



**Repotenciación, rediseño térmico, adquisición de datos, y puesta a punto para el equipo
"Bomba de Calor Mecánica" del Laboratorio de Conversión de la Energía**

Duchicela Altamirano, Diego Fernando y Suquilanda Ruiz, Gonzalo Javier

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Trabajo de integración curricular, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico

Ing. Villavicencio Poveda, Ángelo Homero

18 de agosto de 2023

Tesis Bomba de Calor Mecánica DUC...

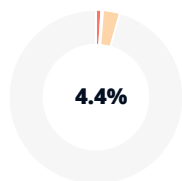
Scan details

Scan time:
August 25th, 2023 at 19:4 UTC

Total Pages:
69

Total Words:
17108

Plagiarism Detection



Types of plagiarism		Words
Identical	1%	168
Minor Changes	0.3%	57
Paraphrased	3.1%	534
Omitted Words	0%	0

AI Content Detection



Text coverage

- AI text
- Human text

Plagiarism Results: (24)

T-EPEL-MEC-0274.pdf 1.8%

<https://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/35774/1/t-e...>

GREGORY JOSUE DAVALOS CARRILLO

1 Repotenciación, diseño e implementación de un sistema de adquisición de datos del equipo Bomba Calorimétrica Adiabática, para el análi...

T-ESPE-052574.pdf 1.1%

<https://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/33262/1/t-e...>

gdyepez@espe.edu.ec

1 Diseño y construcción de un banco de pruebas de un sistema de refrigeración Benavides Gallegos, Joel Sebastian; Chávez Guerrero, Brya...

(PDF) Ambato Guasumba, Pablo Xavier y Bravo Rios... 0.4%

<https://pdfslide.tips/documents/ambato-guasumba-pablo-xa...>

Others

...

Firma:



Ing. Villavicencio Poveda, Ángel Homero

C. C.: 1709338931



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Certificación

Certifico que el trabajo de integración curricular, **“Repotenciación, rediseño térmico, adquisición de datos, y puesta a punto para el equipo “Bomba de Calor Mecánica” del Laboratorio de Conversión de la Energía”** fue realizado por los señores **Duchicela Altamirano, Diego Fernando y Suquilanda Ruiz, Gonzalo Javier**, el mismo que cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, además fue revisado y analizado en su totalidad por la herramienta de prevención y/o verificación de similitud de contenidos; razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que se lo sustente públicamente.

Sangolquí, 18 de agosto de 2023



Ing. Villavicencio Poveda, Ángel Homero

C. C.: 1709338931



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Responsabilidad de Autoría

Nosotros, **Duchicela Altamirano, Diego Fernando** y **Suquilanda Ruiz, Gonzalo Javier**, con cédulas de ciudadanía n° 1723983878 y n° 1722812326, declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de integración curricular: **“Repotenciación, rediseño térmico, adquisición de datos, y puesta a punto para el equipo “Bomba de Calor Mecánica” del Laboratorio de Conversión de la Energía”**, es de nuestra autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos, y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Sangolquí, 18 de agosto de 2023

Duchicela Altamirano, Diego Fernando

C.C.: 1723983878

Suquilanda Ruiz, Gonzalo Javier

C.C.: 1722812326



Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Autorización de Publicación

Nosotros, Duchicela Altamirano, Diego Fernando y Suquilanda Ruiz, Gonzalo Javier, con cédulas de ciudadanía n° 1723983878 y n° 1722812326, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de integración curricular: “Repotenciación, rediseño térmico, adquisición de datos, y puesta a punto para el equipo “Bomba de Calor Mecánica” del Laboratorio de Conversión de la Energía”, en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, Ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Sangolquí, 18 de agosto de 2023

Duchicela Altamirano, Diego Fernando

C.C.: 1723983878

Suquilanda Ruiz, Gonzalo Javier

C.C.: 1722812326

Dedicatoria

Dedico este trabajo de integración curricular a mis padres y a mis hermanas, quienes me han brindado su apoyo incondicional a lo largo de mi vida para verme como un buen profesional al servicio del país.

También quiero dedicar este trabajo a todos mis tíos y tías que me han ayudado dándome todos sus consejos y ánimos para lograr una a una todas las metas que me he propuesto.

Duchicela Altamirano Diego Fernando

El presente trabajo de integración curricular, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, está dedicado especialmente a mi padre que se encuentra en el cielo, al sacrificio de mi madre quien con su entrega ha hecho de mí un hombre de bien, luchador y trabajador.

A mi hermano que con su apoyo incondicional me ha animado a lograr mis proyectos de vida, de igual manera a cada uno de mis compañeros a quienes los considero unos excelentes amigos y han sido un apoyo fundamental en estos años de preparación profesional.

Suquilanda Ruiz Gonzalo Javier

Agradecimientos

Agradezco a Dios por darme la vida y por estar a mi lado día a día.

A mis queridos padres, Edison y Pilar, por estar siempre presentes en todos los acontecimientos de mi vida, y por todo el esfuerzo que hicieron para que no me falte nada y pueda cumplir las metas que me propongo en todo momento.

A mis hermanas que me motivan a formarme profesionalmente, brindándome todo su amor y cariño.

A mi tutor, Ing. Ángel Villavicencio y al Analista de Laboratorio Roberto Buenaño, quienes nos han ayudado compartiendo sus conocimientos y aplicándolos a nuestro proyecto de integración curricular.

Duchicela Altamirano Diego Fernando

Agradezco infinitamente a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE y a todos los docentes pertenecientes al departamento de ciencias de la energía y mecánica.

A mi padre Gonzalo Suquilanda, quien en vida fue un modelo de superación y que a través de su ejemplo tuve la convicción de estudiar una carrera universitaria.

A mi madre Luiza Ruiz por darme el respaldo, confianza y la guía necesaria para lograr este objetivo, al igual que a mi hermano Elvis Suquilanda que por medio de sus consejos he podido superar todos los obstáculos originados en esta etapa de mi vida.

A mi tutor, Ing. Ángel Villavicencio y al Analista de Laboratorio Roberto Buenaño, por brindarme todos sus conocimientos y experiencias que me han servido para cumplir este proyecto de titulación con las mejores expectativas.

Suquilanda Ruiz Gonzalo Javier

Índice de Contenidos

Dedicatoria	6
Agradecimientos	7
Índice de Contenidos	8
Índice de Tablas.....	13
Índice de Figuras.....	16
Glosario de Términos.....	22
Resumen.....	23
Abstract.....	24
Capítulo I. Generalidades.....	25
Antecedentes.....	25
Definición del problema.....	27
Objetivos.....	27
Objetivo General.....	27
Objetivos Específicos.....	28
Alcance	28
Justificación del proyecto	29
Capítulo II. Marco Teórico.....	31
Conceptos básicos de bomba de calor.....	31
Principio de funcionamiento	31
Clasificación general.....	32
Magnitudes termodinámicas.....	34
Calor.....	34
Entropía.....	34
Entalpía	34
Ciclo de bomba de calor por compresión de vapor.....	34

Ciclo ideal por compresión de vapor.....	35
Ciclo real por compresión de vapor	35
Coeficiente de operación (COP)	36
Refrigerantes.....	37
Refrigerante R-134a	37
Diagrama de Mollier (P-h)	38
Transferencia de calor.....	39
Por conducción	39
Por convección.....	39
Por radiación.....	40
Intercambiadores de calor.....	40
Tipos de intercambiadores de calor	40
Intercambiador de serpentín sumergido.....	41
Intercambiador de doble tubo.....	41
Ubicación del intercambiador en el sistema de bomba de calor	42
Conceptos básicos de circuitos	43
Conceptos básicos en sistemas de adquisición de datos	44
Señales de control	45
Sensor.....	45
Acondicionamiento de señal.....	45
Sistema de adquisición de datos	46
Controladores para la adquisición de datos	47
Controlador Lógico Programable (PLC).....	47
Tipos de controladores lógicos programables.....	47
Interfaz Humano-máquina (HMI)	48
Capítulo III Repotenciación.....	49

	10
Enumeración de los componentes del equipo.....	49
Levantamiento técnico del estado actual del equipo.....	50
Sistema de refrigeración.....	51
Sistema estructural.....	54
Sistema de medición de variables.....	55
Sistema eléctrico.....	58
Recuperación de los componentes.....	59
Recuperación del sistema de refrigeración.....	59
Recuperación del sistema estructural.....	64
Identificación de variables y rangos de funcionamiento.....	68
Selección de la instrumentación.....	69
Selección de controlador.....	70
Selección de sensores de temperatura.....	71
Selección de sensores de presión.....	73
Selección de sensor de consumo eléctrico.....	75
Selección de HMI.....	76
Diseño del sistema de adquisición de datos.....	77
Diseño del tablero de control.....	77
Diseño del sistema eléctrico.....	78
Dimensionamiento de la fuente y protecciones del sistema.....	79
Conductores para el sistema eléctrico.....	82
Implementación del sistema de adquisición de datos.....	82
Distribución general de componentes en el tablero.....	83
Asignación de sensores en borneras.....	84
Conexión de elementos del sistema eléctrico.....	85
Programación del PLC.....	87

Acondicionamiento de los sensores.....	89
Diseño de la interfaz Hombre – Máquina.....	92
Configuración de la comunicación Ethernet PLC – HMI.....	93
Pantalla de inicio	94
Análisis estadístico de sensores de temperatura.....	98
Puesta en marcha.....	100
Vacío y presurización del sistema	100
Carga de refrigerante R134a	102
Capítulo IV Rediseño Térmico.....	104
Selección y diseño del intercambiador de calor.....	104
Datos iniciales de diseño.....	105
Método de cálculo para el diseño.....	106
Dimensiones de los tubos	106
Disposición de los fluidos.....	107
Cálculos para el arreglo 1	108
Cálculos para el arreglo 2	115
Cálculos para el arreglo 3	115
Cálculos para el arreglo 4	122
Selección de la disposición final de los fluidos	123
Cálculo de las caídas de presión en el ciclo	125
Pruebas de funcionamiento.....	128
Prueba sin intercambiador de calor	128
Resultados sin intercambiador de calor	130
Diagrama de Mollier sin intercambiador de calor	135
Prueba con intercambiador de calor	136
Resultados con intercambiador de calor	137

Diagrama de Mollier con intercambiador de calor	139
Comparación de resultados.....	140
Resumen de pruebas de funcionamiento	141
Análisis final de resultados	146
Intercambiador de calor.....	146
Ciclo de bomba de calor.....	148
COP _{BC} vs Efecto Refrigerante (Q _e).....	151
COP _{BC} vs ΔT Sobrecalentamiento.....	155
COP _{BC} vs Temperatura de Subenfriamiento.....	158
Capitulo V Análisis económico	161
Costos directos.....	161
Remuneración profesional.....	161
Remuneración no profesional	161
Remuneración de estudiantes.....	162
Costo de instrumentación.....	162
Costo de materiales.....	162
Costos indirectos	164
Costo total del proyecto.....	164
Capitulo V Conclusiones y recomendaciones	166
Conclusiones	166
Recomendaciones.....	167
Referencias	168
Apéndices.....	170

Índice de Tablas

Tabla 1 <i>Propiedades físicas del refrigerante R-134a</i>	38
Tabla 2 <i>Sensores más utilizados en la industria</i>	45
Tabla 3 <i>Componentes de la bomba de calor</i>	50
Tabla 4 <i>Variables e instrumentos de medición</i>	56
Tabla 5 <i>Peso de cada componente perteneciente al equipo</i>	66
Tabla 6 <i>Rangos de funcionamiento de las variables de temperatura y presión</i>	68
Tabla 7 <i>Rangos de temperatura a soportar por los sensores de presión</i>	69
Tabla 8 <i>Cantidad de sensores requeridos por cada variable</i>	69
Tabla 9 <i>Matriz de decisión del controlador</i>	70
Tabla 10 <i>Matriz de decisión de sensores de temperatura</i>	72
Tabla 11 <i>Características de sensor HDT-500</i>	73
Tabla 12 <i>Matriz de decisión de sensores de presión</i>	74
Tabla 13 <i>Características de sensor HDP-500</i>	74
Tabla 14 <i>Matriz de decisión de sensor de consumo eléctrico</i>	75
Tabla 15 <i>Características de sensor HD-T series current transmitter</i>	76
Tabla 16 <i>Matriz de decisión del HMI</i>	76
Tabla 17 <i>Características de la HMI KINCO GL070E</i>	77
Tabla 18 <i>Datos técnicos del compresor</i>	79
Tabla 19 <i>Datos técnicos del ventilador</i>	79
Tabla 20 <i>Datos eléctricos del PLC modular DVP20SX2</i>	79
Tabla 21 <i>Datos eléctricos de Sensores HDT-500</i>	80
Tabla 22 <i>Datos eléctricos de Sensores HDP-500</i>	80
Tabla 23 <i>Datos eléctricos de Sensor HD-T series current transmitter</i>	80
Tabla 24 <i>Datos eléctricos de HMI KINCO GL070E</i>	80
Tabla 25 <i>Dimensionamiento de la fuente de alimentación</i>	81

Tabla 26 <i>Datos técnicos de la fuente de alimentación</i>	81
Tabla 27 <i>Dimensionamiento del interruptor termomagnético para actuadores</i>	82
Tabla 28 <i>Ubicación de boquillas para sensores</i>	84
Tabla 29 <i>Linealización de sensores</i>	90
Tabla 30 <i>Direcciones lógicas de almacenamiento del PLC</i>	95
Tabla 31 <i>Mediciones de temperatura</i>	98
Tabla 32 <i>Resultados de análisis estadístico de sensores de temperatura</i>	98
Tabla 33 <i>Distribución de frecuencias</i>	99
Tabla 34 <i>Pruebas de funcionamiento antes de la intervención</i>	105
Tabla 35 <i>Datos iniciales de temperatura y flujo másico para diseño</i>	105
Tabla 36 <i>Dimensiones geométricas de los tubos para el intercambiador de calor</i>	106
Tabla 37 <i>Propiedades del refrigerante R-134a a las temperaturas requeridas</i>	108
Tabla 38 <i>Resultados obtenidos en el arreglo 1</i>	115
Tabla 39 <i>Resultados obtenidos en el arreglo 2</i>	115
Tabla 40 <i>Resultados obtenidos en el arreglo 3</i>	122
Tabla 41 <i>Resultados obtenidos en el arreglo 4</i>	123
Tabla 42 <i>Valores de efectividad y razón de transferencia de calor finales</i>	123
Tabla 43 <i>Subenfriamiento adicional obtenido a la salida del condensador</i>	124
Tabla 44 <i>Sobrecalentamiento adicional obtenido a la salida del evaporador</i>	124
Tabla 45 <i>Valores de caída de presión en el sistema</i>	127
Tabla 46 <i>Condiciones iniciales para TEST-07-SI/30-40-10</i>	128
Tabla 47 <i>Resumen de datos obtenidos en TEST-07-SI/30-40-10</i>	130
Tabla 48 <i>Resumen de resultados obtenidos para TEST-07-SI/30-40-10</i>	135
Tabla 49 <i>Resumen de datos obtenidos en TEST-07-CI/30-40-10</i>	137
Tabla 50 <i>Resumen de resultados obtenidos para TEST-07-CI/30-40-10</i>	139
Tabla 51 <i>Comparación de resultados entre pruebas realizadas</i>	141

Tabla 52 <i>Datos obtenidos en las pruebas sin intercambiador de calor</i>	142
Tabla 53 <i>Datos obtenidos en las pruebas con intercambiador de calor</i>	143
Tabla 54 <i>Resultados obtenidos en las pruebas sin intercambiador de calor</i>	144
Tabla 55 <i>Resultados obtenidos en las pruebas con intercambiador de calor</i>	145
Tabla 56 <i>Sobrecalentamiento y subenfriamiento adicional; y eficiencia del intercambiador</i>	146
Tabla 57 <i>Valores de sobrecalentamiento, subenfriamiento y COP en proceso sin intercambiador</i> ...	148
Tabla 58 <i>Valores de sobrecalentamiento, subenfriamiento y COP en proceso con intercambiador</i> ..	149
Tabla 59 <i>Remuneración profesional asumidos por la ESPE</i>	161
Tabla 60 <i>Remuneración no profesional asumida por estudiantes</i>	161
Tabla 61 <i>Remuneración de estudiantes</i>	162
Tabla 62 <i>Costo de instrumentación</i>	162
Tabla 63 <i>Costo de materiales</i>	163
Tabla 64 <i>Costos indirectos</i>	164
Tabla 65 <i>Costos directos totales</i>	164
Tabla 66 <i>Costo total del proyecto</i>	165

Índice de Figuras

Figura 1 Banco de pruebas para simular una bomba de calor, tesis 2013	26
Figura 2 Interfaz HMI del equipo Túnel de Aire Multipropósito, tesis 2021	27
Figura 3 Ciclo de funcionamiento de la bomba de calor	31
Figura 4 Esquema de la bomba de calor con diferentes fuentes de extracción de calor	32
Figura 5 Bomba de calor reversible aire-aire.....	33
Figura 6 Ciclo ideal por compresión de vapor, diagramas T-s y P-h.....	35
Figura 7 Ciclo real por compresión de vapor, diagrama T-s.....	36
Figura 8 Diagrama de Mollier, presión - entalpía	39
Figura 9 Clasificación de Intercambiadores de calor	41
Figura 10 Intercambiador de tipo serpentín sumergido en un tanque con agua	41
Figura 11 Distribución de los flujos en un intercambiador de calor de doble tubo	42
Figura 12 Ubicación del intercambiador de calor en el ciclo de bomba de calor.....	43
Figura 13 Estructura típica de un sistema de instrumentación	46
Figura 14 Ejemplo de sistema de adquisición de datos	46
Figura 15 Vista frontal de la bomba de calor	49
Figura 16 Vista posterior de la bomba de calor	49
Figura 17 Vista superior de la bomba de calor	50
Figura 18 Tanques de condensación y evaporación	51
Figura 19 Etiquetas y pegamento en el evaporador.....	51
Figura 20 Filtro deshidratador	52
Figura 21 Válvula de expansión manual	52
Figura 22 Compresor de 1/2 hp.....	53
Figura 23 Mangueras de suministro y drenaje de agua.....	53
Figura 24 Presostato o interruptor de presión.....	53
Figura 25 Ventilador	54

Figura 26 <i>Plancha base del equipo</i>	54
Figura 27 <i>Estructura adaptada</i>	55
Figura 28 <i>Carcasa frontal y posterior</i>	55
Figura 29 <i>Termómetro digital de cuatro sondas</i>	56
Figura 30 <i>Cápsulas para termómetros</i>	57
Figura 31 <i>Manómetros en el evaporador y condensador</i>	57
Figura 32 <i>Rotámetros de agua y refrigerante</i>	57
Figura 33 <i>Desprendimiento de pintura en rotámetros</i>	58
Figura 34 <i>Vatímetro</i>	58
Figura 35 <i>Sistema eléctrico del equipo</i>	58
Figura 36 <i>Limpieza superficial de todos los componentes</i>	59
Figura 37 <i>Serpentines antes y después de la intervención</i>	59
Figura 38 <i>Recuperación de tanques y serpentines</i>	60
Figura 39 <i>Reemplazo del filtro deshidratador</i>	60
Figura 40 <i>Cambio de aceite en el compresor</i>	61
Figura 41 <i>Reemplazo de mangueras de suministro y drenaje de agua</i>	61
Figura 42 <i>Intercambiador de calor marca BOWA</i>	62
Figura 43 <i>Válvula de esfera de tres vías tipo T marca GENEBRE</i>	62
Figura 44 <i>Válvula antirretorno de conexión soldable de 3/8" marca Danfoss</i>	63
Figura 45 <i>Diseño de cápsulas para medir temperatura</i>	63
Figura 46 <i>Neplos, roscas cónicas y conexión tipo T</i>	63
Figura 47 <i>Conexión roscada con válvula de carga</i>	64
Figura 48 <i>Tuberías y accesorios adicionadas al sistema de refrigeración</i>	64
Figura 49 <i>Removedores de pintura y óxido</i>	65
Figura 50 <i>Análisis estático de la estructura metálica</i>	66
Figura 51 <i>Carcasa frontal limpia de suciedad y pintura antigua</i>	67

Figura 52 <i>Pintado de estructura</i>	67
Figura 53 <i>Ensamble de las partes mecánicas del equipo</i>	67
Figura 54 <i>Cápsulas para sensores</i>	71
Figura 55 <i>Diseño de la parte frontal del tablero eléctrico</i>	77
Figura 56 <i>Fijación de HMI, selector, pilotos y paro de emergencia</i>	78
Figura 57 <i>Distribución de componentes en el tablero eléctrico</i>	82
Figura 58 <i>Ubicación de bomeras para sensores</i>	84
Figura 59 <i>Conexión de protecciones y fuente de alimentación</i>	85
Figura 60 <i>Conexión del PLC para recibir señales de corriente</i>	86
Figura 61 <i>Conexión eléctrica de sensores de corriente</i>	86
Figura 62 <i>Conexión final del tablero</i>	87
Figura 63 <i>Colocación de sensores en capsulas adaptadas</i>	87
Figura 64 <i>Programación del módulo principal y del sensor 1</i>	88
Figura 65 <i>Programación del primer módulo de expansión y del sensor 5</i>	89
Figura 66 <i>Linealización de sensor de temperatura T1</i>	89
Figura 67 <i>Introducción de ecuaciones de linealización en la programación</i>	91
Figura 68 <i>Configuración de la comunicación entre PLC y HMI</i>	91
Figura 69 <i>Configuración de la dirección lógica del PLC</i>	92
Figura 70 <i>Activación de la memoria M0 para refrescar datos</i>	92
Figura 71 <i>Configuración de direcciones IP</i>	93
Figura 72 <i>Red de comunicación PLC – HMI</i>	93
Figura 73 <i>Pantalla de inicio HMI</i>	94
Figura 74 <i>Pantalla de proceso con intercambiador de calor</i>	95
Figura 75 <i>Configuración de direcciones lógicas del PLC</i>	96
Figura 76 <i>Datos obtenidos por las mediciones</i>	96
Figura 77 <i>Código QR para ayuda al usuario</i>	97

Figura 78 <i>Página Web de la bomba de calor mecánica</i>	97
Figura 79 <i>Histograma con la distribución de frecuencias del sensor</i>	99
Figura 80 <i>Gráfica de control X barra</i>	99
Figura 81 <i>Vacío del sistema</i>	101
Figura 82 <i>Presurización del sistema</i>	101
Figura 83 <i>Válvula de expansión con equipo operando</i>	102
Figura 84 <i>Resultado final de la repotenciación del equipo</i>	103
Figura 85 <i>Tipos de superficies internas de un intercambiador</i>	104
Figura 86 <i>Intercambiador de calor de doble tubo con conexiones 3/8" * 5/8"</i>	106
Figura 87 <i>Intercambiador de calor con arreglo 1</i>	107
Figura 88 <i>Intercambiador de calor con arreglo 2</i>	107
Figura 89 <i>Intercambiador de calor con arreglo 3</i>	108
Figura 90 <i>Intercambiador de calor con arreglo 4</i>	108
Figura 91 <i>Número de Nusselt para flujo laminar en una sección anular</i>	111
Figura 92 <i>Factores de incrustación representativos para diferentes fluidos</i>	112
Figura 93 <i>Intercambiador de calor de tubo interno corrugado</i>	116
Figura 94 <i>Asignación de las tapas</i>	117
Figura 95 <i>Determinación del espacio interior en el modelo geométrico</i>	117
Figura 96 <i>Asignación de refrigerante R134a como vapor en el espacio interior</i>	117
Figura 97 <i>Determinación del espacio anular en el modelo geométrico</i>	118
Figura 98 <i>Asignación de refrigerante R134a como líquido en el espacio anular</i>	118
Figura 99 <i>Asignación del material en el sólido</i>	118
Figura 100 <i>Selección de cobre como material del intercambiador</i>	119
Figura 101 <i>Ingreso de condiciones de contorno al sistema</i>	119
Figura 102 <i>Selección del modelo de turbulencia</i>	120
Figura 103 <i>Asignación del mallado en modelo</i>	120

Figura 104 <i>Intercambio térmico entre los fluidos a contracorriente en el arreglo 3</i>	121
Figura 105 <i>Resultados numéricos del intercambio térmico en el arreglo 3</i>	121
Figura 106 <i>Intercambio térmico entre los fluidos a contracorriente en el arreglo 4</i>	122
Figura 107 <i>Resultados numéricos del intercambio térmico en el arreglo 4</i>	122
Figura 108 <i>Selección del componente "Tubería" en Coolselector</i>	125
Figura 109 <i>Parámetros generales de selección en Coolselector</i>	126
Figura 110 <i>Condiciones de funcionamiento del sistema en Coolselector</i>	126
Figura 111 <i>Distancia de la tubería de descarga en Coolselector</i>	126
Figura 112 <i>Perdida de presión en la tubería de la línea de descarga</i>	127
Figura 113 <i>Codificación de las pruebas de funcionamiento</i>	128
Figura 114 <i>Selección de unidades en el Software EES</i>	131
Figura 115 <i>Ciclo termodinámico de bomba de calor sin intercambiador</i>	132
Figura 116 <i>Valores y condiciones en cada estado del ciclo en EES para TEST-07-SI/30-40-10</i>	133
Figura 117 <i>Ecuaciones adicionales en EES para TEST-07-SI/30-40-10</i>	134
Figura 118 <i>Resultados obtenidos en EES para TEST-07-SI/30-40-10</i>	135
Figura 119 <i>Diagrama de Mollier en EES para TEST-07-SI/30-40-10</i>	136
Figura 120 <i>Ciclo termodinámico de bomba de calor con intercambiador</i>	138
Figura 121 <i>Resultados obtenidos en EES para TEST-07-CI/30-40-10</i>	139
Figura 122 <i>Diagrama de Mollier en EES para TEST-07-CI/30-40-10</i>	140
Figura 123 <i>Sobrecalentamiento adicional del vapor en el intercambiador</i>	147
Figura 124 <i>Subenfriamiento adicional del líquido en el intercambiador</i>	147
Figura 125 <i>Sobrecalentamiento y subenfriamiento total para 5 [kg/hr] de R134a</i>	150
Figura 126 <i>Sobrecalentamiento y subenfriamiento total para 10 [kg/hr] de R134a</i>	150
Figura 127 <i>Sobrecalentamiento y subenfriamiento total para 15 [kg/hr] de R134a</i>	151
Figura 128 <i>COP_{BC} vs Q_e en combinación 20-30-(5-10-15)</i>	152
Figura 129 <i>COP_{BC} vs Q_e en combinación 30-40-(5-10-15)</i>	152

Figura 130 COP_{BC} vs Q_e en combinación 50-50-(5-10-15)	153
Figura 131 COP_{BC} vs Q_e en combinación 40-30-(5-10-15)	153
Figura 132 COP_{BC} vs Q_e en combinación 30-20-(5-10-15)	154
Figura 133 COP_{BC} vs ΔT sobrecalentamiento en combinación 20-30-(5-10-15).....	155
Figura 134 COP_{BC} vs ΔT sobrecalentamiento en combinación 30-40-(5-10-15).....	156
Figura 135 COP_{BC} vs ΔT sobrecalentamiento en combinación 50-50-(5-10-15).....	156
Figura 136 COP_{BC} vs ΔT sobrecalentamiento en combinación 40-30-(5-10-15).....	157
Figura 137 COP_{BC} vs ΔT sobrecalentamiento en combinación 30-20-(5-10-15).....	157
Figura 138 COP_{BC} vs Temperatura de subenfriamiento en combinación 20-30-(5-10-15).....	158
Figura 139 COP_{BC} vs Temperatura de subenfriamiento en combinación 30-40-(5-10-15).....	158
Figura 140 COP_{BC} vs Temperatura de subenfriamiento en combinación 50-50-(5-10-15).....	159
Figura 141 COP_{BC} vs Temperatura de subenfriamiento en combinación 40-30-(5-10-15).....	159
Figura 142 COP_{BC} vs Temperatura de subenfriamiento en combinación 30-20-(5-10-15).....	160

Glosario de Términos

Nomenclatura

T_1	Temperatura del R134a a la entrada del evaporador	[°C]
T_2	Temperatura del R134a a la salida del evaporador	[°C]
T_3	Temperatura del R134a a la entrada del condensador	[°C]
T_4	Temperatura del R134a a la salida del condensador	[°C]
T_o	Temperatura del agua suministrada	[°C]
T_e	Temperatura del agua en el evaporador	[°C]
T_c	Temperatura del agua en el condensador	[°C]
P_c	Presión absoluta en el condensador	[KPa]
P_e	Presión absoluta en el evaporador	[KPa]
m_c	Velocidad del flujo de agua en el condensador	[Kg/h]
m_e	Velocidad del flujo de agua en el evaporador	[Kg/h]
m_{R134a}	Velocidad del flujo de R134a en el ciclo	[Kg/h]
t	Tiempo por revolución	[s/rev]
h_1	Entalpía del R134a en el estado 1	[KJ/Kg]
h_2	Entalpía del R134a en el estado 2	[KJ/Kg]
h_3	Entalpía del R134a en el estado 3	[KJ/Kg]
h_4	Entalpía del R134a en el estado 4	[KJ/Kg]
Q_e	Calor absorbido por el R134a en el evaporador	[W]
Q_c	Calor absorbido por el R134a en el condensador	[W]
W	Potencia consumida por el compresor	[W]
COP_{BC}	Coeficiente de operación de bomba de calor	-
COP_{REF}	Coeficiente de operación de refrigeración	-
ER	Efecto refrigerante	[KJ/Kg]
S_{cal}	Sobrecalentamiento en el evaporador	[°C]
S_{enf}	Sobrecalentamiento en el condensador	[°C]

Resumen

En el Laboratorio de Conversión de Energía de la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE, se cuenta con la "Bomba de Calor Mecánica", adquirida para la formación profesional de los estudiantes. El equipo presenta un notable desgaste en varios de sus componentes y no cuenta con un entorno pedagógico para la adquisición y visualización de datos. En primer lugar, se realizará una investigación bibliográfica del equipo, obteniendo información sobre su funcionamiento, características, componentes y aplicaciones. A continuación, se evaluarán técnicamente los componentes del equipo para determinar su estado y el método de recuperación para su puesta a punto. El objetivo principal del proyecto es el rediseño térmico, en el cual se implementará un intercambiador de calor en el sistema, el motivo de esta adecuación es conocer cómo varía el coeficiente de operación (COP) del equipo, con el uso y sin el uso del intercambiador de calor. Además, se implementará todo el sistema de adquisición de datos, cambiando los instrumentos de medida analógicos por digitales, también se incorporará una interfaz hombre-máquina (HMI) intuitiva para los alumnos con el fin de garantizar un entorno pedagógico. Por último, se proporcionarán guías prácticas actualizadas, manual de usuario, manual de mantenimiento, planos mecánicos, planos eléctricos, un video sobre el uso del equipo y su memoria técnica. Todo esto con el fin de contribuir al mejoramiento de la formación académica de las futuras generaciones de Ingenieros Mecánicos de la ESPE.

