplado en el presupuesto, no se pudo adquirir. Además, las señales de las variables ΔP_a y ΔP_n , resultaron ser prescindibles para la metodología utilizada en el cálculo de P y U del intercambiador. Estas variables se utilizaban para cumplir con los objetivos del proyecto anterior del túnel, relacionados con el cumplimiento de las

normas AHSRAE 33-2016 [6] y EN 1216 [7], por lo que se decidió no dejarlas operativas en el nuevo sistema.

En la Figura 3.6 se presentan las imágenes que muestran el estado previo y posterior del tablero de control del PLC.

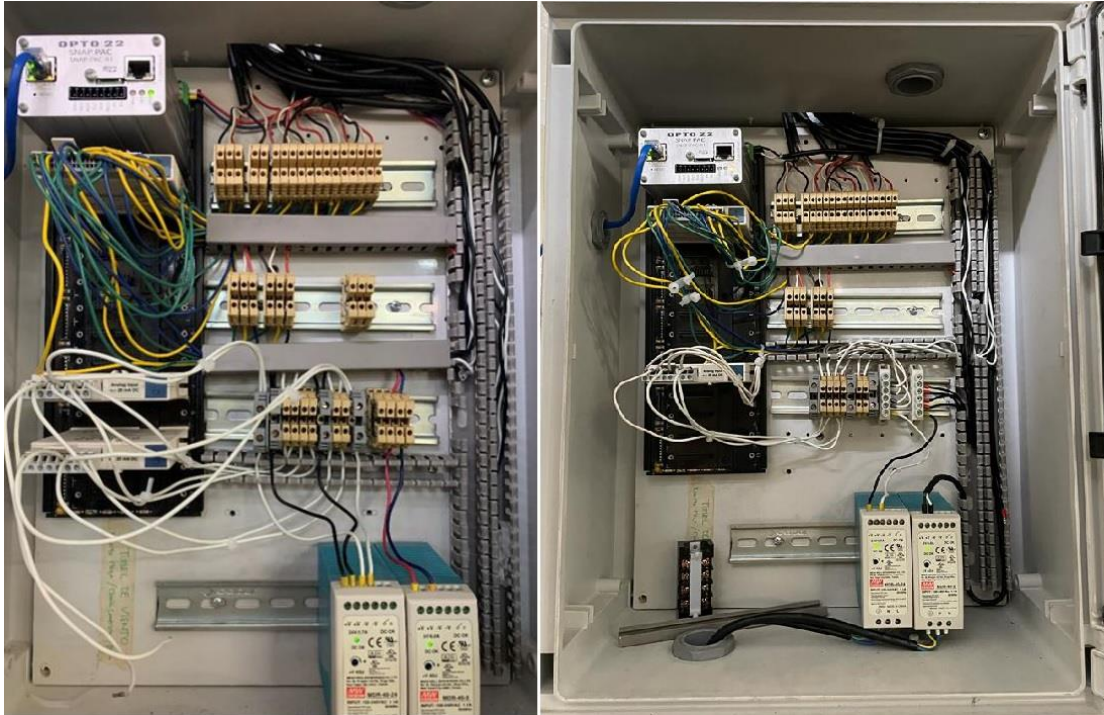


Figura 3.6: Estado previo y posterior tablero de control PLC.

3.3 Pruebas de Funcionamiento y Caracterización del Sistema

3.3.1 Pruebas de operación preliminares y brechas para la caracterización del sistema

Se realizaron ensayos preliminares para caracterizar el sistema del túnel de ensayo de intercambiadores de calor, ya que el sistema de adquisición de datos se encontraba instalado y los sensores descritos previamente funcionando. Para lograrlo, se estableció el tiempo necesario para que el sistema se estabilizara, es decir, el tiempo en el que los

parámetros de operación del ciclo de refrigeración y del sistema de circulación de aire alcanzaran un estado estacionario. Según las normas establecidas, los rangos de temperatura del aire en la cámara de entrada debían mantenerse dentro de $\pm 0,3$ a $\pm 0,6$ [°C] para la norma ASHRAE 33 [6] y ± 1 [°C] para la norma EN 1216 [7]. Por lo cual, la captura de datos se realizaba en tiempos mayores a 30 minutos desde el encendido del ciclo.

En los ensayos preliminares, se observó que la temperatura del aire en la cámara de entrada se estabilizaba efectivamente después de 30 minutos. Sin embargo, otras variables relacionadas con el sistema de refrigeración, como las presiones del refrigerante, seguían aumentando gradualmente. Por esta razón, se decidió realizar la captura de datos y el análisis del sistema después de 60 minutos para garantizar una estabilización más completa y reducir las fluctuaciones en el ciclo.

Una vez establecida la estabilización del sistema, se obtuvo la media aritmética de cada variable capturada, tanto del sistema de circulación de aire como del ciclo de refrigeración, según se describe en los diagramas de las figuras 3.2 y 3.3.

Entre las variables medidas en el software PAC PROJECT PRO para modelar el circuito de refrigeración se encuentran la temperatura y presión antes de la válvula de expansión, que corresponde al punto 3 del diagrama de Mollier. Luego, se midió la presión a la entrada del evaporador, aunque no se contaba con un sensor de temperatura en ese punto para determinar con precisión el estado termodinámico del refrigerante (punto 4 en el diagrama de Mollier). Se utilizaron sensores de presión diferencial para cuantificar la pérdida de presión en cada circuito del serpentín, como lo requiere la norma de testeo de aire acondicionado de ASHRAE. El proceso se considera isoentálpico al pasar por la válvula de expansión. Sin embargo, al no contar con las diferencias de presión entre la entrada y la salida del evaporador, no se pudo determinar si el refrigerante se mantuvo isoentálpico durante el paso por la válvula de expansión

ni en qué estado se encontraba al entrar al evaporador (líquido comprimido, líquido saturado o mezcla).

El siguiente dato medido por el software corresponde a la temperatura del refrigerante después del evaporador. Sin embargo, debido a la falta de un sensor de presión en ese punto, no es posible determinar con precisión el estado termodinámico del refrigerante en el punto 1. Por lo tanto, no se sabe si el refrigerante sale del evaporador en estado de mezcla, vapor saturado o sobrecalentado, ya que no hay sensores de presión diferencial habilitados para conocer la diferencia de presión en la entrada y salida del serpentín.

Además de las variables obtenidas mediante el software, se pueden utilizar las lecturas análogas del sistema para caracterizar el punto 1. Se cuenta con la presión de succión y descarga del compresor, medidos mediante los manómetros de alta y baja. Estos datos permiten conocer a qué presión llega el refrigerante al compresor y hasta qué valor se comprime. Esto ayuda a comprender a qué presión opera el condensador (punto 2), ya que se comprime hasta alcanzar la presión de operación de este componente, y, debido a la configuración del ventilador del condensador, se puede aproximar ese valor de temperatura para caracterizar el punto de operación.

No obstante, el punto más importante del estudio es comprender el funcionamiento del evaporador. Con este objetivo, se analizó la presión en el serpentín para cuantificar la pérdida de carga entre el distribuidor y el comienzo del colector (o salida del primer circuito). Para ello, se conectó un manómetro en la válvula de conexión del colector, donde se encontraba la conexión del sensor de presión diferencial ΔP_{rc} , como se muestra en la Figura 3.7. Este procedimiento fue descrito por el estudiante del proyecto previo del túnel.



Figura 3.7: Conexión manómetro en colector.

Con esta medición, se pudo verificar la existencia de una pérdida de presión de aproximadamente 2,15 [bar], un valor que excede el rango de operación de los sensores de presión diferencial instalados en el evaporador (0 – 1 [bar]). Esta comprobación respalda la hipótesis de un error en las lecturas del software. Además, se tenía la intención de realizar la misma medición con respecto al distribuidor y salida del colector para cuantificar el valor de ΔP_{rf} . Sin embargo, se encontraron dificultades para desconectar la válvula a la salida del colector, lo que requirió el apoyo de INTERCAL para esta tarea. Al comunicarse con ellos, explicaron que este procedimiento no estaba permitido debido a que las válvulas instaladas en estos sensores eran de descarga y no del tipo SCHRADER, que es el tipo comúnmente utilizado para conectar y desconectar instrumentos de medición. Esto podría explicar las fugas y pérdidas de refrigerante encontradas en el sistema.

3.3.2 Requerimientos para Caracterización del Sistema y Cumplimiento de Objetivos

Con el objetivo de lograr una caracterización más completa del ciclo de refrigeración y realizar un análisis termodinámico y de transferencia de calor más preciso en el intercambiador de calor, se tomó la decisión de instalar sensores de temperatura en los puntos de entrada y salida de cada circuito del serpentín, generando así cuatro nuevos puntos de medición. Esta implementación fue factible gracias a la división del intercambiador en dos circuitos simétricos, lo que permitió un análisis exhaustivo de cada segmento del evaporador. En colaboración con el ingeniero electrónico del DIMEC, se procedió a la instalación de los cuatro puntos de medición en las ubicaciones específicas indicadas y señaladas en la Figura 3.9 y la Tabla 3.7.

Adicionalmente, era necesario determinar la presión a la salida del evaporador para poder caracterizar el punto 1 del diagrama $P-h$. Al analizar la línea de refrigerante a la salida del serpentín, se encontró una válvula tipo SCHRADER que permitió la instalación de un manómetro de glicerina, tal como se muestra en la Figura 3.8, y con las especificaciones detalladas en la Tabla 3.7. De esta manera, se puede identificar correctamente el estado termodinámico del refrigerante y completar la información necesaria para un análisis exhaustivo del sistema de refrigeración.



Figura 3.8: Manómetro de glicerina posterior al evaporador, en la línea exterior del túnel.

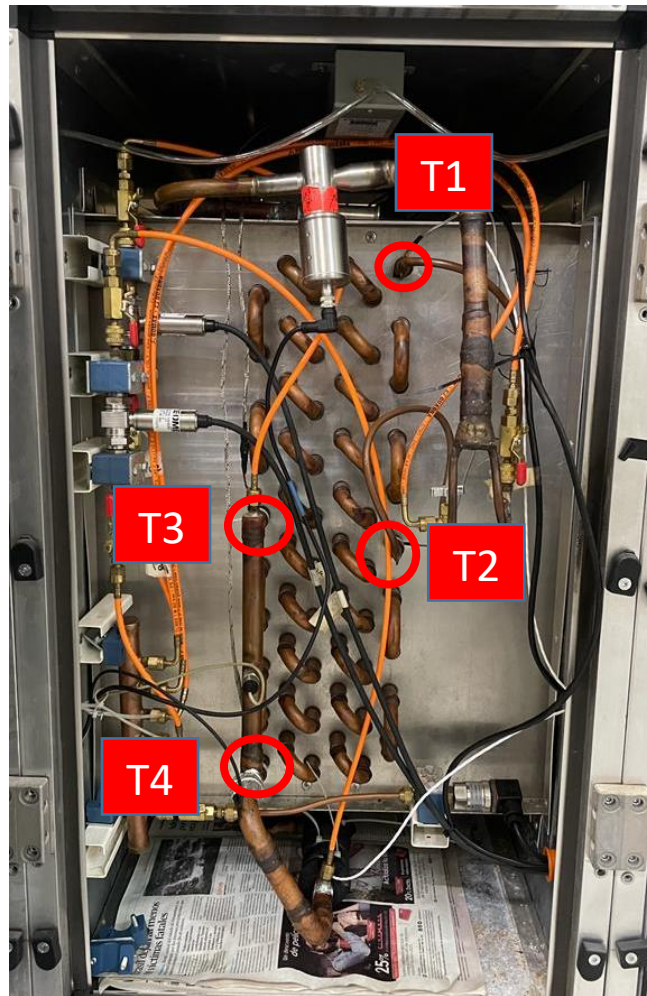


Figura 3.9: Nuevos puntos de medición para sensores tipo K.

Tabla 3.7: Instrumentos de medición instalados según necesidades para caracterización del sistema.

Variable	Subsistema	Ubicación	Rango de Medición
<i>T1</i>	Ciclo de Refrigeración	Entrada Circuito 1 Serpentín	-200 – 1100 [°C]
<i>T2</i>	Ciclo de Refrigeración	Salida Circuito 1 Serpentín	-200 – 1100 [°C]
<i>T3</i>	Ciclo de Refrigeración	Entrada Circuito 2 Serpentín	-200 – 1100 [°C]
<i>T4</i>	Ciclo de Refrigeración	Salida Circuito 2 Serpentín	-200 – 1100 [°C]
<i>PMI</i>	Ciclo de Refrigeración	Salida Serpentín	-1 – 16 [bar]

En la ubicación especificada se instalaron las termocuplas tipo K, que tienen un rango de medición de -200 – 1100 [°C]. Estas termocuplas miden la diferencia de temperatura entre los metales del termopar, lo que genera una tensión eléctrica (f_{em}) que es captada por el microcontrolador y luego convertida en una señal de temperatura en el computador.

Para leer y registrar estas temperaturas, se instaló el software COOLTERM en el PC del sistema, el cual registra las 4 variables *T1*, *T2*, *T3* y *T4*. Esta opción de medición fue elegida debido a que es más económica y no requería la instalación de módulos adicionales de temperatura en el PLC de OPTO22.

A continuación, se muestra el diagrama unilineal de los equipos e instrumentos de medición para la adecuada caracterización del sistema de refrigeración y como base para los análisis termodinámicos y de transferencia de calor del intercambiador.

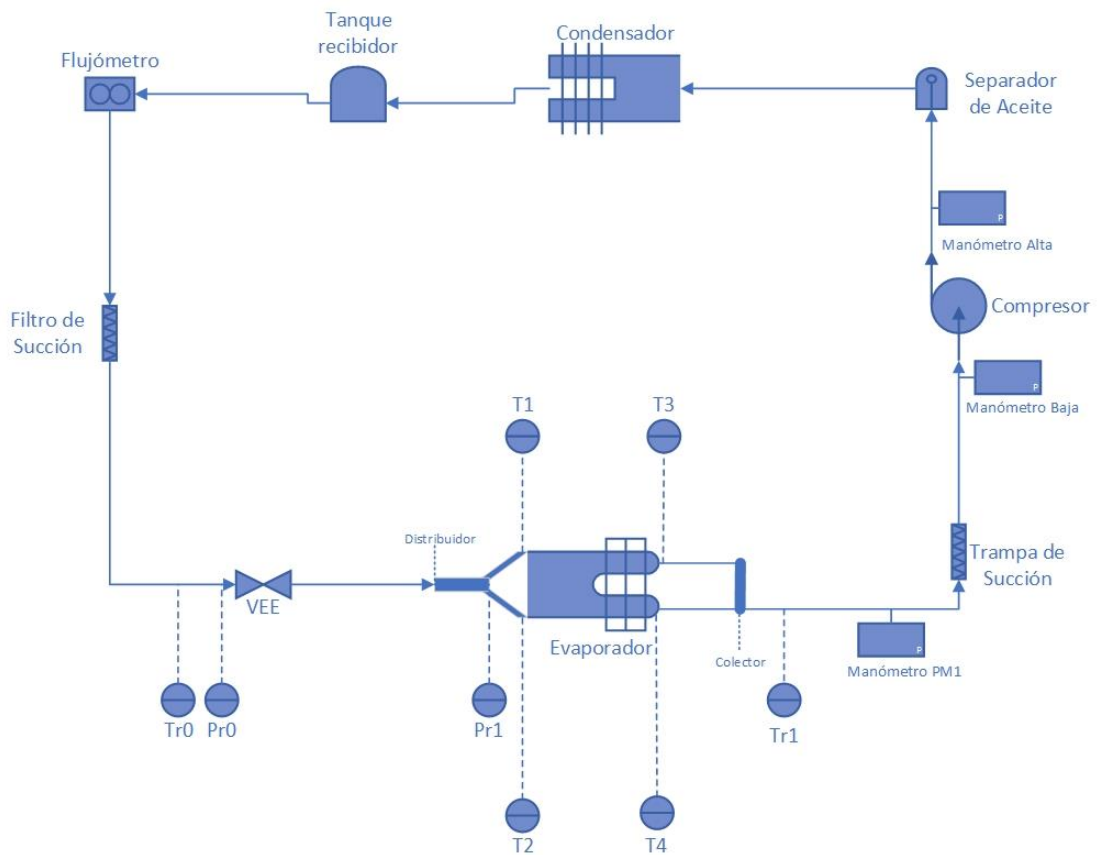


Figura 3.10: Diagrama unilineal final sistema de refrigeración.

Con el objetivo de facilitar el funcionamiento y la adquisición de datos del túnel de ensayo de intercambiadores de calor, se ha elaborado **Anexo C: Manual de funcionamiento y adquisición de datos**. Este documento proporciona instrucciones detalladas para el personal del laboratorio sobre cómo operar el túnel de ensayo de manera efectiva y cómo realizar la adquisición y registro de datos durante las pruebas. El manual se ha creado como resultado de las modificaciones realizadas en la adquisición de datos y tiene como fin garantizar la operación adecuada del túnel y la obtención precisa de datos para futuras investigaciones y análisis.

3.3.3 Ensayos de Operación del Sistema

Una vez completada la instalación de sensores y software para la adquisición de datos, se llevaron a cabo ensayos de operación con el fin de caracterizar el sistema y obtener una base de datos para análisis termodinámicos y de transferencia de calor.

Los ensayos se dividieron en tres etapas de potencia correspondientes a las opciones de calefacción o carga térmica disponibles en el sistema. Las etapas y los ensayos realizados son los siguientes:

Tabla 3.8: Etapas y Potencia Calefactor.

Etapas	Potencia [kW]
1	6,64
2	1,2
3	1,2

Tabla 3.9: Potencias de los distintos ensayos de caracterización realizados.

Ensayo	Etapas	Potencia total [kW]
1	1	6,64
2	1+2	7,84
3	1+2+3	9,04

Cada ensayo tuvo una duración de 4 horas, con los primeros 60 minutos dedicados a la estabilización del sistema y las siguientes 3 horas para la adquisición de datos de los sensores instalados. Los registros de las variables electrónicas se realizaron cada 5 segundos durante todo el periodo de adquisición, mientras que las variables análogas se registraron en un periodo de 60 segundos cada una hora.

Es importante destacar que se optó por obtener valores representativos promediando las mediciones de todas las variables. Además, para obtener las temperaturas a la

entrada y salida del intercambiador de calor ($T1$ y $T3$, así como $T2$ y $T4$), se realizaron promedios entre estas variables, asignándolas como Tr_{in} y Tr_{out} para los cálculos posteriores. Del mismo modo, se promediaron las temperaturas del aire a la entrada y salida del evaporador ($T3db$ y $T3wb$, así como $T4db$ y $T4wb$), y se las asignó como Ta_{in} y Ta_{out} . Por otro lado, la variable Qa del ventilador radial se mantuvo constante en 3180 [m^3/h], ya que no fue posible modificarla a diferencia de otras variables del sistema.

Utilizando los datos de los fluidos en las entradas, se procedió a obtener las propiedades termofísicas necesarias para llevar a cabo una caracterización completa. El enfoque principal se centró en determinar las densidades y entalpías relevantes para el análisis. Para obtener dichos valores, se recurrió al sitio web del NIST (Instituto Nacional de Estándares y Tecnología de Estados Unidos), una fuente confiable y reconocida en el ámbito de la investigación y referencia de propiedades de sustancias.

Capítulo 4 Modelo de Transferencia de Calor

Para alcanzar los objetivos de calcular el rendimiento del intercambiador de calor y su coeficiente global de transferencia de calor U , se utilizará la metodología P - NTU . Esta metodología es una herramienta completa que permite calcular la efectividad de temperatura P , representando el rendimiento térmico, y relacionarla con el número adimensional NTU . Utilizando la relación (15), se calculará el coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador.

Se muestra en la Figura 4.1 un esquema del intercambiador de tubos con aletas planas, en el cual se representan los flujos de los fluidos involucrados en el proceso de transferencia de calor del evaporador.

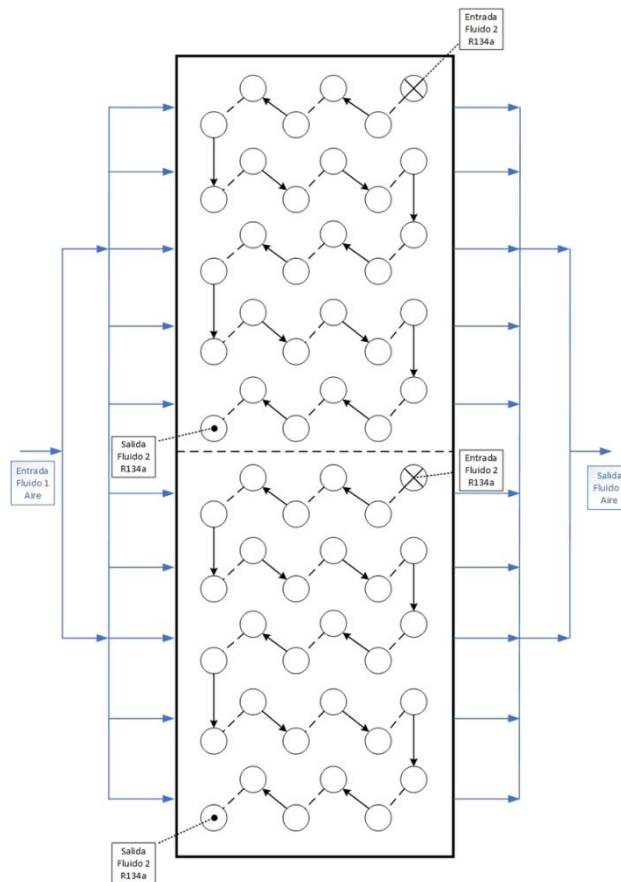


Figura 4.1: Diagrama del intercambiador de calor del túnel que muestra la trayectoria de los fluidos 1 y 2.

Se ha definido, de acuerdo con el método $P\text{-}NTU$, al fluido 1 como el aire y al fluido 2 como el refrigerante. Esta elección se basa en el hecho de que, al ser evaporado por el serpentín, el refrigerante experimenta un cambio de fase bajo los supuestos establecidos, lo que implicaría que la relación de efectividad de temperatura (21) para el refrigerante como fluido 1 sería igual a 0. Sin embargo, esto resulta inválido, dado que existe transferencia de calor del aire al refrigerante.

Al considerar el aire como fluido 1 y el refrigerante como fluido 2, el análisis proporcionará resultados más razonables en la transferencia de calor. La efectividad de temperatura se determinará únicamente por la diferencia de temperatura del aire a la entrada y salida del intercambiador, ya que este no experimenta un cambio de fase.

En el proceso, el aire atravesará el intercambiador como un solo flujo, dividiendo uniformemente las corrientes de fluido en paralelo a lo largo de la altura del intercambiador de calor (L_3). Por otro lado, el refrigerante se dividirá en dos corrientes a través del distribuidor, ingresando en cada circuito y avanzando en serie y en flujo cruzado a través de los múltiples pasos o tubos del intercambiador hasta la salida del circuito. Luego, al salir de los circuitos, las dos corrientes de refrigerante se unen en el colector.

En cada circuito, el refrigerante recorrerá las filas en direcciones de contraflujo general y flujo paralelo general en relación con la corriente de aire que atraviesa el circuito de manera cruzada. El proceso es el siguiente: en la primera fila, el refrigerante avanza en contraflujo general hasta llegar al extremo del intercambiador; luego, desciende a la siguiente fila y recorre los tubos como un flujo paralelo general hasta alcanzar el otro extremo del intercambiador. Este proceso se repite hasta llegar a la salida del circuito. Esto resultará en un recorrido de 5 filas de refrigerante en flujo cruzado, donde las filas 1, 3 y 5 estarán en contraflujo general, mientras que las filas 2 y 4 estarán en flujo paralelo en general.

Cada circuito del intercambiador es simétrico, con el refrigerante distribuido uniformemente entre ambos, generando un funcionamiento paralelo. Similarmente, el aire atraviesa el intercambiador como un solo flujo que se divide en dos flujos. Sin embargo, debido a la configuración de acoplamiento en paralelo presentada en el punto 2.3.8.3 del Capítulo 2 – Marco Teórico, donde el fluido 1 atraviesa los dos intercambiadores en serie, mientras el fluido 2 se divide en dos flujos paralelos que pasa por ambos, esta representación no es adecuada para nuestro sistema, ya que no existe una configuración que permita analizar dos fluidos dividiéndose en 2 flujos paralelos simultáneamente. Para resolver este problema, se propone modelar solo uno de los circuitos, como se muestra en la Figura 4.2. De esta manera, dividiremos en dos el flujo másico del refrigerante y del aire, junto con el área de transferencia de calor, para obtener un valor representativo en el análisis del intercambiador de calor.

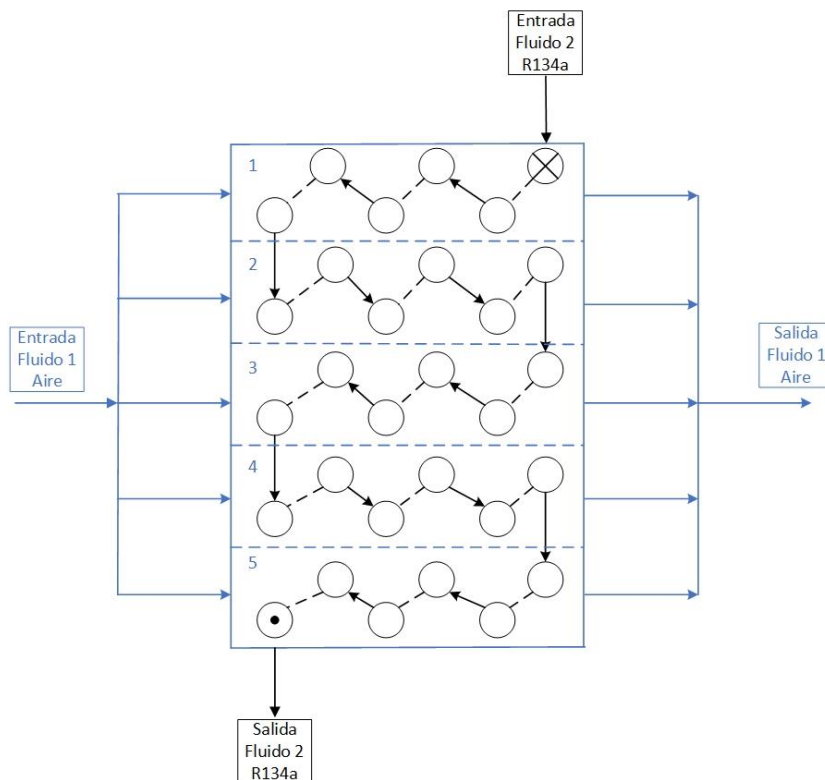


Figura 4.2: Esquema del circuito del Intercambiador de Calor con sus respectivas filas.

Cada tubo del evaporador se puede representar como la relación P - NTU para un intercambiador o paso de flujo cruzado de la Figura 2.22, donde el fluido 1 (aire), se encuentra sin mezclar y el fluido 2 (refrigerante) se encuentra mezclado. Por lo tanto, en cada una de las 5 filas del circuito tendremos 6 tubos (pasos) de flujo cruzado. Los cuales cada uno se definen por la relación (29) y (30) para la efectividad de temperatura.

Una vez definido cada tubo, como se mencionó previamente, se hace el acoplamiento de cada fila de tubos, en donde las filas 1, 3 y 5 como se muestra en la Figura 4.2, tienen una disposición de acoplamiento en serie en contraflujo general, por lo cual se ocupa este tipo de acoplamiento presentado en el Punto 2.3.8.1 y se define la efectividad de temperatura de las filas mediante la relación (33), donde R_I se encuentra dividido en 5 debido a la división del flujo en las 5 corrientes de aire, de forma similar a la relación (38) y (39).

Del mismo modo, las filas 2 y 4, están en una disposición de acoplamiento en serie en flujo paralelo general, por lo cual se ocupa este tipo de acoplamiento, de la misma forma que el presentado en el Punto 2.3.8.2 y se define la efectividad de temperatura de las filas mediante la relación (36), y al igual que la relación de acoplamiento en serie definida en el párrafo anterior, R_I se encuentra dividido en 5.

Una vez definida cada fila acoplada, se pueden relacionar todas las filas mediante la relación de acoplamiento en paralelo definida en el Punto 2.3.8.3, sin embargo, esta relación indica que el fluido 2 es el que se divide en las corrientes en paralelo y el fluido 1 es el que está en serie, por lo cual la relación (40) se tiene que modificar para nuestra configuración. Si alternamos el orden de los fluidos 1 y 2 de la relación (40), como el fluido 1 el que se separa en 5 corrientes obtenemos:

$$P_2 = 1 - \prod_{i=1}^5 (1 - P_{2,A_i}) \quad (51)$$

Sin embargo, nosotros necesitamos la efectividad de temperatura del fluido 1, por lo que al ocupar la relación (27) obtenemos:

$$P_1 = \frac{1}{R1} * \left(1 - \prod_{i=1}^5 \left(1 - P_{1,A_i} * \frac{R1}{5}\right)\right) \quad (52)$$

Donde P_{1,A_i} es la efectividad de temperatura de los acoples de cada fila calculados anteriormente.

Por lo tanto, el modelo de los tubos acoplados tanto en serie como paralelo para el intercambiador de tubos con aletas planas es el siguiente:

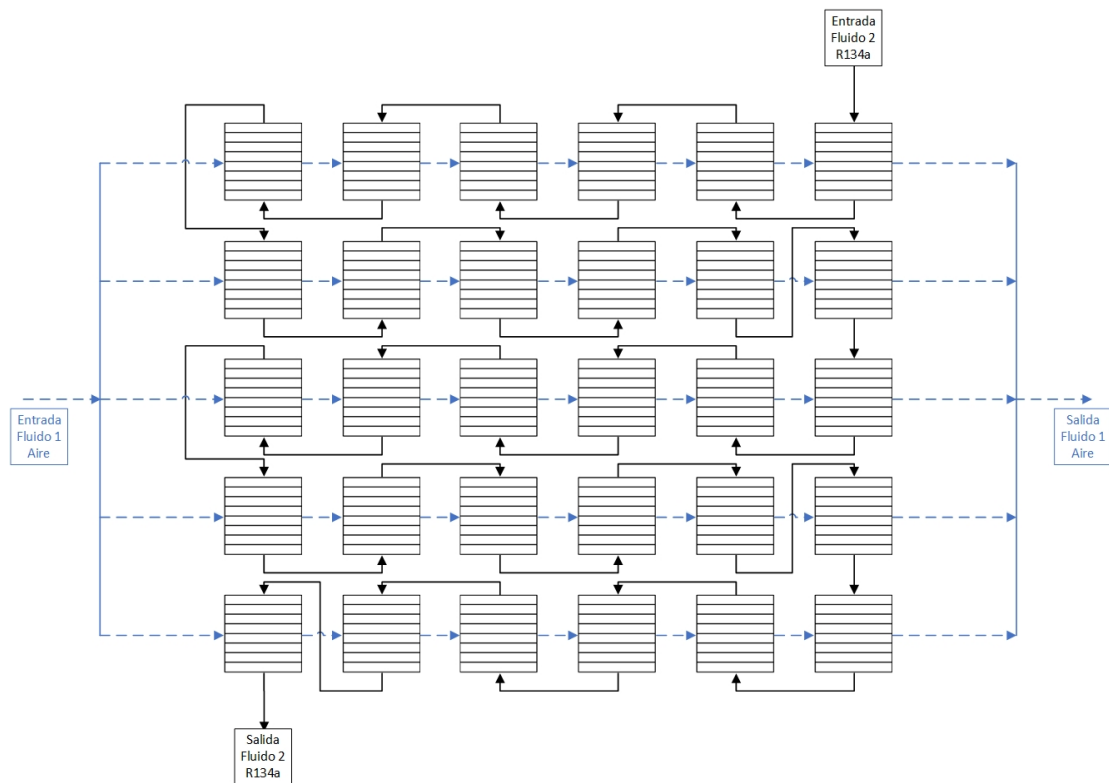


Figura 4.3: Modelo de acoplamiento para el circuito del Intercambiador de Calor.

Y la expresión global de la efectividad de temperatura para el intercambiador de calor es la siguiente:

$$P_1 = \frac{1}{R1} * \left[1 - \left(1 - P_c * \frac{R1}{5} \right)^3 * \left(1 - P_p * \frac{R1}{5} \right)^2 \right] \quad (53)$$

Donde los términos P_c y P_p corresponde a los acoples en serie en contraflujo y flujo paralelo respectivamente.

$$P_c = \frac{\left[\left(1 - \frac{R1}{5} * P_{1,p} \right) / (1 - P_{1,p}) \right]^6 - 1}{\left[\left(1 - \frac{R1}{5} * P_{1,p} \right) / (1 - P_{1,p}) \right]^6 - \frac{R1}{5}} \quad (54)$$

$$P_p = \frac{1}{\left(1 + \frac{R1}{5} \right)} * \left\{ 1 - \left[1 - \left(1 + \frac{R1}{5} \right) * P_{1,p} \right]^6 \right\} \quad (55)$$

Y el término $P_{1,p}$ corresponde a la función de flujo cruzado para cada tubo, (29) y (30).

$$P_{1,p} = \frac{1 - \exp \left(- \left(1 - \exp(-NTU_1) \right) * \frac{R_1}{5} \right)}{\frac{R_1}{5}} \quad (56)$$

4.1 Determinación Experimental de la Efectividad y Coeficiente Global de Transferencia de Calor

Una vez recolectados los datos de cada variable en la que opera el sistema, y formulado el modelo del intercambiador de calor de múltiples pasos, con acoplamiento en paralelo para el aire y en serie para el refrigerante, se procede a desarrollar un código en el software MATLAB para determinar experimentalmente la efectividad de temperatura

P_{1e} . A partir de este valor, se calcula el NTU del intercambiador en su estado operativo actual mediante la relación (52). Una vez obtenido el valor de NTU , se emplea la relación (15) para calcular el coeficiente global de transferencia de calor del lado del aire, U .

Es importante mencionar que, debido al proceso de cambio de fase del refrigerante en el evaporador, su calor específico se vuelve indeterminado al pasar de líquido a gas. Por ende, se hace necesario adecuar los métodos utilizados en el análisis de transferencia de calor para abordar esta situación.

Para resolver este desafío, se relaciona la tasa de transferencia de calor mediante un balance de energía utilizando la relación (3). De esta forma se calcula un calor específico equivalente $c_{p,ref,eq}$ para el cambio de fase del refrigerante. Esta aproximación nos permite considerar ciertos aspectos del cambio de fase del refrigerante, pero es importante tener en cuenta que puede no reflejar completamente la complejidad del fenómeno.

Los parámetros del área total de transferencia de calor del intercambiador, que se utilizan en la relación (50), se presentan a continuación:

Tabla 4.1: Parámetros geométricos Intercambiador de Calor del Túnel.

Parámetro	Valor
d_i	15,2 [mm]
d_o	16 [mm]
L_1	600 [mm]
L_2	180 [mm]
L_3	600 [mm]
δ	0,250 [mm]
N_t	60 [-]

X_l	30 [mm]
X_t	60 [mm]
p	3 [mm]
N_a	185 [-]
N_f	308 [aletas/mm]
A_p	1,890 [m ²]
A_f	35,54 [m ²]
A	37,44[m ²]

Es importante mencionar que, como se indicó previamente, el área total de transferencia de calor utilizada para el cálculo de U será dividida en dos, al igual que los flujos máxicos de los fluidos. Esto se debe a que los cálculos se realizarán proporcionalmente para un solo circuito del intercambiador de calor.

El código para calcular las variables especificadas (P , NTU , U) se encuentra en el **Anexo D: Código cálculo P-NTU, U.**, este ocupa un método de aproximaciones sucesivas, el cual establece un valor inicial de NTU para cada paso o tubo, el cual se va iterando, incrementando el valor de NTU gradualmente hasta que P_1 alcanza el valor de $P_{1,e}$, el cual corresponde a la efectividad de temperatura medida experimentalmente del sistema. Una vez que se alcanza el valor objetivo de $P_{1,e}$, se procede al cálculo de U , y se relaciona la variable P con la efectividad ε mediante la relación (23). Esto proporciona resultados robustos, fundamentales para evaluar el rendimiento del sistema y realizar análisis termodinámicos y de transferencia de calor, completando así la caracterización integral tanto del ciclo de refrigeración como del sistema de circulación de aire.

A continuación, se presenta el diagrama de flujo que ilustra el algoritmo utilizado en el código del **Anexo D**:

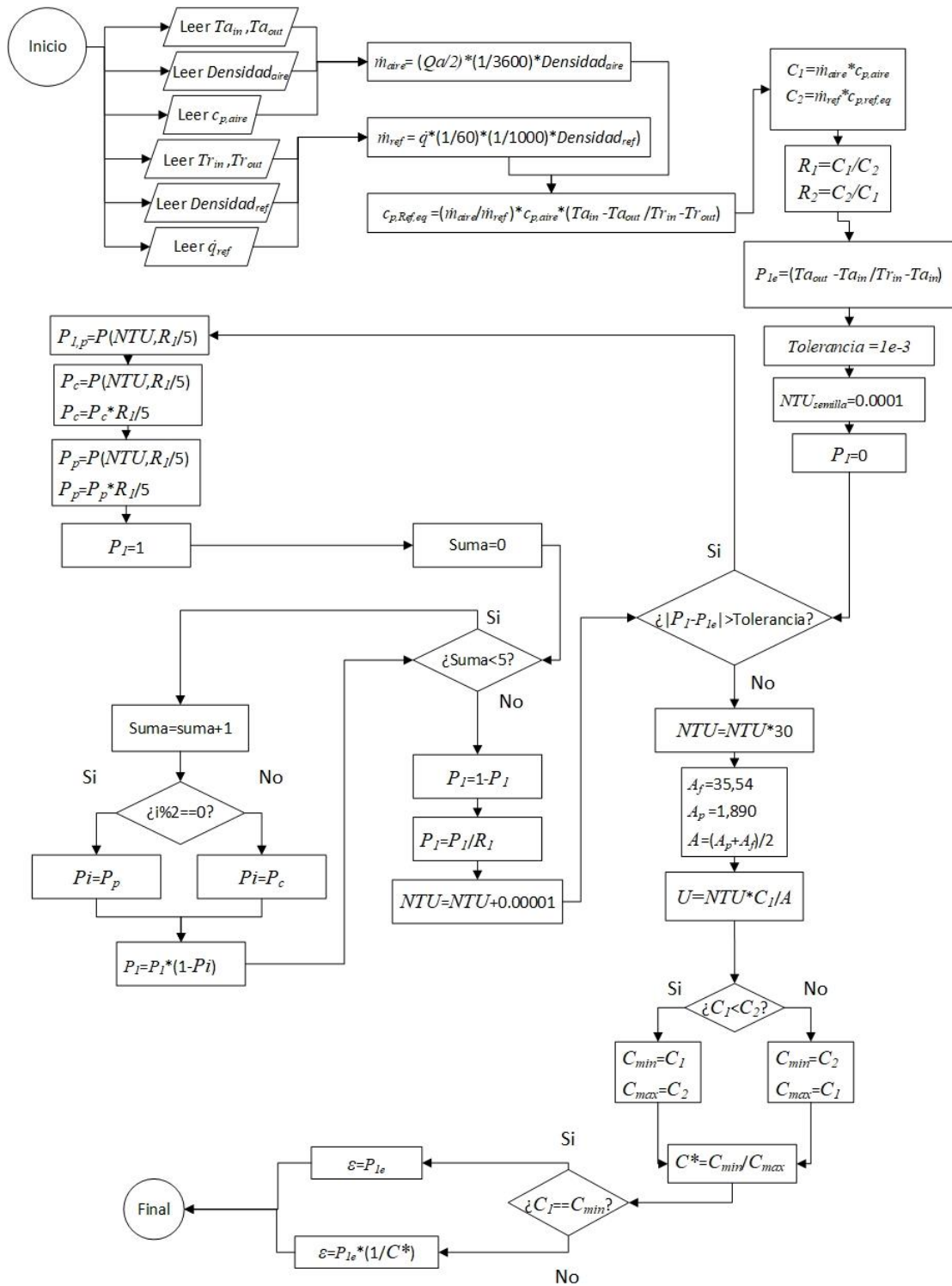


Figura 4.4: Diagrama de flujo de algoritmo del código utilizado para el método P-NTU, rendimiento y cálculo de U.

U.

Capítulo 5 Resultados y Análisis

Se presentan a continuación los resultados y análisis obtenidos de los tres ensayos de operación del sistema. Esto incluye la caracterización del ciclo de refrigeración, el cálculo de la efectividad de temperatura experimental y rendimiento, así como el coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador de calor en función de su modo operativo.

5.1 Ensayo 1, Potencia 6,64 [kW]

A continuación, se presentan las variables registradas por los softwares COOLTERM y PAC PROJECT PRO durante el ensayo, junto con los detalles completos de las variables medidas electrónicamente, que se encuentran en el **Anexo E: Variables de Temperatura y Presión - Ensayo 1**. Es importante mencionar que los valores de las temperaturas medidas se truncaron a la décima para asegurar un menor error en las lecturas y cálculos posteriores.

Tabla 5.1: Valores variables PAC PROJECT PRO - Ensayo 1.

Variable	Valor
$T_{a_{in}}$	23,6 [°C]
$T_{a_{out}}$	17,7 [°C]
$T_{r_{in}}$	14,9 [°C]
$T_{r_{out}}$	9,2 [°C]
$T5_{3db}$	22,2 [°C]
$T5_{4db}$	17,6 [°C]
$Tr0$	31,3 [°C]
$Tr1$	10,6 [°C]
$Pr0$	8,461 [bar]
$Pr1$	5,847 [bar]

Además, se presentan las variables leídas análogamente.

Tabla 5.2: Valores variables análogas - Ensayo 1.

Variable	Valor
<i>Temperatura Ambiental</i>	15 [°C]
<i>Presión Atmosférica</i>	0,989 [bar]
<i>Qa</i>	3180 [m ³ /h]
<i>q_{ref}</i>	7,87 [lt/min]
<i>Manómetro Baja</i>	1,539 [bar]
<i>Manómetro Alta</i>	8,989 [bar]
<i>PM1</i>	3,745 [bar]

Cabe destacar que las presiones mostradas se encuentran en valores absolutos. A las lecturas registradas en valores manométricos se les sumó la presión atmosférica presentada anteriormente.

5.1.1 Caracterización Ciclo de Refrigeración

A continuación, se presenta el diagrama unilineal del ciclo de refrigeración, con los datos mencionados anteriormente y los puntos correspondientes a los estados que se definirán en el diagrama de Mollier, siguiendo el enfoque presentado en la Figura 2.27.

En adición a los puntos previamente expuestos, se introduce un nuevo estado denominado 1', el cual se localiza entre el evaporador y el compresor. Este estado se encuentra definido a partir de la medición proporcionada por *manómetro baja* conectado a la línea de succión del compresor, como se estableció anteriormente. Dado que en este punto la medición directa de la temperatura no está disponible, se presentan tres valores de temperatura cercanos a la salida del evaporador.

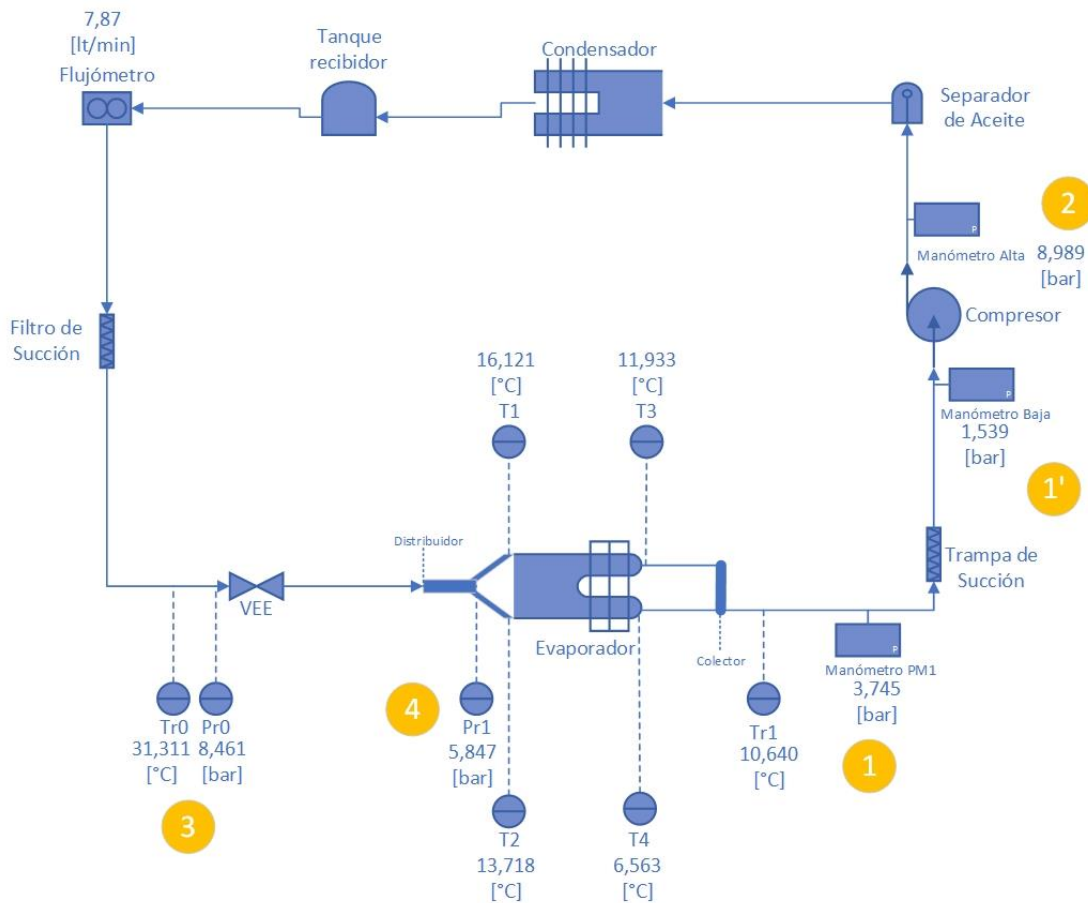


Figura 5.1: Diagrama unilineal con valores de variables - Ensayo 1.

Además, se muestran a continuación las propiedades termodinámicas del refrigerante R134a en los estados de interés, así como las propiedades del aire a la entrada del intercambiador de calor:

Tabla 5.3: Estados termodinámicos y propiedades termodinámicas R134a - Ensayo 1.

Estado	Temperatura [°C]	Presión [bar]	Densidad [kg/m ³]	Entalpía [kJ/kg]	c _p [kJ/kg*K]
1	9,2	3,745	18,093	404,72	0,925
	10,6	3,745	17,962	406,01	0,923
1'	9	1,539	6,964	409,93	0,841

	10	1,539	6,936	410,77	0,843
	10,6	1,539	6,918	411,31	0,842
2	40	8,989	42,715	422,34	1,079
	45	8,989	41,419	427,68	1,058
	50	8,989	40,247	432,94	1,044
3	31,3	8,461	1182,6	243,62	1,452
4	14,9	5,847	1244,2	220,38	1,386

Se presentan las propiedades termofísicas del aire a presión atmosférica:

Tabla 5.4: Propiedades termofísicas aire - Ensayo 1.

Estado	Temperatura [°C]	Presión [bar]	Densidad [kg/m ³]	Entalpía [kJ/kg]	c_p [kJ/kg*K]
<i>T_{in}</i>	23,6	0,989	1,161	423,00	1,006
<i>T_{out}</i>	17,7	0,989	1,185	417,12	1,006

Una vez que se han presentado los datos medidos de las variables, junto con sus propiedades termofísicas, se procede a formular el diagrama de Mollier correspondiente al ciclo de refrigeración.

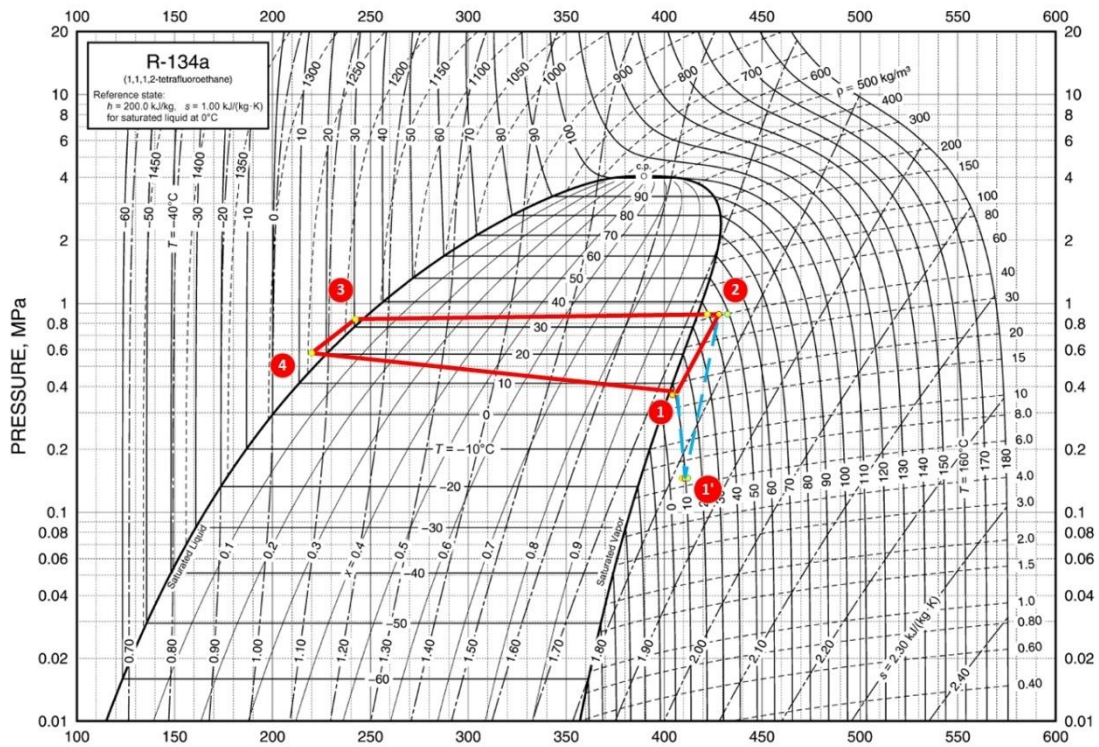


Figura 5.2: Caracterización ciclo de refrigeración - Ensayo 1.

5.1.2 Efectividad de Temperatura, Rendimiento, NTU y Coeficiente global de Transferencia de Calor

Mediante el código presentado en el **Anexo D** se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 5.5: Resultados análisis termodinámico y rendimiento - Ensayo 1.

Variable	Valor
$C_{p,ref,eq}$	6,510 [kJ/kg*K]
R_1	0,97 [-]
$P_{1,e}$	0,675 [-]
P_1	0,575 [-]
ε	0,675 [-]
NTU	9 [-]

U	248,3 [W/m ² *K]
-----	-----------------------------

5.1.3 Análisis de Resultados

Las temperaturas registradas por los softwares tienen sentido en cuanto al propósito de los equipos instalados.

Para el sistema de circulación de aire, medido a presión atmosférica, se pudo registrar la temperatura de entrada del aire $T_{a_{in}}$ la cual al pasar por el intercambiador de calor descendió un 24,8 % convirtiéndose en $T_{a_{out}}$, generando un ΔT_h de 5,8 [°C].

En cuanto al refrigerante, las temperaturas de entrada y salida del evaporador dependen del circuito analizado. Para el circuito 1, las temperaturas de entrada y salida fueron de 16,1 [°C] y 13,7 [°C], respectivamente. Para el circuito 2, las correspondientes temperaturas fueron de 11,9 [°C] y 6,5 [°C]. Este comportamiento se debe al efecto COANDA, un fenómeno de la dinámica de fluidos, donde el aire, al fluir sobre una superficie curva, se adhiere a la zona externa de las paredes, generando un efecto de adherencia y curvatura en el fluido. Como resultado, el circuito 2 recibe un mayor flujo másico de aire, lo que implica una mayor transferencia de calor debido a la relación (2). Para evitar errores causados por este fenómeno, se tomaron las temperaturas promedio de $T1$ y $T3$, así como de $T2$ y $T4$, para obtener Tr_{in} y Tr_{out} , respectivamente. La diferencia de temperaturas del refrigerante entre la entrada y salida del intercambiador presenta un ΔT_c de 5,672 [°C], siendo mayor la temperatura a la entrada del evaporador, lo que genera incertidumbre en el proceso de transferencia de calor. A pesar de que la temperatura del aire desciende, la del refrigerante no aumenta debido a que el proceso de cambio de fase teóricamente ocurre a temperatura y presión constantes, como se puede apreciar en la Figura 5.3.

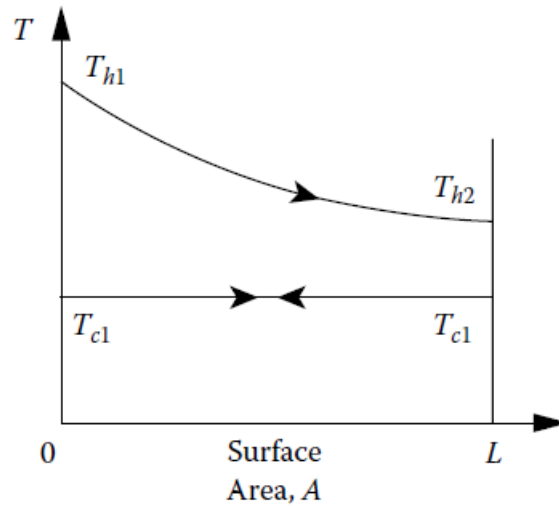


Figura 5.3: Temperaturas intercambio de Calor evaporativo. [2]

Los subíndices h y c representan el fluido caliente y el fluido frío, respectivamente, mientras que los subíndices 1 y 2 representan los fluidos de entrada y salida. En un cambio de fase ideal, la temperatura Tr_{out} debería igualar a Tr_{in} . Sin embargo, debido a las pérdidas de presión que experimenta el refrigerante en su recorrido por el serpentín, se producen pérdidas de temperatura. Esto se observa en parte en la Figura 5.4, donde se representa un proceso de cambio de fase entre los fluidos en un intercambiador, donde el fluido 2 atraviesa un cambio de fase, evidenciándose las etapas de calentamiento del líquido hasta alcanzar la región de saturación. Posteriormente, se produce la evaporación y finalmente la zona donde el fluido se encuentra sobrecalentado en forma de vapor. Podemos esquematizar nuestro proceso similarmente al de la figura 5.4 como se muestra en la Figura 5.5.