Palabras clave: coeficiente de operación, adquisición de datos, interfaz hombre-máquina.

Abstract

The Energy Conversion Laboratory of the University of the Armed Forces - ESPE has a "Mechanical Heat Pump", acquired for the professional training of students. The equipment presents a notable wear in several of its components and does not have a pedagogical environment for data acquisition and visualization. First of all, bibliographic research of the equipment will be carried out, obtaining information about its operation, characteristics, components and applications. Then, the components of the equipment will be technically evaluated to determine its condition and the recovery method for its overhaul. The main point of the project is the thermal redesign, in which a heat exchanger will be implemented in the system, the reason for this adaptation is to know how the coefficient of operation (COP) of the equipment varies, with the use and without the use of the heat exchanger. In addition, the entire data acquisition system will be implemented, changing the analog measuring instruments for digital ones, an intuitive human-machine interface (HMI) will also be incorporated for the students in order to ensure a pedagogical environment. Finally, updated practical guides, user's manual, maintenance manual, mechanical drawings, electrical drawings, a video on the use of the equipment and its technical memory will be provided. All this in order to contribute to the improvement of the academic training of future generations of Mechanical Engineers of the ESPE.

Keywords: operation coefficient, data acquisition, human-machine interface.

Capítulo I. Generalidades

Antecedentes

En el Laboratorio de Conversión de Energía de la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE, se cuenta con una gran variedad de equipos experimentales, los cuales ayudan a reforzar el aprendizaje teórico, desarrollando de mejor manera los conocimientos; uno de estos equipos es la denominada Bomba de Calor Mecánica.

Aunque a lo largo de los años estos equipos experimentales han servido para complementar los conocimientos teóricos con los prácticos, las nuevas tecnologías hacen necesaria su actualización para garantizar una formación académica de primer nivel. Gracias a ello, los estudiantes pueden participar más estrechamente con la industria y en los procesos que están en auge hoy en día.

La Bomba de Calor Mecánica muestra el principio de funcionamiento para calefacción y refrigeración, para entender estos ciclos es necesario como base teórica conocer los principios termodinámicos. En la industria estos ciclos se utilizan a gran escala y conocerlos ayuda enormemente en la formación profesional. Las principales aplicaciones en el sector industrial son el control de la temperatura, la humedad, la recuperación energética y conservación de alimentos.

Estos sistemas cuentan con componentes básicos que garantizan su correcto funcionamiento, pero su complejidad puede aumentar a medida que se incrementa el número de accesorios destinados a optimizar el proceso, como la implementación de intercambiadores de calor o sistemas en cascada que hacen que el ciclo tenga mejor rendimiento.

En 2013, en la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE, el ingeniero Luis Fernando Fierro desarrolló el proyecto previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, denominado "Diseño y construcción de un banco de pruebas para un sistema de bomba de calor mecánica de 1hp de capacidad, que usa refrigerante R-404a, con aplicación en un horno para secado de materia orgánica, para el laboratorio de conversión de energía del DECEM", que explica de forma sencilla los

principios teóricos de la refrigeración y la aplicación de una bomba de calor mecánica para el secado, siendo un equipo fundamental para la asignatura de Termodinámica que se imparte a los estudiantes de Ingeniería Mecánica (Fierro, 2013).

La Figura 1 muestra el banco de pruebas terminado, que se implementó en el proyecto mencionado anteriormente.

Figura 1

Banco de pruebas para simular una bomba de calor, tesis 2013



Nota. Adaptado de Diseño y construcción de un banco de pruebas para un sistema de bomba de calor mecánica de 1hp de capacidad, que usa refrigerante R-404a, con aplicación en un horno para secado de materia orgánica, para el laboratorio de conversión de energía del DECEM (p. 93), por L. F. Fierro, 2013, Repositorio digital ESPE.

Otro trabajo de titulación reciente es el desarrollado por los ingenieros Pablo Xavier Ambato y Juan Fernando Bravo sobre el tema: "Recuperación energética, puesta a punto, automatización y adquisición de datos del equipo "Túnel de Aire Multipropósito", del Laboratorio de Conversión de Energía". En este trabajo, se repotenció el equipo y se implementó un sistema de adquisición de datos a través de una interfaz hombre-máquina (IHM), que facilita el control y la interpretación de los resultados por parte de los alumnos (Ambato & Bravo, 2021).

La Figura 2 muestra la interfaz hombre-máquina del equipo denominado Túnel de Aire Multipropósito.

Figura 2

Interfaz HMI del equipo Túnel de Aire Multipropósito, tesis 2021



Nota. Adaptado de *Recuperación energética, puesta a punto, automatización y adquisición de datos del equipo "Túnel de Aire Multipropósito", del Laboratorio de Conversión de Energía* (p. 106), por P. X. Ambato & J. F. Bravo, 2021, Repositorio digital ESPE.

Definición del problema

El Laboratorio de Conversión de Energía de la ESPE cuenta con la Bomba de Calor Mecánica que funciona desde 1980. Hasta este año, el equipo presenta un notable desgaste en varios de sus componentes, lo que se evidencia en su insatisfactorio funcionamiento; además, el equipo no cuenta con un entorno pedagógico para la adquisición de datos, lo que hace ineficiente la instrucción académica y dificulta el correcto desarrollo de las prácticas, ante esta problemática, surge la necesidad de intervenirlo.

Objetivos

Objetivo General

Desarrollar la repotenciación, rediseño térmico, y el diseño e implementación de un sistema de adquisición de datos para la Bomba de Calor Mecánica, del Laboratorio de Conversión de la Energía.

Objetivos Específicos

- Evaluar técnicamente el estado inicial de los componentes e instrumentos de medición de la Bomba de Calor Mecánica.
- Repotenciar los componentes que lo requieran, para lograr la completa recuperación y correcto funcionamiento del equipo.
- Rediseñar térmicamente el equipo instalando un intercambiador de calor que permita variar el coeficiente de operación COP.
- Diseñar un sistema de adquisición de datos que permita obtener de forma rápida las medidas relacionadas con las variables de interés del equipo.
- Implementar una interfaz HMI, intuitiva y de fácil uso para alumnos y profesores.

Alcance

En este trabajo de titulación se realizará una investigación bibliográfica sobre el equipo "Bomba de Calor Mecánica", proporcionando información sobre su funcionamiento, características, componentes y sus aplicaciones a nivel educativo e industrial.

A continuación, se evaluarán técnicamente todos los componentes del equipo para determinar su estado y el método de recuperación que debe utilizarse; al final de este análisis, se aplicarán soluciones para adaptar adecuadamente el equipo, lo que puede requerir procesos de mantenimiento correctivo y de mantenimiento modificativo.

El punto principal del proyecto es el rediseño térmico, en el cual se implementará un intercambiador de calor en el sistema de Bomba de Calor Mecánica, comparado con las bombas de calor actuales, tendría un complemento adicional de aprendizaje para los alumnos, el motivo de esta adaptación es conocer cómo varía el coeficiente de operación (COP) del equipo, con el uso de intercambiador de calor y sin el uso del mismo.

Además, se implementará todo el sistema de adquisición de datos, cambiando los instrumentos de medida analógicos por digitales en tres tipos de variables como son temperaturas, presiones y consumo eléctrico. Cabe señalar que el objetivo de este trabajo no solicita la automatización del equipo, por lo que los parámetros de entrada, como el flujo de agua y el flujo de refrigerante, se introducirán manualmente.

Se incorporará una interfaz hombre-máquina (IHM) intuitiva para los estudiantes con el fin de garantizar un entorno pedagógico para la adquisición de datos. Por último, se facilitarán guías prácticas actualizadas, manual de usuario, manual de mantenimiento, planos mecánicos, planos eléctricos, un vídeo sobre el uso del equipo y su memoria técnica.

Justificación del proyecto

El perfil del Ingeniero Mecánico de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, busca que el egresado cuente con las habilidades necesarias para resolver problemas como los que presenta la Bomba de Calor Mecánica; equipo que ha sido de gran ayuda para complementar los conocimientos teóricos de la asignatura de Termodinámica por un periodo aproximado de cuarenta años.

La Bomba de Calor Mecánica cuenta con instrumentos de medición analógicos, los cuales en la actualidad pueden ser sustituidos por instrumentos digitales, los cuales facilitan la medición de los parámetros de interés del equipo y ayudan a la ejecución eficiente de las prácticas, de tal manera que la formación técnica del estudiante no se vea afectada; bajo estos aspectos surge la necesidad de intervenir el equipo para realizar una repotenciación, rediseño térmico e implementación de la instrumentación necesaria para obtener datos confiables en cada experimento a realizar.

La realización de este proyecto está plenamente justificada ya que el graduado en Ingeniería Mecánica es capaz de diseñar sistemas mecánicos funcionales, rediseñar térmicamente equipos y optimizar procesos orientados a cualquier aplicación industrial, bajo normas técnicas y principios fundamentales del conocimiento de la ingeniería.

Además, un punto importante a destacar es que los estudiantes pueden recuperar mecánica y energéticamente equipos de laboratorio que con el tiempo han quedado obsoletos o cuyas piezas principales se han deteriorado; así como la implementación de nuevos mecanismos en sus sistemas, o nuevas tecnologías como la implementación de una interfaz HMI. De este modo, la universidad evita malgastar recursos en la adquisición de costosos equipos para promover el estudio técnico.

Capítulo II. Marco Teórico

Conceptos básicos de bomba de calor

La transferencia de calor de una zona de alta temperatura a otra de baja temperatura es un proceso espontáneo, pero no ocurre lo mismo a la inversa. La transferencia de energía térmica en sentido opuesto al flujo natural de calor requiere una fuente de energía externa, producida por mecanismos llamados refrigeradores y bombas de calor (Çengel & Boles, 2012).

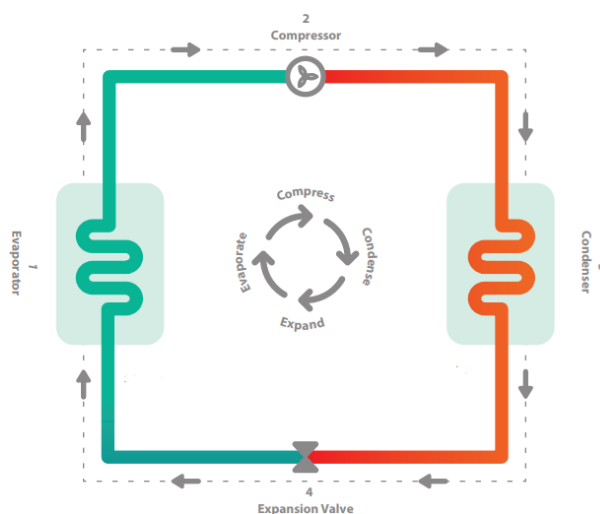
Los refrigeradores y las bombas de calor funcionan con el mismo ciclo termodinámico pero difieren en su finalidad; si la finalidad es acondicionar el espacio frío se denomina refrigerador, mientras que si la finalidad es acondicionar el espacio caliente se denomina bomba de calor (Çengel & Boles, 2012).

Principio de funcionamiento

La bomba de calor utiliza un fluido denominado refrigerante que, al cambiar de estado, cede o absorbe calor y lo transporta de un medio a otro. La Figura 3 muestra los cuatro componentes principales de funcionamiento del equipo.

Figura 3

Ciclo de funcionamiento de la bomba de calor



Nota. Adaptado de *Heat Pumps Technology Guide* (p. 4), por SEAI, 2020.

En primer lugar el refrigerante es aspirado y comprimido por el compresor, el cual es accionado por energía eléctrica que posteriormente es transformada en calor, este calor es transferido al fluido refrigerante al elevar su presión y temperatura; y por tanto aumentando su entalpía (IDAE, 2016).

A continuación, el fluido refrigerante en forma de vapor pasa por el condensador, que es un intercambiador de calor; donde se condensa cediendo calor al ambiente a presión constante, convirtiéndose en líquido; después pasa por la válvula de expansión, que genera una pérdida drástica de presión y temperatura.

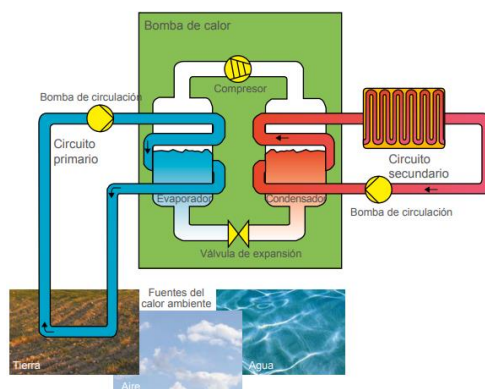
Por último, el refrigerante líquido pasa por el evaporador, que también es un intercambiador de calor; donde se evapora absorbiendo calor del ambiente a presión constante, convirtiéndose en vapor y repitiendo el ciclo al ser aspirado por el compresor.

Clasificación general

El calor se transfiere al refrigerante en el foco frío, a través de diferentes fuentes de energía de baja temperatura como aire, tierra y agua; y alcanza temperaturas más altas en el foco caliente, con una contribución mínima de trabajo determinada por el compresor (Moran et al., 2011).

Figura 4

Esquema de la bomba de calor con diferentes fuentes de extracción de calor



Nota. Adaptado de *Síntesis del Estudio Parque de Bombas de Calor en España* (p. 9), por IDAE, 2016, Composiciones RALI S.A.

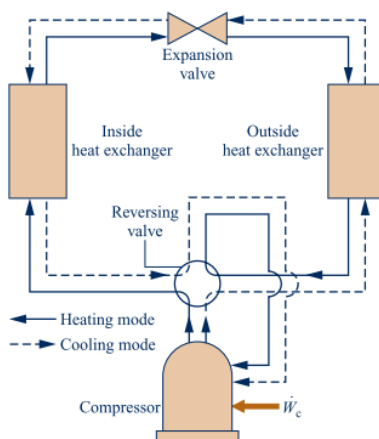
Por tanto, podemos clasificar a la bomba de calor según la fuente de energía de la que el evaporador extrae el calor y a la que el condensador lo cede, entre las más importantes tenemos:

Aire - aire. Se caracterizan por extraer el calor del aire exterior a través del evaporador y proporcionar calor directamente al aire interior a través del condensador, este tipo de bombas de calor son las más utilizadas para la calefacción.

La bomba de calor aire-aire puede ser reversible simplemente cambiando la disposición de la válvula de cuatro vías incorporada al sistema. Esto se indica en la Figura 5, donde las líneas continuas muestran el funcionamiento para calefacción, mientras que las líneas discontinuas el funcionamiento para refrigeración (Moran et al., 2011).

Figura 5

Bomba de calor reversible aire-aire



Nota. Adaptado de *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* (p. 610), por M. J. Moran & H. N. Shapiro & D. D. Boettner & M. B. Bailey, 2011, John Wiley & Sons.

Agua - aire. En este sistema, el evaporador toma el calor del agua, que puede ser de lagos, ríos o pozos. Luego el condensador transfiere el calor al aire ambiente del lugar que se quiere calentar, por lo que también sirve para la calefacción (Howell & Buckius, 1990).

Agua - agua. En este sistema el calor se extrae de una masa de agua y se transfiere a otra, es el sistema más aceptable para los procesos de transferencia de calor en la industria.

Aire - agua. El calor es extraído del aire exterior por el evaporador y transferido a una masa de agua por el condensador, lo que la hace adecuada para calentar agua sanitaria y de piscinas. No es conveniente que la temperatura del aire exterior sea inferior a 0 °C, ya que esto puede reducir el calor total transferido al agua (SEAI, 2020).

Tierra - agua. Se llaman bombas de calor geotérmicas y son las que obtienen el calor de la energía del subsuelo y lo transfieren a una masa de agua (AFEC, 2022).

Magnitudes termodinámicas

Las magnitudes termodinámicas ayudan a describir cualquier sistema termodinámico, entre las principales tenemos las siguientes:

Calor

Es un tipo de energía que se genera al aumentar la temperatura de los cuerpos debido al movimiento de sus átomos (Çengel & Boles, 2012).

Entropía

Esta variable termodinámica indica la cantidad de desequilibrio que existe en un sistema a nivel molecular (Çengel & Boles, 2012).

Entalpía

Esta variable se refiere a la cantidad de energía ganada o rechazada de cualquier sistema al medio circundante en condiciones isobáricas (Çengel & Boles, 2012).

Ciclo de bomba de calor por compresión de vapor

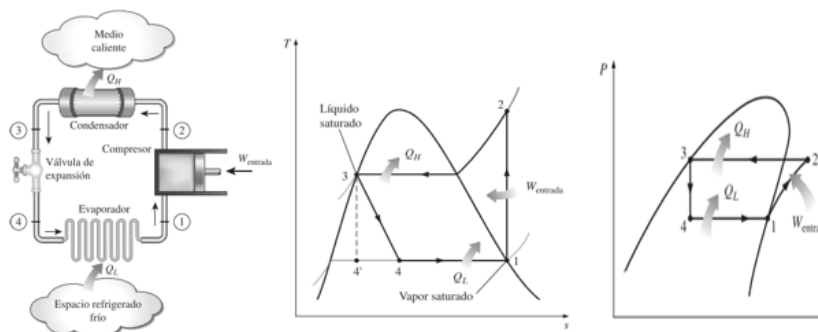
El ciclo de compresión de vapor es el ciclo más común para el funcionamiento de las bombas de calor, se aplica el mismo método de análisis que para los ciclos de refrigeración por compresión de vapor. Por lo tanto, para ambos sistemas se estudia la situación real con respecto a la situación ideal (Moran et al., 2011).

Ciclo ideal por compresión de vapor

La Figura 6 muestra el inicio del ciclo en el punto 1, donde el refrigerante como vapor saturado entra en el compresor para ser comprimido isentrópicamente hasta alcanzar la presión del condensador, aumentando así la temperatura del refrigerante por encima de la temperatura ambiente circundante. En el punto 2 el refrigerante entra en el condensador como vapor sobrecalentado y transfiere calor a su entorno manteniendo su temperatura por encima del mismo, para salir en el punto 3 como líquido saturado (Çengel & Boles, 2012).

Figura 6

Ciclo ideal por compresión de vapor, diagramas T-s y P-h



Nota. Adaptado de *Termodinámica* (p. 619, 620), por Y. A. Çengel & M. A. Boles, 2012, McGraw Hill.

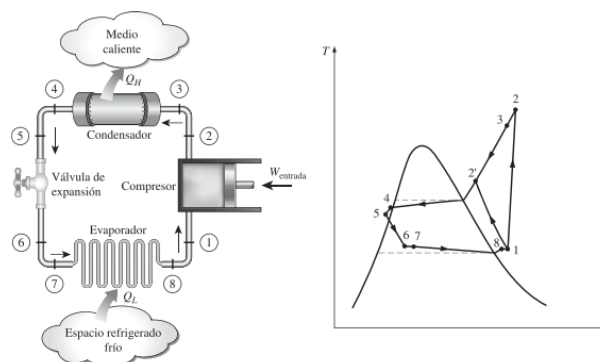
Continuando con el ciclo, en el punto 3 ocurre el estrangulamiento del refrigerante por medio de una válvula de expansión o un tubo capilar, hasta alcanzar la presión del evaporador, disminuyendo así la temperatura del refrigerante por debajo de la temperatura ambiente circundante. En el punto 4, el refrigerante en estado de vapor húmedo de baja calidad entra en el evaporador y absorbe calor de su entorno, saliendo finalmente del evaporador como vapor saturado y repitiendo el ciclo al volver a entrar en el compresor (Çengel & Boles, 2012).

Ciclo real por compresión de vapor

El ciclo real difiere del ideal en dos aspectos que provocan la irreversibilidad del proceso, el primero es la fricción del fluido que causa caídas de presión y el segundo es la transferencia de calor hacia o desde el ambiente. La Figura 7 muestra el diagrama T-s del ciclo real (Çengel & Boles, 2012).

Figura 7

Ciclo real por compresión de vapor, diagrama T-s



Nota. Adaptado de *Termodinámica* (p. 622), por Y. A. Çengel & M. A. Boles, 2012, McGraw Hill.

En el ciclo ideal el refrigerante entra en el compresor en forma de vapor saturado, en la realidad esto no se puede controlar con precisión, por lo que es aconsejable diseñar el sistema para sobrecalentar ligeramente el refrigerante antes de ser aspirado; así se evitan los choques de líquido y se garantiza que el refrigerante entre en el compresor en forma de vapor (Çengel & Boles, 2012).

La caída de presión debida a la fricción, la transferencia de energía térmica desde el entorno y el sobrecalentamiento, son aspectos que provocan un aumento del volumen específico y, por tanto, un incremento del trabajo del compresor. Además, hay que tener en cuenta que el refrigerante puede estar subenfriado, ya que no es fácil controlar su condensación para convertirlo en líquido saturado antes de entrar en la válvula de estrangulación (Çengel & Boles, 2012).

Coefficiente de operación (COP)

El COP es una medida del rendimiento de los ciclos de refrigeración y bombas de calor; es la relación entre la energía extraída o cedida al entorno en forma de transferencia de calor y la energía aportada al sistema en forma de trabajo (Howell & Buckius, 1990).

COP de enfriamiento o refrigeración:

$$COP_{REF} = \frac{Q_e}{W_{neto}} \quad (1)$$

COP de calentamiento o bomba de calor:

$$COP_{BC} = \frac{Q_c}{W_{neto}} \quad (2)$$

Mediante las ecuaciones 2 y 3 podemos deducir la siguiente ecuación:

$$COP_{BC} = COP_{REF} + 1 \quad (3)$$

Refrigerantes

Los refrigeradores y bombas de calor necesitan un fluido que permita la transferencia de calor del foco frío al caliente, esto se consigue mediante refrigerantes que sufren cambios de estado al pasar por una serie de procesos que conforman el ciclo de funcionamiento.

Un fluido refrigerante es una sustancia que absorbe y transfiere cantidades considerables de calor debido a sus cambios de estado. El refrigerante en estado líquido a baja presión absorbe calor del medio y lo expulsa cuando está en forma de vapor a alta presión (SEMARNAT, 2006).

Refrigerante R-134a

El tetrafluoroetano o R134a de fórmula química CF_3CH_2F , es un gas refrigerante puro, no inflamable y de baja toxicidad; gracias a sus propiedades físicas y termodinámicas, se ha convertido en un sustituto seguro del R12 en el aire acondicionado de automóviles y la refrigeración doméstica, ya que no afecta a la capa de ozono (SEMARNAT, 2006).

Sus principales aplicaciones son:

- Bombas de calor
- Refrigerador doméstico
- Aire acondicionado del auto

El valor del impacto sobre la capa de ozono de una sustancia química se evalúa con el PAO, conocido como potencial de agotamiento del ozono, mientras que la capacidad de los gases de efecto invernadero para atrapar el calor en la atmósfera se evalúa con el PCG, conocido como potencial de calentamiento global (Barletta & Acevedo, 2021).

Tabla 1*Propiedades físicas del refrigerante R-134a*

Propiedades físicas	Unidades	R-134a
Peso molecular	g/mol	102
Punto de ebullición (1013 bar)	°C	- 26.1
Punto de congelación	°C	- 103
Temperatura crítica	°C	101.1
Presión crítica	bar abs	40.67
Densidad crítica	kg/m ³	508
Densidad del líquido (25 °C)	kg/m ³	1206
Densidad del líquido (0 °C)	kg/m ³	1293
Densidad del vapor saturado (punto ebul.)	kg/m ³	5.28
Presión de vapor (25 °C)	bar abs	6.65
Presión de vapor (0 °C)	bar abs	2.92
Calor de vaporización (punto ebul.)	kJ/kg	217.2
Calor específico del líquido (25 °C) (1013 bar)	kJ/kg K	1.44
Calor específico del vapor (25 °C) (1013 bar)	kJ/kg K	0.85
Viscosidad del líquido (25 °C)	cP	0.202
PAO	-	0
PCG	-	1430

Nota. Esta tabla muestra las propiedades físicas del R-134a adicionando el valor de PAO y PCG.

Diagrama de Mollier (P-h)

El diagrama de Mollier es una representación gráfica de los datos especificados en las tablas termodinámicas, se considera una herramienta útil para analizar las condiciones del refrigerante en cualquier estado y en cualquier parte del ciclo de refrigeración.

El diagrama puede mostrar tres estados físicos diferentes dependiendo del refrigerante analizado, como se muestra en la Figura 8 a medida que aumenta la presión, las líneas límite convergen en un punto crítico denotando la existencia del líquido, ya que para temperaturas superiores a este punto el refrigerante sólo existe como gas (Islas, 2009).

Figura 8

Diagrama de Mollier, presión - entalpía



Nota. Adaptado de *Cálculo y selección de los equipos de refrigeración para un espacio que servirá para refrigerar leche, localizado en Tlanepantla* (p. 11), por A. Islas, 2009, Repositorio digital IPN.

Transferencia de calor

La transferencia de calor se produce por conducción, convección y radiación. Es el estudio de la rapidez a la que se transfiere energía térmica de un medio de alta temperatura a otro de baja, hasta alcanzar el equilibrio térmico, por lo que es necesario que exista una diferencia de temperatura en el sistema para que se produzca este fenómeno (Çengel & Ghajar, 2011).

Por conducción

Es el intercambio de energía térmica mediante interacciones entre los átomos de mayor energía hacia sus inmediatos de menor energía. La ecuación 4 es la ley de Fourier, que indica que la razón de conducción del calor es proporcional al gradiente de temperatura, considerando la misma dirección (Çengel & Ghajar, 2011).

$$q_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (4)$$

Por convección

Se produce a través de una superficie sólida a un líquido o gas en movimiento adyacente a la superficie, se considera que cuanto más rápido se mueve el fluido, mayor es el intercambio de calor.

La ecuación 5 es la ley de enfriamiento de Newton, que establece que la rapidez de transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura (Çengel & Ghajar, 2011).

$$q_{conv} = hA(T_s - T_\infty) \quad (5)$$

Por radiación

Este modo de transferencia se debe a la propagación de las ondas electromagnéticas, que existen tanto en el vacío como en el medio; es más rápido en comparación con la convección y la conducción, ya que no requiere intermediarios. La ecuación 6 muestra la ley fundamental de Stefan Boltzmann (Pitts & Sissom, 1998).

$$q_{rad} = \epsilon\sigma AT^4 \quad (6)$$

Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un instrumento en el que dos corrientes a temperaturas diferentes fluyen sin mezclarse para intercambiar energía térmica entre sí (Rodríguez, 2009).

La transferencia de energía térmica dentro del intercambiador comprende la convección experimentada por cada fluido y la conducción en la pared que separa las corrientes; en estos dispositivos es conveniente utilizar el coeficiente total de transferencia de calor U , que considera los aspectos mencionados anteriormente (Çengel & Ghajar, 2011).