Además, se puede observar que el promedio entre $T3$ y $T4$ es consistente con el valor de $Tr1$, con una diferencia de $1,392$ [°C]. Esto puede deberse a la mezcla de los fluidos y a las posibles incertidumbres en las mediciones de temperatura por parte de los sensores.

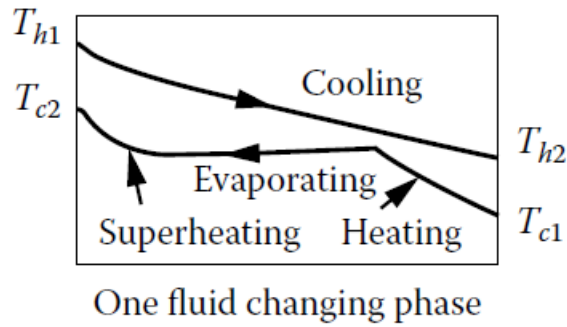


Figura 5.4: Temperaturas de entrada y salida de los fluidos, con el fluido 2 con cambio de fase de líquido a vapor. [2]

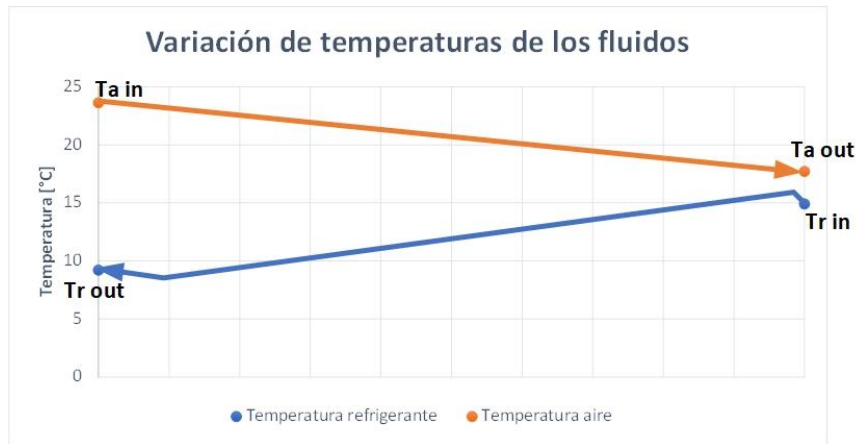


Figura 5.5: Variación de temperaturas de los fluidos ensayo - 1.

En el diagrama de Mollier de la Figura 5.2, se puede observar que el ciclo de refrigeración de nuestro sistema presenta muchas similitudes con el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor, presentado en la Figura 2.27 del Capítulo 2. Sin embargo, a continuación, detallaremos cada estado descrito en la Tabla 5.3.

Comenzando con el estado 1, se analizó la presión que entregaba el manómetro después del intercambiador de calor. Al mantenerla constante, se evaluaron las temperaturas Tr_{out} y el promedio de T_3 y T_4 . Dado que ambas temperaturas eran muy cercanas, la diferencia de entalpía entre estos puntos resultó insignificante, ubicándolos muy próximos en el diagrama de Mollier, en la región de vapor sobrecalentado. Se puede

observar que, a la salida del intercambiador, el refrigerante sale totalmente en estado de vapor sobrecalentado, lo que es un buen indicio de que el potencial del refrigerante para absorber calor por cambio de fase se aprovecha íntegramente.

No obstante, el propósito del controlador electrónico de la válvula de expansión electrónica es generar una diferencia de sobrecalentamiento a la salida del evaporador, seteada en 10 [K], valor que no se cumple al salir de la región de mezcla saturada en el diagrama de Mollier. Por este motivo, si se lograra el sobrecalentamiento deseado, el compresor ejercería menos trabajo sobre el refrigerante al comprimirlo hasta la presión del condensador, lo que significaría un ahorro de energía. Sin embargo, con la caída de presión en su llegada al punto 1', la diferencia de entalpía se disminuye, lo que a su vez disminuye el trabajo del compresor, si la temperatura se mantuviese constante. No se puede determinar con certeza el estado exacto en la succión del compresor, ya que no existen sensores de temperatura en ese punto. Por esta razón, se presentaron tres distintos valores de temperatura, desde 9 [°C] hasta la temperatura de salida del evaporador Tr_1 . De esta manera, se puede aproximar el punto de estado, el cual, según lo mostrado en el diagrama del ensayo 1, se encuentra muy cercano entre sí. La caída de presión entre 1 y 1' se puede atribuir a la trampa ubicada en la línea de succión del compresor. Si la expansión se supone isoentálpica, no habría efecto sobre el trabajo del compresor.

El compresor lleva al refrigerante al estado 2, donde, al igual que en el estado 1', no se dispone de un sensor de temperatura para determinar exactamente ese punto. No obstante, utilizando la información del controlador del ventilador del condensador, se sabe que se activa para mantener una condensación controlada a 40[°C]. Aunque este valor es variable, se presentaron tres temperaturas cercanas a este punto para tener una visión más amplia.

Continuando con el recorrido del refrigerante, al encontrarse en estado líquido y dirigirse hacia la válvula de expansión electrónica (VEE), se observa que la pérdida de

presión entre el condensador y la válvula de expansión es moderada, alrededor de 0,5 [bar].

Al atravesar la válvula de expansión electrónica, desde el punto 3 al punto 4, el refrigerante pierde presión, pero se mantiene como líquido comprimido. A diferencia del ciclo ideal de compresión por vapor, donde la válvula de expansión cumple un rol isoentálpico, en nuestro caso resulta ventajoso que el refrigerante entre como líquido comprimido. De esta manera, se aprovecha mejor el coeficiente de transferencia de calor del líquido, dado que es mayor en comparación con el estado de mezcla líquido-vapor. Esto se debe a que el gas tiene un coeficiente de transferencia de calor menor, y además se aprovecha íntegramente capacidad del refrigerante para absorber calor mediante un cambio de fase.

Analizando los valores obtenidos en el análisis térmico, se observa que la efectividad de temperatura medida experimentalmente y la efectividad corresponden a un rendimiento del intercambiador de calor del 67,5%. Sin embargo, al ejecutar el código iterativo, se nota que el valor de P_I nunca llega a alcanzar la efectividad de temperatura medida experimentalmente. Para obtener un valor más cercano, se reduce la tolerancia a 0,1 [-], logrando un P_I de aproximadamente 57,5%.

A medida que el código itera, el valor de NTU aumenta en cada paso. Aunque tienda a un número muy grande, el intercambiador nunca alcanza la efectividad de temperatura medida experimentalmente, quedando aproximadamente en un 65%.

Para presentar esto de manera más efectiva, la Figura 5.6 muestra la función de la efectividad de temperatura en relación con los valores individuales de NTU por paso y R_I , mientras que la Figura 5.7 ilustra la función de la efectividad de temperatura en función de los valores totales de NTU en el circuito y R_I . El NTU ilustrado en la Figura 5.6 corresponde al NTU individual o por paso del intercambiador, para el NTU del

circuito se tiene que sumar 30 veces cada valor individual de NTU , que contiene 30 pasos o tubos, tal como se ilustra en la Figura 5.7:

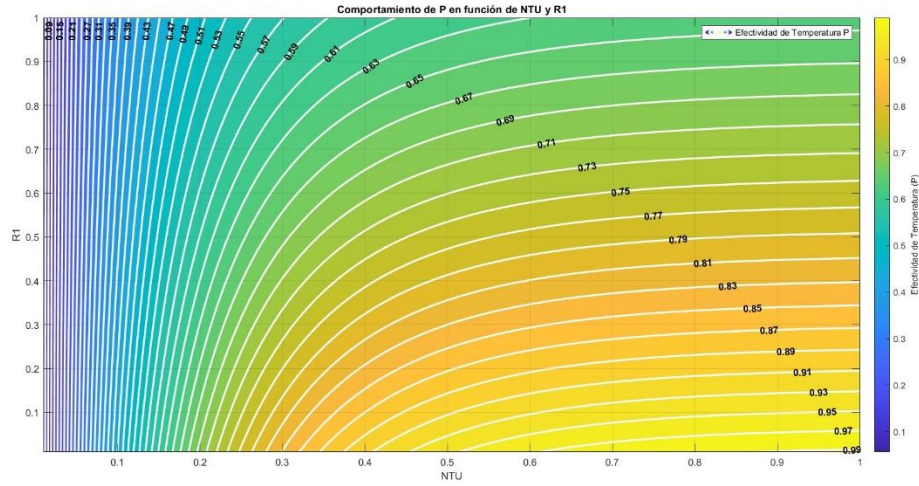


Figura 5.6: Comportamiento de P en función de NTU individual y R_1 .

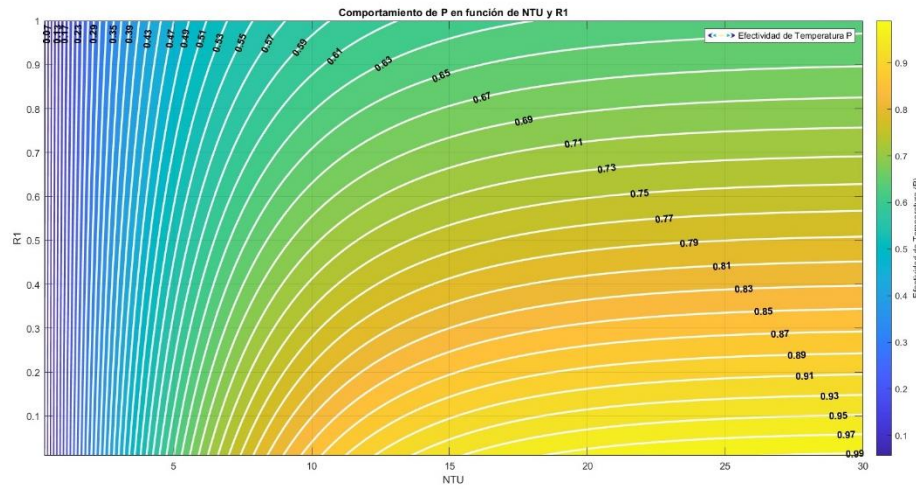


Figura 5.7: Comportamiento de P en función de NTU total y R_1 .

En estas representaciones gráficas, se puede apreciar cómo la intersección de los valores de NTU y R_1 , se refleja en un valor de P cercano al 57%. Sin embargo, para alcanzar el valor de P medido experimentalmente, que asciende al 67,5%, sería necesario reducir R_1 . Del mismo modo que en la relación (53), esto podría lograrse

mediante la disminución de la capacidad térmica del aire, implicando una reducción en la temperatura (y, por lo tanto, en la capacidad calorífica específica, c_p) o reducir el flujo másico. Alternativamente, se podría aumentar la capacidad térmica del refrigerante, o cual requeriría elevar la temperatura del líquido refrigerante (y, en consecuencia, su c_p) o aumentar su flujo másico. Es fundamental analizar bien estos valores a la hora de considerar una implementación, dado que modificar las capacidades caloríficas de los fluidos cambiará el c_p del refrigerante según los supuestos iniciales. Además, la modificación del valor de NTU dependerá del coeficiente de transferencia de calor y de C_{min} , que a su vez también depende del flujo másico del aire y su estado termodinámico.

La Figura 5.8 presenta P_1 (eje Z) en relación con NTU (eje X) y R_1 (eje Y) para brindar una visión amplia del comportamiento. Se destacan los valores de P_1 según los parámetros previamente mencionados, y se identifican las áreas con diferentes valores de P_1 para cada componente (NTU , R_1).

Las ecuaciones planteadas para el arreglo del intercambiador de calor muestran que se llega al valor límite que puede tener la configuración. Esto explica que con la combinación de NTU y R_1 para el ensayo 1 no se puede obtener otro valor superior de P_1 . La diferencia entre el valor experimental alcanzado y los cálculos realizados se debe a las suposiciones hechas para este cálculo, como la aproximación del comportamiento del calor específico del refrigerante al cambiar de fase y otras consideraciones, como la uniformidad de flujo, coeficientes de transferencia de calor y temperaturas constantes de los fluidos, y cero pérdidas al ambiente.

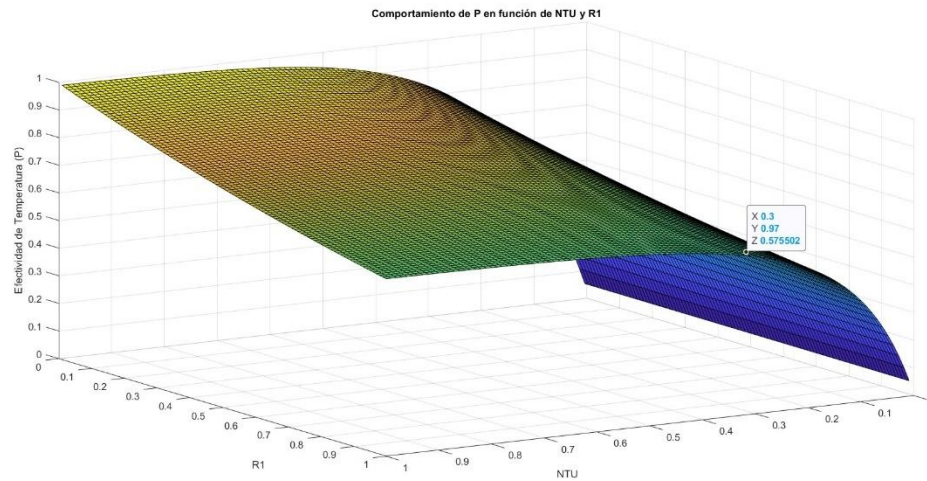


Figura 5.8: Comportamiento $P(NTU, R1)$ - Ensayo 1.

En cuanto a los valores de calor recibidos y absorbidos en el ciclo de refrigeración, al operar con el calefactor a 6,64 [kW], esta potencia equivale al calor transferido del elemento calefactor al aire. Comparando este valor con la relación (3):

$$\dot{Q} = \dot{m}_{aire} * c_{paire} * (T_{a_{in}} - T_{a_{out}})$$

Obtenemos:

$$\dot{Q} = 1,026 * 1,006 * (23,574 - 17,728) = 6,034 [kW]$$

Es un valor razonable, ya que existen pérdidas de calor al ambiente, aproximadamente un 9,1%.

Al compararlo con la relación (19) utilizando la efectividad de temperatura experimental del aire:

$$\dot{Q} = 0,675 * 1,032 * (23,574 - 14,92) = 6,028 [kW]$$

Por otro lado, al analizar el calor absorbido por el refrigerante en el intercambiador de calor, utilizando la relación derivada de la primera ley de la termodinámica en relación con los estados del diagrama de Mollier:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ref} * (h_1 - h_4) \quad (57)$$

Obtenemos:

$$\dot{Q} = 0,163 * (404,72 - 220,38) = 30,047 [kW]$$

Sin embargo, en relación con el calor absorbido por el refrigerante, se notan valores significativamente mayores a los transferidos por parte del aire. Esto podría ser atribuible a una mayor absorción de calor por parte del refrigerante proveniente del entorno circundante, además del aire. Aunque estas suposiciones no fueron contempladas en el análisis, el aumento en este valor es significativo, indicando que su causa va más allá de esta posible influencia adicional

A pesar de todo, podemos notar que, incluso si el refrigerante se evaporara isobáricamente, la diferencia de entalpía para pasar de líquido saturado a vapor saturado seguiría siendo aproximadamente de 180 [kJ/kg]. Por lo tanto, el factor determinante en el calor absorbido por el refrigerante sería su flujo másico. Es razonable analizar que esta disparidad pueda atribuirse a posibles irregularidades en el flujómetro. Estas discrepancias podrían surgir debido a la presencia de errores en su capacidad de medición, la falta de calibración o la omisión de tareas de mantenimiento desde su instalación. Estos factores conjuntamente podrían impactar negativamente la exactitud en la determinación del flujo másico del refrigerante.

Además, el valor del coeficiente global de transferencia de calor es una aproximación para el proceso de transferencia de calor con cambio de fase, especialmente cuando se

consideran supuestos como la homogeneidad y los coeficientes de transferencia de calor constantes a lo largo del intercambiador. Esto lo aleja de lo que se esperaría para lograr un resultado más preciso en el caso de un análisis más detallado y específico, donde se tengan en cuenta las conductancias térmicas.

5.2 Ensayo 2, Potencia 7,84 [kW]

A continuación, se presentan las variables registradas por los softwares COOLTERM y PAC PROJECT PRO durante el ensayo, junto con los detalles completos de las variables medidas electrónicamente, que se encuentran en el **Anexo F: Variables de Temperatura y Presión - Ensayo 2**.

Tabla 5.6: Valores variables PAC PROJECT PRO - Ensayo 2.

Variable	Valor
$T_{a_{in}}$	27,8 [°C]
$T_{a_{out}}$	21,2 [°C]
$T_{r_{in}}$	18,3 [°C]
$T_{r_{out}}$	13,1 [°C]
$T5_{3db}$	25,7 [°C]
$T5_{4db}$	20,1 [°C]
$Tr0$	35,1 [°C]
$Tr1$	13,6 [°C]
$Pr0$	9,417 [bar]
$Pr1$	6,516 [bar]

Además, se presentan las variables leídas análogamente:

Tabla 5.7: Valores variables análogas - Ensayo 2.

Variable	Valor
----------	-------

<i>Temperatura Ambiental</i>	15,5 [°C]
<i>Presión Atmosférica</i>	0,989 [bar]
<i>Q_a</i>	3180 [m ³ /h]
<i>q_{ref}</i>	8,59 [lt/min]
<i>Manómetro Baja</i>	1,989 [bar]
<i>Manómetro Alta</i>	9,989 [bar]
<i>PMI</i>	4,089 [bar]

Cabe destacar que las presiones mostradas se encuentran en valores absolutos. A las lecturas registradas en valores manométricos se les sumó la presión atmosférica presentada anteriormente.

5.2.1 Caracterización Ciclo de Refrigeración

Se presenta a continuación el diagrama unilineal del ciclo de refrigeración con los datos presentados anteriormente y los puntos correspondientes a los estados a definir en el diagrama de Mollier.

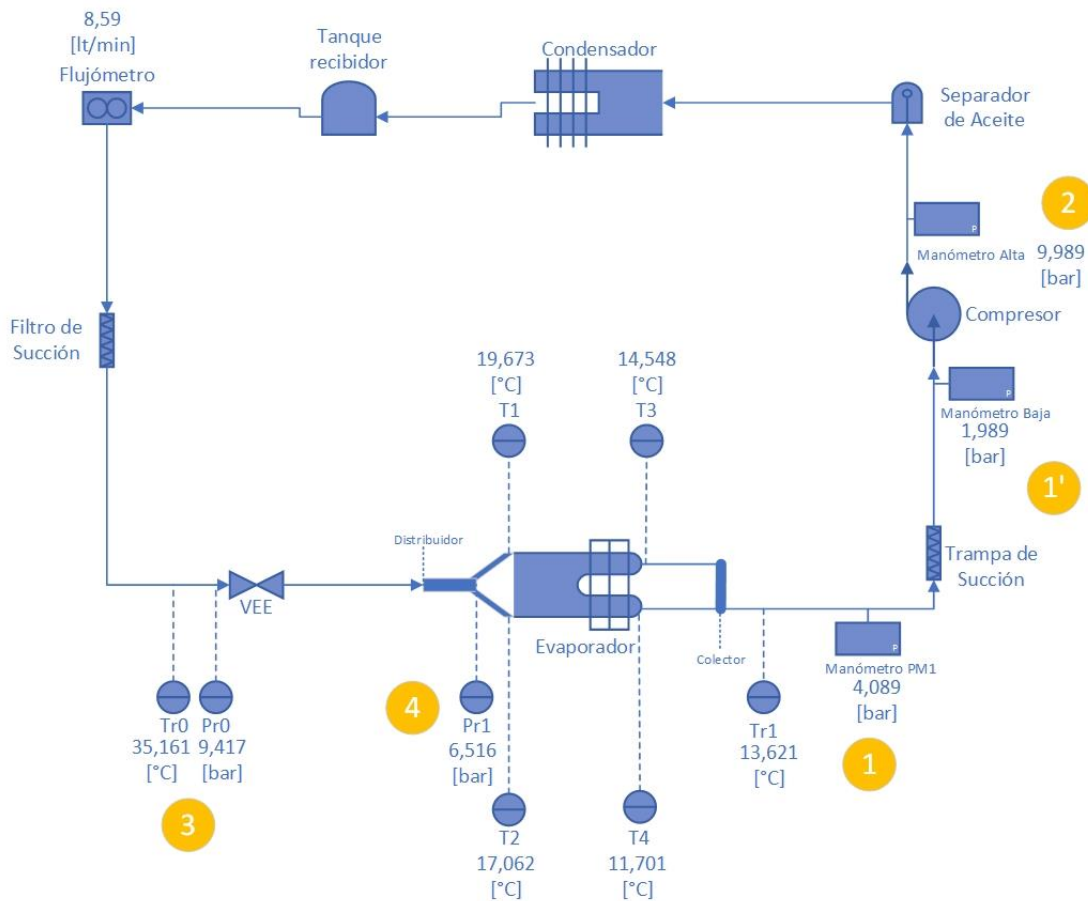


Figura 5.9: Diagrama unilineal con valores de variables - Ensayo 2.

Además, se muestran a continuación las propiedades termofísicas del refrigerante R134a en los estados de interés, así como las propiedades del aire a la entrada del intercambiador de calor.

Tabla 5.8: Estados termodinámicos y propiedades termofísicas R134a - Ensayo 2.

Estado	Temperatura [°C]	Presión [bar]	Densidad [kg/m ³]	Entalpía [kJ/kg]	c _p [kJ/kg*K]
1	13,1	4,089	19,576	407,41	0,935
	13,6	4,089	19,525	407,87	0,934
1'	12	1,989	8,999	411,46	0,857

	13	1,989	8,961	412,32	0,858
	13,6	1,989	8,938	412,85	0,859
2	40	9,989	48,933	419,89	1,133
	45	9,989	47,282	425,46	1,100
	50	9,989	45,816	430,91	1,078
3	35,1	9,417	1167,2	249,24	1,471
4	18,3	6,516	1231,9	225,19	1,398

Se presentan las propiedades termofísicas del aire a presión atmosférica.

Tabla 5.9: Propiedades termofísicas aire - Ensayo 2.

Estado	Temperatura [°C]	Presión [bar]	Densidad [kg/m ³]	Entalpía [kJ/kg]	c_p [kJ/kg*K]
<i>T_{a in}</i>	27,8	0,989	1,145	427,32	1,006
<i>T_{a out}</i>	21,2	0,989	1,171	420,67	1,006

Una vez que se han presentado los datos medidos de las variables, junto con sus propiedades termofísicas, se procede a formular el diagrama de Mollier correspondiente al ciclo de refrigeración.

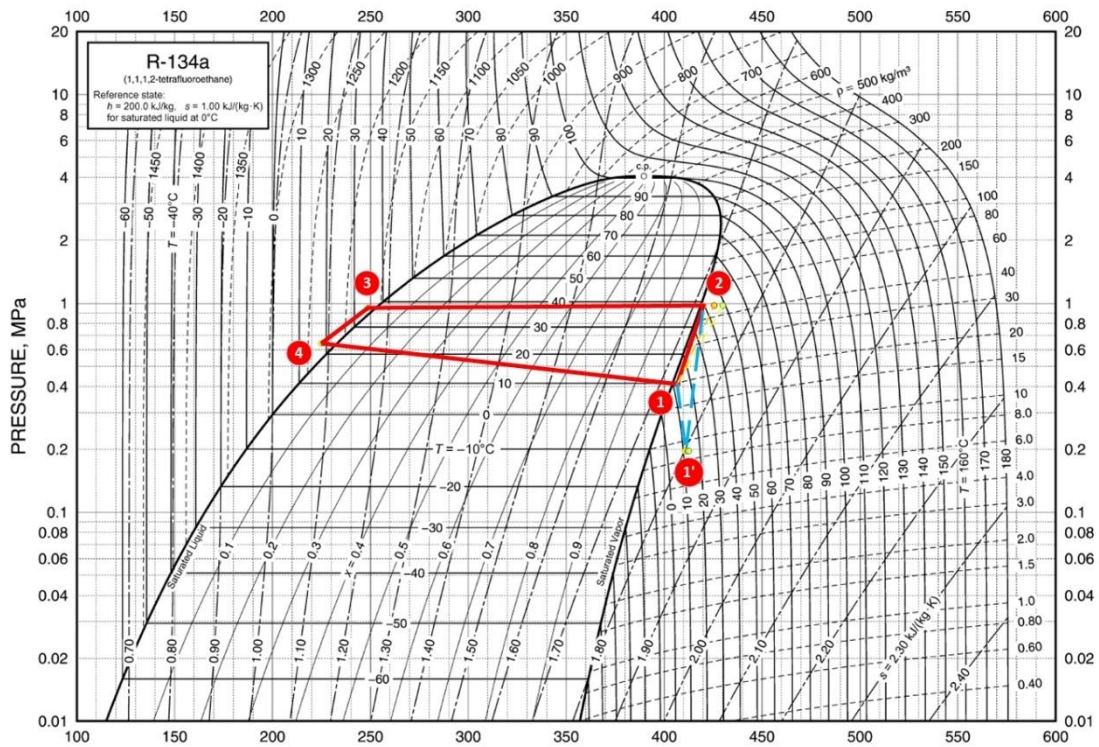


Figura 5.10: Caracterización ciclo de refrigeración - Ensayo 2.

5.2.2 Efectividad de Temperatura, Rendimiento, NTU y Coeficiente global de Transferencia de Calor

Mediante el código presentado en el **Anexo D**, se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 5.10: Resultados análisis termodinámico y rendimiento - Ensayo 2.

Variable	Valor
$C_{p,ref,eq}$	7,2744 [kJ/kg*K]
R_1	0,79 [-]
$P_{1,e}$	0,696 [-]
P_1	0,695 [-]
ε	0,696 [-]
NTU	23,36 [-]

U	635,37 [W/m ² *K]
-----	------------------------------

5.2.3 Análisis de Resultados

En el estado operativo actual, el ciclo continúa cumpliendo su propósito como ciclo de refrigeración. El refrigerante sale del intercambiador de calor en forma de vapor sobrecalentado, muy cercano al punto de saturación, sin alcanzar el sobrecalentamiento deseado por la válvula de expansión. Sin embargo, antes de entrar al compresor, el refrigerante experimenta una drástica caída de presión. Luego, es comprimido por el compresor hasta alcanzar la presión requerida en el condensador, donde al liberar calor al ambiente se transforma en líquido comprimido.