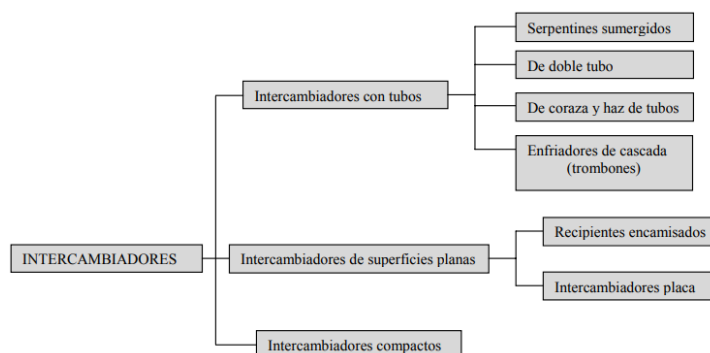
Los intercambiadores de calor se utilizan principalmente para llevar un fluido a su punto de ebullición con la ayuda de un fluido caliente, o el proceso inverso que trata de condensar el fluido en forma de vapor mediante un fluido frío.

Tipos de intercambiadores de calor

En la actualidad, existe un gran número de diseños de intercambiadores de calor, algunos concebidos para cubrir aplicaciones específicas; sin embargo, en función del tipo de superficie, pueden clasificarse a grandes rasgos de la manera que lo indica la Figura 9.

Figura 9

Clasificación de Intercambiadores de calor



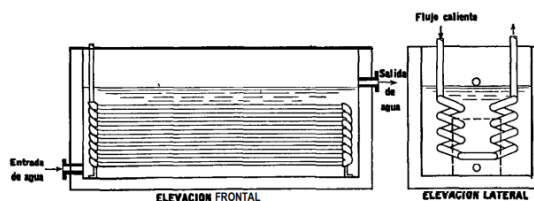
Nota. Adaptado de *Introducción a la Termodinámica con algunas aplicaciones de Ingeniería* (p. 666), por J. A. Rodríguez, 2009, Facultad Regional Rosario.

Intercambiador de serpentín sumergido

Los intercambiadores de calor de tipo serpentín sumergido son los más sencillos y económicos para obtener superficie de intercambio de energía térmica, ya sea para evaporación o condensación; los tubos tienen forma helicoidal y están sumergidos en agua con tenida en depósitos cilíndricos verticales (Kern, 1999).

Figura 10

Intercambiador de tipo serpentín sumergido en un tanque con agua



Nota. Adaptado de *Procesos de Transferencia de Calor* (p. 822), por D. Q. Kern, 1999, McGraw Hill.

Intercambiador de doble tubo

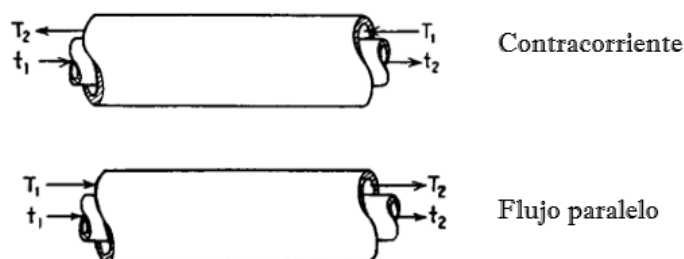
Este intercambiador de calor consta de dos tubos lisos concéntricos de distinto diámetro y se considera el más sencillo por su fácil construcción. Lo más habitual es suministrar el fluido frío a través del espacio anular y el fluido caliente a través del tubo interior (Rodríguez, 2009).

No es conveniente realizar la distribución de los fluidos sin un estudio previo, una primera aproximación sería suministrar el fluido con mayor flujo másico a través del espacio de mayor sección transversal; la decisión también depende de encontrar una distribución que garantice una velocidad másica y una caída de presión similares (Kern, 1999).

Existen dos tipos de distribución para el movimiento de las corrientes dentro del intercambiador, como se muestra en la Figura 11, para flujo paralelo los fluidos caliente y frío entran y se mueven en la misma dirección; mientras que en contracorriente entran y se mueven en dirección opuesta (Incropera & DeWitt, 1999).

Figura 11

Distribución de los flujos en un intercambiador de calor de doble tubo



Nota. Adaptado de *Procesos de Transferencia de Calor* (p. 112), por D. Q. Kern, 1999, McGraw Hill.

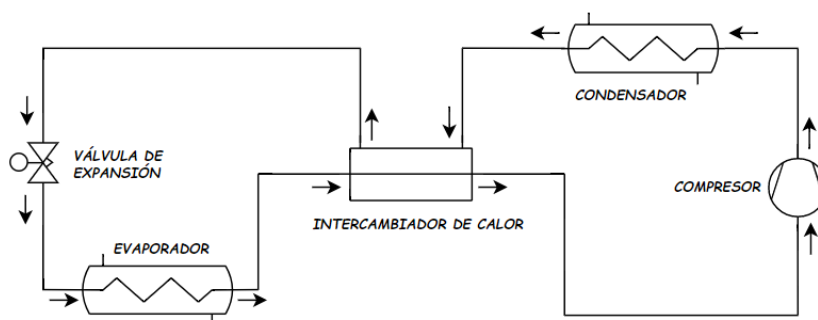
Ubicación del intercambiador en el sistema de bomba de calor

Un sistema de bomba de calor con intercambiador funciona de forma similar al ciclo convencional hasta que sale del condensador, donde el refrigerante líquido caliente circula por uno de los espacios del intercambiador hasta llegar a la válvula de expansión.

Continuando con el ciclo, el refrigerante abandona el evaporador en forma de vapor frío y continúa su recorrido por el otro espacio del intercambiador produciéndose el intercambio de energía térmica a contracorriente entre los dos fluidos a diferentes temperaturas; finalmente el vapor es aspirado por el compresor, tal y como se muestra en la Figura 12 (Orellana & Sánchez, 2017).

Figura 12

Ubicación del intercambiador de calor en el ciclo de bomba de calor



Nota. Recuperado del software Draw.io, realizado por Autores (2023).

La implementación de un intercambiador de calor garantiza que todos los componentes del sistema funcionen correctamente y mantengan su integridad, asegura que el refrigerante entre en la válvula de expansión en estado líquido, e intenta que el compresor trabaje con fluido totalmente gaseoso, lo que no siempre es posible de conseguir porque se generan pequeñas gotas de refrigerante (Cuaical & Montúfar, 2017).

En otras palabras, podemos decir que el sobrecalentamiento del vapor de succión proporciona una mayor protección contra el golpe de ariete en el compresor y evita una reducción de su eficiencia; y el subenfriamiento del líquido refrigerante contrarresta la formación de vapor, que reduce la capacidad de la válvula de expansión.

Conceptos básicos de circuitos

Circuito eléctrico. Es un conjunto de componentes eléctricos que tienen una fuente, cables eléctricos, resistencias, condensadores, etc. Los mismos que están conectados entre sí, a través de los cuales fluye la electricidad para generar trabajo.

Resistencia eléctrica. Elemento eléctrico capaz de oponerse al paso de la corriente en función de su capacidad, con el ohmio como unidad de medida (Alexander & Sadiku, 2013).

Corriente eléctrica. El amperio es su unidad de medida y se define como la tasa de cambio de carga con respecto al tiempo (Alexander & Sadiku, 2013).

Voltaje. Su unidad de medida es el voltio y se refiere a la diferencia de potencial entre dos puntos determinada con un multímetro cuando se mide en paralelo.

Potencia. Es una variable eléctrica medida en watts, que se refiere a la cantidad de energía suministrada o absorbida por un elemento en un tiempo determinado (Alexander & Sadiku, 2013).

Conceptos básicos en sistemas de adquisición de datos

Sistema binario. Es un sistema de numeración que se representa por 0 y 1.

Bit. Es una cifra del sistema binario que puede ser 0 o 1.

Byte. Grupo de 8 bits con un valor máximo de 255.

Precisión. Grado de repetición de los valores resultantes de la medición de una misma magnitud; esta palabra también se utiliza para designar dispositivos electrónicos con características estables (Franco Peláez, 2022).

Exactitud. Atributo que poseen los instrumentos para medir valores ideales que se consideran verdaderos en la medición (Creus, 2011).

Señales discretas. Son señales que pueden tomar uno de los dos valores del sistema binario; es decir 0 o 1.

Señales análogas. Son aquellas señales cuyos valores fluctúan continuamente en el tiempo y se mantienen dentro de sus límites mínimo y máximo.

Controlador. Son elementos que pueden programarse para recibir señales de sensores, ejecutar el programa y generar una salida que puede ser una visualización de datos o una salida hacia los actuadores (Bolton, 2013).

Microcontrolador. Son microprocesadores que contienen memoria con varios bloques de entradas y salidas en un solo chip (Bolton, 2013).

Señales de control

Para que un controlador de una respuesta, fundamentalmente debe recibir una señal, que puede ser analógica o digital. Estas señales se obtienen de parámetros físicos como temperatura, presión, nivel, posición de un interruptor, etc.

Sensor

Son elementos capaces de convertir un estímulo de un parámetro físico como temperatura, presión, flujo, entre otros, en una salida de magnitud eléctrica, es decir, este tipo de dispositivos proporcionan una señal de salida en función de la magnitud sensada (Gutiérrez & Iturralde, 2017).

Los sensores más utilizados en la industria se especifican en la Tabla 2.

Tabla 2

Sensores más utilizados en la industria

Sensor	Fenómeno
Termopar, RTD, Termistor	Temperatura
Galga extensiométrica, transductor piezoeléctrico	Fuerza y presión
Potenciómetro, LVDT, codificador óptico	Posición y desplazamiento
Acelerómetro	Aceleración

Nota. Adaptado de *Apuntes de Instrumentación Mecánica* (p. 67), por L. Echeverría, 2018.

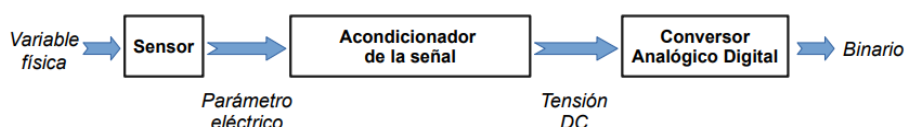
Acondicionamiento de señal

Las señales procedentes de los sensores deben procesarse adecuadamente para que el controlador pueda tener una lectura ideal de la señal, ya que puede ser demasiado pequeña y debe amplificarse para tener mejor información (Bolton, 2013).

En el acondicionamiento de la señal podemos encontrar diferentes procesos como protección del controlador, amplificación, corrección, filtrado, conversión analógica a digital y linealización de la señal, para finalmente ser leída por un sistema inteligente y mostrada al usuario a través de una interfaz (Franco Peláez, 2022).

Figura 13

Estructura típica de un sistema de instrumentación



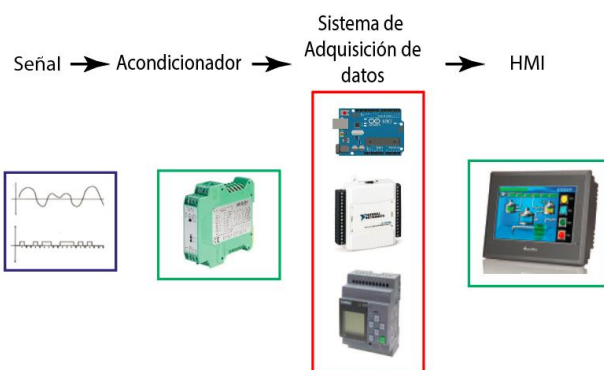
Nota. Adaptado de *Apuntes de Instrumentación Electrónica* (p. 2), por F. J. Franco Peláez, 2022, Eprints UCM.

Sistema de adquisición de datos

Consiste en tomar muestras del mundo real, a través de un sistema analógico y mediante un controlador convertirlas en un sistema digital, lo que requiere una etapa de acondicionamiento que adapte o compatibilice la señal (Gutiérrez & Iturralde, 2017).

Figura 14

Ejemplo de sistema de adquisición de datos



Un sistema de adquisición de datos consta básicamente de cuatro componentes, como los sensores, el acondicionamiento de la señal, el controlador para la adquisición de datos y la pantalla para su visualización; la Figura 14 muestra un ejemplo de este tipo de sistema.

Controladores para la adquisición de datos

Para la adquisición de datos se necesitan microcontroladores como arduino, DAQ NI USB 6009 o PLC que significa controlador lógico programable. Las principales características a tener en cuenta al seleccionar un controlador son los siguientes:

- El número requerido de entradas y salidas (analógicas o digitales)
- Hardware y software necesario
- Fuente de alimentación requerida por el controlador
- Diseño y costo

Controlador Lógico Programable (PLC)

Es un elemento industrial que puede controlar diferentes sistemas de un proceso, a través de entradas y salidas digitales o analógicas. Una de las ventajas de utilizar un PLC es que se puede programar conectándolo a un ordenador o programándolo en su propio entorno, ya que dispone de una memoria con almacenamiento de instrucciones lógicas, secuenciales, de conteo o aritméticas (Molina et al., 2019).

Las principales características que tiene un PLC es su óptimo desempeño en condiciones adversas como vibración, temperatura, humedad y ruido; además de ser fácil de programar y accesible para cualquier implementación en la industria.

Tipos de controladores lógicos programables

Compactos. Constan de una sola unidad y, debido a su número limitado de entradas y salidas, se utilizan para aplicaciones pequeñas. La CPU, las entradas y salidas, la memoria y la fuente de alimentación están integradas en el mismo controlador.

Modulares. Constan de varios módulos que facilitan el aumento del número de entradas y salidas, se conectan entre sí y se utilizan para grandes proyectos.

Interfaz Humano-máquina (HMI)

Es una forma de interacción entre el usuario y la máquina; en el caso de la adquisición de datos, la HMI puede presentar variables del proceso como temperaturas, presiones, flujos, etc. en forma numérica y gráfica. Una HMI tiene que presentar los datos de forma clara, para que el usuario pueda interpretarlos fácilmente y comprender lo que ocurre en el proceso en tiempo real.

Capítulo III Repotenciación

La repotenciación consiste en una evaluación técnica de todos los componentes del equipo para determinar su estado y aplicar las soluciones adecuadas para su recuperación mecánica y energética, lo que requiere procesos de mantenimiento correctivo y modificativo.

Enumeración de los componentes del equipo

La bomba de calor mecánica del laboratorio de conversión de energía es un equipo en el que los alumnos de termodinámica, termodinámica aplicada y termofluidos, realizan prácticas todos los semestres y durante las vacaciones se realiza un mantenimiento preventivo por parte del responsable del laboratorio.

Inicialmente se realizó una inspección visual para determinar las condiciones iniciales en las que se recibió el equipo. Las Figuras 15, 16 y 17 muestran todas las partes que componen el equipo, con sus respectivas descripciones en la Tabla 3.

Figura 15

Vista frontal de la bomba de calor



Figura 16

Vista posterior de la bomba de calor

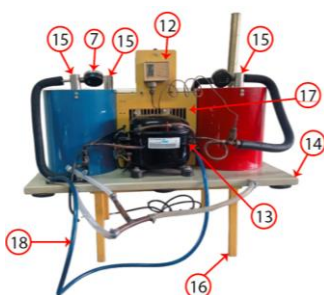


Figura 17*Vista superior de la bomba de calor***Tabla 3***Componentes de la bomba de calor*

N°	Denominación	Cantidad
1	Tanque del condensador	1
2	Tanque del evaporador	1
3	Filtro deshidratador	1
4	Rotámetros de agua	2
5	Rotámetro de refrigerante	1
6	Termómetro	2
7	Manómetro	2
8	Medidor de consumo eléctrico	1
9	Carcasa frontal	1
10	Válvula de expansión manual	1
11	Interruptor	1
12	Presostato	1
13	Compresor	1
14	Plancha base	1
15	Cápsulas para instrumentación	5
16	Estructura base	1
17	Carcasa posterior	1
18	Mangueras	2
19	Serpentín del condensador	1
20	Serpentín del evaporador	1

Levantamiento técnico del estado actual del equipo

Para el levantamiento técnico del equipo y dado el gran número de componentes, lo dividiremos en cuatro partes, compuestas por el sistema de refrigeración, sistema estructural, sistema de medición de variables y el sistema eléctrico.

Sistema de refrigeración

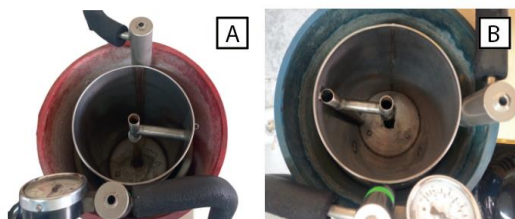
A través de las pruebas realizadas al equipo, se determinó inicialmente que el sistema por el que circula el refrigerante no tenía fugas y todos sus elementos funcionaban correctamente; sólo cabe mencionar que el equipo se encontraba con bajo nivel de refrigerante en su sistema, razón por la cual los datos obtenidos en las mediciones realizadas en las prácticas, contenían errores superiores al 5%.

Condensador y evaporador:

Estos elementos tienen cada uno un tanque de almacenamiento de agua y un serpentín, ambos afectados por incrustaciones y calcificación debidas al agua no tratada.

Figura 18

Tanques de condensación y evaporación



Nota. Esta figura muestra los tanques del equipo siendo: A) Condensador y B) Evaporador.

Además, como se observa en la Figura 19, el tanque de evaporación tiene etiquetas y restos de pegamento en el exterior, lo que no resulta estéticamente agradable a la vista.

Figura 19

Etiquetas y pegamento en el evaporador



Filtro deshidratador:

El propósito principal de este elemento es retener la humedad y los contaminantes, (corrosión, aceite del compresor, etc), que son arrastrados por el refrigerante a través del sistema durante la operación del equipo, externamente este elemento está en buenas condiciones, pero por el largo tiempo de uso debe estar saturado de humedad en su interior y requiere ser reemplazado.

Figura 20

Filtro deshidratador



Válvula de expansión manual:

Este elemento es un dispositivo esencial para el funcionamiento del equipo, no presenta novedades y realiza el proceso de expansión del refrigerante adecuadamente lo cual se evidenció en las pruebas realizadas antes de la intervención, este elemento solo requiere limpieza externa debido a la suciedad en el costado de la perilla.

Figura 21

Válvula de expansión manual



Compresor:

Este elemento es otro dispositivo esencial en el equipo, ya que aquí ocurre la compresión del refrigerante; este presenta un buen desempeño, pero requiere de un cambio de aceite ya que este con el uso se descompone, lo que reduce su capacidad de lubricar las partes mecánicas del compresor y del sistema ocasionando fallas.

Figura 22

Compresor de 1/2 hp



Mangueras:

La Figura 23 muestra las mangueras que componen el sistema de suministro y drenaje de agua. La manguera azul suministra agua a los tanques, que luego es drenada por las mangueras blancas; sus conexiones presentan fugas notables y hay calcificaciones en sus paredes internas.

Figura 23

Mangueras de suministro y drenaje de agua



Presostato:

Este elemento funciona como un interruptor de presión, ya que abre o cierra el circuito eléctrico del sistema dependiendo de la presión seteada, en la bomba de calor la presión no debe superar los 15 bar, si esto ocurre el presostato desconecta el compresor hasta que la presión del sistema disminuya, este dispositivo al igual que su tubería de cobre se encuentran en buen estado.

Figura 24

Presostato o interruptor de presión



Ventilador:

Este elemento se utiliza como disipador de calor cuando el compresor está operando, su mecanismo está en óptimas condiciones y sólo presenta incrustaciones de impurezas en su carcasa.

Figura 25

Ventilador



Sistema estructural

La bomba de calor cuenta con cuatro estructuras: plancha base, estructura adaptada, carcasa frontal y carcasa posterior.

Plancha base:

Esta estructura fue entregada por el proveedor, tiene orificios para las mangueras de drenaje, su estado físico está deteriorado ya que la parte en contacto con los tanques presenta oxidación y pintura descascarada, como se muestra en la Figura 26.

Figura 26

Plancha base del equipo



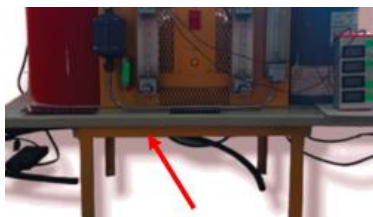
Estructura adaptada:

Esta estructura no pertenece al equipo, fue adaptada para tener una mejor posición de operación debido a la baja altura de la mesa donde descansa, dificultando su manipulación por parte del alumno.

La Figura 27 muestra como su disposición no era la adecuada y podía provocar un accidente debido a una mala maniobra, además de no resistir el peso de todos los componentes, provocando una notable deflexión en sus vigas.

Figura 27

Estructura adaptada

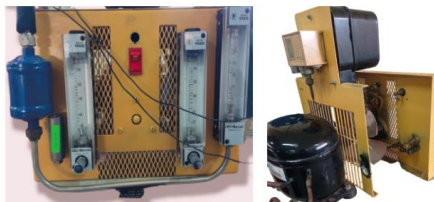


Carcasa frontal y posterior:

Estas dos carcasas están en buenas condiciones, sólo con pintura desprendida en algunos lugares, la carcasa trasera tiene una reparación de sellador negro que estéticamente no se ve bien.

Figura 28

Carcasa frontal y posterior



Pernos, arandelas, tuercas y tornillos:

Todos estos componentes muestran oxidación y la mayoría de ellos están aislados y necesitan ser sustituidos.

Sistema de medición de variables

La bomba de calor trabaja con cuatro tipos de variables: flujo, temperatura, presión y consumo eléctrico; la Tabla 4 muestra el tipo de instrumento utilizado en el equipo para medir cada variable mencionada.

Tabla 4*Variables e instrumentos de medición*

Variable	Instrumento de medición
Flujo	Rotámetro
Temperatura	Termómetro
Presión	Manómetro
Consumo eléctrico	Vatímetro

Medidores de temperatura:

El equipo cuenta con dos termómetros ubicados en los tanques de evaporación y condensación utilizados para medir la temperatura de salida del agua, estos han sido adaptados al equipo ya que pertenecían a otra máquina.

Como se muestra en la Figura 29 la unidad tiene cinco puntos más en los que se debe conocer el valor de la temperatura, para estos puntos se utiliza un medidor digital. Este aparato sólo tiene cuatro sondas, faltando la medida en uno de los puntos; los alumnos resuelven este problema moviendo una sonda para obtener el valor de temperatura en la cápsula que falta.

Figura 29*Termómetro digital de cuatro sondas*

El equipo contiene cápsulas específicamente diseñadas para obtener el valor de temperatura, que se obtiene primero por convección del fluido a las paredes de la cápsula y después por conducción desde las paredes a la sonda. Estas cápsulas tienen una gran cantidad de suciedad en su interior, lo que afecta la medición, pero su estado físico es óptimo.

Figura 30*Cápsulas para termómetros*

Medidores de presión:

El equipo dispone de dos manómetros, uno para medir la baja presión en el evaporador y otro para medir la alta presión en el condensador; estos instrumentos funcionan perfectamente.

Figura 31*Manómetros en el evaporador y condensador*

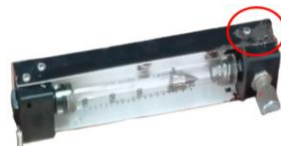
Medidores de flujo:

La unidad cuenta con dos rotámetros que regulan el flujo de agua a los tanques de condensación y evaporación, con capacidad de 200 kg/hr, y otro rotámetro de refrigerante con capacidad de 26 kg/hr. Estos medidores se encuentran en buen estado físico y funcional; como se muestra en la Figura 33 sólo presentan pintura desprendida y suciedad en las perillas de regulación.

Figura 32*Rotámetros de agua y refrigerante*

Figura 33

Desprendimiento de pintura en rotámetros



Medidor de consumo eléctrico:

El equipo utiliza un vatihorímetro para medir el consumo de energía, este dispositivo electromecánico tiene un disco que gira en un tiempo determinado de acuerdo a la energía eléctrica consumida, entonces a través de una conversión dada $\left(166.66 \frac{rev}{hr} = 1kW\right)$ se puede conocer el valor del trabajo realizado por el compresor; este medidor no presenta ninguna novedad.

Figura 34

Vatihorímetro

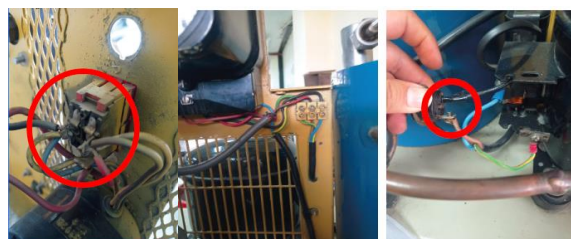


Sistema eléctrico

La máquina tiene un enchufe tipo b, funciona con un voltaje de 110V. Como se muestra en la Figura 35, los conductores eléctricos del equipo presentan desgaste, la mayoría están llenos de polvo y suciedad, otros no están perfectamente aislados, lo que puede provocar un cortocircuito.

Figura 35

Sistema eléctrico del equipo



Recuperación de los componentes

Como punto de partida procedemos a realizar la recuperación de cada elemento. Primero se elimina las suciedades visibles de todos los elementos con franelas, agua y thinner.

Posteriormente, se utiliza papel de lija de grano 600 para eliminar las calcificaciones superficiales presentes en los serpentines y los depósitos de almacenamiento de agua; estos componentes se muestran en la Figura 36 tras realizar su limpieza.

Figura 36

Limpieza superficial de todos los componentes



A continuación, explicaremos en detalle todo el proceso llevado a cabo a cada uno de los componentes; esto se hará tanto para el sistema de refrigeración y el sistema estructural mencionado en el levantamiento técnico.

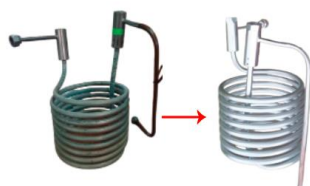
Recuperación del sistema de refrigeración

Condensador y evaporador:

Los serpentines se limpiaron superficialmente, lijándolos ligeramente para eliminar impurezas; no se deben lijar mucho ya que perderían espesor de pared y fallarían debido a la presión que soportan. La Figura 37 muestra la recuperación realizada a estos elementos.

Figura 37

Serpentines antes y después de la intervención



Los tanques se lijaron con papel de lija de grano 600 y se aplicó diluyente para eliminar cualquier resto de pegamento presente en los tanques; a continuación, ambos tanques se repintaron por dentro y por fuera.

Figura 38

Recuperación de tanques y serpentines



Filtro deshidratador:

Como se mencionó anteriormente en el levantamiento técnico, el filtro debe ser reemplazado, ya que el que fue retirado está saturado de humedad. El nuevo filtro es de marca Danfoss 3/8" específico para la capacidad del compresor de ½ hp.

Figura 39

Reemplazo del filtro deshidratador



Nota. Esta figura muestra los filtros deshidratadores siendo: A) Filtro antiguo y B) Filtro nuevo.

Compresor:

El compresor está en buen estado, pero en el interior de su mecanismo hay aceite que debe ser sustituido porque contiene humedad y partículas de suciedad. Hay que tener en cuenta que se extraen 0.7 lt de aceite y hay que reponer la misma cantidad más un pequeño porcentaje debido a las pérdidas y degradación con el tiempo de uso.

Para seleccionar el tipo de aceite se considera el tipo de refrigerante de trabajo, así para el refrigerante 134a se recomienda que el aceite sea sintético. El aceite más adecuado para este caso es el aceite sintético POE EVA ISO 32 en su presentación de 1 Lt, según lo recomendado en el manual de buenas prácticas en sistemas de refrigeración (SEMARNAT, 2006).

Figura 40

Cambio de aceite en el compresor



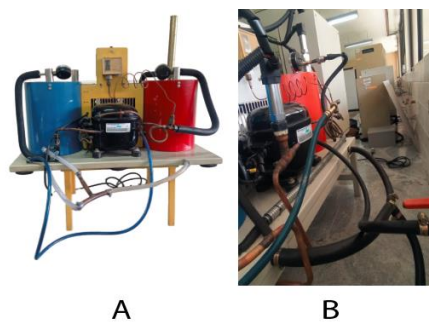
Nota. Esta figura muestra el aceite retirado (A) y el nuevo aceite colocado (B).

Mangueras:

Todas las mangueras retiradas se sustituyeron por mangueras más resistentes tanto para el suministro como para el drenaje de agua. Además, se adaptó la manguera de drenaje para que encajara directamente en la tubería principal, ya que antes el agua se derramaba por toda la mesa debido a una mala conexión.

Figura 41

Reemplazo de mangueras de suministro y drenaje de agua



Nota. Esta figura muestra las mangueras para suministro y drenaje de agua, siendo: A) Mangueras antiguas y B) Mangueras nuevas.

Intercambiador de calor:

En el sistema de bomba de calor se incorporará un intercambiador de calor, diseño que se detallará en el capítulo IV. La implementación de este elemento requiere la adición de otros accesorios como una válvula de tres vías, válvula antirretorno, neplos, roscas cónicas, reducciones y tubería de 3/8".

Figura 42

Intercambiador de calor marca BOWA



Válvula de esfera de tres vías tipo T:

La finalidad de esta válvula es enviar el fluido por diferentes conductos, solo es necesario mover la manija de acuerdo a la posición deseada, guiándose por la marca T según se requiera para realizar la práctica con o sin intercambiador de calor. Este accesorio soporta una presión máxima de 63 bar y su conexión es de 1/2" por lo que se requieren reducciones para adaptarla al sistema de 3/8".

Figura 43

Válvula de esfera de tres vías tipo T marca GENE BRE



Válvula antirretorno:

Cuando la práctica se realiza sin intercambiador de calor, el fluido también iría por el conducto equivocado, esto generaría que la operación sin el intercambiador de calor no se pueda apreciar correctamente, ya que se puede generar un pequeño intercambio térmico entre los fluidos dentro del intercambiador.

Este problema se soluciona instalando una válvula antirretorno que garantiza que el fluido siga el camino correcto y no afecte a la correcta medición de los datos de temperatura durante el funcionamiento del equipo.

Figura 44

Válvula antirretorno de conexión soldable de 3/8" marca Danfoss



Cápsulas:

Siguiendo el mismo modelo de las cápsulas diseñadas en la unidad, se diseñaron otras dos cápsulas similares para obtener valores de temperatura en las salidas del intercambiador con los accesorios mostrados en la Figura 45, que se ensamblaron utilizando soldadura de plata al 15%.

Figura 45

Diseño de cápsulas para medir temperatura



Accesorios:

Para facilitar el desmontaje de las tuberías, se realizaron conexiones roscadas en varias partes del sistema de refrigeración, también para fijar los sensores de presión y conservar los manómetros del equipo se requiere de una conexión tipo T.

Figura 46

Neplos, roscas cónicas y conexión tipo T



Además, se ensambló una conexión roscada con una válvula de carga para limpiar internamente el sistema, específicamente los serpentines que muestran indicios de humedad e impurezas con gas nitrógeno.

Figura 47

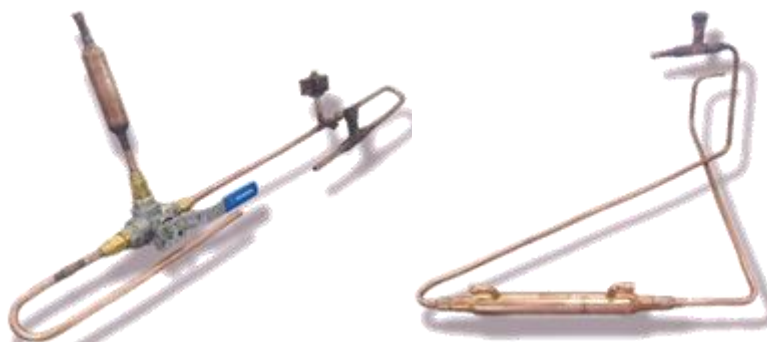
Conexión roscada con válvula de carga



Al final de la recuperación térmica y rediseño del sistema de refrigeración, hemos observado que se aplicaron procesos de mantenimiento correctivo, preventivo y modificativo; la Figura 48 muestra las tuberías y accesorios adicionados los cuales luego serán ensamblados al compresor, válvula de expansión y a los serpentines del evaporador y condensador.

Figura 48

Tuberías y accesorios adicionadas al sistema de refrigeración



Recuperación del sistema estructural

Recuperación de plancha base:

Tras eliminar la suciedad, se procede a utilizar un decapante para eliminar todas las pinturas anteriores y también con la ayuda de un removedor de óxido se consigue la eliminación total de las sustancias que afectan a la nueva pintura.

Figura 49

Removedores de pintura y óxido



Nota. A) Removedor de pintura y B) Removedor de óxido.

Diseño de estructura soporte:

Dado que la estructura anterior no era adecuada, tuvimos que diseñar una nueva, que soporte el peso del equipo en funcionamiento. Para el diseño es necesario obtener los pesos de cada uno de los componentes, detallados en la Tabla 5.

Para conocer el peso del agua en cada uno de los tanques de condensación y evaporación, realizamos el siguiente cálculo considerando los siguientes datos.

- Diámetro mayor: $D = 0.234 \text{ m}$
- Diámetro menor: $d = 0.164 \text{ m}$
- Altura de nivel de agua: $h = 0.280 \text{ m}$
- Densidad del agua: $\rho = 997 \text{ kg/m}^3$

$$V = \left[\left(\frac{1}{4} \pi D^2 \right) - \left(\frac{1}{4} \pi d^2 \right) \right] h$$

$$V = \left[\left(\frac{\pi}{4} (0.234 \text{ m})^2 \right) - \left(\frac{\pi}{4} (0.164 \text{ m})^2 \right) \right] (0.280 \text{ m}) = 0.006126733993 \text{ m}^3$$

$$m = \rho V$$

$$m = \left(997 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) (0.006126733993 \text{ m}^3)$$

$$m = 6.11 \text{ kg}$$

Tabla 5

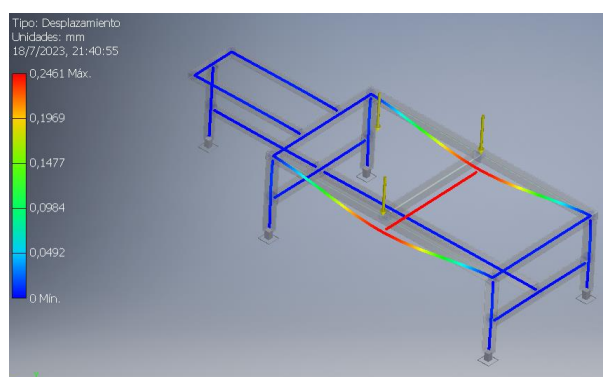
Peso de cada componente perteneciente al equipo

Denominación	Peso (kg)
Compresor	30
Tanque de condensador vacío	3
Tanque de evaporador vacío	3
Contenido de agua del tanque de condensador	6.11
Contenido de agua del tanque de evaporador	6.11
Estructura propia	5
Carcasas	4
Accesorios (válvulas, tuberías, mangueras, etc.)	5
Instrumentación y material eléctrico	10
Total	72.22

Para el diseño se considera un peso de 72,22 kg, que se aproxima a los 80 kg. En la simulación realizada en el programa Inventor, se observa que la deformación es casi nula para la estructura ASTM A36 de tubo cuadrado de 30x30x2 mm, soldada con electrodo E6011. Además, el programa indica que la carga máxima que puede soportar la estructura es aproximadamente 300 kg.

Figura 50

Análisis estático de la estructura metálica



Nota. Recuperado del software Inventor, realizado por Autores (2023).

Carcasas frontal y posterior:

Al igual que en las estructuras anteriores, se lleva a cabo el mismo proceso de eliminación de impurezas y pintura vieja con las sustancias mencionadas.

Figura 51

Carcasa frontal limpia de suciedad y pintura antigua



Con todas las estructuras listas, primero se aplica una capa base de pintura con aceite, ya que el equipo trabaja continuamente con agua, y después se aplican las capas de pintura necesarias para que quede visualmente estético.

Figura 52

Pintado de estructura



A

B

Nota. A) Colocación de base de aceite, B) Colocación de pintura

Como último paso, se procedió al montaje de todos los componentes mecánicos a los que se les realizó la respectiva intervención, todos los pernos, tornillos, tuercas y arandelas fueron sustituidos por elementos nuevos, la Figura 53 muestra el resultado de la recuperación del equipo.

Figura 53

Ensamble de las partes mecánicas del equipo



La recuperación del sistema eléctrico va de la mano de la implementación del sistema de adquisición de datos, que se detallará más adelante.

Identificación de variables y rangos de funcionamiento

En el equipo se determinó que es importante conocer la temperatura y presión de varios puntos específicos para realizar un correcto análisis térmico, también se requiere establecer el trabajo realizado por el compresor, lo cual es importante para obtener el valor COP; por lo tanto, es necesario conocer el consumo de energía.

El primer paso en el diseño del sistema de adquisición de datos y la selección de sensores es determinar las variables que se van a medir y su rango de funcionamiento. La Tabla 6 muestra estos valores obtenidos gracias a las prácticas realizadas antes de la intervención y a la información del manual de la bomba de calor mecánica

Tabla 6

Rangos de funcionamiento de las variables de temperatura y presión

Fluido	Variable	Simb	min	max	Unidad
Agua	Salida del evaporador	Te	-50	50	[°C]
	Salida del condensador	Tc	0	100	[°C]
	Suministro de red	To	0	50	[°C]
R134a	Entrada del evaporador	T1	-100	50	[°C]
	Salida del evaporador	T2	-50	50	[°C]
	Entrada del condensador	T3	0	150	[°C]
	Salida del condensador	T4	0	100	[°C]
	Salida del intercambiador (vapor)	T2'	-50	50	[°C]
	Salida del intercambiador (líquido)	T4'	0	100	[°C]
	Presión absoluta en el evaporador	Pe	0	5	[bar]
	Presión absoluta en el condensador	Pc	0	15	[bar]

Los rangos detallados en la tabla anterior han sido ampliados, considerando que los sensores sólo se distribuyen en rangos de temperatura con múltiplos de 25 °C y los sensores de presión en múltiplos de 5 bar.

También es importante conocer la temperatura de funcionamiento en los lugares donde se va a detectar la presión, ya que es un parámetro esencial para la selección del sensor; la Tabla 7 muestra los rangos de temperatura en estos puntos.

Tabla 7

Rangos de temperatura a soportar por los sensores de presión

Fluido	Variable	min	max	Unidad
R134a	Sensor de presión del evaporador	-50	50	[°C]
	Sensor de presión del condensador	0	150	[°C]

Para la variable de consumo es necesario conocer la información técnica del compresor, esta información se puede encontrar más adelante en la selección del sensor de consumo de energía.

Selección de la instrumentación

La señal captada por los sensores de fenómenos físicos o eléctricos debe ser acondicionada para que el controlador pueda procesarla y visualizarla a través de una HMI. Como ya se ha mencionado, tenemos tres tipos de variables, que se requieren se an mostradas a través de la interfaz.

La tabla 8 muestra el número de sensores necesarios en el diseño de adquisición de datos para cada variable que se va a medir.

Tabla 8

Cantidad de sensores requeridos por cada variable

Variables	Cantidad
Temperatura	9
Presión	2
Consumo eléctrico	1
Total	12

Podemos determinar que el controlador debe tener al menos 12 entradas analógicas.

Selección de controlador

Para seleccionar el controlador ideal para la adquisición de datos, se debe considerar los siguientes puntos:

- Número de entradas analógicas (12 entradas analógicas).
- Voltaje de alimentación (5-24 V DC)
- Disponibilidad en el mercado
- Programación
- Costo del equipo
- Facilidad de instalación
- Funcionalidad

Entre los posibles controladores para seleccionar tenemos:

- Arduino Mega ADK Rev3
- DAQ NI USB-6009
- PLC modular DVP20SX2

Se utilizará una tabla de decisión (Tabla 9) para determinar el controlador más adecuado, el cual debe cumplir con los requisitos mínimos antes mencionados.

Tabla 9

Matriz de decisión del controlador

Parámetro	Ponderación	Arduino Mega ADK Rev3	DAQ NI USB-6009	PLC modular DVP20SX2
Num entradas analógicas	10	10	10	10
Voltaje de alimentación	10	10	9	9
Disponibilidad en el mercado	10	8	9	7
Programación	10	8	9	9
Costo del dispositivo	10	10	5	9
Facilidad de instalación	10	6	8	10
Funcionalidad	10	7	7	10
Puntuación total	70	59	57	64

Tras analizar las tres opciones, elegimos el PLC modular DVP20SX2, que dispone de 4 entradas analógicas, expandibles a 14 añadiendo dos módulos más con resolución de 12 bits, en función de las necesidades.

El voltaje de alimentación del PLC es de 24V DC, muy común en el campo industrial, el costo de este dispositivo ronda los \$300. Este PLC cuenta con una estructura de protección ideal para el trabajo industrial y con facilidad de instalación ya que su diseño lo hace fácil de acoplar a un riel DIN.

Su lenguaje de programación puede ser Ladder, diagramas de bloques o diagramas de funciones secuenciales. Una de las ventajas de este PLC es que puede aceptar sensores de voltaje o corriente, es decir, las entradas analógicas pueden aceptar señales de corriente de 4 a 20 mA o señales de voltaje de 0 a 10 V, todo esto se consigue al modificar su programación.

Selección de sensores de temperatura

Para la selección de estos sensores, deben tenerse en cuenta todos los rangos de temperatura detallados en la Tabla 6. Además, considere que estos sensores se colocarán en cápsulas a las que se ha adaptado una tuerca con rosca interior M20, con una longitud para incorporar una sonda de hasta 6 cm, como se muestra en la Figura 54.

Figura 54

Cápsulas para sensores



La señal de salida del sensor tiene que ser compatible con las entradas analógicas del PLC y su costo tiene que ser lo más económico posible sin desestimar la calidad y precisión de la medición.

Para seleccionar los sensores de temperatura adecuados para la adquisición de datos, se tienen en cuenta los siguientes puntos:

- Voltaje de alimentación de 24 V
- Resolución, costo
- Transmisor (4 a 20 mA o 0 a 10V)
- Longitud de sonda, facilidad de instalación

Entre los posibles sensores para la adquisición de datos tenemos:

- Termocupla tipo K
- HDT-500
- XTP25N-030-N40140F

Tabla 10

Matriz de decisión de sensores de temperatura

Parámetro	Ponderación	Termocupla tipo K	HDT-500	XTP25N-030-N40140F
Voltaje de alimentación de 24 V	10	10	10	10
Resolución	10	-	9	10
Transmisor (4 a 20 mA o 0 a 10V)	10	-	10	10
Longitud de sonda	10	8	10	10
Facilidad de instalación	10	8	10	10
Costo del dispositivo	10	10	9	6
Puntuación total	60	36	58	56

El coste fue un factor determinante en la selección de los sensores de temperatura, ya que el sensor HDT-500 y el XTP25N-030-N40140F presentan las mismas características, por otra parte, el termopar tipo K es muy utilizado para medir temperatura, pero al no tener un transmisor incorporado dificulta la comunicación entre el sensor y el PLC.

El sensor HDT-500 es un sensor industrial que lleva integrado un transmisor de 0 a 10 V y dispone de una sonda que puede tener una longitud de 5, 10 y 15 cm, además tienen una rosca macho M20 que lo hace apto para su colocación en las cápsulas del equipo. Estos sensores se pueden conseguir en diferentes rangos de funcionamiento.

Tabla 11*Características de sensor HDT-500*

Característica	Descripción
Voltaje de alimentación	24 VDC
Salida	0 - 10 V
Rango de medición	Adaptable
Temperatura de operación	-50 a 150 °C (varia)
Tipo de sensor	PT100
Precisión	0.1°C
Nivel de protección	IP67
material de sonda	Acero inoxidable 306L

Selección de sensores de presión

Para la selección de estos sensores deben tenerse en cuenta los rangos de presión detallados en la Tabla 6. Estos sensores deben instalarse en las cápsulas mediante una T que contenga una rosca hembra de las dimensiones del sensor.

La señal de salida del sensor tiene que ser compatible con las entradas analógicas del PLC y su coste tiene que ser lo más económico posible sin escatimar en la calidad de la medición. Para seleccionar el sensor de presión más adecuado para el proyecto, hay que tener en cuenta los siguientes puntos:

- Voltaje de alimentación de 24 V
- Resolución, costo del sensor, facilidad de instalación
- Transmisor (4 a 20 mA o 0 a 10V)
- Rango de temperatura de operación

Entre los posibles sensores para la adquisición de datos tenemos:

- PCM300
- HDP-500
- PT12 con display

Tabla 12*Matriz de decisión de sensores de presión*

Parámetro	Ponderación	PCM300	HDP-500	PT12 con display
Voltaje de alimentación de 24 V	10	10	10	10
Resolución	10	10	10	10
Transmisor (4 a 20 mA o 0 a 10V)	10	10	10	8
Rango de temperatura de op.	10	5	10	10
Facilidad de instalación	10	10	10	10
Costo del equipo	10	8	7	5
Puntuación total	60	53	57	53

El sensor que se adapta a las condiciones que necesitamos es el HDP-500, este supera a los demás en rango de temperatura y coste. El rango de temperatura del PCM300 solo satisface a un sensor, lo ideal es tener una homogeneidad entre sensores por lo que lo descartamos, mientras que el sensor PT12 al tener un display hace que su coste se eleve con respecto al HDP-500.

Otro punto importante para elegir el sensor HDP-500 es que está diseñado para aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado, lo que resulta ideal para nuestro proceso.

Tabla 13*Características de sensor HDP-500*

Característica	Descripción
Voltaje de alimentación	24 VDC
Salida	0 - 10 V, 4 – 20 mA, RS485
Rango de medición	Adaptable
Temperatura de operación	-40 a 200 °C
Tipo de presión	Absoluta, relativa
Medio de medición	Gas, líquido, aceite, refrigerante
Nivel de protección	IP65, IP67
Material de sonda	Acero inoxidable

Selección de sensor de consumo eléctrico

Para la selección de este tipo de sensor se debe tener en cuenta su costo, este sensor medirá la corriente del compresor cuando está en marcha y al multiplicarla por la tensión se obtendrá la potencia eléctrica del mismo.

Para la correcta selección de este sensor deben tenerse en cuenta los siguientes puntos:

- Voltaje de alimentación de 24 V
- Salida (4 a 20 mA o 0 a 10 V)
- Facilidad de instalación, costo del sensor

Entre las posibles opciones de este tipo de sensores para la adquisición de datos tenemos:

- TRXNELE DDS662
- KETOTEK Smart energy monitor
- HD-T series current transmitter

Tabla 14

Matriz de decisión de sensor de consumo eléctrico

Parámetro	Ponderación	TRXNELE DDS662	KETOTEK Smart energy monitor	HD-T series current transmitter
Voltaje de alimentación de 24 V	10	-	-	10
Salida (4 a 20 mA o 0 a 10 V)	10	-	-	10
Facilidad de instalación	10	10	10	10
Costo del sensor	10	10	9	5
Puntuación total	40	20	19	35

El sensor que cumple con las especificaciones requeridas es el transmisor de corriente serie HD-T, los otros dispositivos son buenas opciones para las mediciones, pero no cuentan con los elementos necesarios para la comunicación con el PLC por lo que se descartan. El sensor seleccionado debe ser alimentado por 24V, su salida es de 4 a 20 mA, su diseño tiene la cualidad de ser montado en riel DIN y es económico lo que lo hace una opción ideal.

Tabla 15

Características de sensor HD-T series current transmitter

Característica	Descripción
Voltaje de alimentación	24 VDC
Salida	4 – 20 mA
Rango de medición	Adaptable
Temperatura de operación	-20 - 80 °C
Tiempo de respuesta	100 ms

Selección de HMI

Debido a la cantidad de datos a visualizar, la pantalla debe tener un tamaño de visualización adecuado; teniendo en cuenta que debe ser económica y de buena calidad. Para seleccionar la HMI tenemos en cuenta los siguientes parámetros:

- Voltaje de alimentación de 24 V
- Protocolo de comunicación Ethernet
- Tamaño de Display
- Costo

Entre las posibles opciones de HMI para el sistema de adquisición de datos tenemos:

- HMI KINCO GL070E
- HMI DOP-107BV
- HMI DELTA DOP-103W

Tabla 16

Matriz de decisión del HMI

Parámetro	Ponderación	HMI KINCO GL070E	HMI DOP- 107BV	HMI DELTA DOP-103W
Voltaje de alimentación de 24 V	10	10	10	10
Protocolo de comunicación Ethernet	10	10	10	10
Tamaño de Display 4-7"	10	10	10	8
Costo del HMI	10	10	9	7
Puntuación total	40	40	39	35

Se observa que la selección de la HMI está en función de su costo, ya que todas las opciones tienen características similares.

Tabla 17

Características de la HMI KINCO GL070E

Característica	Descripción
Voltaje de alimentación	24 VDC
Tamaño de Display	7"
Facilidad de instalación	Aceptable
Temperatura de operación	800 x 480 pixel
Pantalla	Táctil a color

Diseño del sistema de adquisición de datos

La estructura base de la bomba de calor mecánica dispone de un soporte para la colocación del tablero eléctrico donde se montarán las conexiones eléctricas, electrónicas y la HMI.

Diseño del tablero de control

Para no improvisar en la instalación de los elementos, primero se realizó un diseño en el programa Inventor en el que se modeló la parte frontal del tablero, colocando todos los accesorios necesarios para el control.

Figura 55

Diseño de la parte frontal del tablero eléctrico



Nota. Recuperado del software Inventor, realizado por Autores (2023).

La Figura 56 muestra el diseño del tablero eléctrico de dimensiones 60x40x18 cm donde se ha colocado el HMI de 7" para presentar esquemas y tablas de datos, también hay un selector de encendido/apagado, un piloto verde, un piloto azul y un paro de emergencia.

Al colocar el selector en la posición de encendido, el equipo se energizará, activando la luz piloto verde; asimismo, la luz piloto azul permanecerá encendida mientras el compresor funcione correctamente.

La incorporación de un paro de emergencia es esencial en cualquier sistema, esto nos ayudará a garantizar la seguridad tanto del operario como de la máquina. Por ello, es importante que esté situado en un lugar accesible y que pueda activarse fácilmente.

Con la ayuda de una amoladora y un taladro, se realizan las aberturas necesarias para fijar la HMI, el selector, las luces piloto y el paro de emergencia.

Figura 56

Fijación de HMI, selector, pilotos y paro de emergencia



Diseño del sistema eléctrico

En este apartado se mencionarán y dimensionarán los elementos eléctricos que forman parte del equipo repotenciado. La bomba de calor mecánica dispone de dos actuadores, el motor del compresor y su ventilador.

El motor del compresor está situado en la parte central trasera del equipo, con conexiones de cobre de 3/8", con las especificaciones mencionadas en la Tabla 18.

Tabla 18*Datos técnicos del compresor*

Característica	Especificación
Marca	Kelvinator
Voltaje	110 AC
Corriente nominal	5A
Frecuencias	60 z
Fases	1 ~

El ventilador se encuentra en el interior de la bomba de calor y sirve para disipar el calor generado por el compresor cuando está en funcionamiento.

Tabla 19*Datos técnicos del ventilador*

Característica	Especificación
Marca	NI
Voltaje	110 AC
Corriente nominal	1A
Frecuencias	60 z
Fases	1 ~

Dimensionamiento de la fuente y protecciones del sistema

Para dimensionar los conductores y protecciones del sistema eléctrico debemos considerar todos los elementos que intervienen en el diseño como los que se muestran en las siguientes tablas:

Tabla 20*Datos eléctricos del PLC modular DVP20SX2*

Característica	Especificación
Marca	Delta
Voltaje de entrada	24 VDC
Consumo eléctrico	0.5 A

Tabla 21*Datos eléctricos de Sensores HDT-500*

Característica	Especificación
Marca	HDT
Voltaje de entrada	24 VDC
Consumo eléctrico	0.35 A

Tabla 22*Datos eléctricos de Sensores HDP-500*

Característica	Especificación
Marca	HDP
Voltaje de entrada	24 VDC
Consumo eléctrico	0.35 A

Tabla 23*Datos eléctricos de Sensor HD-T series current transmitter*

Característica	Especificación
Marca	HD-T
Voltaje de entrada	24 VDC
Consumo eléctrico	0.025 A

Tabla 24*Datos eléctricos de HMI KINCO GL070E*

Característica	Especificación
Marca	KINCO
Voltaje de entrada	24 VDC
Consumo eléctrico	0.5 – 0.9 A

Dimensionamiento de la fuente de alimentación:

Con ayuda de las tablas anteriores, que especifican las características eléctricas de cada uno de los componentes, se realiza el cálculo para dimensionar la fuente de alimentación.

Tabla 25*Dimensionamiento de la fuente de alimentación*

Componente	Cant	Corriente nominal	Total
PLC modular DVP20SX2	3	0.4 A	1.2 A
Sensores HDT-500	9	0.2 A	1.8 A
Sensores HDP-500	2	0.2 A	0.4 A
HD-T series current transmitter	1	0.025 A	0.025 A
HMI KINCO GL070E	1	0.5 A	0.5 A
TOTAL			3.925 A

La corriente total para dimensionar la fuente es de 3.925 A, para poder seleccionar una fuente emplearemos un criterio de seguridad del 25%.

$$I_{\text{Fuente DC}} = 1.25 \text{ Corriente nominal} = (1.25) 3.925 \text{ A} = 4.91 \text{ A}$$

La fuente de alimentación requiere 24 VDC y 5 A, esta se fijará mediante un riel DIN por lo que la más adecuada es la DC Mean Well ya que cumple con las especificaciones requeridas.

Tabla 26*Datos técnicos de la fuente de alimentación*

Característica	Descripción
Voltaje de alimentación	110 VAC
Corriente de salida	5 A
Voltaje de salida	24 VDC
Potencia de salida	120 W
Tipo de entrada	1 ~

Dimensionamiento del interruptor termomagnético:

El interruptor termomagnético se dimensionará a partir del consumo eléctrico de los actuadores, como el compresor, el ventilador y los pilotos; un segundo interruptor será destinado estrictamente para la fuente de alimentación.

A continuación, para el interruptor termomagnético de los actuadores tenemos los datos eléctricos que se muestran en la Tabla 27.

Tabla 27

Dimensionamiento del interruptor termomagnético para actuadores

Componentes	Cantidad	Corriente nominal	Total
Motor de compresor	1	5 A	5 A
Ventilador	1	1 A	1 A
Pilotos	2	5 A	10 A
Total			16 A

La corriente nominal del equipo es de 16 A, por lo que se selecciona un interruptor termomagnético de 20 A disponible en el mercado, la fuente de alimentación tiene una corriente nominal de 5 A, por lo que adquirimos un interruptor termomagnético de 10 A por seguridad.

Conductores para el sistema eléctrico

Para corriente alterna 110 VAC se empleará un conductor AWG #16 que soportan una corriente máxima de 5 A y cuenta con aislamiento THW, mientras que para la corriente directa se empleará un conductor AWG #18 precisamente para la parte eléctrica de todos los sensores.

Implementación del sistema de adquisición de datos

Primero colocamos las canaletas por las que pasará el cableado eléctrico y después el riel DIN donde se colocarán el controlador y los componentes eléctricos y electrónicos.

Se debe considerar que los elementos deben tener una separación que permita su manejo y ventilación, considerando estos aspectos, la Figura 57 muestra esta distribución.

Figura 57

Distribución de componentes en el tablero eléctrico



Distribución general de componentes en el tablero

Se han dispuesto tres filas sobre la placa naranja (doble fondo), en la primera fila de izquierda a derecha encontramos:

- Interruptor termomagnético: El amperaje es de 20 A y es un dispositivo que ayudará a la protección del compresor, ventilador y pilotos.
- Portafusible y fusible: Este elemento nos ayuda a proteger el compresor contra fallos que pueda registrar el circuito eléctrico, su amperaje es de 15 A.
- Sensor de consumo eléctrico: Este sensor funciona según el principio de efecto Hall; es decir, como una pinza amperimétrica, al multiplicar este valor por el voltaje nos ayudará a conocer la potencia del compresor cuando está en funcionamiento.
- Interruptor termomagnético. El amperaje es de 10 A y nos ayudará a la protección de la fuente de alimentación.
- Fuente de alimentación. Su tensión es de 24 V y 5 A, se utilizará para alimentar los componentes mencionados.

Segunda fila

- PLC: Este componente electrónico cuenta con un módulo principal y dos secundarios, es fundamental para la adquisición de datos.
- Grupo de borneras: Dispone de 5 grupos que tienen su positivo, negativo y tierra, estas se utilizarán para la alimentación a 24 V del PLC y sus módulos, para el sensor de consumo eléctrico, para los sensores de presión y un sensor de temperatura.

Tercera fila

- Borneras de potencia: Encontramos un grupo de terminales correspondientes a corriente alterna que son para línea y fase; estos alimentarán a los actuadores como el compresor, ventilador y pilotos.

- Grupo de borneras: Este último grupo pertenece a los 8 sensores de temperatura que faltan.

Asignación de sensores en borneras

Cada sensor tendrá su grupo de borneras con conexión a positivo, negativo y tierra; estos se muestran en la Tabla 28, de derecha a izquierda en el orden especificado.