En su paso por la válvula de expansión, el refrigerante pierde presión, pero no de forma isoentálpica, lo que resulta beneficioso para absorber más calor al entrar al evaporador. Allí, el refrigerante se evapora, perdiendo mucha presión debido a la geometría del intercambiador, completando así el ciclo y regresando al punto de inicio.

Se puede notar, que, al aumentar la potencia del banco calefactor, las temperaturas de entrada y salida del aire, así como las temperaturas de entrada y salida del refrigerante a través del intercambiador aumentan, similarmente como se ilustra en la Figura 5.5. De la misma forma para mantener las condiciones de operación impuestas por los controladores de la válvula de expansión, así como del compresor, las presiones aumentaron.

En relación con los análisis térmicos, se observa que, al operar el banco calefactor con una mayor potencia, la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos también se incrementa, lo que a su vez afecta el valor de $c_{p,ref,eq}$, haciendo que aumente. Este aumento en $c_{p,ref,eq}$ impacta en el valor de R_I , disminuyéndolo y, como consecuencia, elevando la efectividad de temperatura, tal como se puede apreciar en la Figura 5.6.

Este cambio es evidente al observar que la efectividad de temperatura experimental medida aumentó considerablemente, alcanzando un valor de 69,6%. Esta modificación en la efectividad de temperatura influye en el valor de NTU utilizado para calcularla de forma analítica, llevando su valor de 9 [-] a 23,36 [-] para el circuito en general, con un valor individual de NTU por paso o tubo de 0,778 [-], un valor considerablemente elevado pero consistente con el rendimiento calculado, tal como se muestra en la Figura 5.11.

Adicionalmente, al mantener el valor del NTU individual en este caso, pero disminuyendo R_1 , lo que equivaldría a aumentar el flujo másico de refrigerante, se lograría un incremento en la efectividad de temperatura.

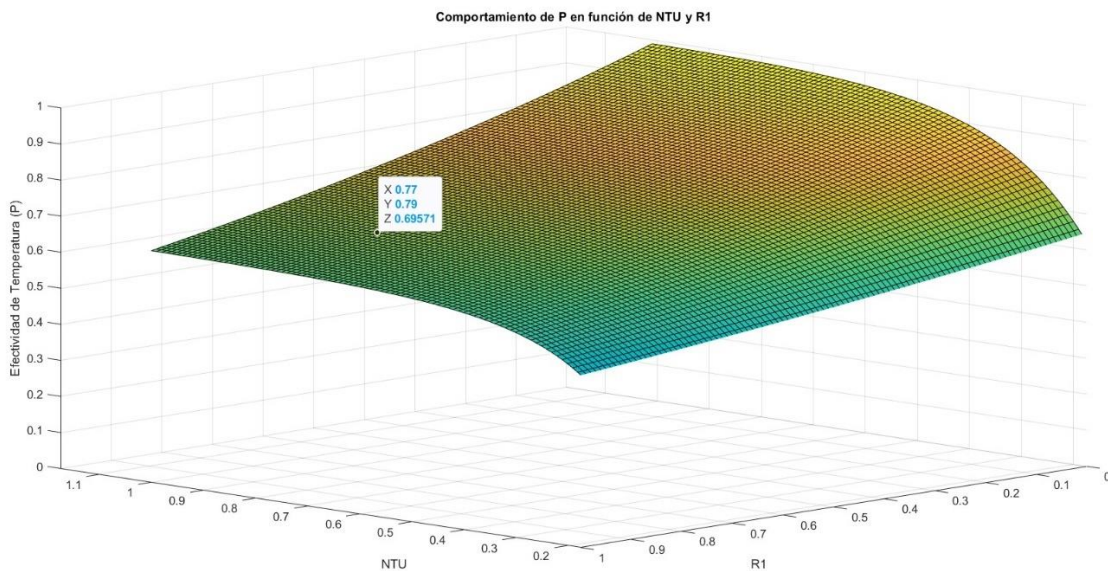


Figura 5.11: Comportamiento $P(NTU, R1)$ - Ensayo 2.

Por otro lado, en este modo operativo donde el valor de NTU es mayor, se obtiene también un coeficiente global de transferencia de calor elevado, alcanzando los 635,37 [W/m²*K] para esta configuración.

Al analizar el calor transferido del banco calefactor al aire utilizando la relación (3) y considerando una potencia de 7,84 [kW], obtenemos:

$$\dot{Q} = 1,011 * 1,006 * (27,864 - 21,253) = 6,724 [kW]$$

Este valor es coherente con la potencia entregada, lo que indica un 14,23 % de pérdidas de calor al ambiente circundante.

Mientras que el calor transferido del aire al refrigerante, considerando la efectividad de temperatura mediante la relación (19), se calcula como:

$$\dot{Q} = 0,696 * 1,017 * (27,864 - 18,367) = 6,722 [kW]$$

Por otra parte, para el calor absorbido por el refrigerante, calculado mediante la relación (57) utilizando los estados en el diagrama de Mollier, obtenemos:

$$\dot{Q} = 0,176 * (407,41 - 225,19) = 32,070 [kW]$$

Al analizar los valores obtenidos, se observa que el calor transferido del banco calefactor al aire y el calor transferido del aire al refrigerante, utilizando la efectividad de temperatura medida experimentalmente, son muy similares. Esta cercanía de valores indica que la efectividad de temperatura medida experimentalmente proporciona una estimación precisa del rendimiento del sistema.

Del mismo modo que ocurrió con los valores obtenidos en el ensayo previo, el calor absorbido por el refrigerante, según lo indica el diagrama de Mollier, muestra una significativa discrepancia respecto al calor transportado por el aire. Varias razones podrían explicar este desacuerdo. En primer lugar, es posible que el refrigerante esté absorbiendo calor no solo del aire dentro del túnel, sino también del entorno circundante. Esta contribución adicional podría justificar la disparidad en el calor

absorbido. Sin embargo, es importante destacar que este aumento es mucho mayor en comparación con el otro valor de calor, lo que sugiere que la razón va más allá de este factor. Además del error en la medición del flujómetro, la posición del manómetro, que no está justo afuera del intercambiador de calor, podría estar midiendo la presión en un punto que no es válido para el análisis.

Por otra parte, al analizar el coeficiente global de transferencia de calor, se observa que este valor es significativamente más elevado en comparación con el obtenido en el ensayo anterior. La razón detrás de esta diferencia se debe a que nuestro sistema presenta un rendimiento excepcionalmente alto, alcanzando un 69,51%. Este rendimiento depende de los parámetros NTU y R_1 , y se observa que el valor de NTU es el que se incrementa, dado que nuestro R_1 está determinado por las mediciones realizadas previamente. Para alcanzar este rendimiento medido experimentalmente, se requiere un valor de NTU más elevado.

Sin embargo, si disminuyéramos el valor de R_1 , es decir, aumentáramos el flujo másico de refrigerante, se necesitaría un valor de NTU menor para lograr la misma efectividad de temperatura. No obstante, esta modificación en el R_1 alteraría las condiciones operativas del ciclo de refrigeración, ya que estas están controladas por los reguladores de la válvula de expansión y del compresor.

Además, la naturaleza de la función $P(NTU, R_1)$ que se muestra en la Figura 5.6 revela que un valor muy bajo de NTU resultará en una efectividad de temperatura considerablemente reducida. Este fenómeno podría justificar los valores elevados del calor calculado en nuestro análisis. Al mismo tiempo, las inconsistencias asociadas a las suposiciones relacionadas con el proceso de evaporación del refrigerante, junto con la introducción de otra resistencia equivalente debido al coeficiente de evaporación (según la relación (8)), también pueden influir en la variación del valor del coeficiente global de transferencia de calor (U).

5.3 Ensayo 3, Potencia 9,04 [kW]

A continuación, se presentan las variables registradas por los softwares COOLTERM y PAC PROJECT PRO durante el ensayo, junto con los detalles completos de las variables medidas electrónicamente, que se encuentran en el **Anexo G: Variables de Temperatura y Presión - Ensayo 3**.

Tabla 5.11: Valores variables PAC PROJECT PRO - Ensayo 3.

Variable	Valor
Ta_{in}	29,6 [°C]
Ta_{out}	22,1 [°C]
Tr_{in}	18,6 [°C]
Tr_{out}	13,8 [°C]
$T5_{3db}$	27,0 [°C]
$T5_{4db}$	20,8 [°C]
$Tr0$	34,7 [°C]
$Tr1$	14,2 [°C]
$Pr0$	9,197 [bar]
$Pr1$	6,442 [bar]

Además, se presentan las variables leídas análogamente.

Tabla 5.12: Valores variables análogas - Ensayo 3.

Variable	Valor
<i>Temperatura Ambiental</i>	16 [°C]
<i>Presión Atmosférica</i>	0,989 [bar]
Qa	3180 [m ³ /h]
\dot{q}_{ref}	8,44 [lt/min]
<i>Manómetro Baja</i>	2,189 [bar]

<i>Manómetro Alta</i>	10,289 [bar]
<i>PM1</i>	4,197 [bar]

Cabe destacar que las presiones mostradas se encuentran en valores absolutos. A las lecturas registradas en valores manométricos se les sumó la presión atmosférica presentada anteriormente.

5.3.1 Caracterización Ciclo de Refrigeración

Se presenta a continuación el diagrama unilineal del ciclo de refrigeración con los datos presentados anteriormente y los puntos correspondientes a los estados a definir en el diagrama de Mollier.

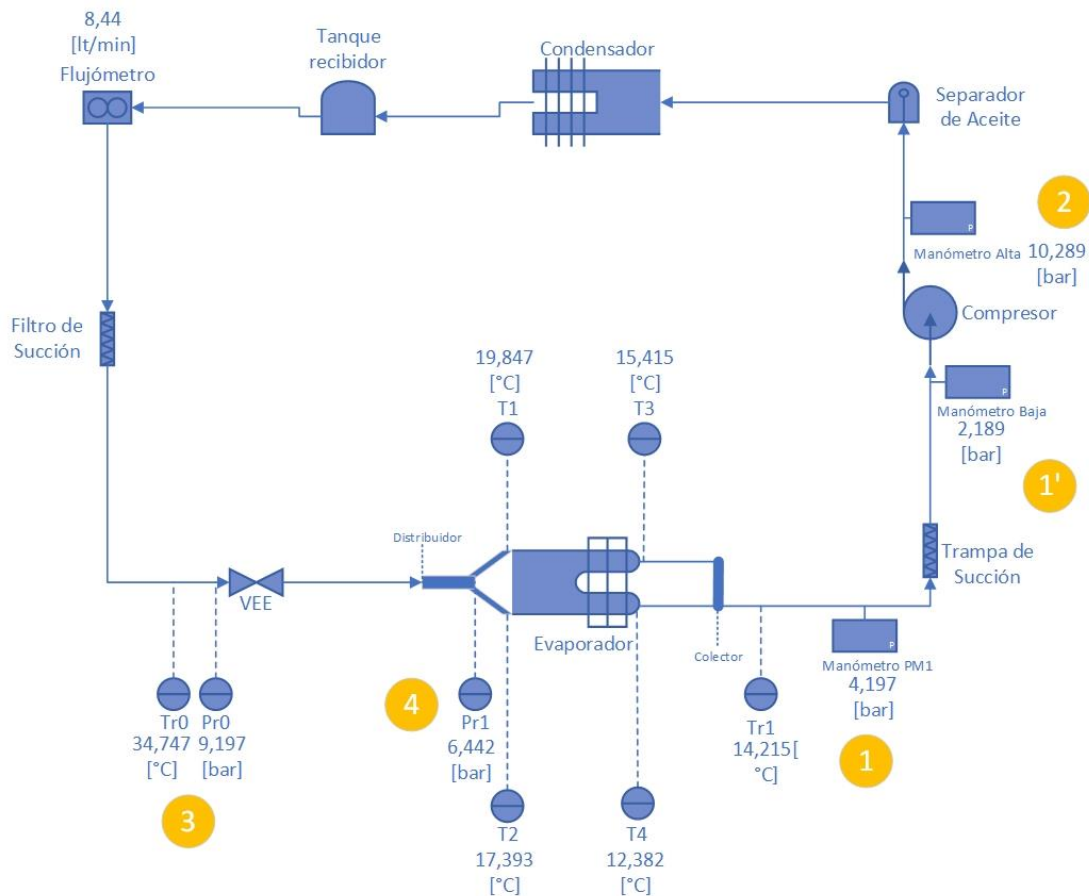


Figura 5.12: Diagrama unilineal con valores de variables - Ensayo 3.

Además, se muestran a continuación las propiedades termofísicas del refrigerante R134a en los estados de interés, así como las propiedades del aire a la entrada del intercambiador de calor.

Tabla 5.13: Estados termodinámicos y propiedades termofísicas R134a - Ensayo 3.

Estado	Temperatura [°C]	Presión [bar]	Densidad [kg/m³]	Entalpía [kJ/kg]	c_p [kJ/kg*K]
1	13,8	4,197	20,081	407,85	0,939
	14,2	4,197	20,047	408,15	0,938
1'	13	2,189	9,915	411,88	0,864
	14	2,189	9,873	412,74	0,865
	14,2	2,189	9,863	412,93	0,865
2	40	10,289	1146,8	256,41	1,498
	45	10,289	49,120	424,77	1,115
	50	10,289	47,552	430,27	1,090
3	34,7	9,197	1168,8	248,63	1,469
4	18,6	6,442	1230,9	225,54	1,399

Se presentan las propiedades termofísicas del aire a presión atmosférica:

Tabla 5.14: Propiedades termofísicas aire - Ensayo 3.

Estado	Temperatura [°C]	Presión [bar]	Densidad [kg/m³]	Entalpía [kJ/kg]	c_p [kJ/kg*K]
<i>T_{a in}</i>	29,6	0,989	1,138	429,08	1,006
<i>T_{a out}</i>	22,1	0,989	1,167	421,53	1,006

Una vez que se han presentado los datos medidos de las variables, junto con sus propiedades termofísicas, se procede a formular el diagrama de Mollier correspondiente al ciclo de refrigeración.

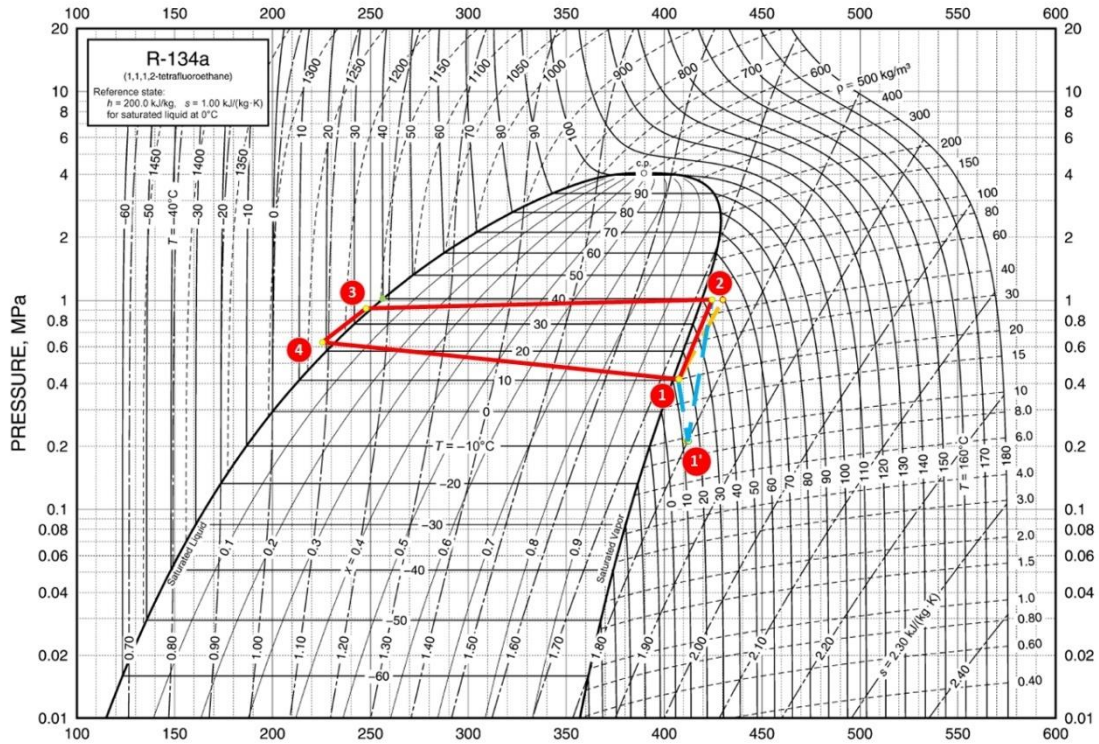


Figura 5.13: Caracterización ciclo de refrigeración - Ensayo 3.

5.3.2 Efectividad de Temperatura, Rendimiento, NTU y Coeficiente global de Transferencia de Calor

Mediante el código presentado en el Anexo D, se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 5.15: Resultados análisis termodinámico y rendimiento - Ensayo 3.

Variable	Valor
$C_{p,ref,eq}$	9,279 [kJ/kg*K]
R_1	0,63 [-]

$P_{1,e}$	0,683 [-]
P_1	0,682 [-]
ε	0,683 [-]
NTU	10,77 [-]
U	290,98 [W/m ² *K]

5.3.3 Análisis de Resultados

En este tercer ensayo, al incrementar la potencia suministrada al banco calefactor, se observaron aumentos en las temperaturas de entrada y salida del intercambiador de calor tanto para el aire como para el refrigerante. Específicamente, la temperatura de entrada del aire ($T_{a_{in}}$) aumentó en 1,75 [°C], mientras que las temperaturas del refrigerante tuvieron una variación promedio de 0,5 [°C].

Asimismo, se registró una ligera variación en las presiones de operación del ciclo de refrigeración, aunque no significativa. La presión a la descarga del compresor mostró el cambio más evidente, mientras que las presiones de los puntos 3 y 4 se mantuvieron casi constantes en comparación con los valores del segundo ensayo, con una leve disminución en relación con otros puntos del sistema que experimentaron incrementos en la presión. Este comportamiento se debe al controlador de la válvula de expansión del sistema, cuyo objetivo es mantener un sobrecalentamiento específico a la salida del evaporador.

El aumento en la potencia del sistema, combinado con una ligera reducción en el flujo másico, afectó la presión en la válvula de expansión y en el flujo que llega al serpentín. Si estas presiones hubieran aumentado significativamente, la caída de presión habría sido mayor, lo que podría haber generado un sobrecalentamiento adicional fuera de los parámetros de operación deseables. Por lo tanto, el controlador ajustó las presiones de manera adecuada para mantener el funcionamiento dentro de los límites establecidos.

En el análisis térmico del intercambiador, se observa un aumento en el valor del $c_{p,ref,eq}$ en comparación con los ensayos anteriores. Esta variación se debe al incremento en la diferencia de temperatura del aire que atraviesa el intercambiador. Por otro lado, se nota una disminución en el valor de R_I , a pesar de que la diferencia entre los flujos volumétricos de refrigerante no fue significativa. Esta reducción en R_I está relacionada con el aumento del $c_{p,ref,eq}$, ya que a medida que este parámetro aumenta, también aumenta el valor de C_2 , lo que a su vez contribuye a la disminución de R_I .

Al realizar el cálculo experimental de la efectividad de temperatura del intercambiador de calor para el lado del aire, se observa una reducción en comparación con el modo operativo anterior del sistema (ensayo previo). Esta disminución se debe a que la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos en la entrada del intercambiador es mayor que en el estado anterior, según se indica en la relación (21).

Al calcular NTU con un valor menor de P_I y un R_I más bajo, se obtiene un valor reducido de 10,77 [-] para el circuito y 0,36 [-] para cada tubo o paso del intercambiador, como se muestra en la Figura 3.10 para la combinación de NTU de 0,36 [-] y R_I de 0,63[-], lo que resulta en un P_I de 68,1%.

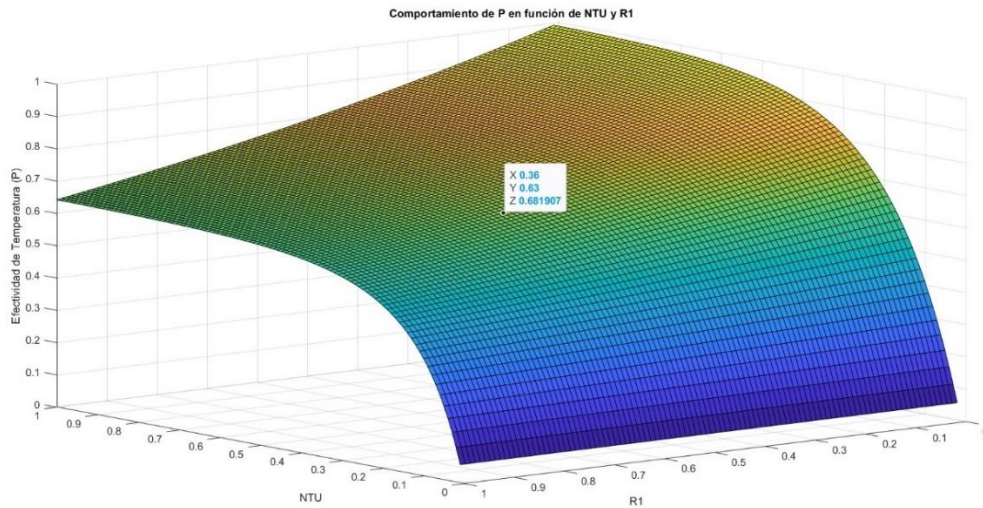


Figura 5.14: Comportamiento $P(NTU, R1)$ - Ensayo 3.

Posteriormente, se procede al cálculo del coeficiente global de transferencia de calor, obteniendo un valor de $290,98 \text{ [W/m}^2\cdot\text{K]}$. Este valor resulta ser menor que el calculado en el ensayo anterior. La disminución se origina por el empleo de un valor más bajo de R_1 lo que a su vez conlleva a un mayor calor específico equivalente del refrigerante. Esta modificación en el calor específico resultante influye en el valor de NTU utilizado en el cálculo, debido a su directa implicación en la efectividad de temperatura medida experimentalmente.

Al analizar el calor transferido del banco calefactor al aire utilizando la relación (2) y considerando una potencia de $9,04 \text{ [kW]}$, obtenemos:

$$\dot{Q} = 1,005 * 1,006 * (29,611 - 22,109) = 7,58 \text{ [kW]}$$

Mientras que el calor transferido del aire al refrigerante, al considerar la efectividad de temperatura mediante la ecuación (19), se calcula como:

$$\dot{Q} = 0,683 * 1,011 * (29,611 - 18,621) = 7,589 \text{ [kW]}$$

Este resultado concuerda con la potencia suministrada, lo que indica una pérdida de calor al ambiente circundante del 16,15%.

Por otro lado, al calcular el calor absorbido por el refrigerante utilizando la ecuación (57) y los estados en el diagrama de Mollier, obtenemos:

$$\dot{Q} = 0,173 * (407,85 - 225,54) = 31,540 [kW]$$

Al examinar estos resultados, podemos observar que el calor transferido del aire al refrigerante, calculado mediante la efectividad de temperatura medida experimentalmente, se encuentra muy próximo al valor del calor transferido del calefactor al aire. Esto sugiere que la efectividad de temperatura calculada es coherente y concuerda con los datos obtenidos experimentalmente.

Por otro lado, es fundamental señalar que el valor del calor absorbido por el refrigerante, calculado a partir de la diferencia de entalpía entre su entrada y salida en el intercambiador de calor, se presenta considerablemente más alto en comparación con el calor transferido por el aire. Si bien esta discrepancia podría atribuirse a que el refrigerante recibe calor no solo del aire circundante, sino también de su entorno, esta contribución adicional debería ser insignificante en relación con la notable elevación en el resultado. Por lo tanto, es más probable que esta variación se deba a un flujo másico incorrectamente ajustado del refrigerante.

Cabe mencionar que el flujómetro no ha sido sometido a mantenimiento ni calibración desde su instalación. Asimismo, la válvula de expansión electrónica controla el caudal suministrado al serpentín en función del sobrecalentamiento deseado a la salida. Por tanto, es esencial considerar estos parámetros al evaluar el calor transferido al refrigerante en el intercambiador de calor.

Conclusiones

La puesta en marcha e implementación efectiva del sistema del túnel de ensayo de intercambiadores de calor fue fundamental para alcanzar el objetivo general del estudio, que consistía en caracterizar los subsistemas presentes, como el ciclo de refrigeración y el sistema cíclico de circulación de aire, a través de un sistema de adquisición de datos y establecer un análisis térmico.

Para cumplir con el objetivo general del estudio, se plantearon los siguientes objetivos específicos:

- Estudiar la información técnica del túnel y realizar un diagnóstico de su estado operativo con el apoyo de INTERCAL.
- Implementar un computador con software para la adquisición de datos del túnel.
- Realizar pruebas de funcionamiento para establecer la estabilidad del sistema y caracterizar los puntos de toma de datos, identificando necesidades para posibles sensores adicionales.
- Desarrollar un modelo para el análisis del intercambiador de calor y definir la función de efectividad de temperatura global del intercambiador.
- A partir de las mediciones hechas con el sistema de adquisición de datos, determinar experimentalmente la efectividad de temperatura del intercambiador y calcular el NTU mediante la relación implícita $P(NTU, R)$ para obtener el coeficiente global de transferencia de calor U del intercambiador.

Se llevó a cabo un reconocimiento detallado del sistema, incluyendo sus partes, equipos y sensores. Se elaboraron diagramas para representar el túnel de viento y el ciclo de refrigeración. Durante el diagnóstico, se identificaron problemas de estabilización, como presiones y condensación fuera de rango, y un flujo volumétrico de refrigerante por debajo del nivel establecido.

Se realizaron diversas acciones correctivas de parte del equipo técnico de INTERCAL, como el reemplazo del compresor por uno digital, la recarga de la línea de refrigerante y la detección y reparación de fugas. También se calibraron y activaron los controladores de la válvula de expansión electrónica, el ventilador del condensador y del nuevo compresor.

Adicionalmente, se instaló un PC con el software PAC PROJECT PRO para la adquisición de datos. Esto permitió identificar variables no operativas que llevaron a una reparación del tablero de control PLC de los sensores. Durante la reparación, se encontró un módulo en mal estado, el cual estaba afectando el funcionamiento de cuatro sensores del túnel de viento. También se detectaron problemas en los sensores de presión diferencial del evaporador, que se encontraban fuera de servicio.