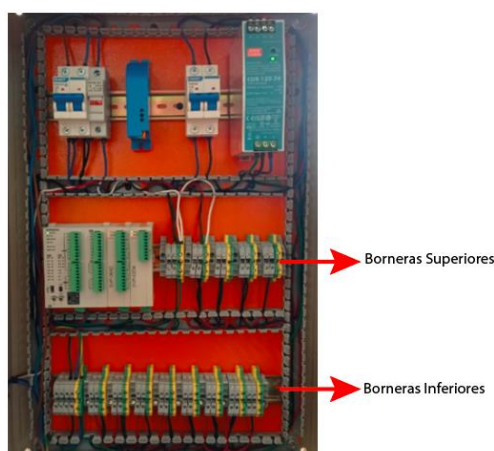
Tabla 28

Ubicación de borneras para sensores

Módulos del PLC	Conexión física del PLC	Borneras asignada	Nomenclatura
Módulo principal	V010	Borneras Inferior 1	T1
	V111	Borneras Inferior 2	T2
	V212	Borneras Inferior 3	Te
	V313	Borneras Inferior 4	T3
Módulo de expansión 1	V414	Borneras Inferior 5	T4
	V515	Borneras Inferior 6	Tc
	V616	Borneras Inferior 7	T2'
	V717	Borneras Inferior 8	T4'
	V818	Borneras Superior 1	To
Módulo de expansión 2	V919	Borneras Superior 2	W
	V10110	Borneras Superior 3	Pc
	V11111	Borneras Superior 4	Pe

Figura 58

Ubicación de borneras para sensores



Conexión de elementos del sistema eléctrico

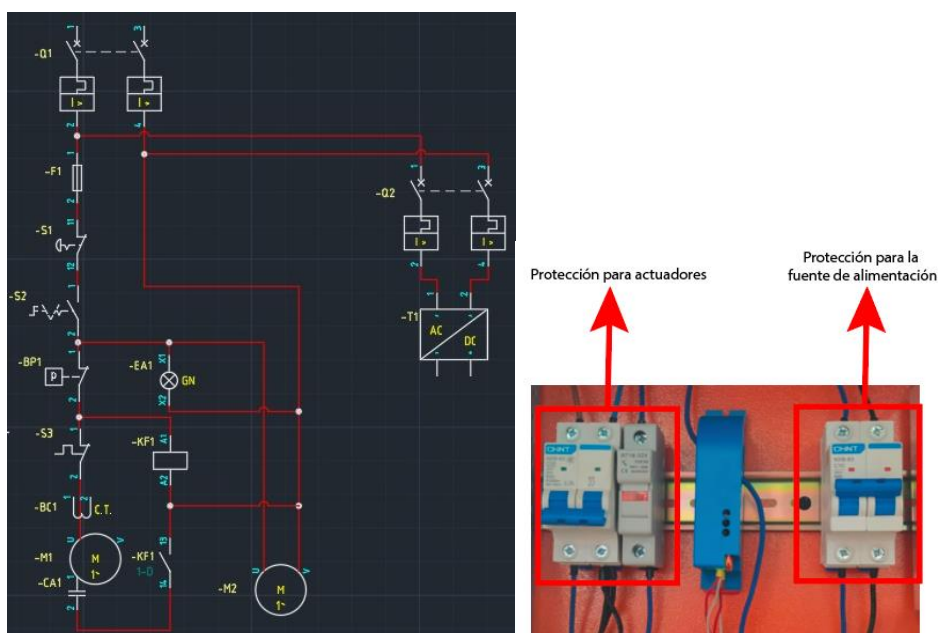
Los componentes eléctricos del equipo se conectan como se muestra en el esquema eléctrico disponible en el manual de la bomba de calor; sin embargo, estas conexiones se dispondrán ahora en la caja eléctrica.

Conexión de interruptores termomagnéticos:

En la Figura 59 podemos ver como se encuentra conectada las protecciones de los actuadores y la fuente de alimentación.

Figura 59

Conexión de protecciones y fuente de alimentación



Nota. Recuperado del software AutoCAD, realizado por Autores (2023).

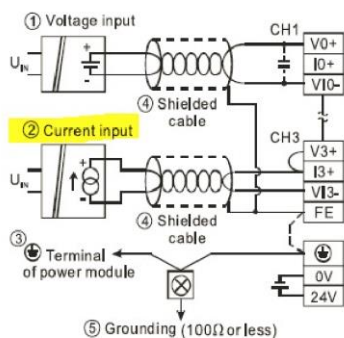
Conexiones de sensores al PLC:

Para la conexión de los componentes de adquisición de datos nos basaremos en los esquemas de conexión proporcionados en las fichas técnicas de cada elemento.

La ventaja del PLC es que tiene la posibilidad de captar señales de corriente y de voltaje; basta con configurar las entradas y realizar la conexión según las recomendaciones del fabricante.

Figura 60

Conexión del PLC para recibir señales de corriente

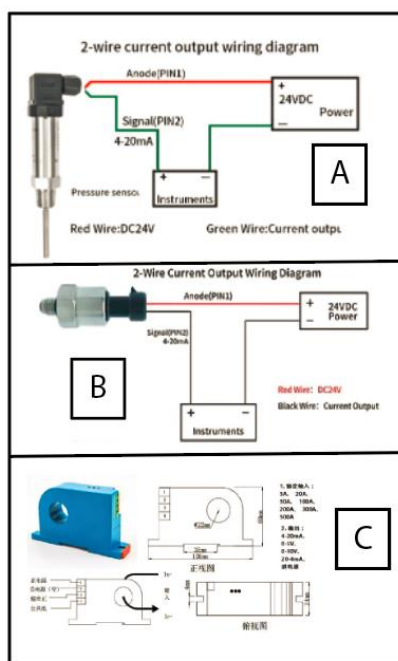


Los sensores seleccionados son sensores de corriente, éstos presentan un ruido eléctrico mínimo en comparación con los sensores de voltaje; cuando el compresor está encendido, se pueden obtener ciertas variaciones de voltaje, que son susceptibles al ruido eléctrico.

Para la conexión de los sensores nos basaremos en el esquema recomendado por el fabricante, al tratarse de sensores de corriente se utilizarán dos cables como muestra la Figura 61.

Figura 61

Conexión eléctrica de sensores de corriente



Nota. A) Sensor de temperatura, B) Sensor de presión, C) Sensor de consumo eléctrico.

Una vez realizadas todas las conexiones, tenemos como resultado la caja eléctrica terminada con todas sus conexiones físicas, tal y como se muestra en la Figura 62.

Figura 62

Conexión final del tablero



La colocación de los sensores, tal como se ha mencionado anteriormente, se colocará en las cápsulas con tuercas adaptadoras y los cables se cubrirán con cinta autofundente.

Figura 63

Colocación de sensores en capsulas adaptadas



Programación del PLC

La programación se ha realizado con el software ISPsoft 3.17, de uso gratuito y específico para este tipo de PLC. Su lenguaje de programación es Ladder, accesible y fácil de entender.

Adquisición de datos de los sensores:

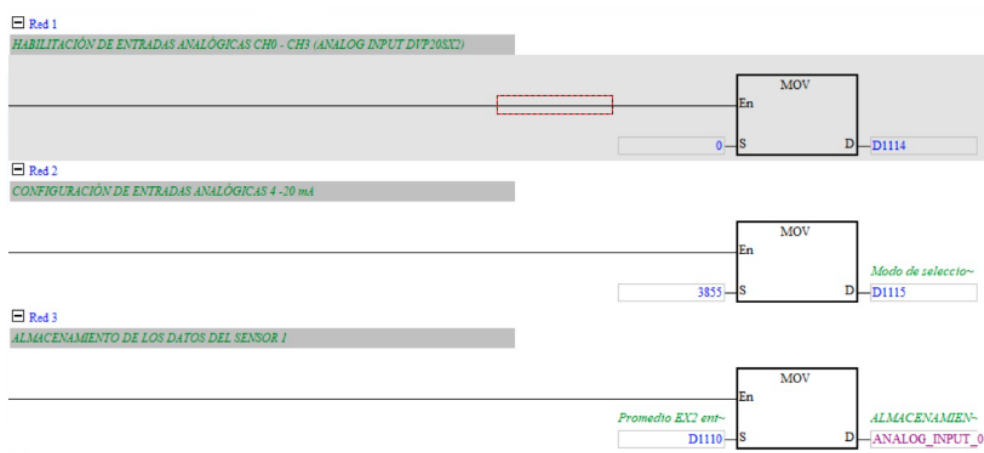
Todos son sensores de corriente de 4 a 20 mA, por lo que las entradas analógicas deben estar habilitadas y configuradas para aceptar este rango de corriente y utilizar las instrucciones MOV.

La programación es la misma para todos los sensores, por esta razón se utilizará como ejemplo el sensor 1. Además, en cada módulo de expansión se deben habilitar y configurar las entradas analógicas de 4 a 20 mA.

Los 4 primeros sensores de temperatura están conectados al módulo principal. Este grupo tiene el mismo esquema de programación que el sensor 1, como muestra la Figura 64.

Figura 64

Programación del módulo principal y del sensor 1



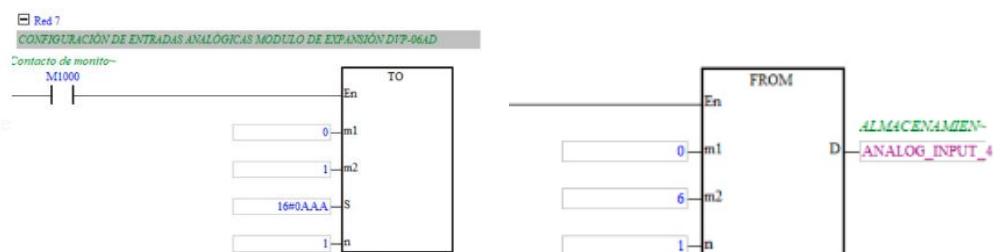
Nota. Recuperado del software ISPSOft, realizado por Autores (2023).

En el primer módulo de expansión se conectarán los 5 sensores de temperatura faltantes y el sensor de consumo eléctrico, estos deben ser configurados como se hizo con el módulo principal.

En este caso utilizaremos la instrucción TO que se utiliza para modificar los registros del módulo y también utilizaremos la instrucción FROM que nos ayuda a leer los registros del módulo y guardarlos en los registros del PLC.

Figura 65

Programación del primer módulo de expansión y del sensor 5



Nota. Recuperado del software ISPSOft, realizado por Autores (2023).

Los mismos pasos se realizan para el segundo módulo de expansión, en el que se asignan los sensores de presión.

Acondicionamiento de los sensores

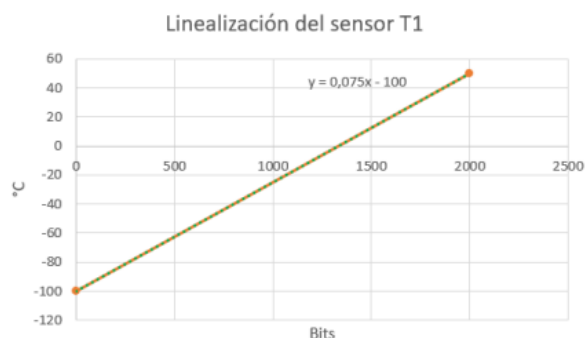
Para tener una lectura correcta del sensor se tiene que realizar un escalamiento, teniendo en cuenta que el escalamiento es diferente para cada módulo.

Hay que considerar que el fabricante del PLC recomienda que cuando se utilicen entradas analógicas de 4 a 20 mA, el rango de conversión digital para el módulo principal es de 0 a 2000 bits mientras que para los módulos de expansión es de 0 a 4000 bits.

Para mostrar un ejemplo de escalado, se tomará el sensor de temperatura T1 con su rango de medida de -100 a 50.

Figura 66

Linealización de sensor de temperatura T1



$$\frac{y - y_1}{y_2 - y_1} = \frac{x - x_1}{x_2 - x_1}$$

$$\frac{y - (-100)}{50 - (-100)} = \frac{x - 0}{2000 - 0}$$

$$\frac{y + 100}{50 + 100} = \frac{x}{2000}$$

$$y = 0.075x - 100$$

Tabla 29

Linealización de sensores

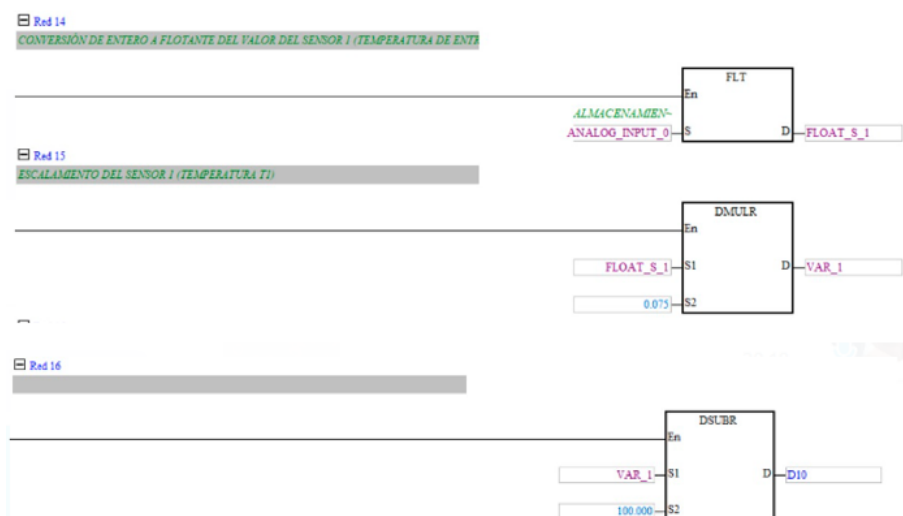
Módulos de PLC	Rango de medición	Variable	Ecuación de linealización
Módulo principal	-100 a 50 °C	T1	$y = 0.075x - 50$
	-50 a 50 °C	T2	$y = 0.05x - 50$
	-50 a 50 °C	Te	$y = 0.05x - 50$
	0 a 150 °C	T3	$y = 0.075x$
Módulo de expansión 1	0 a 100 °C	T4	$y = 0.25x$
	0 a 100 °C	Tc	$y = 0.25x$
	-50 a 50 °C	T6	$y = 0.05x - 50$
	0 a 150 °C	T5	$y = 0.075x$
	0 a 50 °C	To	$y = 0.025x$
	0 a 100 A	W	$y = 0.025x$
Módulo de expansión 2	0 a 5 Bar	Pc	$y = 0.0013x$
	0 a 15 Bar	Pe	$y = 0.0038x$

Antes de comenzar con el escalado, cabe mencionar que los datos a obtener serán enteros, por lo que con la instrucción FLT podemos obtener valores con decimales.

Introducimos los valores de linealización de cada sensor en la instrucción DMULR; en este caso se introduce el valor obtenido en el ejemplo anterior.

Figura 67

Introducción de ecuaciones de linealización en la programación

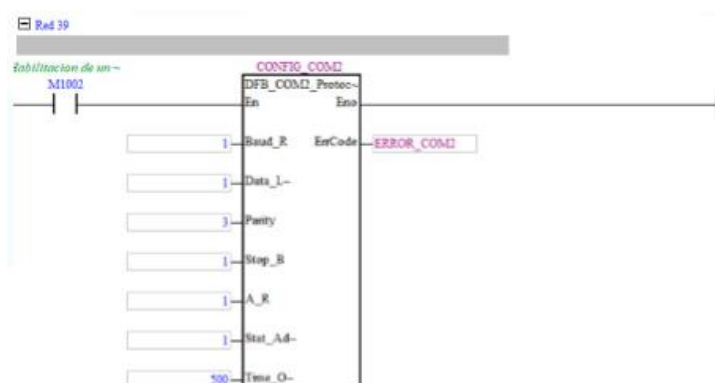


Nota. Recuperado del software ISPSOft, realizado por Autores (2023).

En la red 39 se hace la configuración de la comunicación serial bajo el protocolo RS485 para enviar los datos de las señales medidas a través del PLC hacia el HMI. Se configuran los baudios, paridad, bit de parada y tiempo de desconexión en caso de error.

Figura 68

Configuración de la comunicación entre PLC y HMI

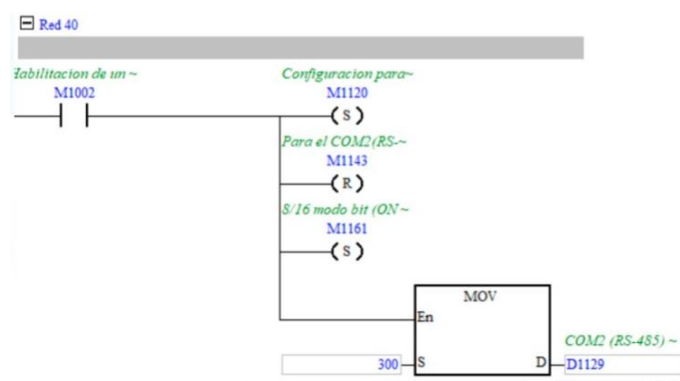


Nota. Recuperado del software ISPSOft, realizado por Autores (2023).

En la red 40 se configura la dirección lógica del PLC por la cual se va a efectuar la comunicación serial RS485 con la interfaz hombre - máquina.

Figura 69

Configuración de la dirección lógica del PLC

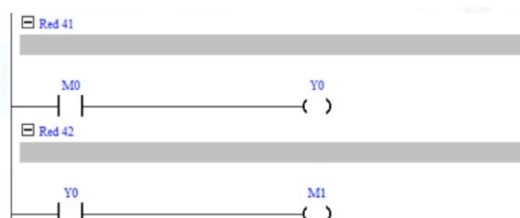


Nota. Recuperado del software ISPSOft, realizado por Autores (2023).

En las redes 41 y 42 se activa la memoria M0, que mediante un pulsador situado en la pantalla de la HMI borra todo el contenido de la tabla de datos; esto servirá para refrescar la cantidad de datos visualizados siempre que sea necesario.

Figura 70

Activación de la memoria M0 para refrescar datos



Nota. Recuperado del software ISPSOft, realizado por Autores (2023).

Diseño de la interfaz Hombre – Máquina

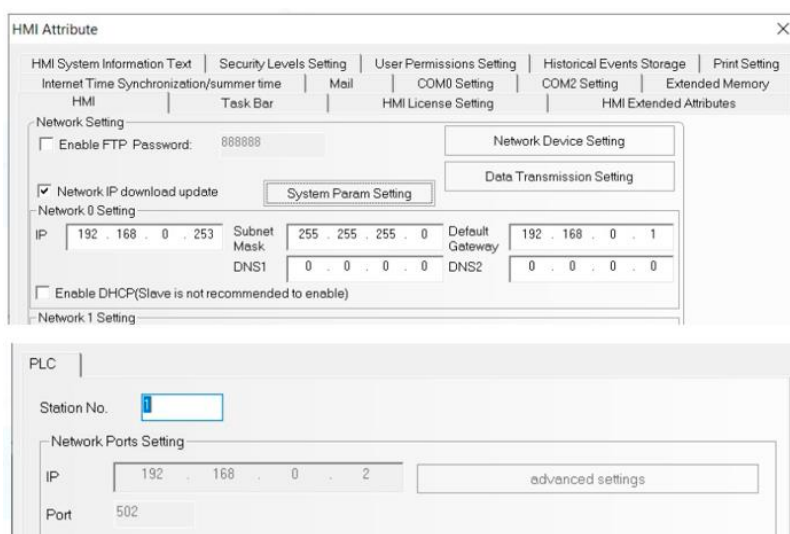
El HMI seleccionado es el Kinco GL070E y dispone de un software propio de uso gratuito llamado Kinco Dtools. Este software permite realizar el diseño de forma sencilla y flexible utilizando las variables previamente configuradas en el PLC, su comunicación entre el HMI y el PLC es sencilla.

Configuración de la comunicación Ethernet PLC – HMI

Utilizando el protocolo ethernet se obtiene la comunicación entre el PLC y el HMI. Para esta comunicación es indispensable que las direcciones IP de ambos dispositivos se encuentren en el mismo segmento de red como se observa en la Figura 71.

Figura 71

Configuración de direcciones IP

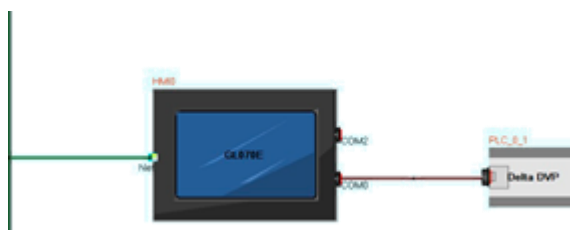


Nota. Recuperado del software Kinco DTools, realizado por Autores (2023).

Para obtener señales desde el HMI se lo ha configurado como maestro y al PLC como esclavo dentro de la comunicación ethernet. Adicionalmente para asegurarse de la conexión de los dispositivos el software Kinco DTools ofrece un diagrama de la red.

Figura 72

Red de comunicación PLC – HMI



Nota. Recuperado del software Kinco DTools, realizado por Autores (2023).

Pantalla de inicio

Una vez obtenida la comunicación entre el HMI y el PLC, se continua con el diseño de la interfaz hombre-máquina. Este diseño se realiza siguiendo las recomendaciones de la norma ISA 101.01-2015.

Figura 73

Pantalla de inicio HMI

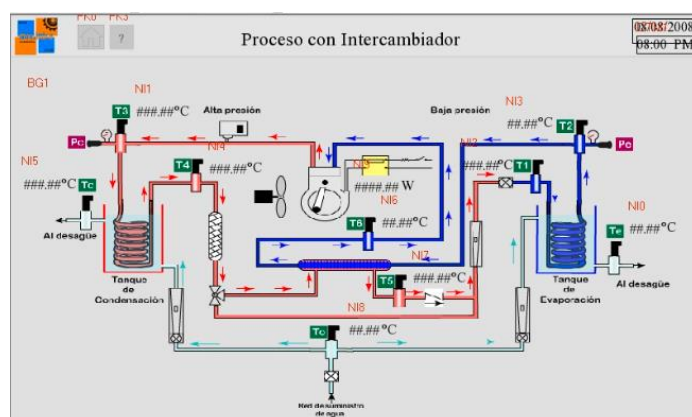


La página principal muestra el nombre del equipo y el logotipo de la universidad en la parte central; los nombres de los alumnos que han realizado el proyecto aparecen en la parte inferior y tres opciones en la parte superior que nos dirigirán al proceso del equipo, datos e información sobre la máquina.

Al presionar el botón de proceso, aparecerá otro menú con dos opciones, una con intercambiador de calor y otra sin intercambiador de calor, se seleccionará un botón dependiendo de la necesidad; por ejemplo, al presionar el botón con intercambiador de calor, aparecerá la pantalla como se muestra en la siguiente figura.

Figura 74

Pantalla de proceso con intercambiador de calor



En esta pantalla podemos observar los valores de los parámetros en tiempo real, para las variables de temperatura, presión y potencia; estos datos se pueden observar al lado de la representación gráfica de los sensores.

Estos datos se los logra colocar en la pantalla con la ayuda del software del HMI, colocando las direcciones lógicas de almacenamiento del PLC.

Tabla 30

Direcciones lógicas de almacenamiento del PLC

Nomenclatura del sensor	Dirección lógica de almacenamiento
T1	D10
T2	D12
Te	D14
T3	D16
T4	D18
Tc	D20
T2'	D22
T4'	D24
To	D26
W	D28
Pe	D30
Pc	D32

Estas direcciones se configuran en el software del HMI, como se indica en la Figura 75.

En la pantalla del menú principal también podemos encontrar un botón con un signo de interrogación, esta pestaña nos lleva a un código QR que nos dirigirá a una página web donde encontraremos las prácticas de laboratorio e información general del equipo.

Figura 77

Código QR para ayuda al usuario



Escaneando el código el alumno será dirigido a una página web donde podrá encontrar toda la documentación de la Bomba de Calor Mecánica. Esta página ha sido creada para que cualquier persona sin conocimientos del equipo pueda entender su funcionamiento y procedimiento de uso.

Figura 78

Página Web de la bomba de calor mecánica



Análisis estadístico de sensores de temperatura

Se realizó un análisis estadístico descriptivo para verificar el comportamiento de los sensores de temperatura, para ello se realizaron 10 mediciones de todos los sensores introducidos en un recipiente con agua.

Tabla 31

Mediciones de temperatura

Temperatura	To	Tc	Te	T1	T2	T2'	T3	T4	T4'
h1	17.10	17.10	17.10	17.10	17.10	17.10	17.10	17.10	17.10
h2	17.11	17.09	17.10	17.10	17.10	17.09	17.10	17.11	17.10
h3	17.10	17.10	17.10	17.09	17.11	17.10	17.10	17.10	17.10
h4	17.10	17.10	17.09	17.10	17.10	17.10	17.09	17.10	17.10
h5	17.10	17.10	17.10	17.09	17.09	17.10	17.10	17.11	17.10
h6	17.09	17.10	17.11	17.10	17.11	17.10	17.10	17.10	17.11
h7	17.10	17.09	17.10	17.10	17.10	17.10	17.10	17.10	17.10
h8	17.10	17.09	17.10	17.11	17.09	17.10	17.11	17.09	17.10
h9	17.11	17.09	17.10	17.10	17.10	17.10	17.10	17.11	17.10
h10	17.10	17.10	17.10	17.10	17.10	17.10	17.10	17.10	17.10

Tabla 32

Resultados de análisis estadístico de sensores de temperatura

Variable	Valor
n	90
Xmin	17.09
Xmax	17.11
Rango	0.02
Media	17.09
Moda	17.10
Mediana	17.10
σ	0.0052

Tabla 33

Distribución de frecuencias

N° de clase	Intervalos de clase		M	ni	Ni	fi	Fi
	Límite inferior	Límite superior					
0							
1	17.080	17.088	17.0840	4	4.00	0.04	0.04
2	17.088	17.096	17.0920	13	17.00	0.14	0.19
3	17.096	17.104	17.1000	58	75.00	0.64	0.83
4	17.104	17.112	17.1080	11	86.00	0.12	0.96
5	17.112	17.120	17.1160	4	90.00	0.04	1.00
				90			

Figura 79

Histograma con la distribución de frecuencias del sensor

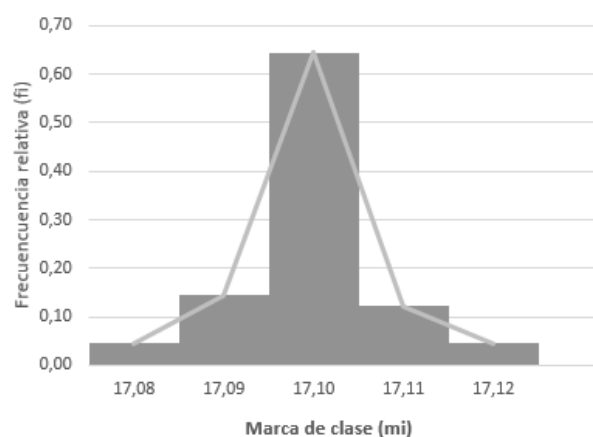
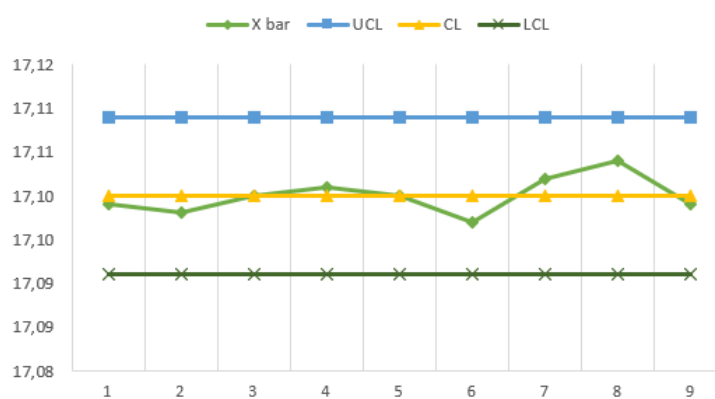


Figura 80

Gráfica de control X barra



Las mediciones de los sensores están bajo control y es evidente que son fiables, ya que están dentro de los límites superior e inferior.

Sensores de presión y consumo eléctrico:

Una de las ventajas de dejar los manómetros y el medidor de consumo eléctrico es que podemos contrastar las mediciones de los sensores con estos instrumentos; al estar en los rangos correctos podemos concluir que las mediciones de los sensores son fiables.

Puesta en marcha

Una vez realizado el mantenimiento mecánico y eléctrico e instalado el sistema de adquisición de datos, se debe realizar el vacío, la presurización y la carga de refrigerante del sistema de refrigeración del equipo.

Vacío y presurización del sistema

Estos procesos se realizan para extraer el aire o los gases no condensables y la humedad que puedan existir en el sistema. Para realizar el vacío y la presurización se hará uso de una bomba de vacío, un juego de manómetros y nitrógeno.

Pasos para la realización del vacío y presurización del sistema de refrigeración:

- Conectar el juego de manómetros con la bomba de vacío y el compresor.
- Encienda la bomba de vacío para que los gases no condensables y la humedad sean extraídos por la diferencia de presión. A medida que disminuye la presión del sistema disminuye la temperatura de evaporación del agua y al ser inferior a la temperatura ambiente se evapora y sale del sistema.
- Una vez que la humedad y los gases no condensables han sido extraídos apagamos la bomba de vacío.
- Desconectamos la manguera de la bomba de vacío y la conectamos al tanque de nitrógeno para iniciar el proceso de presurización.

- Cerramos las válvulas y primero presurizamos la manguera para evitar que vuelva a entrar aire en el sistema; a continuación, abrimos las válvulas para cargar el nitrógeno en el equipo.
- Una vez que el sistema está completamente lleno de nitrógeno, esperamos un cierto tiempo para comprobar si hay fugas. De existir pérdidas, la presión del sistema empezará a bajar. En ese caso, las fugas pueden localizarse cubriendo las tuberías y conexiones con jabón.
- El proceso de vacío y presurización debe repetirse tres veces, el vacío durante 30 minutos y la presurización durante 45 minutos como mínimo.

Figura 81

Vacío del sistema

**Figura 82**

Presurización del sistema



Carga de refrigerante R134a

Una vez terminado con el proceso de vacío y presurización procedemos a cargar refrigerante 134a al sistema por medio del juego de manómetros. Para realizar el proceso de carga tenemos que encender el equipo mediante el selector colocado en la parte frontal del tablero.

El refrigerante gaseoso será cargado a través de la válvula de servicio del compresor o lado de baja; la cantidad suministrada al sistema será la especificada por el proveedor del equipo, que en su folleto PA Hilton especifica que esta cantidad debe ser de 0.7 kg.

Considere que la carga debe realizarse en una serie de soplidos cortos de 10 segundos; finalmente, el sistema estará correctamente cargado cuando no aparezcan burbujas de gas en el rotámetro del refrigerante.

Con el equipo operando, se pudo comprobar que la máquina funciona de forma óptima. La Figura 83 muestra el descenso de temperatura en la válvula de expansión, la cual genera escarcha en su estructura externa.

Figura 83

Válvula de expansión con equipo operando



Por último, todas las tuberías se cubren con aislamiento térmico para reducir la pérdida de calor en el sistema durante la adquisición de datos. Además, el fabricante del intercambiador de calor especifica que éste debe estar totalmente aislado cuando esté en funcionamiento.

Figura 84

Resultado final de la repotenciación del equipo



Capítulo IV Rediseño Térmico

El rediseño térmico en el presente trabajo consiste en implementar un intercambiador de calor en el sistema de Bomba de Calor Mecánica, con el fin de conocer cómo varía el coeficiente de operación (COP) con el uso de intercambiador de calor y sin su uso en el equipo.

Selección y diseño del intercambiador de calor

Debido al poco espacio disponible para la implementación del intercambiador de calor, se seleccionará uno de doble tubo, este tipo de intercambiador es fácil de construir y montar en el equipo; además es el más adecuado para fines didácticos.

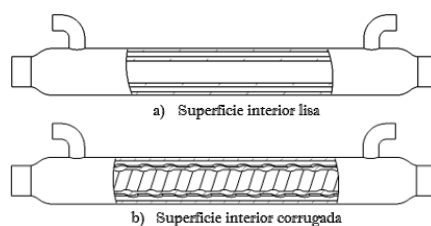
Tiene ventajas muy importantes referente a su aplicación en sistemas de refrigeración o bombas de calor, como el sobrecalentamiento del vapor de succión para eliminar las gotas de líquido que afectan al compresor y el subenfriamiento del líquido para eliminar el vapor en la entrada de la válvula de expansión que disminuyen su capacidad.

El intercambiador de doble tubo tiene coeficientes de transferencia de calor de valores pequeños ya que están contruidos con tubos de superficie lisa, este coeficiente se puede mejorar implementando tubos corrugados, puesto que las superficies corrugadas rompen el flujo laminar y generan turbulencia en el interior de los tubos, además de tener mayor área de transferencia de calor en la misma longitud de tubo.

La Figura 85 muestra dos diseños para el intercambiador de doble tubo, el primero con un tubo interior de superficie lisa y el otro con un tubo interior de superficie corrugada.

Figura 85

Tipos de superficies internas de un intercambiador



Datos iniciales de diseño

Las pruebas realizadas en la bomba de calor mecánica antes de la intervención permitieron obtener los datos de temperatura necesarios para el dimensionamiento del intercambiador de calor; la Tabla 34 muestra los datos más significativos para cada flujo másico de refrigerante.

Tabla 34

Pruebas de funcionamiento antes de la intervención

Refrigerante 134a					
mR134a	Evaporador		Condensador		ΔT_{\max}
	T1	T2	T3	T4	T4 – T2
[kg/hr]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
5.00	– 26.00	12.60	62.70	26.70	14.10
10.00	– 15.80	10.20	78.00	32.30	22.10
15.00	– 8.30	2.70	82.80	37.40	34.70

T2 es la temperatura a la que el refrigerante sale del evaporador, que a su vez será la temperatura de entrada del fluido frío en el intercambiador; del mismo modo, T4 es la temperatura a la que el refrigerante sale del condensador, que a su vez será la temperatura de entrada del fluido caliente en el intercambiador.

La Tabla 35 muestra un resumen de los datos de diseño iniciales, seleccionando la combinación que genera la mayor diferencia de temperatura entre las entradas de los fluidos al intercambiador de calor.

Tabla 35

Datos iniciales de temperatura y flujo másico para diseño

Parámetro	Símbolo	Valor
Temperatura fluido caliente	$T_{h_{ent}} = T_4$	37.40 °C
Temperatura fluido frío	$t_{c_{ent}} = T_2$	2.70 °C
Flujo másico	$\dot{m}_h = \dot{m}_c$	15 kg/hr

Método de cálculo para el diseño

Para aplicar el método de la diferencia de temperatura media logarítmica LMTD es necesario conocer la temperatura a la entrada y a la salida del intercambiador, tanto del fluido caliente como del frío. En este caso se desconocen las temperaturas de salida de ambos fluidos, por lo que el procedimiento más recomendable a aplicar en el diseño es el método de la efectividad NTU.

Este método ayuda a determinar la efectividad de transferencia térmica en el intercambiador a partir de sus dimensiones, flujos máxicos y temperaturas de entrada; además, con este procedimiento se puede conocer la razón real de transferencia de calor y las temperaturas de salida de los fluidos.

Dimensiones de los tubos

El tamaño de las conexiones será de 3/8" para el ingreso del fluido que ocupe el espacio anular; mientras que de 5/8" para el fluido que circule por el interior del tubo. Con estas especificaciones, las dimensiones de los tubos se muestran en la Tabla 36.

Figura 86

*Intercambiador de calor de doble tubo con conexiones 3/8" * 5/8"*



Tabla 36

Dimensiones geométricas de los tubos para el intercambiador de calor

Parámetro	Tubo exterior	Tubo interior
Diámetro externo	$D_o = 28.60 \text{ mm}$	$d_o = 18.28 \text{ mm}$
Espesor de pared	$E = 1.40 \text{ mm}$	$e = 1.20 \text{ mm}$
Diámetro interno	$D_i = 25.80 \text{ mm}$	$d_i = 15.88 \text{ mm}$
Longitud útil	$L_u = 210 \text{ mm}$	$l_u = 210 \text{ mm}$

Diámetro interno del tubo exterior:

$$D_i = D_o - 2E = 28.60 \text{ mm} - 2(1.40 \text{ mm}) = 25.80 \text{ mm}$$

Diámetro externo del tubo interior:

$$d_o = d_i + 2e = 15.88 \text{ mm} + 2(1.20 \text{ mm}) = 18.28 \text{ mm}$$

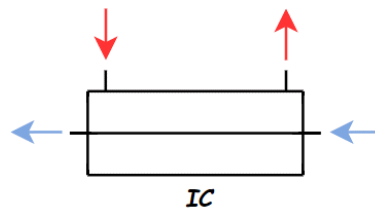
Disposición de los fluidos

Para conocer la disposición de fluidos más adecuada para el intercambiador de calor, compararemos la efectividad y razón de transferencia de calor entre cuatro arreglos distintos.

Arreglo 1: Intercambiador de tubos lisos, en el que el líquido circula por el espacio anular y el vapor por el interior del tubo.

Figura 87

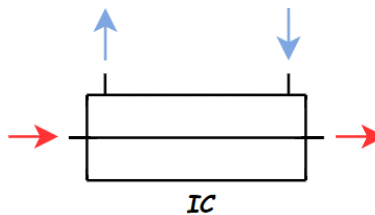
Intercambiador de calor con arreglo 1



Arreglo 2: Intercambiador de tubos lisos, en el que el vapor circula por el espacio anular y el líquido por el interior del tubo.

Figura 88

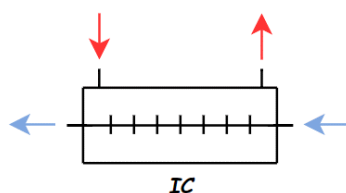
Intercambiador de calor con arreglo 2



Arreglo 3: Intercambiador de calor con tubo interior corrugado y tubo exterior liso, en el que el líquido circula por el espacio anular y el vapor por el interior del tubo.

Figura 89

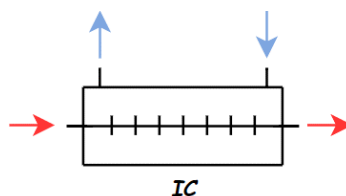
Intercambiador de calor con arreglo 3



Arreglo 4: Intercambiador de calor con tubo interior corrugado y tubo exterior liso, en el que el vapor circula por el espacio anular y el líquido por el interior del tubo.

Figura 90

Intercambiador de calor con arreglo 4



Cálculos para el arreglo 1

La Tabla 37 especifica las propiedades del refrigerante R-134a en función de la temperatura a la que ingresa cada fluido al intercambiador de calor.

Tabla 37

Propiedades del refrigerante R-134a a las temperaturas requeridas

R-134a Líquido caliente	R-134a Vapor frío
$T_{h\text{ent}} = 37.40 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_{c\text{ent}} = 2.70 \text{ }^\circ\text{C}$
Líquido saturado	Vapor saturado
$\dot{m}_h = 15 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$	$\dot{m}_c = 15 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$
$C_{p_h} = 1484 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$	$C_{p_c} = 908.1 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$
$\mu_h = 0.0001718 \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$	$\mu_c = 0.000007899 \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$
$k_h = 0.0771 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$	$k_c = 0.01236 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$
$\rho_h = 1157.9 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\rho_c = 15.88 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
$Pr_h = 3.307$	$Pr_c = 0.580$

Cálculos en el tubo interior

Fluido circulante: Vapor refrigerante frío

Sección transversal del tubo interior:

$$a_t = \frac{\pi}{4} d_i^2 = \frac{\pi}{4} (15.88 \text{ mm})^2 = 198.06 \text{ mm}^2$$

Velocidad del fluido:

$$V_c = \frac{\dot{m}_c}{\rho_c a_t} = \frac{15 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}}{\left(15.88 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) (0.00019806 \text{ m}^2)} \left(\frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}}\right) = 1.32 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Viscosidad cinemática:

$$\nu_c = \frac{\mu_c}{\rho_c} = \frac{0.000007899 \frac{\text{kg}}{\text{m s}}}{15.88 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 4.97 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

Número de Reynolds:

$$Re_{y_c} = \frac{V_c d_i}{\nu_c} = \frac{\left(1.32 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) (0.01588 \text{ m})}{4.97 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}} = 42294$$

El número de Reynolds obtenido cae en el régimen de flujo turbulento. Para obtener el número de Nusselt, primero se debe calcular el factor de fricción mediante la correlación descrita por Petukhov en 1970, que funciona para $3000 < \text{Re} < 5000000$.

$$f_c = (0.790 \ln(Re_{y_c}) - 1.64)^{-2} = (0.790 \ln(42294) - 1.64)^{-2} = 0.0218$$

Numero de Nusselt:

Conociendo el valor del factor de fricción, debe utilizarse la correlación descrita por Gnielinski en 1976, que funciona para $3000 < \text{Re} < 5000000$ y $0.5 \leq \text{Pr} \leq 2000$.

$$Nu_c = \frac{\left(\frac{f_c}{8}\right) (Re_{yc} - 1000) Pr_c}{1 + 12.7 \left(\frac{f_c}{8}\right)^{0.5} \left(Pr_c^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = \frac{\left(\frac{0.0218}{8}\right) (42294 - 1000) (0.580)}{1 + 12.7 \left(\frac{0.0218}{8}\right)^{0.5} \left(0.580^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 81.71$$

Coefficiente de convección interno:

$$Nu_c = \frac{h_i d_i}{k_c}$$

$$h_i = \frac{Nu_c k_c}{d_i} = \frac{(81.71) \left(0.01236 \frac{W}{m K}\right)}{(0.01588 m)} = 63.59 \frac{W}{m^2 K}$$

Cálculos en el espacio anular

Fluido circulante: Líquido refrigerante caliente

Diámetro equivalente:

$$D_e = \frac{D_i^2 - d_o^2}{d_o} = \frac{(25.80 mm)^2 - (18.28 mm)^2}{18.28 mm} = 18.13 mm$$

Sección transversal del espacio anular:

$$a_a = \frac{\pi}{4} (D_i^2 - d_o^2) = \frac{\pi}{4} [(25.80 mm)^2 - (18.28 mm)^2] = 260.35 mm^2$$

Velocidad del fluido:

$$V_h = \frac{\dot{m}_h}{\rho_h a_a} = \frac{15 \frac{kg}{hr}}{\left(1157.9 \frac{kg}{m^3}\right) (0.00026035 m^2)} \left(\frac{1 hr}{3600 s}\right) = 0.01 \frac{m}{s}$$

Viscosidad cinemática:

$$\nu_h = \frac{\mu_h}{\rho_h} = \frac{0.0001718 \frac{kg}{m s}}{1157.9 \frac{kg}{m^3}} = 1.48 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

Número de Reynolds:

$$Re_{y_h} = \frac{V_h D_e}{\nu_h} = \frac{(0.01 \frac{m}{s})(0.01813 m)}{1.48 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s}} = 1689$$

El número de Reynolds corresponde al régimen laminar $Re < 2300$. Para obtener el número de Nusselt, se utiliza la correlación para una sección anular descrita por Kays y Perkins en 1972.

Figura 91

Número de Nusselt para flujo laminar en una sección anular

D_i/D_o	Nu_i	Nu_o
0	—	3.66
0.05	17.46	4.06
0.10	11.56	4.11
0.25	7.37	4.23
0.50	5.74	4.43
1.00	4.86	4.86

Nota. Adaptado de *Transferencia de Calor y Masa* (p. 492), por Y. A. Çengel & A. J. Ghajar, 2011.

McGraw Hill.

Número de Nusselt:

$$\frac{d_o}{D_i} = \frac{18.28 \text{ mm}}{25.80 \text{ mm}} = 0.71$$

$$Nu_h = 4.43 + \frac{4.86 - 4.43}{1.00 - 0.50} (0.71 - 0.50) = 4.61$$

Coefficiente de convección externo:

$$Nu_h = \frac{h_o D_e}{k_h}$$

$$h_o = \frac{Nu_h k_h}{D_e} = \frac{(4.61) \left(0.0771 \frac{W}{m K}\right)}{(0.01813 m)} = 19.60 \frac{W}{m^2 K}$$

Coefficiente global de transferencia de calor

Conductividad térmica del cobre:

$$k_{cu} = 380 \frac{W}{m K}$$

Coefficiente de transferencia de calor limpio:

Las corrientes en el intercambiador de calor circulan separadas por una pared sólida, de modo que al principio por convección el calor se transfiere del fluido caliente a la pared, después por conducción a través de la pared y finalmente por convección de la pared al fluido frío (Çengel & Ghajar, 2011).

$$U_o = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_i} + \frac{d_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 k_{cu}} + \frac{1}{h_o}}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{18.28 \text{ mm}}{(15.88 \text{ mm})\left(63.59 \frac{W}{m^2 K}\right)} + \frac{(0.01828 \text{ m}) \ln\left(\frac{18.28 \text{ mm}}{15.88 \text{ mm}}\right)}{2 \left(380 \frac{W}{m K}\right)} + \frac{1}{19.60 \frac{W}{m^2 K}}} = 14.47 \frac{W}{m^2 K}$$

Factor de incrustación:

Aunque las superficies de las tuberías del intercambiador de calor deberían estar libres de incrustaciones por ser nuevas, éstas se tendrán en cuenta, ya que el rendimiento de los intercambiadores disminuye con el uso y podría generarse ensuciamiento hasta el momento de realizar las pruebas de funcionamiento.

Figura 92

Factores de incrustación representativos para diferentes fluidos

Fluido	$R_f, m^2 \cdot ^\circ C/W$
Agua destilada,	0.0001
agua de mar, agua	
de río, agua de	
alimentación	
para calderas:	
Por debajo de 50°C	0.0001
Arriba de 50°C	0.0002
Combustóleo	0.0009
Vapor de agua (libre	0.0001
de aceite)	
Refrigerantes (líquido)	0.0002
Refrigerantes (vapor)	0.0004
Vapores de alcohol	0.0001

Nota. Adaptado de *Transferencia de Calor y Masa* (p. 636), por Y. A. Çengel & A. J. Ghajar, 2011.

McGraw Hill.

$$r_h = 0.0002 \frac{m^2 K}{W}$$

$$r_c = 0.0004 \frac{m^2 K}{W}$$

$$r_d = r_h + r_c = 0.0002 \frac{m^2 K}{W} + 0.0004 \frac{m^2 K}{W} = 0.0006 \frac{m^2 K}{W}$$

Coefficiente global de diseño:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_o} + R_d$$

$$U = \frac{U_o}{1 + U_o R_d}$$

$$U = \frac{14.47 \frac{W}{m^2 K}}{1 + \left(14.47 \frac{W}{m^2 K}\right) \left(0.0006 \frac{m^2 K}{W}\right)} = 14.34 \frac{W}{m^2 K}$$

Efectividad NTU

Razón de capacidad calórica:

$$C_h = \dot{m}_h C_{p_h} = \left(15 \frac{kg}{hr}\right) \left(1484 \frac{J}{kg K}\right) \left(\frac{1 hr}{3600 s}\right) = 6.18 \frac{W}{K}$$

$$C_c = \dot{m}_c C_{p_c} = \left(15 \frac{kg}{hr}\right) \left(908.1 \frac{J}{kg K}\right) \left(\frac{1 hr}{3600 s}\right) = 3.78 \frac{W}{K}$$

$$C_{max} = C_h = 6.18 \frac{W}{K}$$

$$C_{min} = C_c = 3.78 \frac{W}{K}$$

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{3.78 \frac{W}{K}}{6.18 \frac{W}{K}} = 0.61$$

Razón máxima posible de transferencia de calor:

La transferencia de calor finalizará cuando el fluido con menor razón de capacidad calorífica alcance la máxima diferencia de temperatura (Çengel & Ghajar, 2011).

$$\Delta T_{max} = Th_{ent} - tc_{ent} = 37.40 \text{ } ^\circ\text{C} - 2.70 \text{ } ^\circ\text{C} = 34.70 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \Delta T_{max} = \left(3.78 \frac{W}{K}\right) (34.70 \text{ } K) = 131.30 \text{ } W$$

Área superficial de transferencia:

$$A_s = L_u \pi d_o = \pi (210 \text{ } mm)(18.28 \text{ } mm) = 0.012 \text{ } m^2$$

Número de unidades de transferencia (NTU):

$$NTU = \frac{U A_s}{C_{min}} = \frac{\left(14.34 \frac{W}{m^2 K}\right) (0.012 \text{ } m^2)}{3.78 \frac{W}{K}} = 0.046$$

Efectividad de transferencia de calor:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-C)]}{1 - C \exp[-NTU(1-C)]} = \frac{1 - \exp[-0.046(1-0.61)]}{1 - (0.61) \exp[-0.046(1-0.61)]} = 0.0441$$

Razón real de transferencia de calor:

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{max} = (0.044)(131.30 \text{ } W) = 5.79 \text{ } W$$

Temperaturas de salida de los fluidos:

$$\dot{Q} = C_h(Th_{ent} - Th_{sal})$$

$$Th_{sal} = Th_{ent} - \frac{\dot{Q}}{C_h} = 37.40 \text{ } ^\circ\text{C} - \frac{5.79 \text{ } W}{6.18 \frac{W}{^\circ\text{C}}} = 36.46 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q} = C_c(tc_{sal} - tc_{ent})$$

$$tc_{sal} = tc_{ent} + \frac{\dot{Q}}{C_c} = 2.70 \text{ } ^\circ\text{C} + \frac{5.79 \text{ } W}{3.78 \frac{W}{^\circ\text{C}}} = 4.23 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La Tabla 38 muestra un resumen de los resultados obtenidos en el diseño del arreglo 1.

Tabla 38

Resultados obtenidos en el arreglo 1

Variable	Símbolo	Unidad
Efectividad	ε	4.41 %
Razón transferencia de calor	\dot{Q}	5.79 W
Salida temperatura caliente	$T_{h_{sal}}$	36.46 °C
Salida temperatura fría	$t_{c_{sal}}$	4.23 °C

Cálculos para el arreglo 2

Procedemos de la misma manera que para el arreglo 1, utilizando las mismas fórmulas y consideraciones, cambiando únicamente el arreglo de los fluidos; la Tabla 39 muestra el resumen de los resultados obtenidos.

Tabla 39

Resultados obtenidos en el arreglo 2

Variable	Símbolo	Unidad
Efectividad	ε	3.62 %
Razón transferencia de calor	\dot{Q}	4.76 W
Salida temperatura caliente	$T_{h_{sal}}$	36.63 °C
Salida temperatura fría	$t_{c_{sal}}$	3.96 °C

Cálculos para el arreglo 3

El arreglo 3 consiste en un tubo interior corrugado, cuya finalidad es inducir turbulencias y generar una mayor superficie de transferencia de calor en el intercambiador, debido a lo cual surgen dificultades en el cálculo mediante las fórmulas tradicionales, más aún cuando no se conocen las temperaturas de salida del fluido.

En la actualidad, no existen correlaciones exactas que regulen este tipo de superficies como ocurre con los tubos lisos, y además conocer una ecuación adecuada para calcular el número de Nusselt sería complicado.

Para conocer los parámetros de interés de este arreglo necesitamos la ayuda de un software de simulación CAD, por lo que utilizaremos el programa SolidWorks Flow Simulation que utiliza el método de volúmenes finitos, con el fin de eliminar la complejidad de los cálculos manuales.

Creación del modelo geométrico

La geometría se dibuja en el programa SolidWorks con las mismas dimensiones utilizadas anteriormente para los cálculos manuales, es decir, el tubo interior tendrá el mismo diámetro con la única diferencia de que su superficie será corrugada como se muestra en la Figura 93.

Figura 93

Intercambiador de calor de tubo interno corrugado

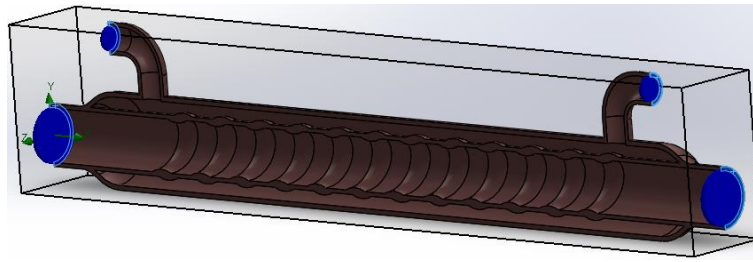


Nota. Recuperado del software SolidWorks, realizado por Autores (2023).

Preprocesamiento del modelo geométrico

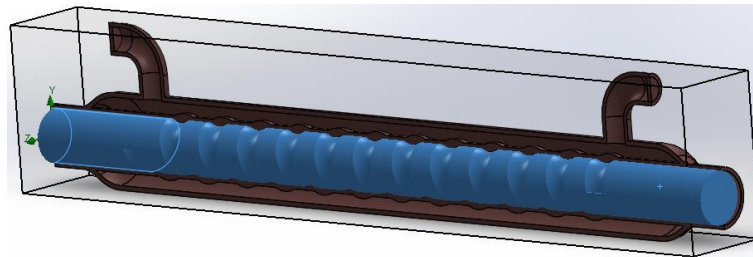
Para simular correctamente el intercambiador de calor de tubo interno corrugado, seguimos una serie de pasos detallados a continuación.

Primero asignamos tapones en las entradas y salidas del intercambiador, esto nos ayudará a establecer las condiciones iniciales de temperatura y presión en el sistema.

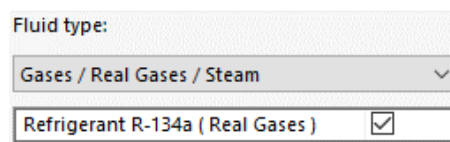
Figura 94*Asignación de las tapas*

Nota. Recuperado del software SolidWorks, realizado por Autores (2023).

En segundo lugar, determinamos los subdominios de los fluidos, es decir, especificamos en la geometría el espacio anular y el espacio interior del tubo. Además, en este punto es necesario establecer el tipo de fluido que atraviesa cada espacio.

Figura 95*Determinación del espacio interior en el modelo geométrico*

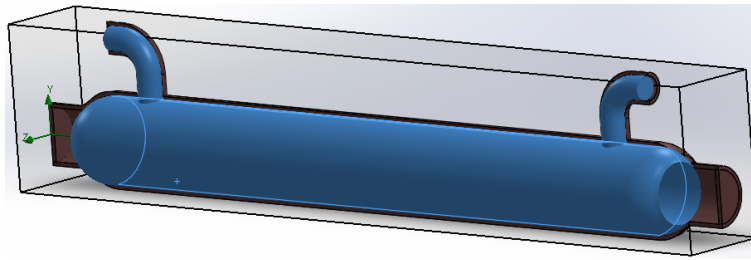
Nota. Recuperado del software SolidWorks, realizado por Autores (2023).

Figura 96*Asignación de refrigerante R134a como vapor en el espacio interior*

Nota. Recuperado del software SolidWorks, realizado por Autores (2023).

Figura 97

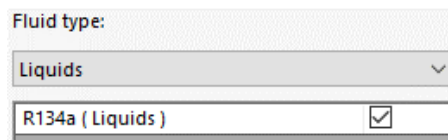
Determinación del espacio anular en el modelo geométrico



Nota. Recuperado del software SolidWorks, realizado por Autores (2023).

Figura 98

Asignación de refrigerante R134a como líquido en el espacio anular

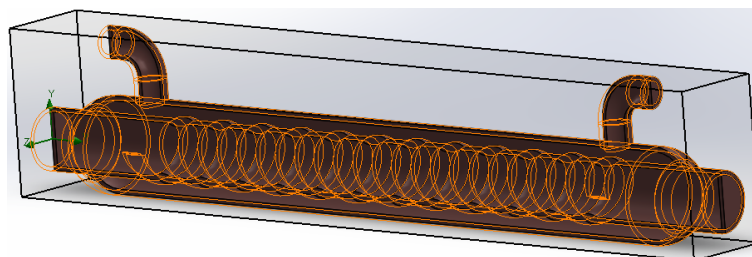


Nota. Recuperado del software SolidWorks, realizado por Autores (2023).

Como tercer punto, establecemos el tipo de material, que en este caso es cobre.

Figura 99

Asignación del material en el sólido



Nota. Recuperado del software SolidWorks, realizado por Autores (2023).

Figura 100

Selección de cobre como material del intercambiador

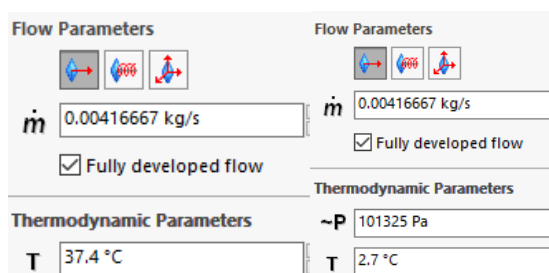


Nota. Recuperado del software SolidWorks, realizado por Autores (2023).

En cuarto lugar, colocamos el valor del flujo másico 15 kg/hr para ambos fluidos y asignamos las condiciones de contorno en las tapas del intercambiador de calor. Nótese que hay dos condiciones de temperatura a la entrada, éstas son 2.70 °C para el vapor frío y 37.40 °C para el líquido caliente, además de condiciones de presión a las salidas del intercambiador.

Figura 101

Ingreso de condiciones de contorno al sistema

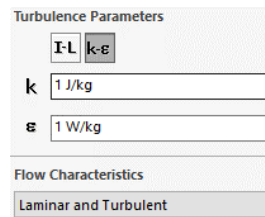


Nota. Recuperado del software SolidWorks, realizado por Autores (2023).

Como quinto punto, determinamos el modelo de turbulencia K-epsilon. Es el modelo más utilizado en Dinámica Computacional de Fluidos (CFD) para simular las características del flujo en condiciones turbulentas en tuberías internas.

Figura 102

Selección del modelo de turbulencia

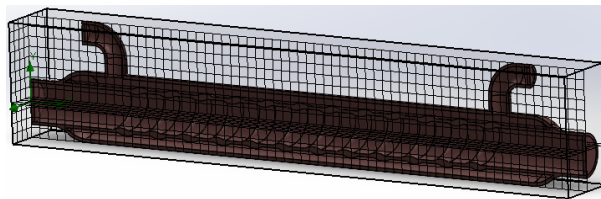


Nota. Recuperado del software SolidWorks, realizado por Autores (2023).

Por último, seleccionamos el tamaño de malla adecuado, teniendo en cuenta que una malla más fina proporcionará resultados más precisos, pero con un costo computacional y tiempo mayor.

Figura 103

Asignación del mallado en modelo



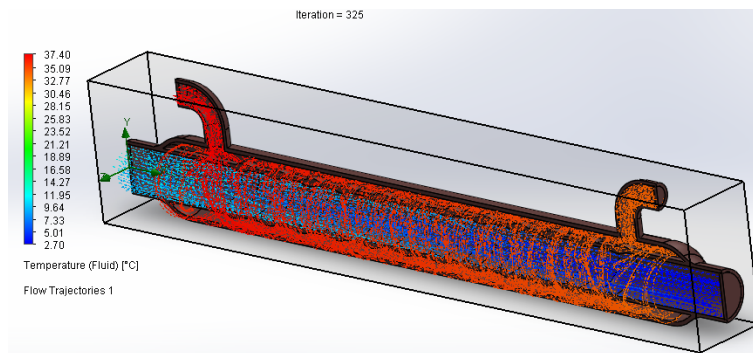
Nota. Recuperado del software SolidWorks, realizado por Autores (2023).