Se realizaron pruebas de funcionamiento para caracterizar el sistema, estableciendo la estabilización a los 60 minutos de operación. Durante el análisis en los puntos de medición, se identificaron estados termodinámicos del refrigerante a lo largo del ciclo, centrándose en la pérdida de carga del evaporador. Se observó que la pérdida de carga excedía el rango de los sensores de presión diferencial instalados, indicando su mal funcionamiento. Como resultado, se determinó la necesidad de instalar un manómetro en la salida del evaporador, así como sensores de temperatura en la entrada y salida de los dos circuitos del intercambiador de calor, junto con su software de registro en el PC. Se registraron las variables en 3 ensayos de operación correspondientes a las etapas de carga térmica suministrada por el banco calefactor, con valores de 6,64 [kW], 7,84 [kW] y 9,04 [kW].

Para el análisis térmico del evaporador del túnel, se desarrolló un modelo de intercambiador de flujo cruzado. Se consideró un circuito del intercambiador debido a su simetría, y a través de este modelo de acoplamiento se determinó la función de la efectividad de temperatura global para este arreglo.

Utilizando el modelo propuesto, se desarrolló un código en MATLAB para medir experimentalmente la efectividad de temperatura del intercambiador en los tres ensayos, obteniendo resultados del 67,5%, 69,6% y 68,3%, respectivamente. A partir de estos valores, se calcularon los NTU del circuito para cada caso, dando como resultado 9 [-], 23,36 [-] y 10,77 [-], respectivamente. Con estos datos, se determinó el coeficiente global de transferencia de calor (U) a través de la relación $P(NTU, R)$, obteniendo valores de 248,3 [W/m²*K] para el primer ensayo, 635,4 [W/m²*K] para el segundo y 291 [W/m²*K] para el tercero

El modelo propuesto para calcular el coeficiente global de transferencia de calor (U), basado en las suposiciones térmicas definidas por la teoría, proporciona valores válidos en función del estado operativo del intercambiador. A pesar de considerar los supuestos iniciales del análisis, estos valores siguen representando una aproximación del coeficiente global de transferencia de calor. Esto se debe a que, debido a la naturaleza bifásica del refrigerante, los valores de U no permanecen constantes a lo largo del intercambiador.

Se lograron cumplir la mayoría de los objetivos propuestos, ya que se evaluó y adecuó el funcionamiento del túnel de ensayo de intercambiadores de calor para adquirir datos y caracterizar el sistema en sus 3 modos operativos. Se identificó de manera clara el ciclo en el diagrama de Mollier y se obtuvo el rendimiento para cada modo operativo.

Aunque el modelo proporciona valores aproximados de U a lo largo del intercambiador de calor debido a la presencia de un fluido con cambio de fase, su utilidad y eficacia se extiende a fluidos monofásicos, ofreciendo resultados rápidos y directos para configuraciones geométricas complicadas. Además, según las proyecciones del proyecto, el mismo modelo sería adecuado al cambiar el fluido refrigerante por agua y por glicol, tal como se tenía contemplado inicialmente.

Este trabajo representa un puntapié inicial para la aplicación del método P - NTU en la evaluación del rendimiento de intercambiadores de calor. Dado que no existen muchas investigaciones que utilicen este método, este estudio motiva su aplicación, ya que proporciona una evaluación y diseño para una amplia gama de configuraciones de flujo en el campo de la ingeniería térmica.

Es importante tener en cuenta que los resultados presentados podrían tener desviaciones debido a las tolerancias de los dispositivos de medición utilizados. Se recomienda recalibrar los sensores instalados, en particular se considera revisar la calibración del flujómetro de refrigerante, dado que las desviaciones en los cálculos de calor están relacionadas con el flujo volumétrico medido. Además, se sugiere instalar un nuevo módulo de presión para la toma de datos en PAC PROJECT PRO, permitiendo habilitar los sensores de presión diferencial en el túnel de circulación de aire para obtener datos más exactos de los estados termodinámicos del aire. Asimismo, es recomendable instalar sensores de presión diferencial en el serpentín de refrigeración, ya que los existentes no miden las pérdidas de presión ocurridas en el intercambiador de calor. Por otro lado, se sugiere considerar la posibilidad de instalar un controlador de velocidad o variador de frecuencia para el ventilador radial del túnel de viento, permitiendo cambiar la relación de flujos máscicos del intercambiador de calor y obtener más estados operativos del sistema.

En resumen, se logró evaluar y corregir el funcionamiento del túnel de ensayo de intercambiadores de calor, mediante la implementación de un sistema de adquisición de datos y la caracterización del rendimiento y estados operativos del sistema. Estos resultados proporcionan una base sólida para el diseño de futuras experiencias docentes de laboratorio, permitiendo que los estudiantes de ingeniería mecánica comprendan experimentalmente el funcionamiento de los intercambiadores de calor y los ciclos de refrigeración.

Referencias

- [1] R. K. Shah y D. P. Sekulic, *Fundamentals of Heat Exchangers Design*, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2003.
- [2] S. Kakaç, H. Liu y A. Pramuanjaroenkij, *Heat Exchangers. Selection, Rating, and Thermal Design*, Boca Raton: CRC Press, 2012.
- [3] Y. A. Çengel y A. J. Ghajar, *Transferencia de calor y masa*, Ciudad de México: Mc Graw Hill, 2011.
- [4] Y. A. Çengel y M. A. Boles, *Thermodynamics*, New York: Mc Graw Hill, 2011.
- [5] M. E. Contreras Echeverría, «Implementación y puesta en marcha de túnel de viento para la certificación de serpentines de refrigeración bajo estándares americanos y europeos,» *Memoria de Titulación para optar al Título de Ingeniero Civil Mecánico*, Santiago - Chile, 2022.
- [6] *AHSRAE, Handbook Fundamental SI*, Atlanta: ASHRAE, 2017.
- [7] M. Ismail, W. Zahra y H. Hassan, «Experimental study of vapor compression refrigeration system enhanced via tubular heat exchanger incorporating single/dual phase change materials.,» *ELSEVIER*, p. 12, 2023.
- [8] S. Baek, C. Lee y S. Jeong, «Investigation of two-phase heat transfer coefficients of argon–freon,» *ELSEVIER*, p. 11, 2014.
- [9] S. Kakaç, A. E. Bergles y E. O. Fernandes, *Two-Phase Flow Heat Exchangers - Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design*, Dordrecht, The Netherlands: Kluwer Academic Publishers, 1988.
- [10] J. F. C. Toro, «Evaporadores,» *Universidad de Sevilla*, Sevilla.
- [11] *British Standard - European Committee for Standardization*, «Heat exchangers —Forced circulation air-cooling and air-heating coils —Test procedures for establishing the performance,» *British Standards Institution*, Brussels, 2003.

[12] AHSRAE, ANSI/ASHRAE Standard 33-2016. Methods of Testing Forced-Circulation Air-Cooling and Air-Heating Coils., Atlanta: ASHRAE, 2016.

Anexos

Anexo A: Diagramas de equipos y sensores túnel de ensayo de Intercambiadores de Calor.



USM - INTERCAL

Diagramas equipos y sensores

Túnel de ensayo de Intercambiadores de Calor

FELIPE JUAN PABLO VERGARA VÁSQUEZ
29-9-2022

Introducción

Con el objetivo de simplificar la recopilación de datos y permitir una mejor comprensión de las variables termodinámicas relacionadas con el sistema de túnel de ensayo de serpientes, tanto en el sistema de refrigeración como en el túnel de viento, se incluirán diversos diagramas ilustrativos que mostrarán los equipos respectivos y la ubicación de los sensores instalados en distintas partes de la máquina. Estos diagramas proporcionarán una representación visual clara de la disposición de los componentes y sensores, lo que facilitará el análisis y monitoreo de los parámetros relevantes durante el proceso de ensayo.

Sistema de refrigeración

Se presenta a continuación el diagrama unilineal del sistema de refrigeración con los sensores instalados:

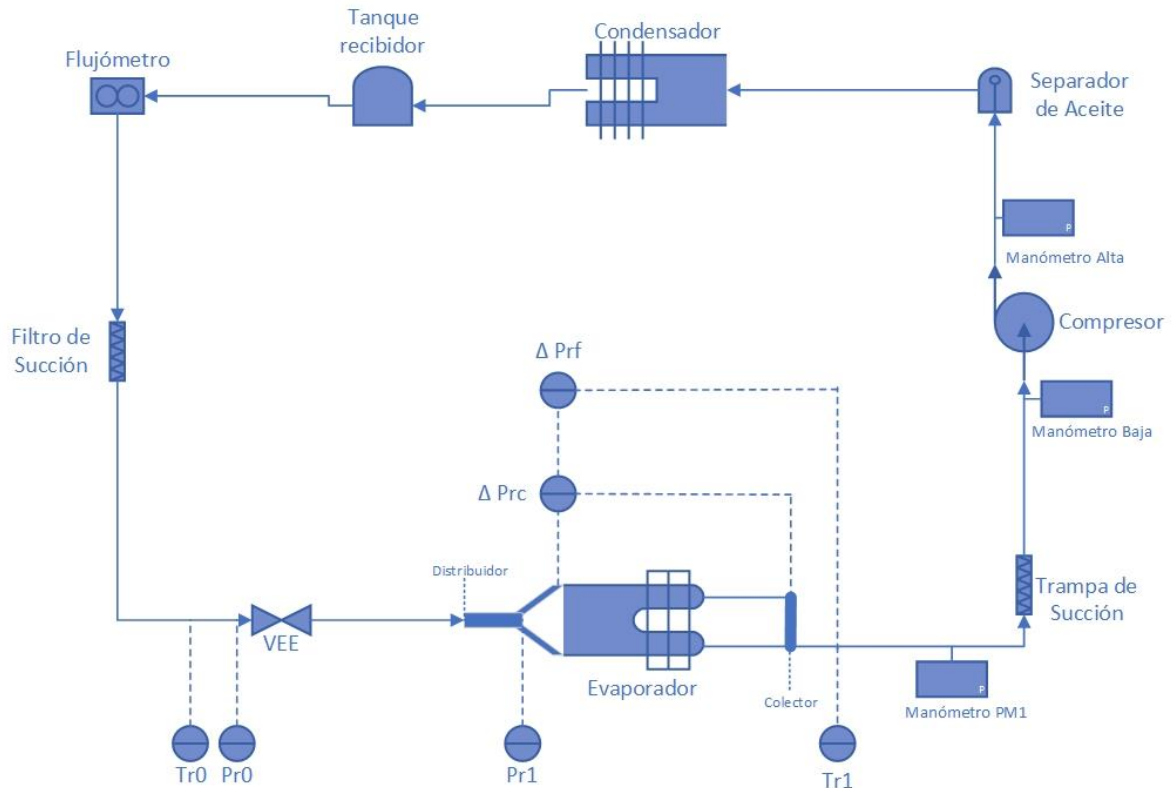


Figura 1: Diagrama unilineal sistema de refrigeración.

Las variables corresponden a los sensores de toma de presión, presión diferencial y temperatura de refrigerante como se explica en la siguiente tabla:

Tabla.1: Tabla de variables de los sensores instalados en sistema de refrigeración.

Nombre variable	Descripción
<i>Pr0</i>	Presión a la entrada de la VEE
<i>Pr1</i>	Presión en el distribuidor del evaporador
ΔPrc	Diferencia de presión entre la entrada del distribuidor y el inicio del colector
ΔPrf	Diferencia de presión entre la entrada del distribuidor y la salida del serpentín
<i>Tr0</i>	Temperatura antes de la VEE
<i>Tr2</i>	Temperatura luego del serpentín

Junto con las variables descritas anteriormente, se muestra en seguida su ubicación, descripción, tipo de sensor e imagen del serpentín donde se encuentran instalados los sensores descritos.

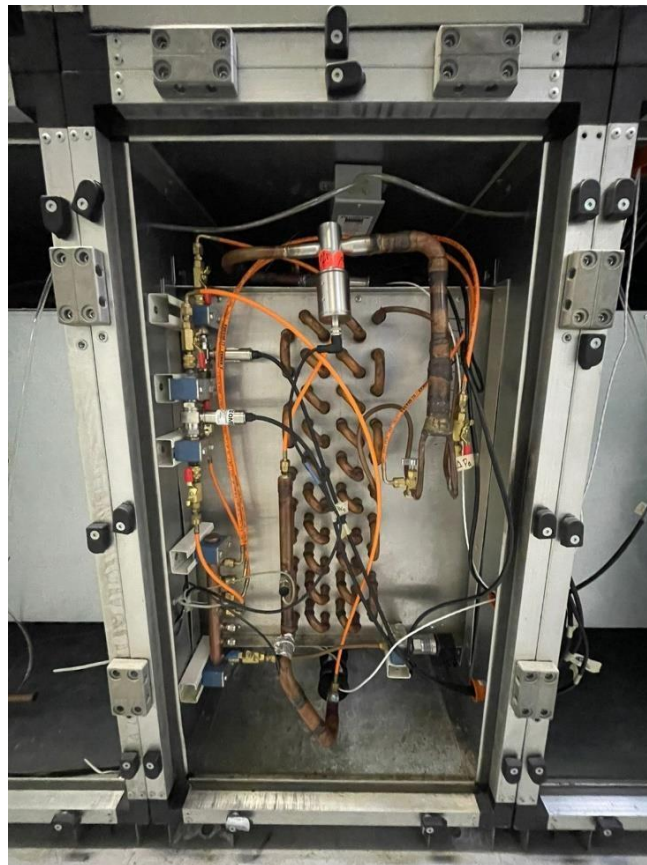


Figura.2: Panel del túnel con ubicación de serpentines y sensores.

PrO

Esta corresponde a la presión del refrigerante antes de la válvula de expansión, siendo la presión alta del sistema. Se utiliza un sensor de presión BAUMER de 4-20 [mA], con rango de presión de 0-100 [bar].



Figura 3: Sensor de presión Baumer de 4-20 [mA].

Además, se presenta el lugar de instalación del sensor en el equipo:



Figura.4: Ubicación del sensor de presión.

Pr1

Esta variable está asociada a un transmisor de presión DANFOSS que opera en un rango de 4-20 [mA], con capacidad para medir presiones en el intervalo de 0 a 10 [bar]. Este transmisor se encuentra ubicado en un manifold conectado a ambas líneas del distribuidor, justo antes de los serpentines. En consecuencia, esta medición está relacionada con la presión de nivel bajo en el sistema, y se localiza después de la Válvula de Expansión Electrónica (VEE).

Danfoss



Figura 5: Transmisor de presión DANFOSS de 4-20 [mA].

La instalación de este sensor, así como el manifold que se encuentra ubicado en el sistema, se presenta a continuación:



Figura 6: Ubicación manifold y sensor de presión Pr1.

ΔP_{rc}

Esta variable corresponde a un sensor de presión diferencial marca OMEGA de 4-20 [mA], con rango de presión de 0-1 [bar]. Su función es medir la diferencia de presión de refrigerante entre las líneas del distribuidor conectadas al manifold mencionado, junto con la salida del primer serpentín que se encuentra en la línea conectada al principio del colector.



Figura 7: Transmisor de presión diferencial OMEGA.

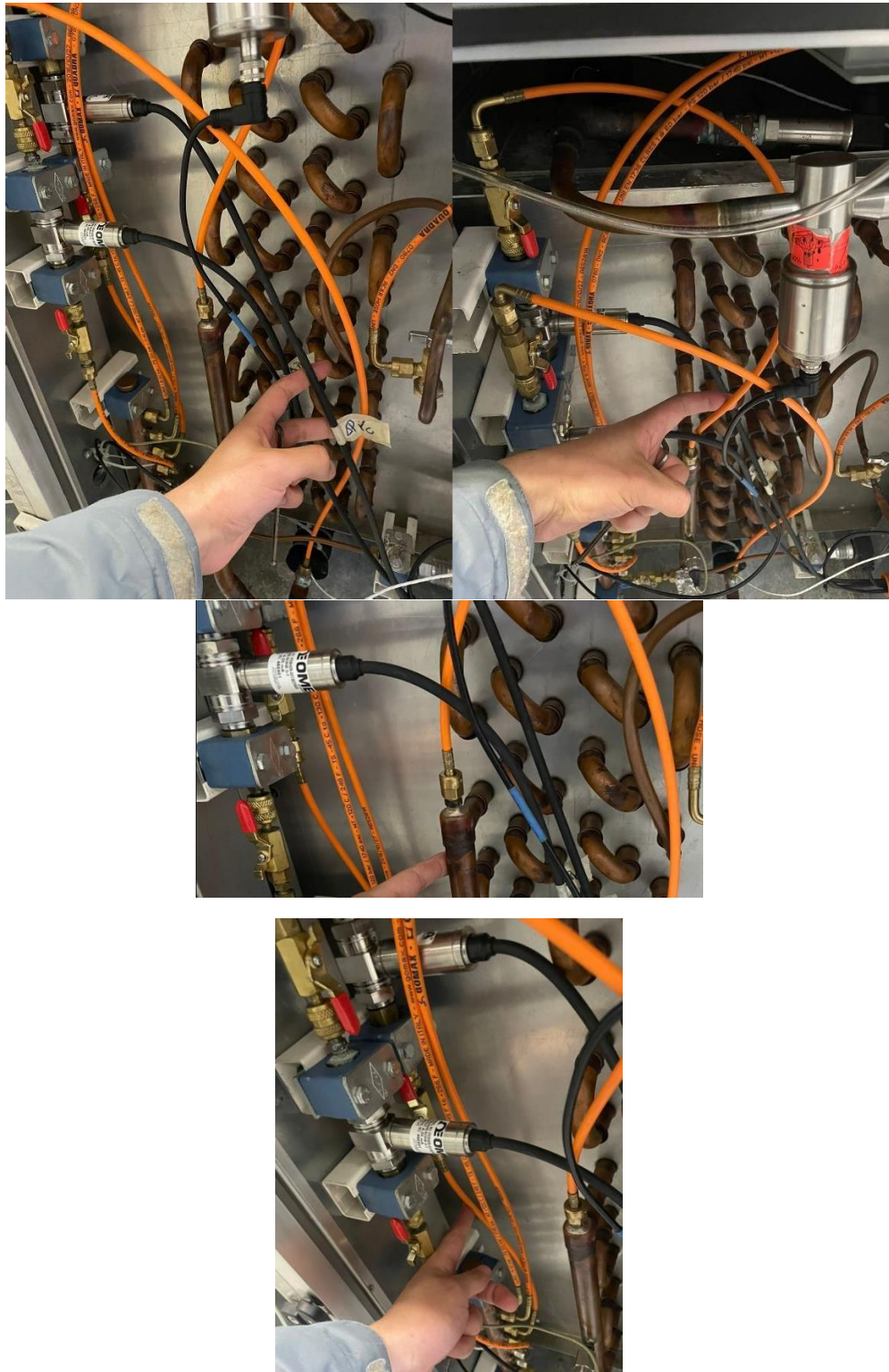


Figura 8: Instalación conectores de presión diferencial ΔP_{rc} .

ΔP_{rf}

Al igual que la variable anterior, este corresponde a un transmisor de presión diferencial OMEGA. Su función es medir la diferencia de presión entre las líneas de presión de entrada del distribuidor, conectadas a través del manifold, y la presión de salida del evaporador.

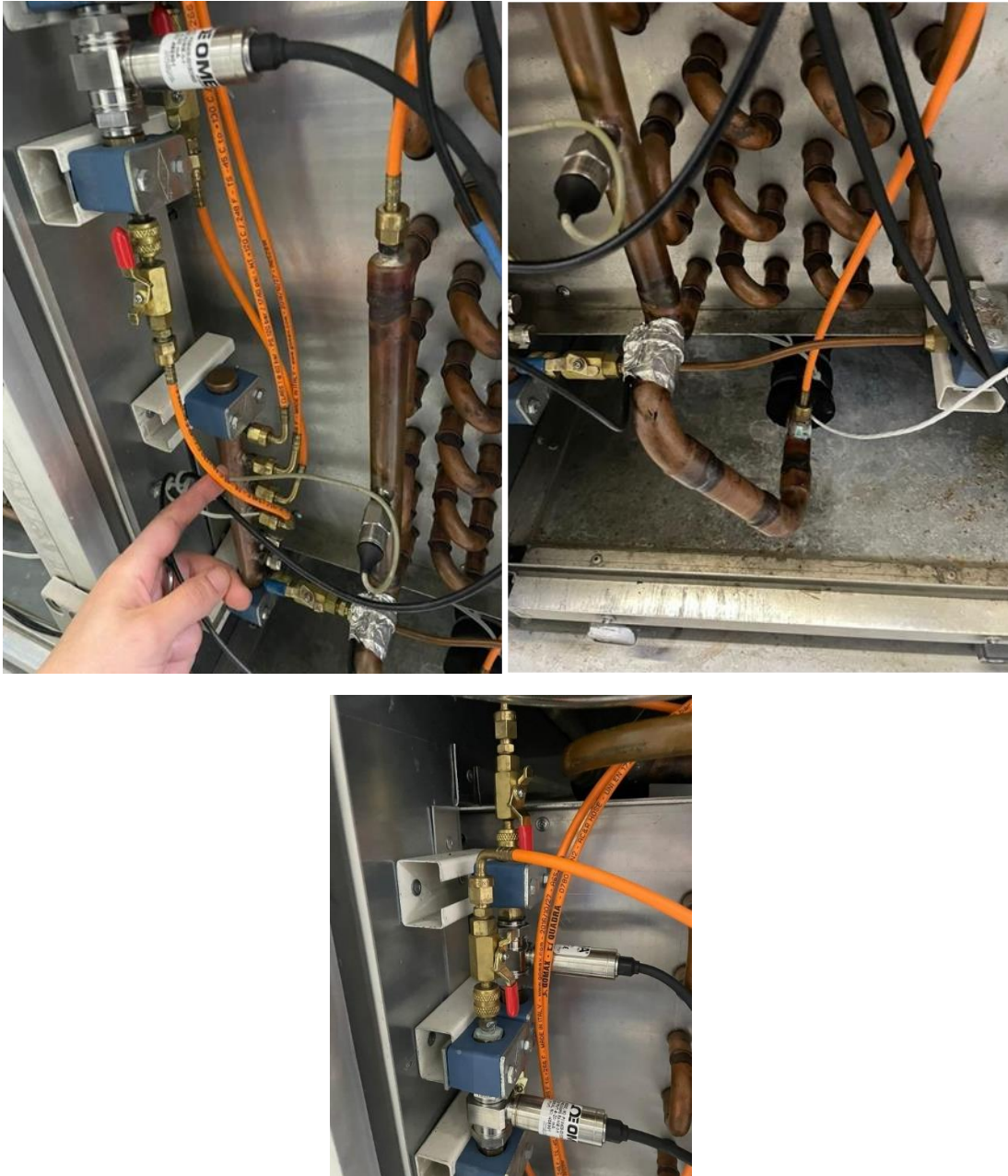


Figura 9: Posición y sensor de presión diferencial ΔP_{rf} .

Tr0

Este corresponde a un transmisor de temperatura PT-100 ubicado antes de la válvula de expansión electrónica. Se encuentra pegado a la tubería de cobre y está envuelto por un material aislante que permite que la medición se vea mayormente afectada por la temperatura de la cañería.

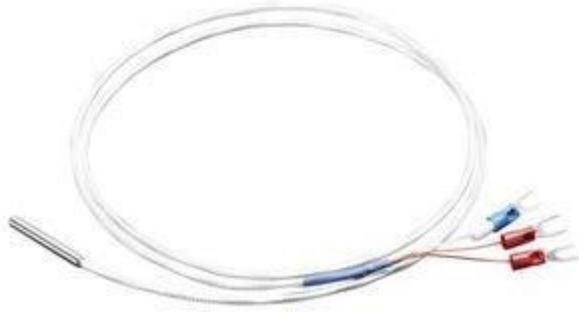


Figura 10: PT-100.

La instalación del PT-100 correspondiente a *Tr0* se muestra a continuación:

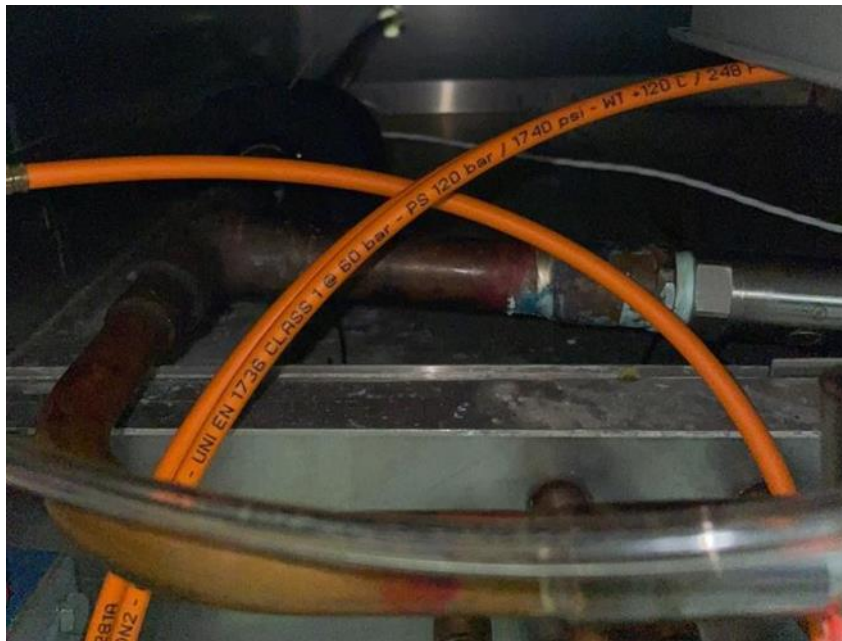


Figura 11: Transmisor de temperatura junto con la tubería de cobre.

Tr1

Al igual que el anterior, este corresponde a un transmisor de temperatura PT-100 ubicado después del evaporador. Se encuentra pegado a la tubería de cobre y está envuelto por un material aislante que permite que la medición se vea mayormente afectada por la temperatura de la cañería.

La instalación del PT-100 correspondiente a *Tr2* se muestra a continuación:



Figura 12: Transmisor de temperatura junto con la tubería de cobre.

Túnel de viento

Se presenta un boceto 3D del túnel de viento en el cual se especifican las variables que posee cada sensor, tanto de temperatura, medidos por transductores de temperatura PT-100, como de presión diferencial, medidos por transductores de presión diferencial OMEGA PX274.