Resultado gráfico de la simulación

Con un total de 337 iteraciones obtenemos el resultado gráfico del intercambio de calor, en la Figura 104 podemos ver como el refrigerante frío en forma de vapor va ganando energía térmica a medida que circula por el interior del tubo, energía que cede el refrigerante caliente en estado líquido al circular por el espacio anular a contracorriente.

Figura 104

Intercambio térmico entre los fluidos a contracorriente en el arreglo 3



Nota. Recuperado del software SolidWorks, realizado por Autores (2023).

Resultado numérico de la simulación

La Figura 105 muestra los resultados obtenidos en la simulación, que serán procesados para conocer el valor de la efectividad del intercambiador y la razón real de transferencia de calor, para ser comparados con los cálculos de los anteriores arreglos.

Figura 105

Resultados numéricos del intercambio térmico en el arreglo 3

Goal Name	Unit	Value	Averaged Value	Minimum Value	Maximum Value	Progress [%]	Use In Convergence
Salida Temperatura Vapor	[°C]	9.05	9.05	9.05	9.05	100	Yes
Salida Temperatura Líquido	[°C]	34.27	33.93	33.89	34.30	100	Yes
Entrada Temperatura Vapor	[°C]	2.70	2.70	2.70	2.70	100	Yes
Entrada Temperatura Líquido	[°C]	37.40	37.40	37.40	37.40	100	Yes

Nota. Recuperado del software SolidWorks, realizado por Autores (2023).

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{C_c(tc_{sal} - tc_{ent})}{C_{min} \Delta T_{max}} = \frac{C_c(tc_{sal} - tc_{ent})}{C_{min} (Th_{ent} - tc_{ent})} ; \quad C_{min} = C_c$$

$$\varepsilon = \frac{tc_{sal} - tc_{ent}}{Th_{ent} - tc_{ent}} = \frac{9.05 \text{ °C} - 2.70 \text{ °C}}{37.40 \text{ °C} - 2.70 \text{ °C}} = 0.183$$

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{max} = (0.183)(131.30 \text{ W}) = 24.03 \text{ W}$$

Tabla 40

Resultados obtenidos en el arreglo 3

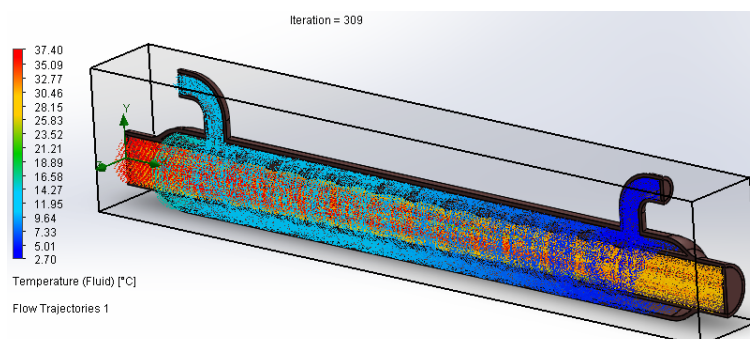
Variable	Símbolo	Unidad
Efectividad	ε	18.30 %
Razón transferencia de calor	\dot{Q}	24.03 W
Salida temperatura caliente	$T_{h_{sal}}$	33.93 °C
Salida temperatura fría	$t_{c_{sal}}$	9.05 °C

Cálculos para el arreglo 4

Se procede de la misma forma que para el arreglo 3, utilizando el software SolidWorks Flow Simulation con las mismas consideraciones, con la diferencia de que ahora cambiará el arreglo de los fluidos; la Tabla 41 muestra el resumen de los resultados obtenidos con un total de 309 iteraciones en la simulación.

Figura 106

Intercambio térmico entre los fluidos a contracorriente en el arreglo 4



Nota. Recuperado del software SolidWorks, realizado por Autores (2023).

Figura 107

Resultados numéricos del intercambio térmico en el arreglo 4

Goal Name	Unit	Value	Averaged Value	Minimum Value	Maximum Value	Progress [%]	Use In Convergence
Salida Temperatura Líquido	[°C]	29.71	29.71	29.70	29.72	100	Yes
Salida Temperatura Vapor	[°C]	13.30	13.23	13.13	13.30	100	Yes
Entrada Temperatura Vapor	[°C]	2.70	2.70	2.70	2.70	100	Yes
Entrada Temperatura Líquido	[°C]	37.40	37.40	37.40	37.40	100	Yes

Nota. Recuperado del software SolidWorks, realizado por Autores (2023).

$$\varepsilon = \frac{t_{c_{sal}} - t_{c_{ent}}}{T_{h_{ent}} - t_{c_{ent}}} = \frac{13.23 \text{ }^{\circ}\text{C} - 2.70 \text{ }^{\circ}\text{C}}{37.40 \text{ }^{\circ}\text{C} - 2.70 \text{ }^{\circ}\text{C}} = 0.303$$

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{\max} = (0.303)(131.30 \text{ W}) = 39.78 \text{ W}$$

Tabla 41

Resultados obtenidos en el arreglo 4

Variable	Símbolo	Unidad
Efectividad	ε	30.30 %
Razón transferencia de calor	\dot{Q}	39.78 W
Salida temperatura caliente	$T_{h_{sal}}$	29.71 $^{\circ}\text{C}$
Salida temperatura fría	$t_{c_{sal}}$	13.23 $^{\circ}\text{C}$

Selección de la disposición final de los fluidos

La Tabla 42 muestra los valores de efectividad y la razón de transferencia de calor real de los arreglos analizadas para su implementación en el intercambiador de calor, siendo:

Tabla 42

Valores de efectividad y razón de transferencia de calor finales

Arreglo	$T_{h_{sal}}$	$t_{c_{sal}}$	\dot{Q}	ε
1	36.46 $^{\circ}\text{C}$	4.23 $^{\circ}\text{C}$	5.79 W	4.41 %
2	36.63 $^{\circ}\text{C}$	3.96 $^{\circ}\text{C}$	4.76 W	3.62 %
3	33.93 $^{\circ}\text{C}$	9.05 $^{\circ}\text{C}$	24.03 W	18.30 %
4	29.71 $^{\circ}\text{C}$	13.23 $^{\circ}\text{C}$	39.78 W	30.30%

Se puede seleccionar los arreglos 3 o 4, ya que estas opciones presentan los valores más altos de efectividad en el intercambio de energía térmica y, portanto, la mayor razón de transferencia de calor. Esto se debe al hecho de que, para una misma longitud, un tubo corrugado tiene una superficie mayor que un tubo liso; además, la superficie corrugada induce turbulencias en el fluido, lo que también aumenta la capacidad de transferencia de calor.

Para seleccionar correctamente el arreglo más adecuado, debemos tener en cuenta la cantidad justa de subenfriamiento y sobrecalentamiento que podemos proporcionar al sistema para que opere en condiciones óptimas, sin perjudicar el funcionamiento de sus componentes.

Se recomienda un sobrecalentamiento del fluido de 6°C a 7°C para temperaturas de evaporación superiores a 0°C, también preferiblemente una temperatura de 11°C y 18°C para el gas refrigerante en el proceso de compresión (SEMARNAT, 2006).

Por otro lado, se recomienda un subenfriamiento de 3°C a 8°C, para que la válvula de expansión funcione a su capacidad nominal y se note el incremento del efecto refrigerante.

Tabla 43

Subenfriamiento adicional obtenido a la salida del condensador

Arreglo	$T_{h_{ent}}$	$T_{h_{sal}}$	Subenfriamiento
1		36.46 °C	0.94 °C
2	37.40 °C	36.63 °C	0.77 °C
3		33.93 °C	3.47 °C
4		29.71 °C	7.69 °C

Tabla 44

Sobrecalentamiento adicional obtenido a la salida del evaporador

Arreglo	$t_{c_{ent}}$	$t_{c_{sal}}$	Sobrecalentamiento
1		4.23 °C	1.53 °C
2	2.70 °C	3.96 °C	1.26 °C
3		9.05 °C	6.35 °C
4		13.23 °C	10.53 °C

En las Tablas 43 y 44 podemos observar los valores de subenfriamiento y sobrecalentamiento obtenidos en cada arreglo analizado, bajo la consideración de incrementar el efecto refrigerante se podría seleccionar el arreglo 4, pero esto nos llevaría a sobrecalentar casi 11°C el fluido en el proceso de compresión; lo cual no sería recomendable.

Por lo tanto, desde el punto de vista del cuidado del compresor y teniendo en cuenta las recomendaciones anteriores seleccionaremos la disposición 3, también con fines didácticos una eficiencia del 18.30% será suficiente para comprender el principio de funcionamiento del intercambiador de calor y la variación que se generará en el COP.

Cálculo de las caídas de presión en el ciclo

La caída de presión aumenta a medida que aumenta la longitud de la tubería debido a la fricción generada en su interior. Además, cada accesorio presente en la línea de descarga, líquido y succión también genera pérdidas de presión.

Para conocer estos valores utilizaremos el software proporcionado por Danfoss llamado coolselector, ampliamente utilizado para diseños de sistemas de refrigeración y aire acondicionado. Para ilustrar el procedimiento de cálculo seleccionaremos primero en el software el tipo de accesorio, en este caso la tubería de la línea de descarga.

Figura 108

Selección del componente "Tubería" en Coolselector



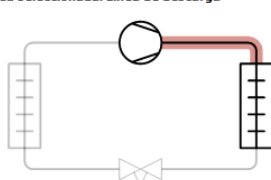
Nota. Recuperado del software Coolselector, realizado por Autores (2023).

En segundo lugar, seleccionamos el tipo de sistema, la línea en la que trabajaremos, el tipo de refrigerante y el tipo de tubería.

Figura 109*Parámetros generales de selección en Coolselector*

Sistema:

Haga clic en el diagrama para seleccionar la línea:
Línea seleccionada: Línea de descarga



Refrigerante:

Conexiones:

Familias de productos:
 Tubería de cobre ANSI

Nota. Recuperado del software Coolselector, realizado por Autores (2023).

El software requiere de condiciones iniciales de funcionamiento, para lo cual utilizaremos los mismos valores que se emplearon para el diseño del intercambiador de calor, detallados en la Tabla 35; así como los valores de sobrecalentamiento y subenfriamiento obtenidos para el arreglo 3.

Figura 110*Condiciones de funcionamiento del sistema en Coolselector*

Condiciones de funcionamiento			
Capacidad:	Evaporación:	Condensación:	Adicional:
Caudal máximo en la línea <input type="text" value="15,00"/> kg/h	Temperatura: <input type="text" value="2,7"/> °C	Temperatura: <input type="text" value="37,4"/> °C	<input checked="" type="checkbox"/> Temperatura de descarga <input type="text" value="82,8"/> °C
Capacidad de refrigeración: <input type="text" value="0,737"/> kW	Recalentamiento útil: <input type="text" value="11,0"/> K	Subenfriamiento: <input type="text" value="10,0"/> K	
Capacidad de calefacción: <input type="text" value="0,955"/> kW	Recalentamiento adicional: <input type="text" value="6,4"/> K	Subenfriamiento adicional: <input type="text" value="3,5"/> K	

Nota. Recuperado del software Coolselector, realizado por Autores (2023).

Adicionalmente introducimos el valor de la distancia de la tubería.

Figura 111*Distancia de la tubería de descarga en Coolselector*

Crterios de selección adicionales:

Longitud: m

Nota. Recuperado del software Coolselector, realizado por Autores (2023).

Finalmente obtenemos el valor de la pérdida de presión en la línea de descarga para una tubería de cobre de 3/8" con una distancia de 1.50 [m] con refrigerante 134a.

Figura 112

Perdida de presión en la tubería de la línea de descarga

Línea de descarga (Sistema de expansión seca. R134a. Tuberías).

Selección: Tubería de cobre ANSI 3/8

Seleccionado	Tipo	NS	DP [bar]	DT_sat [K]	DP [K/m]	Velocidad, entrada [m/s]	Velocidad, salida [m/s]	Resultado
<input type="radio"/>	ANSI 1/4	6,35	0,045	0,2	0,116	6,23	6,26	✓
<input type="radio"/>	ANSI 5/16	7,92	0,012	0,0	0,032	3,66	3,67	✓
<input checked="" type="radio"/>	ANSI 3/8	9,53	0,004	0,0	0,011	2,32	2,32	✓

Nota. Recuperado del software Coolselector, realizado por Autores (2023).

Mediante este procedimiento se determinan todas las pérdidas de presión en el resto de accesorios, teniendo claro que debemos seleccionar la línea de descarga, líquido o succión dependiendo de donde se encuentre el accesorio, en la Tabla 45 se muestran los valores obtenidos.

Tabla 45

Valores de caída de presión en el sistema

Línea	Accesorio	Cant	Caída de presión [bar]
Descarga	Tubería 3/8"	1.50 [m]	0.0040
	Serpentín 1/2"	6.00 [m]	0.0030
Líquido	Filtro deshidratador 3/8"	1	0.0002
	Válvula tres vías 1/2"	1	0.0070
	Intercambiador (líquido) 3/8"	1	0.0010
	Válvula check	1	0.0460
	Tubería 3/8"	2.50 [m]	0.0004
Succión	Serpentín 1/2"	6.00 [m]	0.0080
	Intercambiador (vapor) 5/8"	1	0.0020
	Tubería 3/8"	2.50 [m]	0.0160

En resumen, se obtuvo una pérdida de presión en la línea de líquido de 0.06 [bar] y en la línea de succión de 0.02 [bar] aproximadamente; estos valores son despreciables en comparación con la presión alta y baja del sistema.

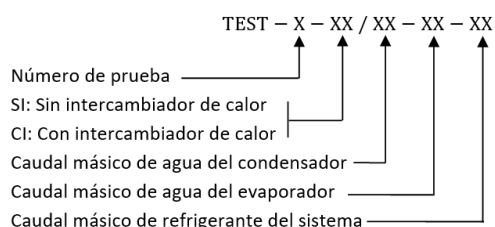
Pruebas de funcionamiento

Para explicar el funcionamiento del equipo y detallar el método de cálculo para el análisis, se realizará una prueba con una combinación concreta de flujo másico de agua y flujo másico de refrigerante; tras esta explicación, para el resto de combinaciones, los datos obtenidos se mostrarán en una tabla general al final.

Para diferenciar cada combinación se especificará una codificación que funcionará de la siguiente manera:

Figura 113

Codificación de las pruebas de funcionamiento



Bajo la codificación mostrada en la Figura 113, se entendería que TEST-07-SI/30-40-10 se refiere a la prueba de funcionamiento número 7 sin intercambiador de calor con los parámetros de entrada indicados en la Tabla 46.

Tabla 46

Condiciones iniciales para TEST-07-SI/30-40-10

Ciclo sin intercambiador de calor		
Componente	Variable	Cantidad
Agua en el condensador	\dot{m}_c	30 kg/hr
Agua en el evaporador	\dot{m}_e	40 kg/hr
Refrigerante en el sistema	\dot{m}_{r134a}	10 kg/hr

Prueba sin intercambiador de calor

Para iniciar las pruebas sin intercambiador de calor, los parámetros de entrada deben configurarse en el equipo siguiendo estos pasos:

- Abra la válvula de bola para permitir el paso del agua de la red a los depósitos de condensación y evaporación.
- Ajuste los rotámetros de agua situados en la parte frontal de la unidad hasta que ambos medidores se estabilicen y permitan un flujo másico de 30 kg/hr en el tanque de condensación y 40 kg/hr en el tanque de evaporación.
- Coloque la válvula de bola de tres vías situada en la parte frontal del equipo en la posición "sin intercambiador de calor".
- Encienda el equipo girando el selector situado en el panel de control, los pilotos verde y azul se encenderán al realizar este paso.
- El compresor iniciará con el proceso de succión y compresión del refrigerante, si hay algún problema con este componente el piloto azul se apagará.
- Ajuste la perilla ubicada en la válvula de expansión, el valor del flujo másico del refrigerante a través del rotámetro se indicará en la pantalla, asegúrese de que este valor esté ajustado a 10 kg/hr.
- La pantalla también debe estar encendida y en sus opciones tendremos que seleccionar la pestaña "proceso", en la que indicaremos la opción "sin intercambiador de calor".
- Espere 8 minutos hasta que el sistema se estabilice, los sensores de presión, temperatura y consumo eléctrico empezarán a marcar sus respectivas medidas.

Siguiendo correctamente los pasos anteriores, la HMI mostrará los datos obtenidos para TEST-07-SI/30-40-10, tal y como se detallan en la Tabla 47.

Tabla 47

Resumen de datos obtenidos en TEST-07-SI/30-40-10

Ciclo sin intercambiador de calor					
Fluido	Descripción	Símbolo	Presión	Símbolo	Temperatura
R134a	Entrada del evaporador	P_1	2.23 bar	T_1	$-16.30\text{ }^\circ\text{C}$
	Salida del evaporador	P_2	2.23 bar	T_2	$9.96\text{ }^\circ\text{C}$
	Entrada del condensador	P_3	10.24 bar	T_3	$75.89\text{ }^\circ\text{C}$
	Salida del condensador	P_4	10.24 bar	T_4	$30.17\text{ }^\circ\text{C}$
Fluido	Descripción	Símbolo	Temperatura		
H_2O	Suministro de red	T_o	$19.76\text{ }^\circ\text{C}$		
	Salida del condensador	T_c	$37.78\text{ }^\circ\text{C}$		
	Salida del evaporador	T_e	$8.85\text{ }^\circ\text{C}$		
Descripción		Símbolo	Trabajo		
Trabajo del compresor		W_{real}	157.87 W		

Nota. Esta tabla muestra los valores obtenidos para cada variable; cabe mencionar que los valores de caída de presión no se consideran porque son despreciables.

Resultados sin intercambiador de calor

Balance de energía:

Mediante un balance energético podemos deducir que la energía cedida por el refrigerante será igual a la energía absorbida por el agua y viceversa; según nos encontremos en el tanque de condensación o de evaporación.

$$Q_{r134a\text{ ced}} = Q_{H2O\text{ abs}} \quad (\text{Tanque de Condensación})$$

$$Q_{r134a\text{ abs}} = Q_{H2O\text{ ced}} \quad (\text{Tanque de Evaporación})$$

Efecto de calentamiento (Energía cedida por el refrigerante al agua):

$$Q_c = m_c C_{pH2O} (T_o - T_c)$$

$$Q_c = \left(30 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) \left(\frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}}\right) \left(4184 \frac{\text{J}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}\right) (19.76\text{ }^\circ\text{C} - 37.78\text{ }^\circ\text{C}) = -628.30\text{ W}$$

Efecto refrigerante (Energía absorbida por el refrigerante del agua):

$$Q_e = m_e C_{p_{H_2O}} (T_o - T_e)$$

$$Q_e = \left(40 \frac{kg}{hr}\right) \left(\frac{1}{3600} \frac{hr}{s}\right) \left(4184 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C}\right) (19.76 \text{ }^\circ C - 8.85 \text{ }^\circ C) = 507.19 \text{ W}$$

Conservación de la energía:

Para que no haya pérdidas en el sistema, la conservación de energía debe ser igual a cero, lo que no se cumple ya que hay pérdidas por transferencia de calor entre el refrigerante y el agua.

$$Q_c + Q_e + W_{real} \approx 0$$

$$-628.30 \text{ W} + 507.19 \text{ W} + 157.87 \text{ W} \approx 0$$

$$Q_{rad} = 36.76 \text{ W}$$

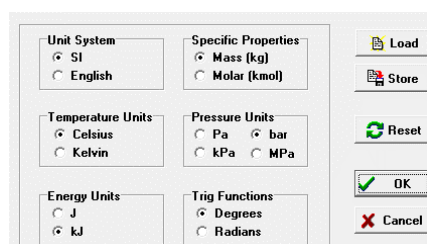
Cálculo del coeficiente de operación COP:

Para determinar el coeficiente de operación COP utilizaremos el software EES, que es un programa muy útil, ya que dispone de una amplia base de datos de propiedades termofísicas de varios tipos de fluidos a cualquier condición de temperatura y presión, entre estos fluidos se encuentra el refrigerante R134a. El uso de este programa facilitará la solución de las ecuaciones y mostrará los resultados con mayor precisión.

El primer paso a seguir en el programa es seleccionar las unidades en las que queremos trabajar, se recomienda trabajar en el SI con las unidades mostradas en la Figura 114.

Figura 114

Selección de unidades en el Software EES

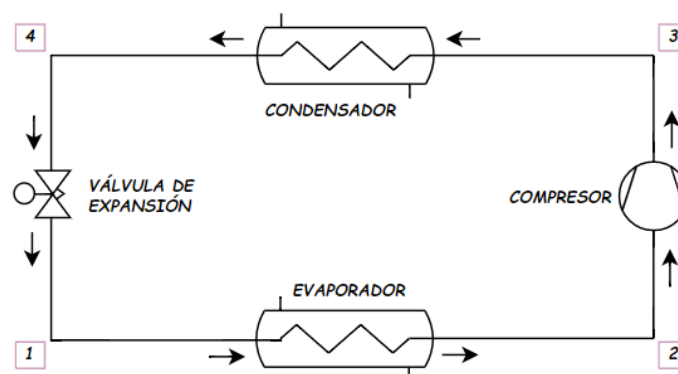


Nota. Recuperado del software EES, realizado por Autores (2023).

El siguiente paso es introducir las variables conocidas, siendo éstas el flujo másico de refrigerante, las temperaturas y las presiones en 4 puntos diferentes. Luego para determinar las condiciones del sistema analizaremos el esquema mostrado en la Figura 115.

Figura 115

Ciclo termodinámico de bomba de calor sin intercambiador



Nota. Recuperado del software Draw.io, realizado por Autores (2023).

El proceso de compresión en un ciclo ideal se considera isentrópico, es decir, la variación de entropía entre el estado 2 y 3 es cero. En el caso real esto no ocurre porque existe un proceso de conversión de energía donde el trabajo realizado por el compresor se convierte en calor, aumentando la energía interna del refrigerante y generando un aumento de entropía.

Es difícil conocer el estado del refrigerante a la salida del proceso de condensación, en el caso ideal se considera que el fluido sale del condensador como líquido saturado, es decir, calidad igual a 0. Para el caso real utilizaremos los valores de presión y temperatura en el punto 4 para determinar dicho estado con exactitud.

El proceso que tiene lugar en la válvula de expansión se considera isoentálpico, ya que el refrigerante se expande sin producir trabajo ni cambios de energía; es decir, la diferencia de entalpía entre los estados 4 y 1 es cero. Esto se considera tanto para el caso real como para el caso ideal.

En el proceso de evaporación el refrigerante entra en el evaporador como una mezcla, para el caso ideal debería salir del evaporador como vapor saturado, es decir, calidad igual a 1; esto no ocurre para el caso real, por lo que utilizaremos los valores de presión y temperatura del punto 2 para determinar con precisión este estado.

Estos valores y condiciones deben ser introducidos en el software EES, siguiendo el formato mostrado en la Figura 116.

Figura 116

Valores y condiciones en cada estado del ciclo en EES para TEST-07-SI/30-40-10

```
Datos iniciales del ciclo sin intercambiador de calor TEST-07/SI-30-40-10
m = 0,00277778 [kg/s]
T1 = - 16,3 [C]
T2 = 9,96 [C]
T3 = 75,89 [C]
T4 = 30,17 [C]
P1 = 2,23 [bar]
P2 = P1
P3 = 10,24 [bar]
P4 = P3
Wreal = 0,15787 [kJ/s]
x4 = 0
x2 = 1
Estado 1: Salida de la válvula de expansión y entrada al evaporador
h1 = h4
Estado 2: Salida del evaporador y entrada al compresor
h2 = h ( R134a ; P = P2 ; T = T2 )
s2 = s ( R134a ; P = P2 ; h = h2 )
Tsats2 = T ( R134a ; P = P2 ; x = x2 )
Estado 3: Salida del compresor y entrada al condensador
s3 = s2
h3 = h ( R134a ; P = P3 ; s = s3 )
Estado 4: Salida del condensador y entrada a la válvula de expansión
h4 = h ( R134a ; P = P4 ; T = T4 )
Tsats4 = T ( R134a ; P = P4 ; x = x4 )
```

Nota. Recuperado del software EES, realizado por Autores (2023).

Hay que aclarar que los sensores de presión miden presión absoluta, por lo que no es necesario corregir el valor para introducirlo en el software.

Es necesario determinar el sobrecalentamiento del vapor y el subenfriamiento del líquido, esto se consigue determinando la temperatura de saturación del refrigerante tanto a la presión absoluta del condensador como del evaporador; vienen dadas por las siguientes expresiones:

$$S_{cal} = |T_2 - T_{sat_{p_2}}|$$

$$S_{enf} = |T_4 - T_{sat_{p_4}}|$$

Añadimos las ecuaciones necesarias para conocer la energía cedida en el condensador, la energía absorbida en el evaporador, el COP y otras variables que se utilizarán para realizar el análisis correspondiente; como se muestra en la Figura 117.

Figura 117

Ecuaciones adicionales en EES para TEST-07-SI/30-40-10

Energía cedida en el condensador - Efecto de calentamiento

$$Q_c = m \cdot (h_4 - h_3)$$

Energía absorbida en el evaporador - Efecto refrigerante

$$Q_e = m \cdot (h_2 - h_1)$$

Trabajo ideal del compresor

$$W_{ideal} = m \cdot (h_3 - h_2)$$

Eficiencia del compresor

$$\eta = \frac{W_{ideal}}{W_{real}}$$

Conservación de la Energía

$$Q_{rad} = Q_c + Q_e + W_{real}$$

Sobrecalentamiento del vapor

$$S_{cal} = T_2 - T_{sat_{p_2}}$$

Subenfriamiento del líquido

$$S_{enf} = T_4 - T_{sat_{p_4}}$$

COP Bomba de calor

$$COP_{BC} = \frac{-Q_c}{W_{real}}$$

COP Refrigeración

$$COP_{REF} = \frac{Q_e}{W_{real}}$$

Nota. Recuperado del software EES, realizado por Autores (2023).

Por último, la Figura 118 muestra los resultados obtenidos en el software, los mismos que se presentan en la Tabla 48 de manera más organizada.

Figura 118

Resultados obtenidos en EES para TEST-07-SI/30-40-10

Sort	h_i [kJ/kg]	P_i [bar]	T_i [C]	s_i [kJ/kg-K]	x_i
[1]	93.82	2.23	-16.3		
[2]	261	2.23	9.96	0.99	1
[3]	295.6	10.24	75.89	0.99	
[4]	93.82	10.24	30.17		0

$COP_{BC} = 3.551$	$COP_{REF} = 2.942$	$m = 0.002778$ [kg/s]
$n = 0.609$	$Q_c = -0.5606$ [kJ/s]	$Q_e = 0.4644$ [kJ/s]
$Q_{rad} = 0.06172$ [kJ/s]	$Scal = 17.26$ [C]	$Senf = -10.08$ [C]
$T_{sat_{p2}} = -7.305$ [C]	$T_{sat_{p4}} = 40.25$ [C]	$W_{ideal} = 0.09615$ [kJ/s]
$W_{real} = 0.1579$ [kJ/s]		

Nota. Recuperado del software EES, realizado por Autores (2023).