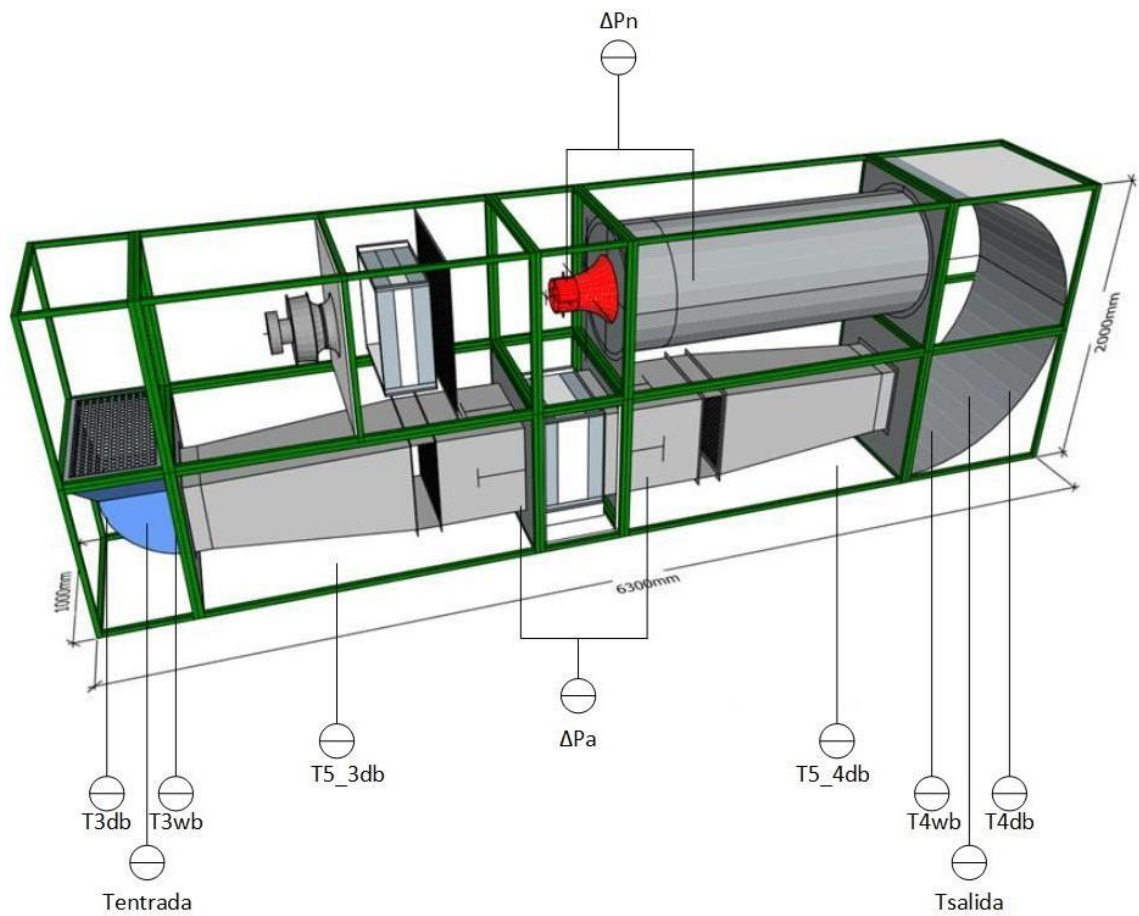


Figura 13: Representación túnel de viento con posición de variables.

Las variables utilizadas en el túnel de aire se especifican a continuación.

Tabla 2: Variables del túnel de viento.

Nombre variable	Descripción
$T3db$	Temperatura de bulbo seco en la cámara de entrada.
$T3wb$	Temperatura de bulbo húmedo en la cámara de entrada.
$T4db$	Temperatura de bulbo seco en la cámara de salida.
$T4wb$	Temperatura de bulbo húmedo en la cámara de salida.
$T5_3db$	Temperatura ambiental a las afueras de la cámara de entrada.
$T5_4db$	Temperatura ambiental a las afueras de la cámara de salida.
$Tentrada$	Temperatura análoga de bulbo seco en la cámara de entrada.
$Tsalida$	Temperatura análoga de bulbo seco en la cámara de salida.
ΔPn	Presión diferencial entre la cámara de descarga y la tobera.
ΔPa	Presión diferencial entre la cámara de entrada y salida a través del evaporador.

Cabe destacar que, además de las variables previamente mencionadas, las temperaturas de entrada y salida también se miden mediante un transductor de temperatura PT-100. Sin embargo, es importante tener en cuenta que estas temperaturas no son analizadas por el software y solo se muestran en el tablero de control. Estas mediciones son útiles para monitorear el funcionamiento del sistema en tiempo real y brindan una referencia visual para el operador, aunque no formen parte del análisis de datos llevado a cabo por el software del túnel de viento.

A continuación, se mostrarán las variables de presión diferencial ΔPa y ΔPn con sus respectivas ubicaciones en el túnel.

ΔPa

La variable mencionada corresponde al transmisor de presión diferencial OMEGA previamente descrito. Esta medición es llevada a cabo en cuatro puntos ubicados alrededor de la cámara de entrada, los cuales están conectados a un manifold. Posteriormente, se efectúa otra medición en la cámara de mezcla, con la misma cantidad de puntos y conexión a un manifold, para registrar la diferencia de presión del aire mientras pasa a través de la batería de serpentines.



Figura 14: Transmisor de presión diferencial OMEGA PX274.

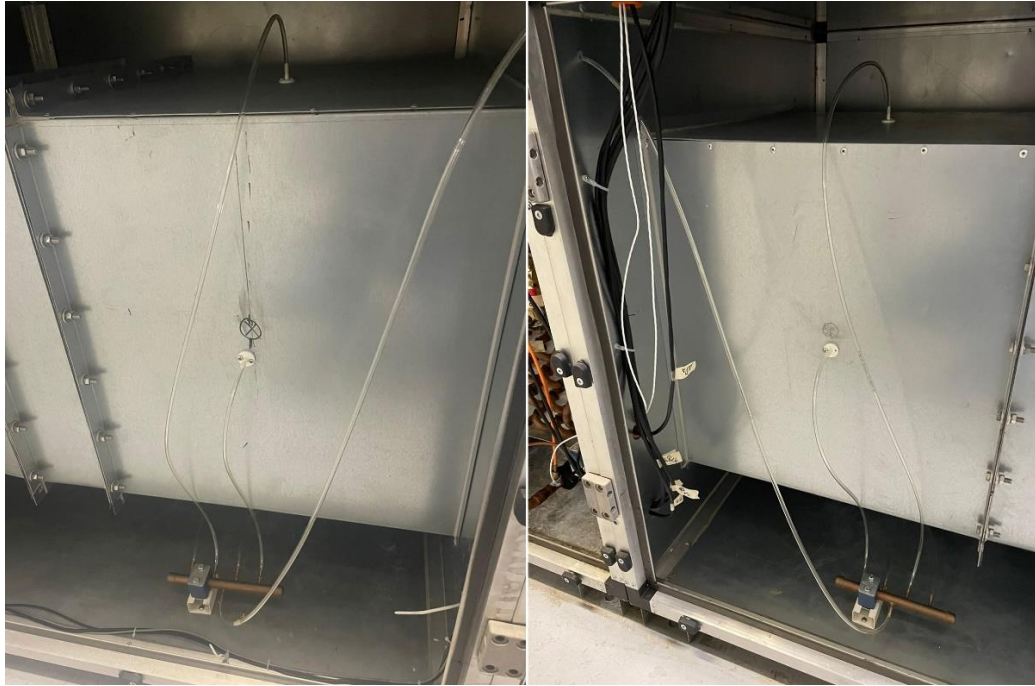


Figura 15: Ubicación toma de presiones de ΔP_a .

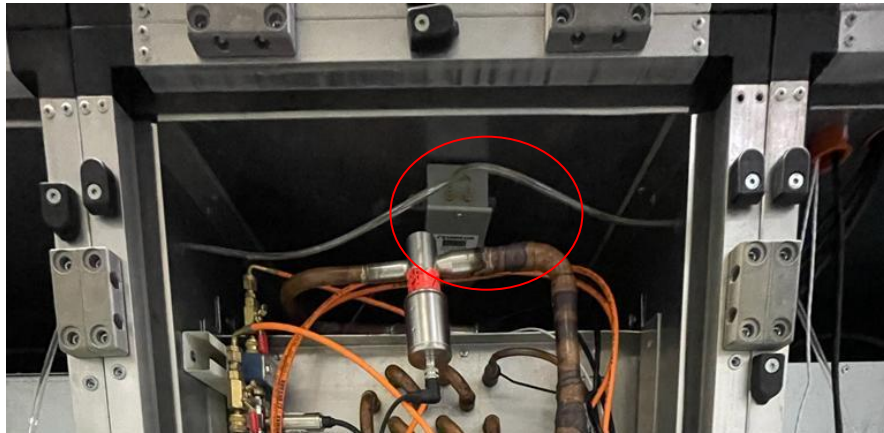


Figura 16: Sensor OMEGA de la variable ΔP_a .

ΔP_n

Al igual que la variable anterior, corresponde a un transmisor de presión diferencial OMEGA. Esta variable es medida por el paso de aire en cuatro puntos alrededor de la cámara receptora, conectados a un manifold. Posteriormente, se efectúan mediciones en la tobera de descarga, también con cuatro puntos de medición.



Figura 17: Cámara receptora y tobera de descarga con puntos de medición y transmisor de presión diferencial.

Recapitulación

Mostrados los sensores y sus correspondientes variables y puntos de medición, podemos notar que los sensores inhabilitados para la toma de datos son:

- ΔP_{rf}
- ΔP_{rc}
- ΔP_a
- ΔP_n

Anexo B: Procedimiento conexión IP PLC-PC mediante cable

cruzado.

OBJETIVO:	Conectar IP de PLC mediante cable cruzado hacia el computador para la toma de datos del túnel de ensayo, reanudando cuando corresponda la conexión a internet mediante ethernet.
ALCANCE:	Mediante la desconexión del cable ethernet del computador, se tendrá que configurar las opciones del adaptador de cable de red para poder tener las IP conectadas del PLC con el computador, de esta forma se podrá acceder a la toma de datos del túnel en el software PAC PROJECT PRO.
LÍDER DE PROCEDIMIENTO:	Apoyo académico laboratorio termofluidos.

DEFINICIONES

IP: Etiqueta numérica que identifica, de manera lógica y jerárquica, a una interfaz en la red de un dispositivo,

PLC: Controlador lógico programable, es una computadora, para automatizar procesos electromecánicos, electroneumáticos, electrohidráulicos, tales como el control de la maquinaria de la fábrica en líneas de montaje u otros procesos.

PAC: Software encargado del control de datos del sistema.

OPTO22: Empresa fabricante del software *PAC*.

REQUISITOS Y CONDICIONES GENERALES PARA EL DESARROLLO DEL PROCEDIMIENTO

-Encendido computador y conexión de las dos fuentes de alimentación VDC de 5 y 24 respectivamente.

-Conocimiento dirección IP del PLC, en este caso 192.168.0.120.

ACTIVIDAD	RESPONSABLE	CONTROL	DOCUMENTO DE REFERENCIA	REGISTRO RESULTANTE
1.- Conectar cable cruzado desde PLC hasta puerto ethernet del computador.	Apoyo académico laboratorio termofluidos o personal capacitado.	Correcta conexión ambos puertos, tanto PLC como PC.	PAC MANAGER USER'S GUIDE	Encendido luz PLC-Ethernet e ícono conexión ethernet PC "desconectado".

ACTIVIDAD	RESPONSABLE	CONTROL	DOCUMENTO DE REFERENCIA	REGISTRO RESULTANTE
2.- Dirigirse a panel de control.	Apoyo académico laboratorio termofluidos o personal capacitado.	A través de ventana de inicio.	PAC MANAGER USER'S GUIDE	Se abre página de panel de control.
3.- Abrir sección "redes e internet"	Apoyo académico laboratorio termofluidos o personal capacitado.	Seleccionar correctamente el ícono.	PAC MANAGER USER'S GUIDE	Se abre página de redes e internet.
4.- Seleccionar "Centro de redes y recursos compartidos".	Apoyo académico laboratorio termofluidos o personal capacitado.	Seleccionar correctamente el ícono.	PAC MANAGER USER'S GUIDE	Se abre página de visualización de información de la red y configuración de conexiones.
5.- Seleccionar "cambiar configuración del adaptador".	Apoyo académico laboratorio termofluidos o personal capacitado.	Selección en la lista de opciones a lado izquierdo del menú.	PAC MANAGER USER'S GUIDE	Se abre nueva ventana con las conexiones de red.
6.- Seleccionar ícono "Ethernet" y abrir propiedades.	Apoyo académico laboratorio termofluidos o personal capacitado.	Mostrar opciones con clic derecho y dar permisos para abrir propiedades.	PAC MANAGER USER'S GUIDE	Se abre mini ventana de propiedades de ethernet.
7.- Seleccionar ícono "Protocolo de Internet versión 4 (TCP/IPv4)" y	Apoyo académico laboratorio termofluidos o personal capacitado.	Tener seleccionado el ícono y apretar botón de	PAC MANAGER USER'S GUIDE	Se abre mini ventana de propiedades del "Protocolo de Internet versión 4 (TCP/IPv4)".

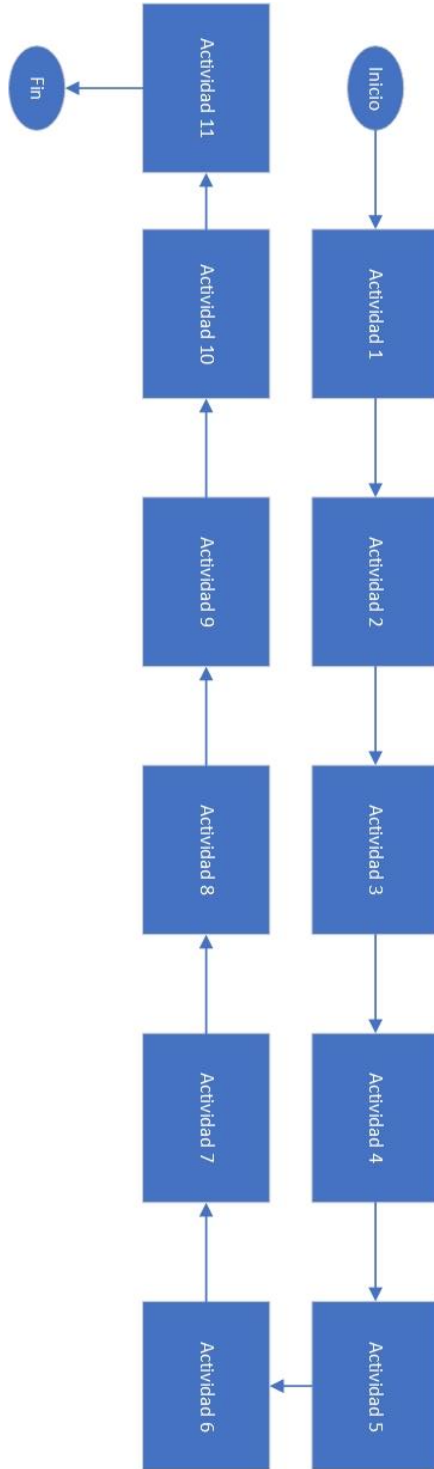
ACTIVIDAD	RESPONSABLE	CONTROL	DOCUMENTO DE REFERENCIA	REGISTRO RESULTANTE
abrir propiedades.		propiedades.		
8.- Seleccionar "Usar la siguiente dirección IP".	Apoyo académico laboratorio termofluidos o personal capacitado.	Se habilita selección con círculo azul.	PAC MANAGER USER'S GUIDE	Se habilitan las opciones para seleccionar dirección IP, máscara de subred y puerta de enlace predeterminada.
9.- Introducir dirección IP superior a la indicada por el PLC, en este caso: "192.168.0.140". Introducir "máscara de subred": "255.255.255.0". Introducir puerta de enlace predeterminada, que corresponde a la dirección IP del PLC: "192.168.0.120". Se le da clic en aceptar. Luego se cierra la ventana de propiedades.	Apoyo académico laboratorio termofluidos o personal capacitado.	Se ingresan correctamente las direcciones descritas.	PAC MANAGER USER'S GUIDE	Ícono de cable de red Ethernet pasa del estado desconectado a inhabilitado.
10.- Dirigirse a buscar en Inicio	Apoyo académico	Apretar correctamente	PAC MANAGER USER'S GUIDE	Se abre ventana color negro

ACTIVIDAD	RESPONSABLE	CONTROL	DOCUMENTO DE REFERENCIA	REGISTRO RESULTANTE
de Windows "Símbolo del sistema" o apretar "botón Windows" + "cmd"	laboratorio termofluidos o personal capacitado.	ente el botón Windows o realizar la búsqueda en el sistema.		programable correspondiente a símbolo del sistema.
11.- Corroborar conexión entre PLC y PC mediante comando ping. Escribir en la ventana de comandos: "ping 192.168.0.120" correspondiente a la dirección IP del PLC y dar Enter.	Apoyo académico laboratorio termofluidos o personal capacitado.	Escribir correctamente el comando y la dirección IP seguido de "C:\Users\ Usuario>"	PAC MANAGER USER'S GUIDE	Corroborar información que entregue la ventana de comando, al enviar y recibir el mismo número de paquetes. Con 0% de paquetes perdidos.

Si es que se desea, restablecer conexión a internet del PC. Seguir los siguientes pasos:

ACTIVIDAD	RESPONSABLE	CONTROL	DOCUMENTO DE REFERENCIA	REGISTRO RESULTANTE
12.- Desconectar cable cruzado y conectar cable ethernet con conexión a internet.	Apoyo académico laboratorio termofluidos o personal capacitado.	Verificar buena conexión cable puerto ethernet.	PAC MANAGER USER'S GUIDE	Icono internet "inhabilitado"
13.- Repetir actividades descritas en el procedimiento del 2 al 7.	Apoyo académico laboratorio termofluidos o personal capacitado.	Descritos con anterioridad para cada actividad.	PAC MANAGER USER'S GUIDE	Descritos con anterioridad para cada actividad.
14.- Seleccionar la opción: "Obtener una dirección IP automáticamente"	Apoyo académico laboratorio termofluidos o personal capacitado.	Se desmarcan las IP del PLC. Y se bloquea la opción de elegir la IP.	PAC'S MANAGER USER GUIDE.	Icono de internet aparece como conectado.

DIAGRAMA DE FLUJO





Actividad 1



Actividad 2



Actividad 3



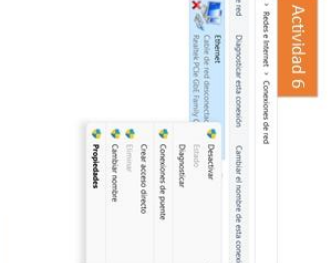
Actividad 4



Actividad 7



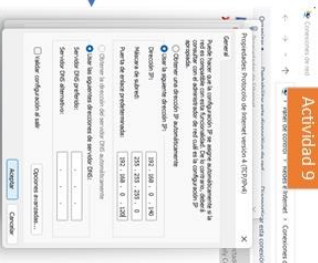
Actividad 6



Actividad 5



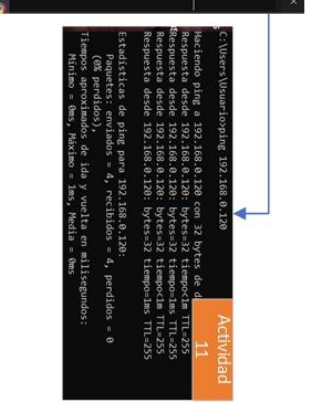
Actividad 8



Actividad 9



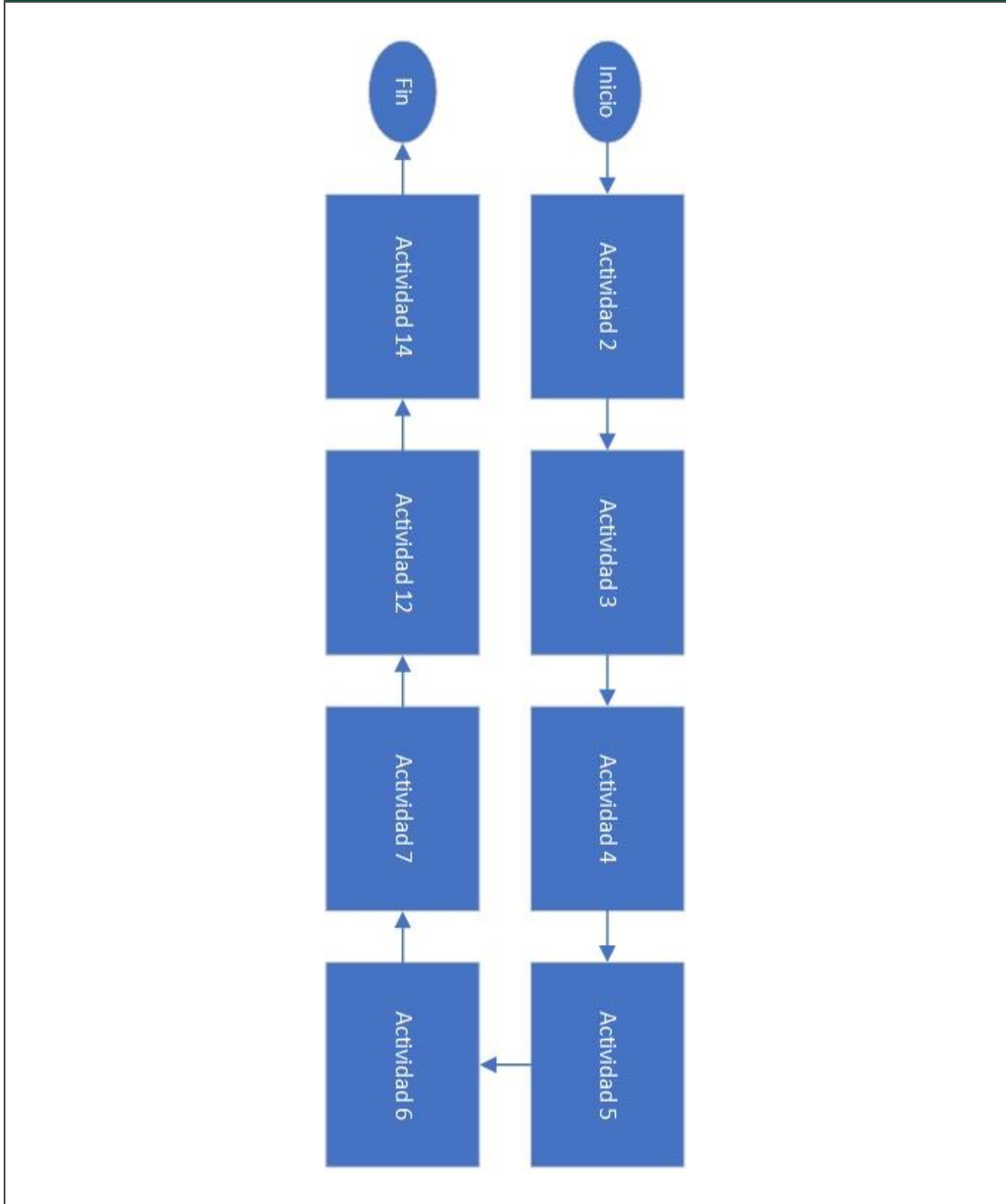
Actividad 10



Actividad 11

Diagrama de Flujo de reconexión de Internet:

DIAGRAMA DE FLUJO



SISTEMAS DE INFORMACIÓN			
SISTEMA DE INFORMACIÓN	DESCRIPCIÓN	FRECUENCIA	UBICACIÓN
Windows 10 o versiones anteriores o posteriores.	Sistema operativo del PC.	De uso según operación túnel o cuando se requiera reestablecer la conexión a internet del PC.	PC.

CONTROL DE CAMBIOS				
VERSIÓN	FECHA DE APROBACIÓN			DESCRIPCIÓN DEL CAMBIO
	AAAA	MM	DD	
ELABORÓ				
NOMBRES Y APELLIDOS			CARGO	
Felipe Vergara Vásquez			Memorista túnel de ensayo de Intercambiadores de Calor.	
REVISÓ				
NOMBRES Y APELLIDOS			CARGO	
APROBÓ (GESTOR RESPONSABLE DEL PROCESO)				
NOMBRES Y APELLIDOS		CARGO		FECHA
				AAAA
				MM
				DD

Anexo C: Manual de funcionamiento y adquisición de datos.



LABORATORIO DE TERMOFLUIDOS - UTFSM

Manual de Funcionamiento y Adquisición de Datos

Túnel de Ensayo de Intercambiadores de Calor

FELIPE JUAN PABLO VERGARA VÁSQUEZ
25-7-2023

Introducción

El siguiente documento presenta las instrucciones para operar el túnel de ensayo de intercambiadores de calor, tanto las instrucciones de prendido y apagado, como la selección de carga térmica a utilizar. También se explica el sistema de adquisición de datos del PC, para el software PAC PROJECT PRO y el software COOLTERM. Para más información sobre los elementos y análisis, consultar referencias.

Túnel de Viento

Encendido

Antes de comenzar el encendido de los equipos es importante registrar las condiciones ambientales, tales como la humedad relativa, la temperatura ambiental y la presión atmosférica.

Encender el tablero principal que alimenta con corriente trifásica al ventilador radial del túnel, al tablero de instrumentación y a la unidad condensadora.



Figura 1: Tablero de Energía principal

Conectar las fuentes de 24 y 5 [Vdc] del tablero de instrumentación a la toma de corriente del tablero principal. La fuente de 5 [Vdc] alimenta el PLC del tablero de instrumentación, mientras que la fuente de 24 [Vdc] alimenta los sensores 4-20 [mA].

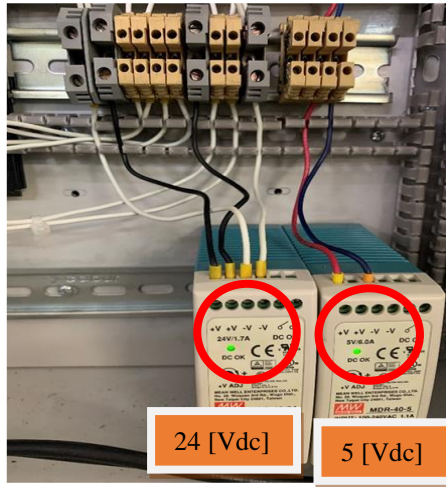


Figura 2: Fuentes de alimentación del tablero de instrumentación

Computador

Para iniciar el túnel de ensayo de intercambiadores de calor, se procede a encender el PC y abrir los softwares necesarios. Es importante destacar que los softwares, como el PAC PROJECT PRO y el COOLTERM, pueden ser iniciados sin necesidad del ciclo de refrigeración. Sin embargo, antes de comenzar la captura de datos, se recomienda esperar un tiempo superior a 30 minutos, idealmente 60 minutos, para que el sistema alcance la estabilidad térmica necesaria. Este período de espera garantiza mediciones más precisas y confiables durante las pruebas.



Figura 3: Computador y tablero de instrumentación - PLC

PAC PROJECT PRO

Antes de abrir el software PAC CONTROL PRO, ubicado en la carpeta OPTO22, es necesario verificar el encendido del controlador principal. Para llevar a cabo esta verificación, se debe abrir el software SOFTPAC MONITOR 10.4, también situado en la carpeta OPTO22. Si el estado del controlador principal se encuentra en OFF, el operador debe habilitarlo cambiándolo a ON. Esta acción permitirá que el controlador esté operativo y listo para su uso, garantizando el correcto funcionamiento del software PAC CONTROL PRO durante las pruebas en el túnel de ensayo de intercambiadores de calor.

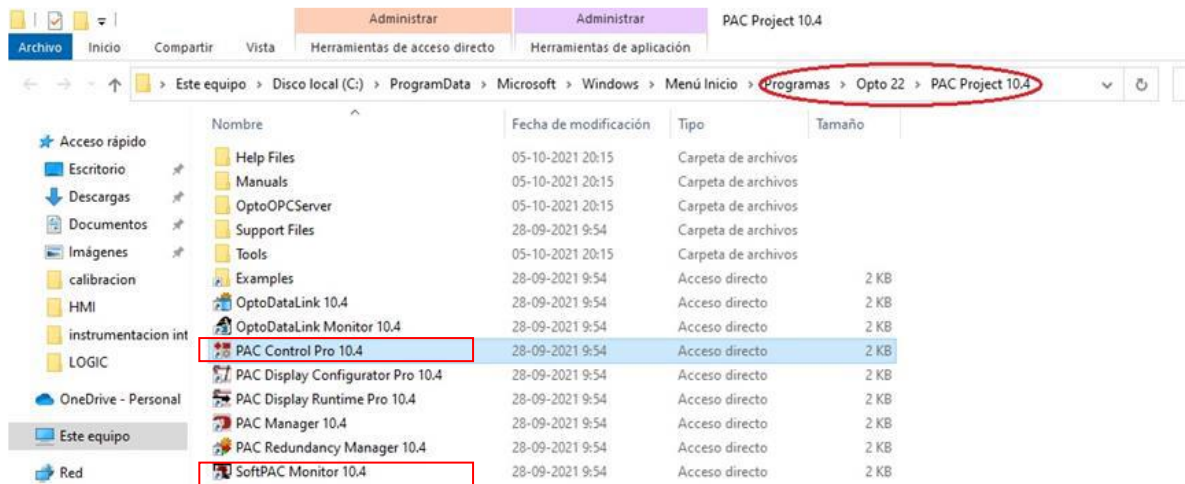


Figura 4: Ubicación PAC CONTROL PRO

Se procede a abrir PAC CONTROL PRO. Luego, en la barra de herramientas, se selecciona FILE y seguidamente OPEN STRATEGY. En esta ventana, se busca y selecciona el archivo que contiene las variables a medir, llamado LOGIC_01.

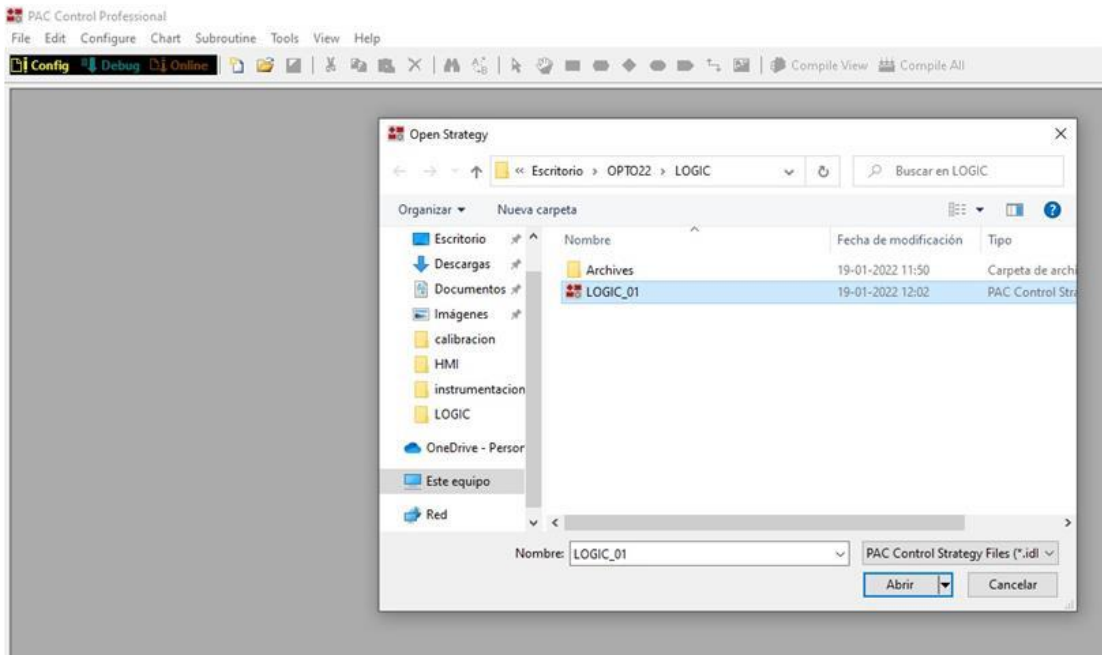


Figura 5: Ubicación ESTRATEGIA

Cargada la estrategia de medición en PAC CONTROL PRO, se procede a seleccionar la opción DEBUG y, a continuación, la opción RUN STRATEGY. Esto mostrará las lecturas de los sensores instalados en tiempo real en la pantalla principal VIEW del software. Estas lecturas permitirán al operador monitorear las variables de medición durante las pruebas en el túnel de ensayo de intercambiadores de calor.

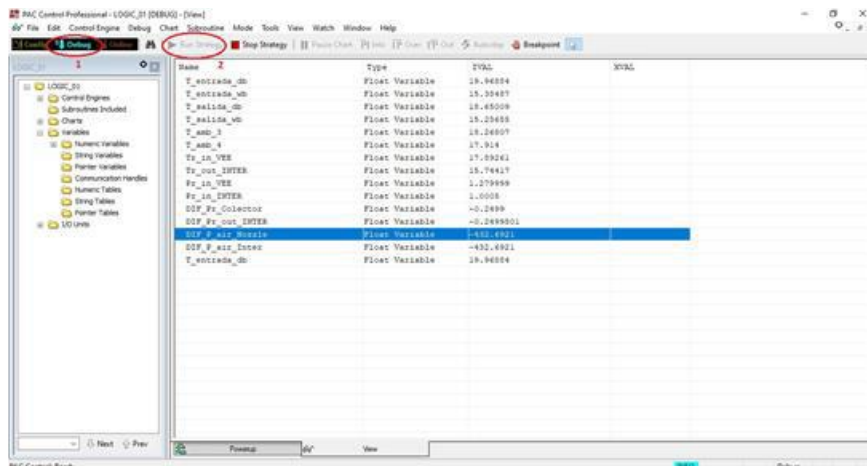


Figura 6: Pantalla PAC CONTROL PRO ejecutando la estrategia.

Para almacenar los datos de las variables medidas se tiene que abrir el software PAC DISPLAY RUNTIME, ubicado en la carpeta OPTO22. Este software guardará los datos en formato bloc de notas.

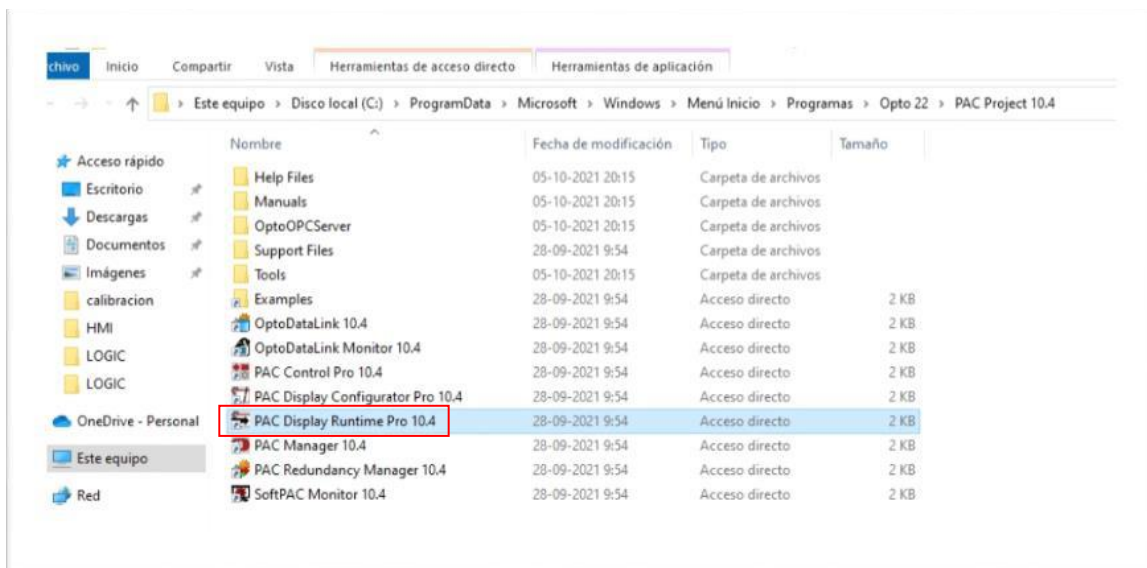


Figura 7: Ubicación PAC CONTROL DISPLAY RUNTIME PRO.

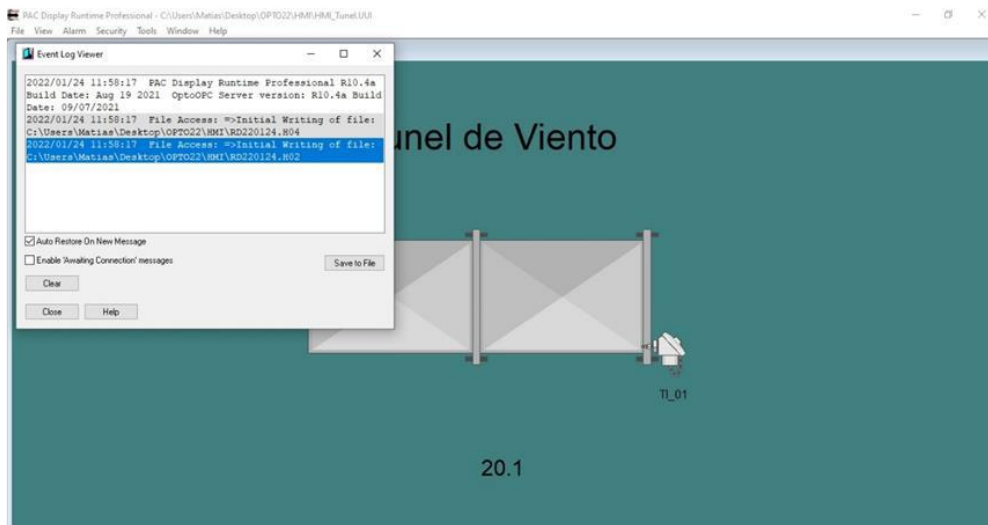


Figura 8: PAC DISPLAY RUNTIME PRO ejecutándose.

Para abrir los archivos guardados, se debe dirigir a la ubicación Escritorio/OPTO22/HMI. Allí, los archivos estarán etiquetados con el nombre de RD seguido de la Fecha en formato AAMMDD.H2. Al acceder a esta ruta, el operador podrá abrir y revisar los datos almacenados en formato bloc de notas correspondientes a las mediciones realizadas durante las pruebas en el túnel de ensayo de intercambiadores de calor.

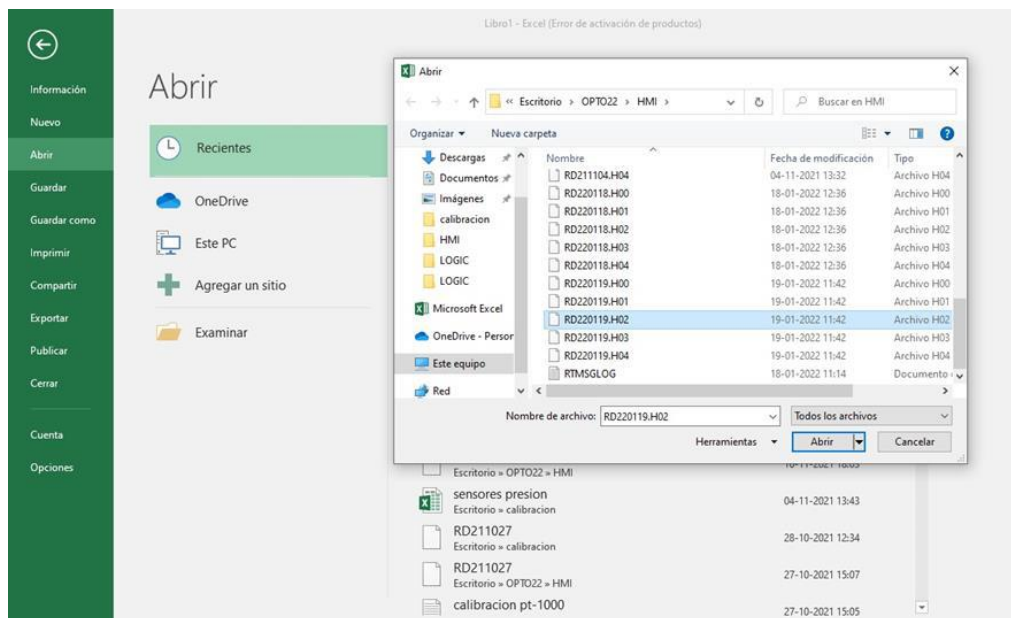
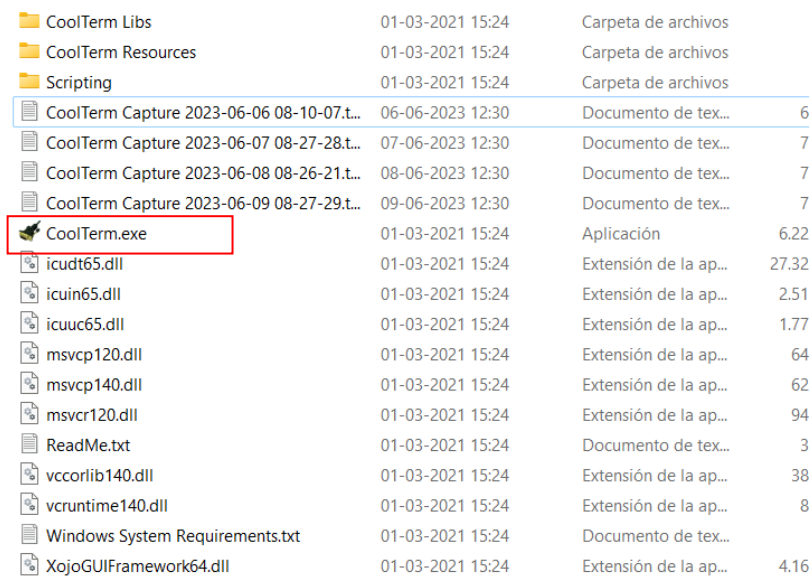


Figura 9: Ubicación data creada con PAC DISPLAY RUNTIME PRO.

Una vez almacenados los datos se pueden traspasar a MICROSOFT EXCEL para una mejor visualización y análisis.

COOLTERM

Abrir la carpeta COOLTERMWIN de escritorio. Seguidamente, abrir el ícono llamado COOLTERM.EXE.



CoolTerm Libs	01-03-2021 15:24	Carpeta de archivos	
CoolTerm Resources	01-03-2021 15:24	Carpeta de archivos	
Scripting	01-03-2021 15:24	Carpeta de archivos	
CoolTerm Capture 2023-06-06 08-10-07.t...	06-06-2023 12:30	Documento de tex...	6
CoolTerm Capture 2023-06-07 08-27-28.t...	07-06-2023 12:30	Documento de tex...	7
CoolTerm Capture 2023-06-08 08-26-21.t...	08-06-2023 12:30	Documento de tex...	7
CoolTerm Capture 2023-06-09 08-27-29.t...	09-06-2023 12:30	Documento de tex...	7
CoolTerm.exe	01-03-2021 15:24	Aplicación	6.22
icudt65.dll	01-03-2021 15:24	Extensión de la ap...	27.32
icuin65.dll	01-03-2021 15:24	Extensión de la ap...	2.51
icuuc65.dll	01-03-2021 15:24	Extensión de la ap...	1.77
msvcp120.dll	01-03-2021 15:24	Extensión de la ap...	64
msvcp140.dll	01-03-2021 15:24	Extensión de la ap...	62
msvcr120.dll	01-03-2021 15:24	Extensión de la ap...	94
ReadMe.txt	01-03-2021 15:24	Documento de tex...	3
vccorlib140.dll	01-03-2021 15:24	Extensión de la ap...	38
vcruntime140.dll	01-03-2021 15:24	Extensión de la ap...	8
Windows System Requirements.txt	01-03-2021 15:24	Documento de tex...	
XojoGUIFramework64.dll	01-03-2021 15:24	Extensión de la ap...	4.16

Figura 10: Ubicación COOLTERM.exe.

En la barra de herramientas abrir OPTIONS y seleccionar BAUDRATE 19200.

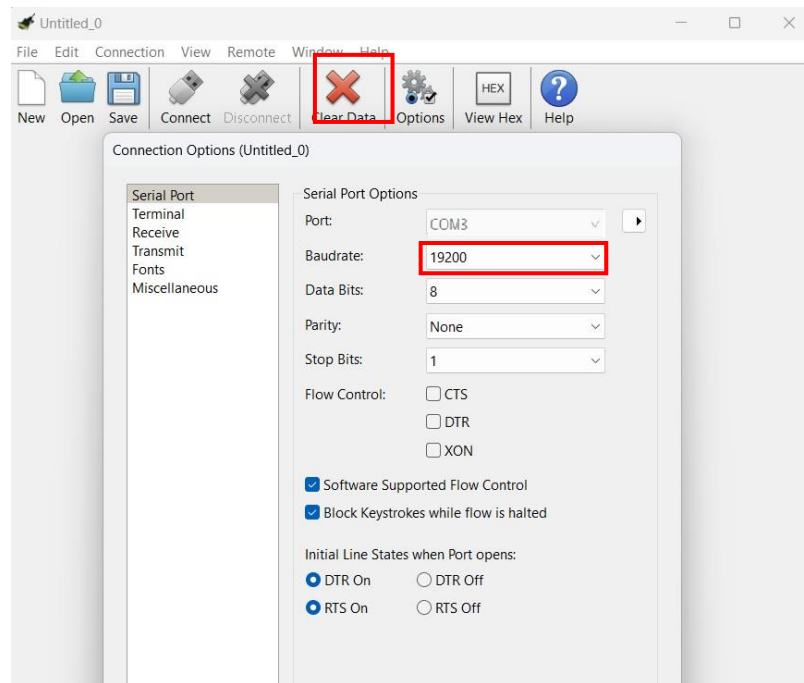


Figura 11: Configuración de puerto.

Darle a OK, y seguido a CONNECT y luego a CLEAR DATA.

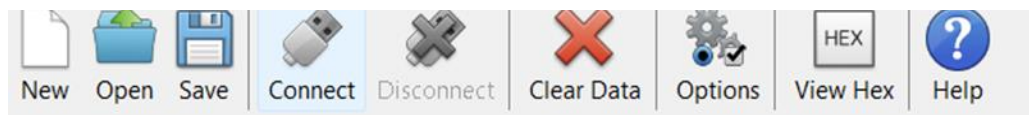


Figura 12: Opciones CONNECT y CLEAR DATA.

Se procede a crear el archivo “.txt”, ir a CONECCION y luego a CAPTURE TO TEXT/BINARY FILE y darle a START.

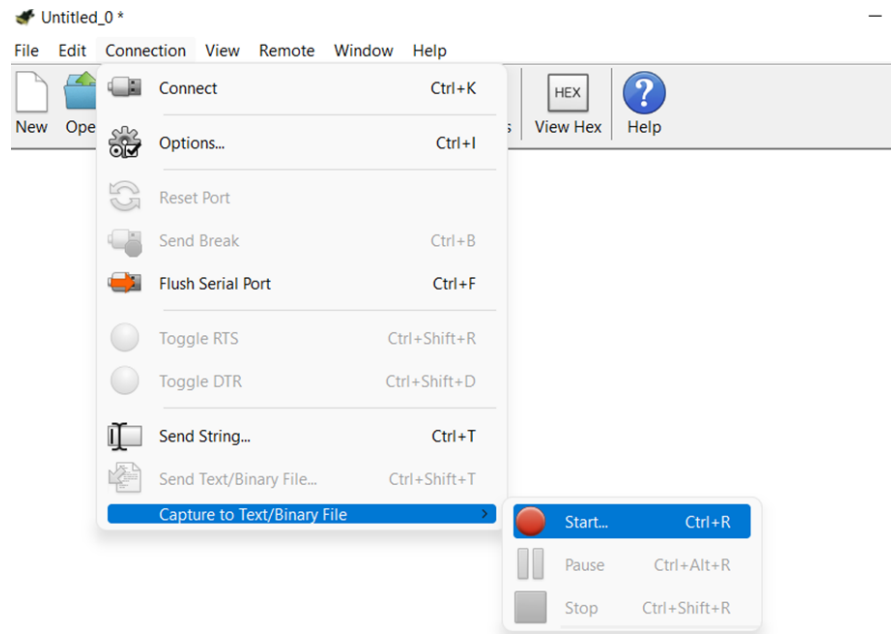


Figura 13: Creación archivo .txt.

De esta forma se crea el archivo ".txt". Para iniciar la captura de datos, se presiona la tecla "i" (minúscula). Para finalizar la captura de datos, se utiliza la tecla "f" (minúscula). Después, se accede a la opción CONECCCTION y se selecciona STOP para detener el proceso de captura.

Ciclo de refrigeración

Encendido

Abrir las válvulas de entrada y salida del tanque receptor del refrigerante.

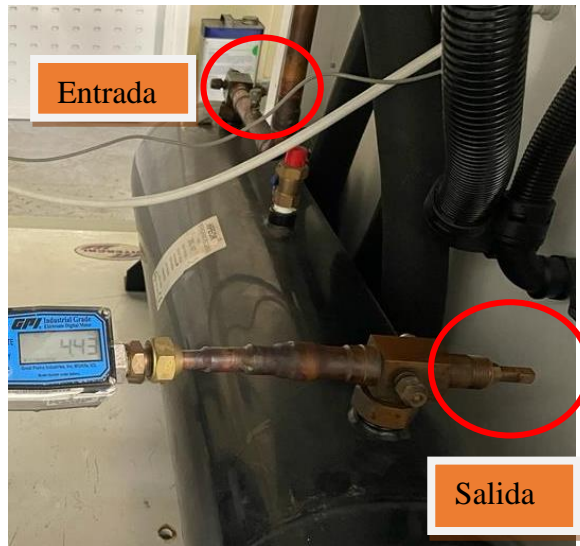


Figura 14: Válvulas de Entrada y Salida tanque receptor.

Posteriormente, abrir las válvulas de bola correspondientes a la descarga y succión del refrigerante.

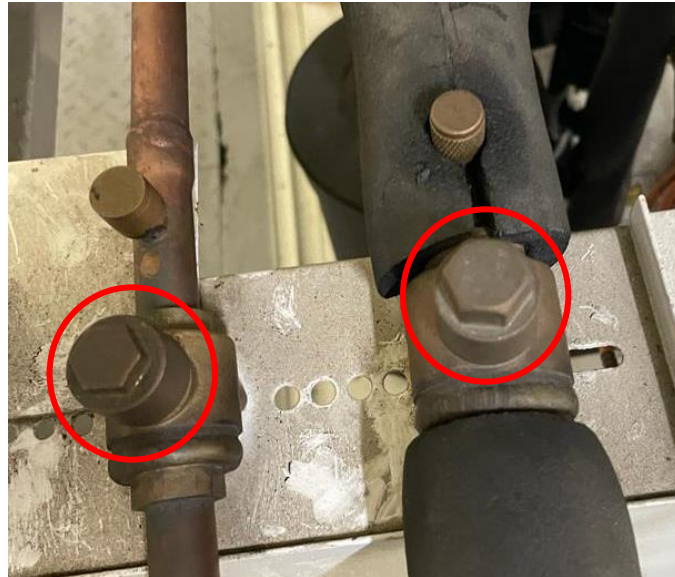


Figura 15: Válvulas de bola de líneas de descarga y succión.

Posteriormente a la apertura de las válvulas, se procede a activar el interruptor "S1" en el tablero de control de la unidad condensadora. Este interruptor permite la alimentación con

corriente monofásica. Acto seguido, se activa el interruptor "Q1", que da paso a la alimentación trifásica, completando así el proceso de puesta en marcha de la unidad condensadora.



Figura 16: Interruptores, S1 monofásico, Q1 trifásico.

Posteriormente al encendido, se activan las etapas de calefacción presionando los botones negros (switches) del tablero de control. Cada botón corresponde a una etapa específica, y al presionarlos, se pone en funcionamiento la potencia de calefacción correspondiente a la carga térmica necesitada en el túnel de ensayo de intercambiadores de calor.



Figura 17: Interruptores etapas.

Luego de encender, se debe esperar 15 segundos antes de activar el circuito de expansión directa al posicionar el switch del tablero en 'DX'. Esto permitirá que fluya el refrigerante hacia el serpentín y dará inicio al ciclo de refrigeración en el túnel de ensayo de intercambiadores de calor.



Figura 18: Interruptor expansión directa e interruptores etapas de calefacción.

Para activar las etapas de calefacción según la carga térmica necesitada, se inicia con la primera etapa de 6,64 KW, seguida por la segunda etapa de 1,2 KW y, si es necesario, se activa la tercera etapa también de 1,2 KW.

Detención del sistema

Para detener el ciclo de refrigeración, así como el túnel de viento se deben seguir las siguientes instrucciones.

1. Cerrar la válvula de salida del receptor de líquido.



Figura 19: Válvula descarga tanque receptor.

2. Se va a registrar una caída de presión en el manómetro de baja, hasta que el compresor se detenga automáticamente.
3. Al detenerse el compresor, se vuelve a modalidad desde DX a 0

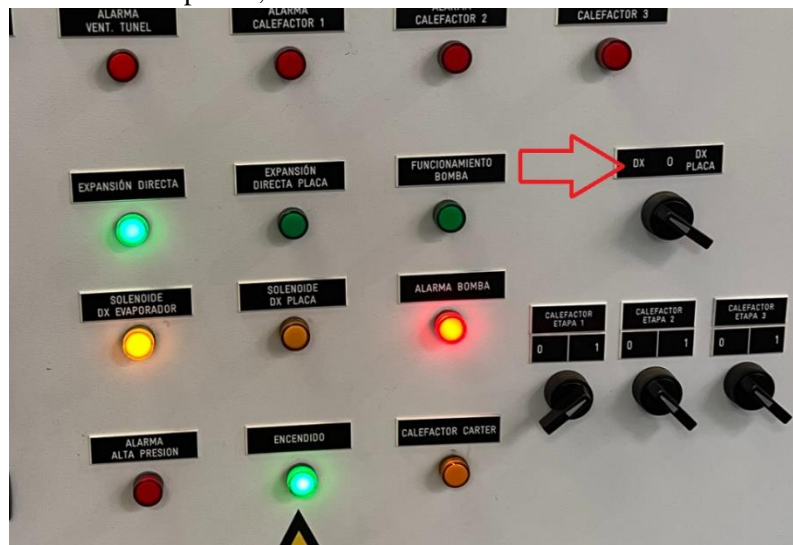


Figura 20: Detención interruptor expansión directa.

4. Se cierra la válvula de entrada del receptor de liquido



Figura 21: Válvula de entrada tanque receptor en proceso de cierre.

5. Se cierran las dos válvulas de bola, Succión y líquido.



Figura 22: Válvulas de bola de líneas de refrigerante en proceso de cierre.

De esta forma se registra la presión final para tener un registro en los manómetros de presión alta y baja.

Posteriormente se deben apagar las etapas de calefacción. Se deben presionar los botones rojos de cada interruptor correspondiente a las etapas de calefacción. Esto detendrá la potencia de calefacción en cada etapa.



Figura 23: Interruptores de apagado etapas de calefacción.

Una vez realizado la acción anterior, se debe apagar la alimentación monofásica y trifásica. Por lo cual se debe colocar el interruptor S1 en la posición OFF para apagar la alimentación monofásica y el interruptor Q1 en la posición OFF para apagar la alimentación trifásica.

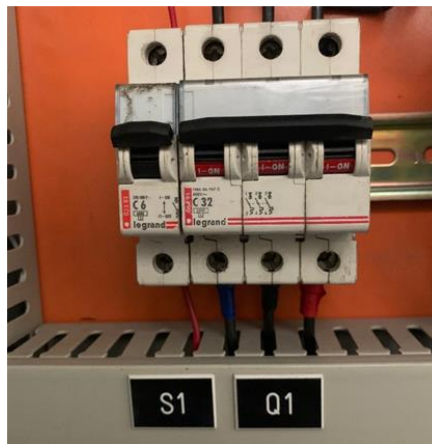


Figura 24: Interruptores monofásico y trifásico.

Una vez realizada esta acción se deben apagar las etapas, presionando el botón rojo de cada interruptor.

Finalmente, se procede a apagar el interruptor del tablero principal, lo que desenergizará las demás unidades del sistema.



Figura 25: Interruptor tablero principal.

Anexo D: Código cálculo P - NTU , U .

```
%FLUIDO 1 AIRE
% Definir las propiedades termodinámicas del aire
T_ain = input('Ingrese Temperatura del Aire a la Entrada en
[°C]: '); % Temperatura de entrada del aire [°C]
T_aout = input('Ingrese Temperatura del Aire a la Salida en
[°C]: '); % Temperatura de salida del aire [°C]
densidad_aire = input('Ingrese Densidad del Aire a la entrada
en [kg/m^3]: '); %Densidad aire a T_ain [kg/m3]
caudal_aire = 3180; %Flujo volumétrico total túnel [m3/h]
m_punto_aire = caudal_aire*(1/3600)*densidad_aire/2; % Flujo
másico aire cada circuito [kg/s]
cp_aire_in = input('Ingrese cp del Aire a la entrada en
[kJ/kg*K]: '); % calor específico [kJ/kg*K]

% FLUIDO 2 REFRIGERANTE R134a
% Definir las propiedades termodinámicas del refrigerante
T_rin = input('Ingrese Temperatura del Refrigerante a la
Entrada en [°C]: '); % Temperatura de entrada del refrigerante
[°C]
T_rout = input('Ingrese Temperatura del Refrigerante a la
Salida en [°C]: '); % Temperatura de salida del refrigerante
[°C]
densidad_ref = input('Ingrese Densidad del Refrigerante a la
entrada en [kg/m^3]: '); %densidad ref a la entrada del
serpentin [kg/m3]
caudal_ref = input('Ingrese Caudal del Refrigerante a la
entrada en [lt/min]: '); %Flujo volumétrico promedio
refrigerante [lt/min]
m_punto_ref = caudal_ref*(1/60)*(1/1000)*densidad_ref/2; %
Flujo másico refrigerante cada circuito [kg/s]

%Cálculo cp equivalente refrigerante
cp_ref_eq = (m_punto_aire/m_punto_ref)*cp_aire_in*(T_ain-
T_aout)/(T_rin-T_rout); % Calor específico refrigerante
% al realizar balance de energía incluyendo su cambio de fase
[kJ/kg*K]

% Heat capacity rate ratio
C1 = m_punto_aire*cp_aire_in;
C2 = m_punto_ref*cp_ref_eq;
R1 = C1/C2;
R2 = C2/C1;
RR1 = R1/5; % Valor que toma R1 al pasar por cada fila
acoplada en serie

% P1 empírico circuito
P1 = (T_aout-T_ain)/(T_rin-T_ain);
```

```

%Cálculo NTU según P1 empírico
tolerancia = 0.001;
NTU = 0.0001; %Valor semilla NTU
P1_parallel_coupling = 0;
while abs(P1_parallel_coupling - P1) > tolerancia
    %Eq. II.2.1
    K = 1-exp(-NTU);
    P = (1/RR1)*(1-exp(-K*RR1));

    %Eq. IV.2.1
    %n=6 debido a 6 pasos o exchangers
    P1_counterflow_general = ((1-RR1*P)^6-(1-P)^6)/((1-
RR1*P)^6-RR1*(1-P)^6);
    P1_counterflow_general = P1_counterflow_general*RR1;

    %Eq. IV.3.1
    %n=6 debido a 6 pasos o exchangers
    P1_parallelflow_general = (1/(1+RR1))*(1-(1-(1+RR1)*P)^6);
    P1_parallelflow_general = P1_parallelflow_general*RR1;

    %Eq. IV.1.1
    P1_parallel_coupling = 1;
    for n1 = 1:5
        if mod(n1,2) == 1
            Pi = P1_counterflow_general;
        else
            Pi = P1_parallelflow_general;
        end
        P1_parallel_coupling = P1_parallel_coupling * (1-Pi);
    end
    P1_parallel_coupling = 1 - P1_parallel_coupling;
    P1_parallel_coupling = P1_parallel_coupling/R1;

    % Actualizar valor de NTU
    NTU = NTU + 0.00001;
end

%Mostrar el valor de NTU individual
fprintf('El valor de NTU individual es: %f\n', NTU);

% Dado que el valor de NTU es de cada subsistema de
intercambiador de
% calor, este valor tiene que verse sumado a todos los
subsistemas
% existentes, por lo cual como hay 30 de estos, el valor de
NTU total es la sumatoria de estos valores de NTU
NTU_TOTAL = NTU*30;

```

```

fprintf('El valor de NTU del circuito es: %f\n', NTU_TOTAL);
fprintf('El valor de P1 es: %f\n', P1);

%Cálculo Área superficial serpentín

%Tube Inside

di = 0.0152; %Inside Diameter [m]
do = 0.016; %Outside diameter [m]

delta_h = 0.003; %Espesor header plates [m]

L1 = 0.6; %Lenght between headers (Profundidad) - tube length
for heat transfer [m]
L2 = 0.18; %Core Length for flow normal to the tube bank
(Ancho) [m]
L3 = 0.6; %Noflow dimension (Alto) (es 0.3 por circuito) [m]
TL1 = L1 + 2*delta_h; %Total length
Xt = 0.06; %Distancia tubo a tubo [m]
Xl = 0.03; %2 veces distancia tubo-orilla placa [m]
Nt = (L2*L3)/(Xt*Xl); %Total number of tubes

%Tube Outside
delta = 0.00025; %Espesor de aleta [m] (0.25 mm)
paso = 0.003; %Paso entre aletas [m]
num_aletas = round(((L1-delta)/(paso+delta))-1);
Nf = num_aletas/L1; %Número de aletas por unidad de longitud

%Primary surface area
Ap = pi*do*(L1-delta*Nf*L1)*Nt + 2*(L2*L3-((pi*do^2)/4)*Nt);
%*Primary surface area

%Secondary area (fin surface)
Af = 2*(L2*L3-((pi*do^2)/4)*Nt)*Nf*L1 + 2*L3*delta*Nf*L1;

A_total = Ap + Af; %Total heat transfer surface area
A = A_total/2; %Total heat transfer surface area

%Cálculo U

U = NTU_TOTAL*C1/A; %[kW/m^2*K]
U = U*1000;
disp(['El valor de U del lado del aire es: ', num2str(U), '
[W/m^2*K]']);

```

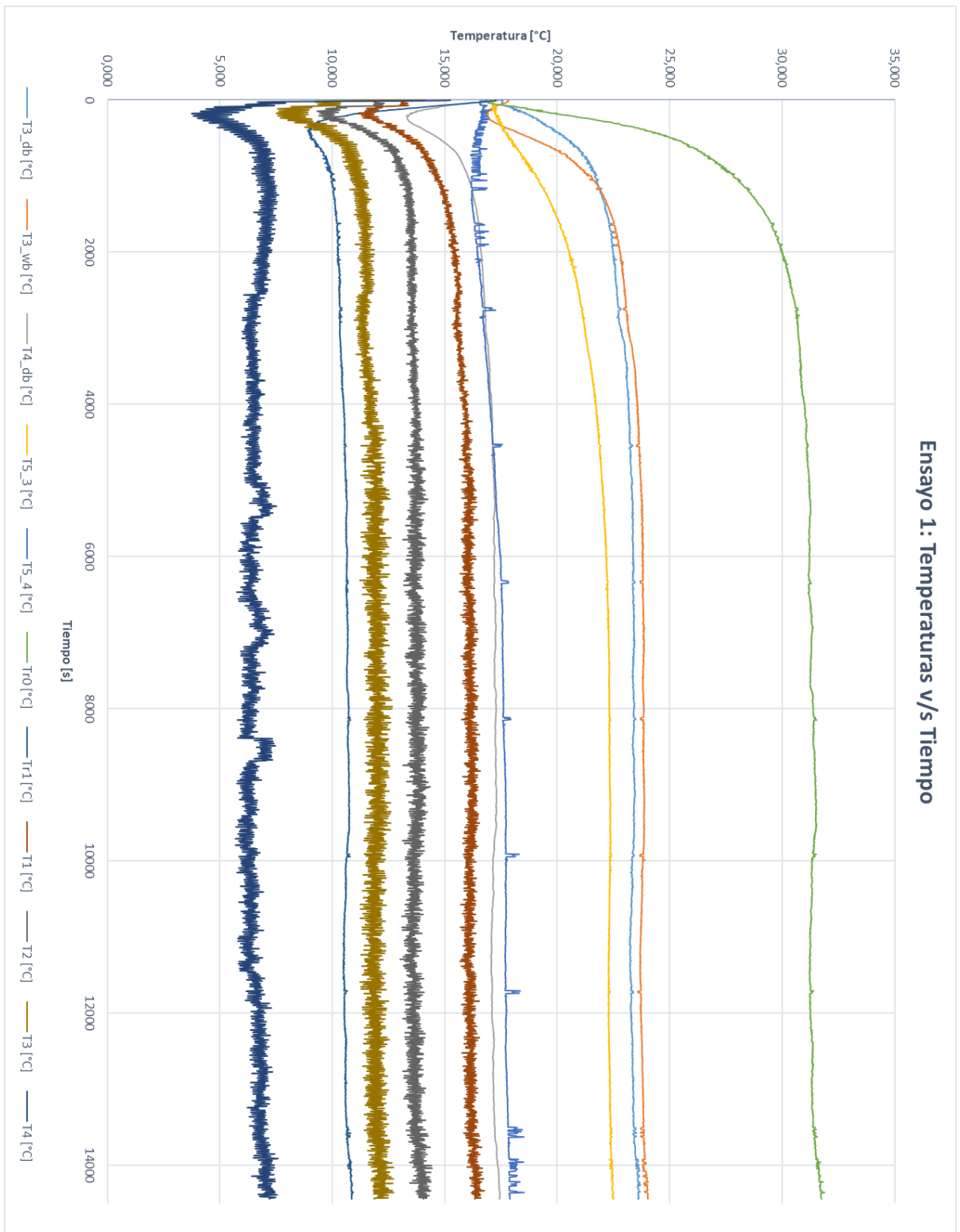
```
%Cálculo Epsilon [-]

if C1 < C2
    C_min = C1;
    C_max = C2;
else
    C_min = C2;
    C_max = C1;
end

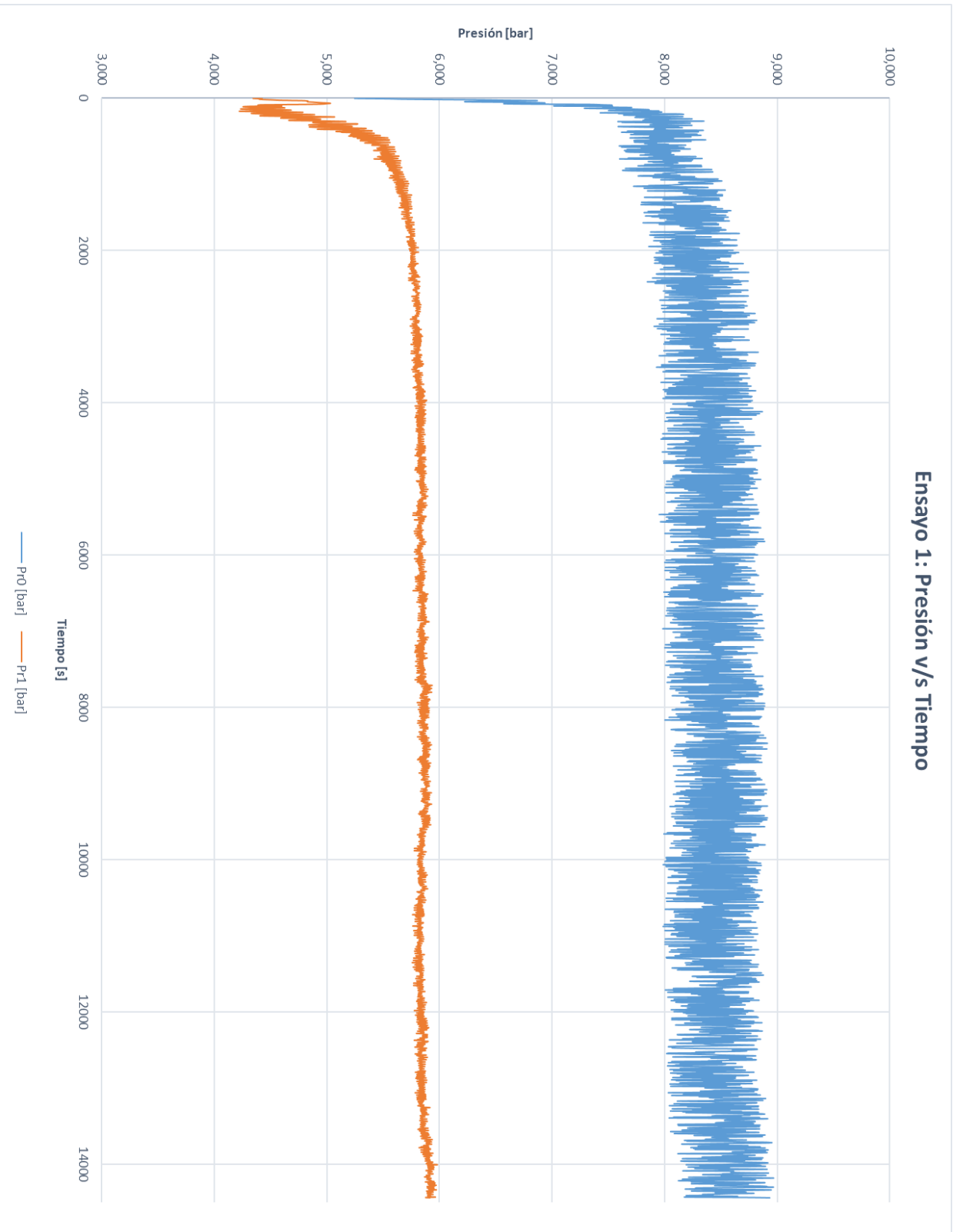
C_asterisco = C_min/C_max; %[-]

if C1 == C_min
    epsilon = P1;
else
    epsilon = P1*(1/C_asterisco);
end
fprintf('El valor de epsilon es: %f\n', epsilon);
```

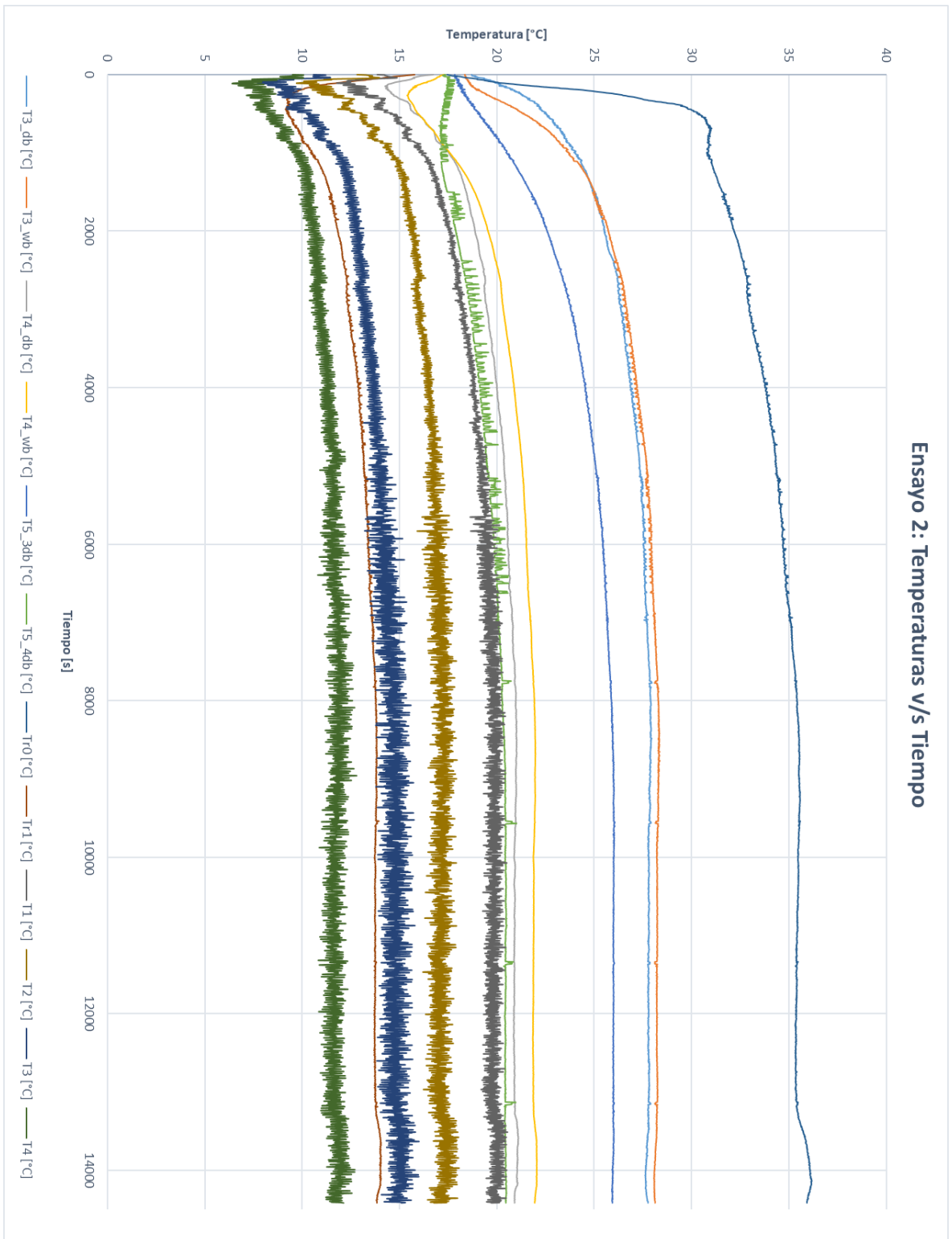
Anexo E: Variables de Temperatura y Presión - Ensayo 1.



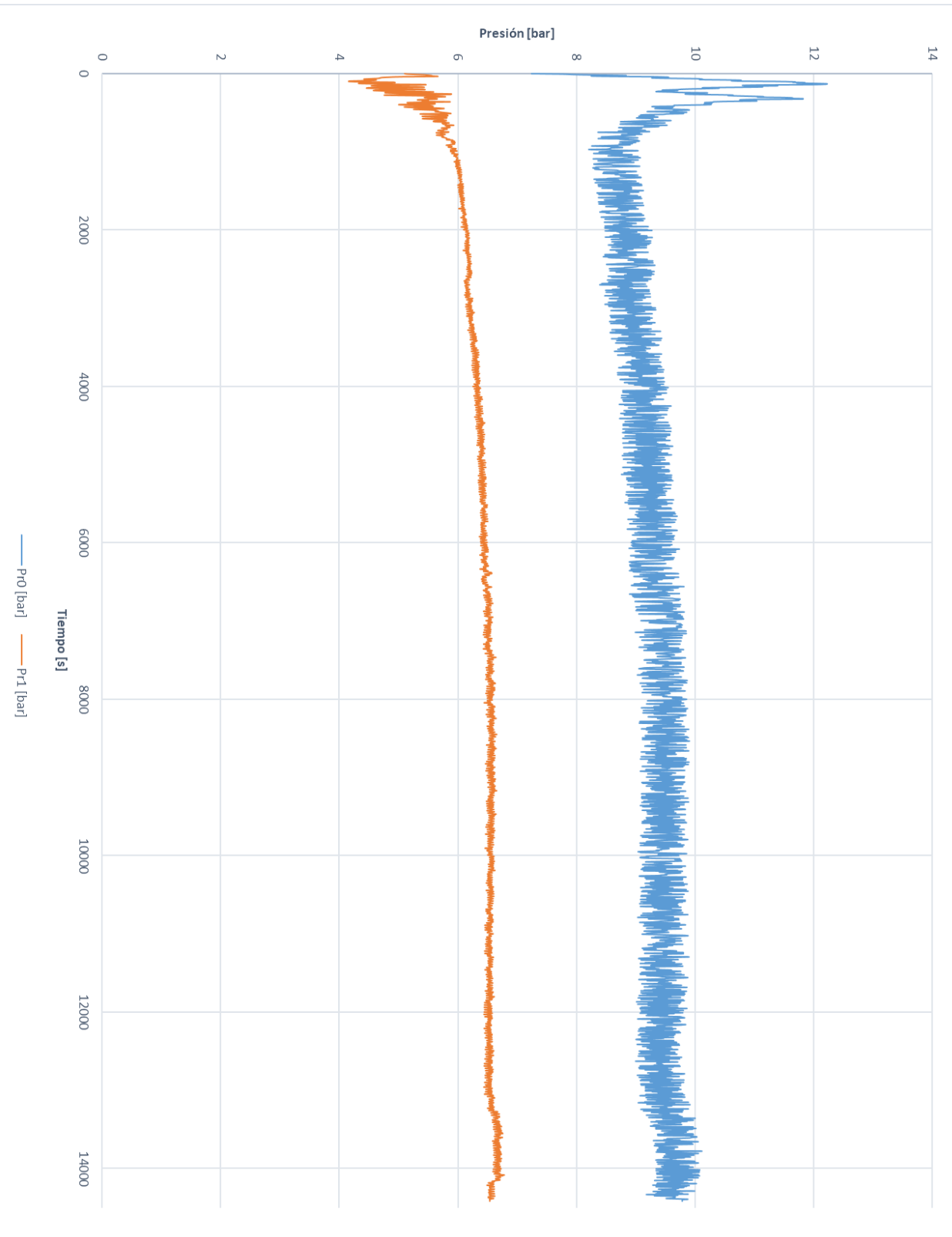
Ensayo 1: Presión v/s Tiempo



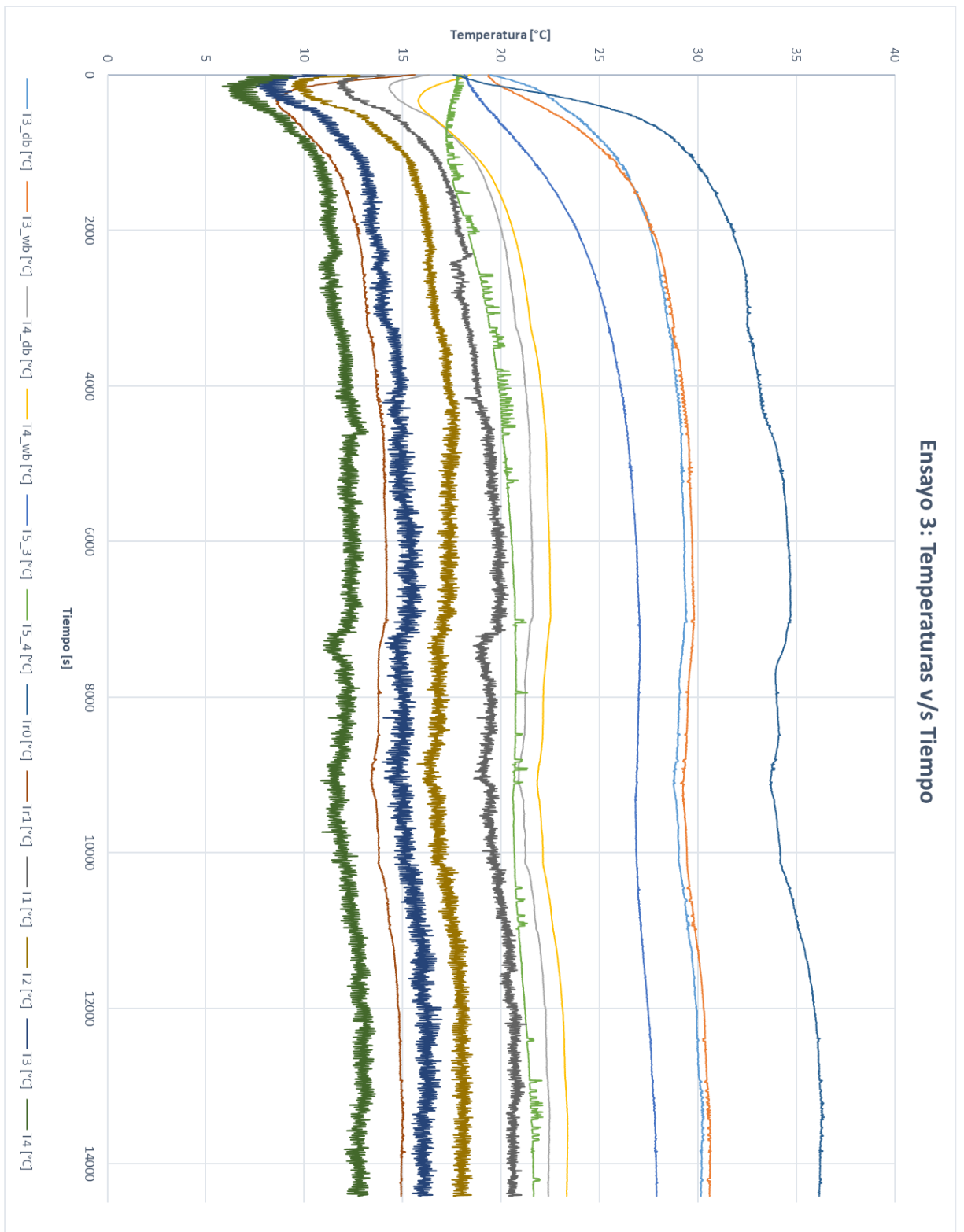
Anexo F: Variables de Temperatura y Presión - Ensayo 2.



Ensayo 2: Presión v/s Tiempo



Anexo G: Variables de Temperatura y Presión - Ensayo 3.



Ensayo 3: Temperaturas v/s Tiempo