Tabla 48

Resumen de resultados obtenidos para TEST-07-SI/30-40-10

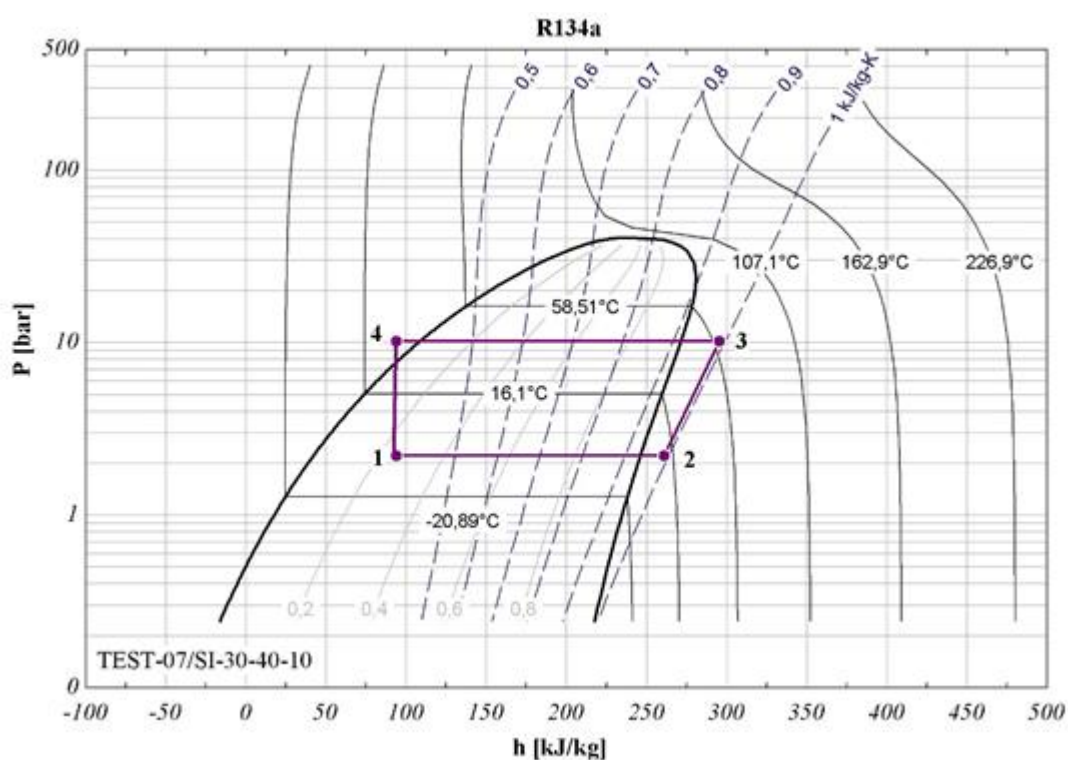
Resultados sin intercambiador de calor				
Estado	h [kJ/kg]	P [bar]	s [kJ/kg K]	T [°C]
1	93.82	2.23		-16.30
2	261.00	2.23	0.990	9.96
3	295.60	10.24	0.990	75.89
4	93.82	10.24		30.17
Q_c [W]	-560.60	T_{sat_P2} [°C]		-7.31
Q_e [W]	464.40	T_{sat_P4} [°C]		40.25
Q_{rad} [W]	61.72	$Scal$ [°C]		17.26
W_{real} [W]	157.87	$Senf$ [°C]		10.08
W_{ideal} [W]	96.15	COP_{BC}		3.55
n_{mec}	0.61	COP_{REF}		2.94

Diagrama de Mollier sin intercambiador de calor

En el mismo software podemos dibujar el diagrama P-h o diagrama de Mollier (Figura 119) con las condiciones establecidas y los resultados obtenidos.

Figura 119

Diagrama de Mollier en EES para TEST-07-SI/30-40-10



Nota. Recuperado del software EES, realizado por Autores (2023).

Podemos ver que en el punto 2 el refrigerante entra en el compresor como vapor sobrecalentado, el compresor a través del trabajo que realiza aumenta la presión y la temperatura del fluido. En el punto 3 entra en la etapa de condensación y sale en el punto 4 como líquido subenfriado, en este punto se produce el estrangulamiento bajando significativamente la presión y temperatura del refrigerante llegando al punto 1, luego del punto 1 al punto 2 es la etapa de evaporación o también conocida como efecto refrigerante cerrando el ciclo termodinámico.

Prueba con intercambiador de calor

Para realizar la prueba con intercambiador de calor en TEST-07-CI/30-40-10 sólo se reconfigurarán los siguientes pasos:

- Coloque la válvula de bola de tres vías situada en la parte frontal del equipo en la posición "con intercambiador de calor".

- Vuelva a la pantalla principal y seleccione de nuevo la pestaña "proceso", donde indicaremos la opción "con intercambiador de calor".
- Espere 8 minutos hasta que el sistema se estabilice, los sensores de presión, temperatura y consumo marcarán sus nuevas medidas.

Modificando estos pasos, la HMI mostrará los datos obtenidos para TEST-07-CI/30-40-10, tal y como se detalla en la Tabla 49.

Tabla 49

Resumen de datos obtenidos en TEST-07-CI/30-40-10

Ciclo con intercambiador de calor					
Fluido	Descripción	Símbolo	Presión	Símbolo	Temperatura
R134a	Entrada del evaporador	P ₁	2.23 bar	T ₁	-15.03 °C
	Salida del evaporador	P ₂	2.23 bar	T ₂	11.05 °C
	Salida del intercambiador (vapor)	P _{2'}	2.23 bar	T _{2'}	18.67 °C
	Entrada del condensador	P ₃	10.32 bar	T ₃	79.78 °C
	Salida del condensador	P ₄	10.32 bar	T ₄	31.90 °C
	Salida del intercambiador (líquido)	P _{4'}	10.32 bar	T _{4'}	28.64 °C
Fluido	Descripción	Símbolo	Temperatura		
H ₂ O	Suministro de red	T _o	19.74 °C		
	Salida del condensador	T _c	38.72 °C		
	Salida del evaporador	T _e	10.64 °C		
Descripción		Símbolo	Trabajo		
Trabajo del compresor		W _{real}	154.13 W		

Resultados con intercambiador de calor

Volvemos a calcular el efecto de calentamiento, el efecto refrigerante y la conservación de la energía utilizando un balance energético entre el agua y el refrigerante con los nuevos valores.

$$Q_c = m_c C_{p_{H_2O}} (T_o - T_c)$$

$$Q_c = \left(30 \frac{kg}{hr}\right) \left(\frac{1}{3600} \frac{hr}{s}\right) \left(4184 \frac{J}{kg \cdot ^\circ C}\right) (19.74 \text{ } ^\circ C - 38.72 \text{ } ^\circ C) = -661.77 \text{ W}$$

$$Q_e = m_e C_{p_{H_2O}} (T_o - T_e)$$

$$Q_e = \left(40 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) \left(\frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}}\right) \left(4184 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}\right) (19.74 \text{ } ^\circ\text{C} - 10.64 \text{ } ^\circ\text{C}) = 423.05 \text{ W}$$

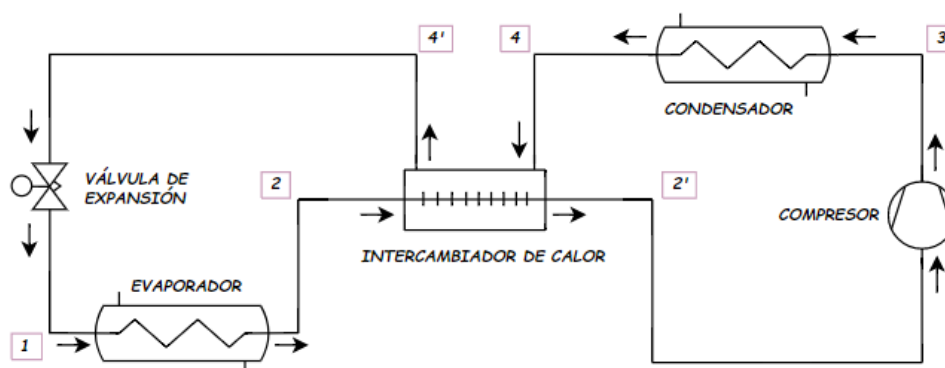
$$Q_c + Q_e + W \approx 0$$

$$Q_{rad} = -661.77 \text{ W} + 423.05 \text{ W} + 154.13 \text{ W} = 84.59 \text{ W}$$

También recalculamos el COP mediante entalpías, para lo cual tenemos el mismo ciclo analizado anteriormente incluyendo un intercambiador de calor entre la línea de líquido y la línea de succión, como se muestra en la Figura 120.

Figura 120

Ciclo termodinámico de bomba de calor con intercambiador



Nota. Recuperado del software Draw.io, realizado por Autores (2023).

Para el proceso de compresión y de expansión tenemos las mismas consideraciones que para el ciclo sin intercambiador de calor analizadas previamente.

Al incorporar un intercambiador de calor en el ciclo se pretende que el refrigerante entre en el proceso de expansión completamente en fase líquida, esto se consigue subenfriando el fluido. Del mismo modo en el proceso de compresión completamente en forma de vapor, esto se consigue sobrecalentando el fluido; bajo estas consideraciones debe quedar claro que los nuevos estados a utilizar para el cálculo serán 2' y 4'.

A continuación, introducimos los nuevos datos en el programa utilizando la misma plantilla y visualizamos los resultados en la Figura 121 y la Tabla 50.

Figura 121

Resultados obtenidos en EES para TEST-07-CI/30-40-10

Sort	h_i [kJ/kg]	P_i [bar]	T_i [C]	s_i [kJ/kg-K]	x_i
[1]	91,61	2,23	-15,03		
[2]	268,6	2,23	18,67	1,016	1
[3]	304,7	10,32	79,78	1,016	
[4]	91,61	10,32	28,64		0

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

$COP_{BC} = 3,841$	$COP_{REF} = 3,189$	$m = 0,002778$ [kg/s]
$n = 0,652$	$Q_c = -0,592$ [kJ/s]	$Q_e = 0,4915$ [kJ/s]
$Q_{rad} = 0,05363$ [kJ/s]	$Scal = 25,97$ [C]	$Senf = -11,9$ [C]
$T_{satp2} = -7,305$ [C]	$T_{satp4} = 40,54$ [C]	$W_{ideal} = 0,1005$ [kJ/s]
$W_{real} = 0,1541$ [kJ/s]		

Nota. Recuperado del software EES, realizado por Autores (2023).

Tabla 50

Resumen de resultados obtenidos para TEST-07-CI/30-40-10

Resultados con intercambiador de calor				
Estado	h [kJ/kg]	P [bar]	s [kJ/kg K]	T [°C]
1	91.61	2.23		-15.03
2	268.60	2.23	1.016	18.67
3	304.70	10.32	1.016	79.78
4	91.61	10.32		28.64
Q_c [W]	-592.00	$T_{sat@P2}$ [°C]		-7.31
Q_e [W]	491.50	$T_{sat@P4}$ [°C]		40.54
Q_{rad} [W]	53.63	$Scal$ [°C]		25.97
W_{real} [W]	154.13	$Senf$ [°C]		11.90
W_{ideal} [W]	100.50	COP_{BC}		3.84
n_{mec}	0.65	COP_{REF}		3.19

Efectividad del intercambiador de calor:

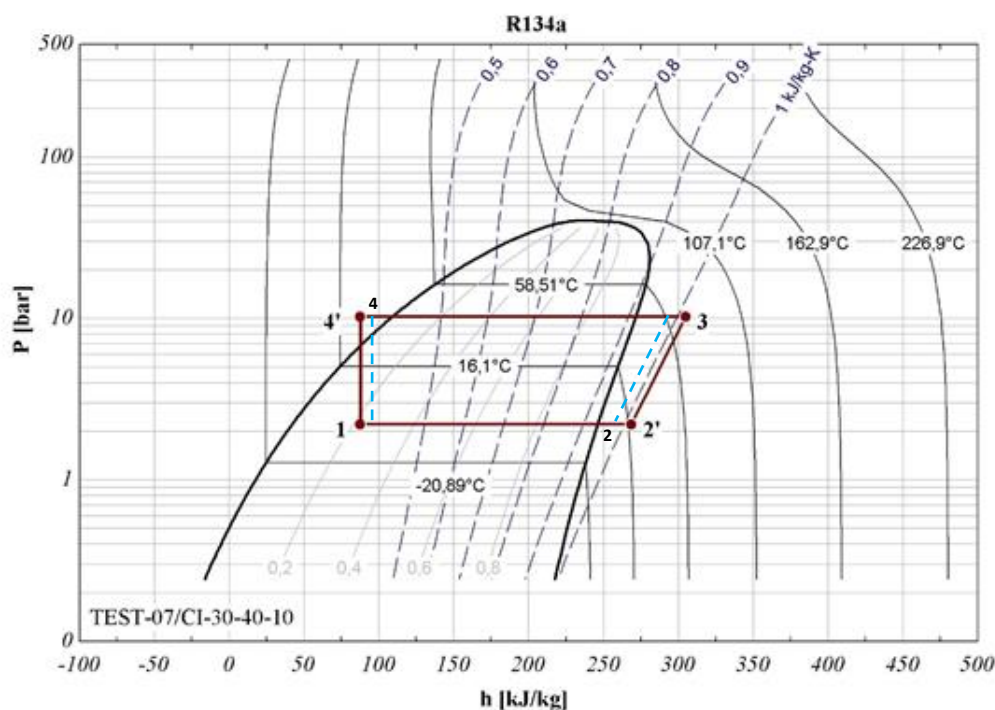
$$\varepsilon = \frac{T_{2'} - T_2}{T_4 - T_2} = \frac{18.67 \text{ °C} - 11.05 \text{ °C}}{31.90 \text{ °C} - 11.05 \text{ °C}} = 0.37$$

Diagrama de Mollier con intercambiador de calor

Una vez más, trazamos el diagrama de Mollier (Figura 122) con las condiciones establecidas y los resultados obtenidos; y observamos las diferencias en comparación con el diagrama sin intercambiador de calor.

Figura 122

Diagrama de Mollier en EES para TEST-07-CI/30-40-10



Nota. Recuperado del software EES, realizado por Autores (2023).

Comparado al diagrama de Mollier del ciclo sin intercambiador de calor se observa que, del punto 2 al 2' se produce un sobrecalentamiento adicional del vapor de 7.62 °C, así como del punto 4 al 4' un subenfriamiento adicional del líquido de 3.26 °C. Con estas consideraciones podemos deducir que se ha producido un aumento del efecto de calentamiento y del efecto refrigerante que influyen directamente en el valor COP_{BC} y COP_{REF} respectivamente.

Comparación de resultados

La Tabla 51 muestra el resumen de los resultados obtenidos para ambas pruebas, donde podemos visualizar cómo influye la implementación del intercambiador en el ciclo.

Tabla 51

Comparación de resultados entre pruebas realizadas

Resultados para las pruebas realizadas		
Variable	Sin intercambiador	Con intercambiador
Qc [W]	560.60	592.00
Qe [W]	464.40	491.50
Qrad [W]	61.72	53.63
Wreal [W]	157.87	154.13
Wideal [W]	96.15	100.50
n_{mec}	0.61	0.65
Scal [°C]	17.26	25.97
Senf [°C]	10.08	11.90
COP_{BC}	3.55	3.84
COP_{REF}	2.94	3.19

Como puede observarse todos los valores analizados son superiores en el ciclo con el intercambiador de calor incorporado, gracias al sobrecalentamiento y subenfriamiento adicional proporcionado al refrigerante en el sistema.

El único valor que disminuye es Qrad, que se refiere a las pérdidas de calor hacia las superficies adyacentes del sistema o las pérdidas al medio ambiente a través de tuberías no aisladas en la línea de succión, ahora este calor es utilizado por el intercambiador.

Resumen de pruebas de funcionamiento

En las Tablas 52 y 53 se resumen los datos obtenidos en cada una de las pruebas de funcionamiento tras la puesta en marcha del equipo. Explicado el procedimiento y con la ayuda del software EES, se realizan todos los cálculos necesarios para el análisis final, tanto para el ciclo sin intercambiador como para el ciclo con intercambiador de calor; en las Tablas 54 y 55 se muestran todos los resultados obtenidos.

Tabla 52

Datos obtenidos en las pruebas sin intercambiador de calor

PRUEBAS SIN INTERCAMBIADOR DE CALOR													
PRUEBA	FLUJOS MÁSICOS			TEMPERATURAS						TRABAJO	PRESIONES		
	m_{R134a} [kg/h]	mc [kg/h]	me [kg/h]	T1 [°C]	T2 [°C]	Te [°C]	T3 [°C]	T4 [°C]	Tc [°C]	To [°C]	W_{real} [W]	Pc [bar]	Pe [bar]
TEST-01-SI/20-30-05		20	30	-27.80	12.02	11.05	61.50	25.65	32.78	19.60	120.45	9.25	1.63
TEST-02-SI/30-40-05		30	40	-28.17	12.63	12.18	60.93	24.98	33.28	19.60	118.48	9.02	1.63
TEST-03-SI/50-50-05	5	50	50	-28.47	13.04	13.30	60.15	23.13	29.62	19.66	117.38	8.23	1.63
TEST-04-SI/40-30-05		40	30	-28.03	12.15	11.05	61.83	24.32	30.55	19.68	118.52	8.42	1.63
TEST-05-SI/30-20-05		30	20	-27.95	11.72	10.03	62.35	25.10	31.14	19.71	120.36	8.81	1.63
TEST-06-SI/20-30-10		20	30	-16.07	9.78	8.03	76.83	31.32	37.02	19.81	158.92	10.70	2.23
TEST-07-SI/30-40-10		30	40	-16.30	9.96	8.85	75.89	30.17	37.78	19.76	157.87	10.24	2.23
TEST-08-SI/50-50-10	10	50	50	-16.67	10.02	9.12	73.64	27.91	32.75	19.73	155.02	8.93	2.23
TEST-09-SI/40-30-10		40	30	-16.25	9.67	7.89	74.13	28.15	33.01	19.79	157.93	9.36	2.23
TEST-10-SI/30-20-10		30	20	-16.07	9.44	7.12	74.85	29.62	33.98	19.89	158.81	9.92	2.23
TEST-11-SI/20-30-15		20	30	-8.67	6.02	5.08	85.35	38.82	43.95	19.90	189.59	12.89	2.70
TEST-12-SI/30-40-15		30	40	-8.75	6.55	5.64	84.23	37.95	44.88	19.80	186.56	12.12	2.70
TEST-13-SI/50-50-15	15	50	50	-9.35	6.90	6.04	82.67	34.55	38.53	19.84	184.66	10.87	2.70
TEST-14-SI/40-30-15		40	30	-8.97	6.23	4.23	83.18	35.95	39.12	19.78	187.61	11.07	2.70
TEST-15-SI/30-20-15		30	20	-8.58	5.78	3.95	84.98	36.15	40.94	19.86	188.62	11.82	2.70

Tabla 53

Datos obtenidos en las pruebas con intercambiador de calor

PRUEBAS CON INTERCAMBIADOR DE CALOR															
PRUEBA	FLUJOS MÁSICOS			TEMPERATURAS									TRABAJO	PRESIONES	
	m_{R134a} [kg/h]	mc [kg/h]	me [kg/h]	T1 [°C]	T2 [°C]	T2' [°C]	Te [°C]	T3 [°C]	T4 [°C]	T4' [°C]	Tc [°C]	To [°C]	W_{real} [W]	Pc [bar]	Pe [bar]
TEST-01-CI/20-30-05		20	30	-26.76	16.29	21.33	13.78	67.38	25.72	24.82	31.80	19.82	118.07	9.08	1.63
TEST-02-CI/30-40-05		30	40	-27.48	16.72	21.98	14.02	66.23	24.65	23.07	32.10	19.88	116.24	8.98	1.63
TEST-03-CI/50-50-05	5	50	50	-29.05	17.26	22.34	15.45	65.94	23.48	22.63	27.02	19.76	115.27	8.38	1.63
TEST-04-CI/40-30-05		40	30	-27.24	15.09	21.22	13.04	66.67	24.90	23.48	28.45	19.81	116.31	8.65	1.63
TEST-05-CI/30-20-05		30	20	-26.87	14.14	20.65	12.03	68.56	25.10	23.64	29.38	19.78	118.12	9.04	1.63
TEST-06-CI/20-30-10		20	30	-14.34	10.88	18.15	10.12	81.34	32.35	29.38	38.08	19.82	155.32	10.72	2.23
TEST-07-CI/30-40-10		30	40	-15.03	11.05	18.67	10.64	79.78	31.90	28.64	38.72	19.74	154.13	10.32	2.23
TEST-08-CI/50-50-10	10	50	50	-15.87	11.56	19.02	11.18	79.45	30.91	28.23	32.65	19.75	151.18	9.02	2.23
TEST-09-CI/40-30-10		40	30	-14.43	10.02	17.93	8.42	80.24	31.25	28.44	33.55	19.80	155.20	9.52	2.23
TEST-10-CI/30-20-10		30	20	-13.22	9.34	17.52	8.06	82.40	31.92	28.74	34.54	19.88	156.06	10.02	2.23
TEST-11-CI/20-30-15		20	30	-5.47	4.02	13.68	5.94	86.49	41.45	36.95	45.45	19.92	188.52	12.38	2.70
TEST-12-CI/30-40-15		30	40	-5.92	4.94	15.02	6.14	85.34	38.90	34.24	45.92	19.96	186.14	12.18	2.70
TEST-13-CI/50-50-15	15	50	50	-6.45	5.68	15.47	6.42	84.12	37.55	33.20	38.05	19.92	185.84	10.88	2.70
TEST-14-CI/40-30-15		40	30	-6.20	4.62	14.73	3.25	85.96	38.44	33.72	38.64	19.96	186.92	11.18	2.70
TEST-15-CI/30-20-15		30	20	-5.92	3.47	14.09	3.02	86.27	39.15	34.08	39.28	19.92	187.35	11.85	2.70

Tabla 54

Resultados obtenidos en las pruebas sin intercambiador de calor

RESULTADOS SIN INTERCAMBIADOR DE CALOR												
MÉTODO 1 (BALANCE DE ENERGÍA)						MÉTODO 2 (ENTALPÍAS DEL R134a)						
CALORES		PÉRDIDAS		ENTALPÍAS				CALORES		TRABAJO	PÉRDIDAS	EFICIENCIA
Qc [W]	Qe [W]	Q _{rad} [W]	h1 [kJ/kg]	h2 [kJ/kg]	h3 [kJ/kg]	h4 [kJ/kg]	Qc [W]	Qe [W]	W _{ideal} [W]	Q _{rad} [W]	n _{mec}	
-306.36	298.11	112.20	87.33	264.10	305.20	87.33	-302.60	245.51	57.08	63.37	0.47	
-476.98	344.95	13.55	86.38	264.60	305.20	86.38	-303.92	247.53	56.39	62.09	0.48	
-578.79	369.59	91.82	83.75	265.00	303.30	83.75	-304.93	251.74	53.19	64.19	0.45	
-505.33	300.90	85.91	85.44	264.20	303.00	85.44	-302.17	248.28	53.89	64.63	0.45	
-398.53	225.01	53.16	86.55	263.90	303.70	86.55	-301.60	246.32	55.28	65.08	0.46	
-400.04	410.73	169.61	95.48	260.90	296.50	95.48	-558.39	459.50	98.89	60.03	0.62	
-628.30	507.19	36.77	93.82	261.00	295.60	93.82	-560.50	464.39	96.11	61.76	0.61	
-756.61	616.56	14.97	90.56	261.10	292.50	90.56	-560.94	473.72	87.22	67.80	0.56	
-614.58	414.91	41.74	90.91	260.80	293.20	90.91	-561.92	471.92	90.00	67.93	0.57	
-491.27	296.83	35.63	93.02	260.60	294.40	93.02	-559.39	465.50	93.89	64.92	0.59	
-559.03	516.72	147.29	106.50	256.40	290.50	106.50	-766.67	624.58	142.08	47.51	0.75	
-874.46	658.28	29.61	105.20	256.90	289.70	105.20	-768.75	632.08	136.67	49.89	0.73	
-1086.10	801.93	99.50	100.20	257.20	287.60	100.20	-780.83	654.17	126.67	57.99	0.69	
-899.10	542.18	169.31	102.20	256.60	287.30	102.20	-771.25	643.33	127.92	59.69	0.68	
-734.99	369.82	176.55	102.50	256.20	288.30	102.50	-774.17	640.42	133.75	54.87	0.71	

Tabla 55

Resultados obtenidos en las pruebas con intercambiador de calor

RESULTADOS CON INTERCAMBIADOR DE CALOR											
MÉTODO 1 (BALANCE DE ENERGÍA)			MÉTODO 2 (ENTALPÍAS DEL R134a)								
CALORES		PÉRDIDAS	ENTALPÍAS				CALORES		TRABAJO	PÉRDIDAS	EFICIENCIA
Qc [W]	Qe [W]	Q _{rad} [W]	h1 [kJ/kg]	h2 [kJ/kg]	h3 [kJ/kg]	h4 [kJ/kg]	Qc [W]	Qe [W]	W _{ideal} [W]	Q _{rad} [W]	n _{mec}
-278.47	210.59	50.20	86.15	272.10	314.20	86.15	-316.74	258.26	58.47	59.60	0.50
-426.07	272.42	37.41	83.67	272.60	314.60	83.67	-320.74	262.40	58.33	57.91	0.50
-421.89	250.46	56.16	83.05	272.90	313.20	83.05	-319.65	263.68	55.97	59.30	0.49
-401.66	236.05	49.31	84.25	272.00	312.90	84.25	-317.57	260.76	56.81	59.50	0.49
-334.72	180.14	36.46	84.48	271.50	313.40	84.48	-317.94	259.75	58.19	59.93	0.49
-424.44	338.21	69.08	92.68	268.10	305.10	92.68	-590.06	487.28	102.78	52.54	0.66
-661.77	423.05	84.59	91.61	268.60	304.70	91.61	-591.92	491.64	100.28	53.85	0.65
-749.63	498.01	100.44	91.02	268.90	301.80	91.02	-585.50	494.11	91.39	59.79	0.60
-639.22	396.78	87.24	91.33	267.90	302.00	91.33	-585.19	490.47	94.72	60.48	0.61
-511.15	274.75	80.34	91.76	267.60	302.80	91.76	-586.22	488.44	97.78	58.28	0.63
-593.43	487.44	82.53	103.70	263.20	297.60	103.70	-807.92	664.58	143.33	45.19	0.76
-905.14	642.48	76.52	99.72	264.30	298.60	99.72	-828.67	685.75	142.92	43.22	0.77
-1053.55	784.50	83.21	98.21	264.70	296.50	98.21	-826.21	693.71	132.50	53.34	0.71
-868.41	582.62	98.87	98.97	264.10	296.40	98.97	-822.63	688.04	134.58	52.34	0.72
-675.02	392.83	94.84	99.49	263.50	297.00	99.49	-822.96	683.38	139.58	47.77	0.75

Análisis final de resultados

Una vez obtenidos todos los datos necesarios para el análisis lo dividiremos en dos partes, primero analizaremos el funcionamiento del intercambiador de calor y después el sistema en general.

Como puede verse en las tablas 54 y 55, los cálculos del sistema se obtienen por dos métodos diferentes, el primero por conservación de la energía realizando un balance energético entre el refrigerante y el agua, el segundo por el método de la entalpía.

Intercambiador de calor

La Tabla 56 muestra los datos de sobrecalentamiento y subenfriamiento obtenidos a través del intercambiador de calor; estos valores de temperatura se adicionan al vapor a la salida del evaporador y al líquido a la salida del condensador.

Tabla 56

Sobrecalentamiento y subenfriamiento adicional; y eficiencia del intercambiador

INTERCAMBIADOR DE CALOR			
PRUEBA	VAPOR Scal [°C]	LÍQUIDO Senf [°C]	EFICIENCIA ϵ
TEST-01-CI/20-30-05	5.04	0.90	0.53
TEST-02-CI/30-40-05	5.26	1.58	0.66
TEST-03-CI/50-50-05	5.08	0.85	0.82
TEST-04-CI/40-30-05	6.13	1.42	0.62
TEST-05-CI/30-20-05	6.51	1.46	0.59
TEST-06-CI/20-30-10	7.27	2.97	0.34
TEST-07-CI/30-40-10	7.62	3.26	0.37
TEST-08-CI/50-50-10	7.46	2.68	0.39
TEST-09-CI/40-30-10	7.91	2.81	0.37
TEST-10-CI/30-20-10	8.18	3.18	0.36
TEST-11-CI/20-30-15	9.66	4.50	0.26
TEST-12-CI/30-40-15	10.08	4.66	0.30
TEST-13-CI/50-50-15	9.79	4.35	0.31
TEST-14-CI/40-30-15	10.11	4.72	0.30
TEST-15-CI/30-20-15	10.62	5.07	0.30

En la simulación realizada para el diseño del intercambiador, obtuvimos una eficiencia del 18%, que no se puede comparar con las eficiencias obtenidas en estas pruebas, ya que las condiciones de temperatura son diferentes. Además, se observa que la eficiencia del intercambiador disminuye a medida que aumenta el flujo másico de refrigerante.

Figura 123

Sobrecalentamiento adicional del vapor en el intercambiador

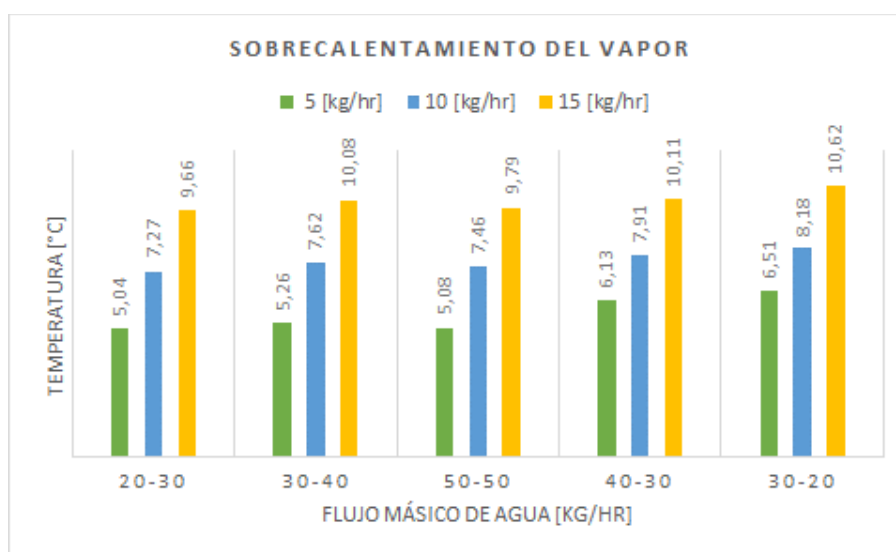
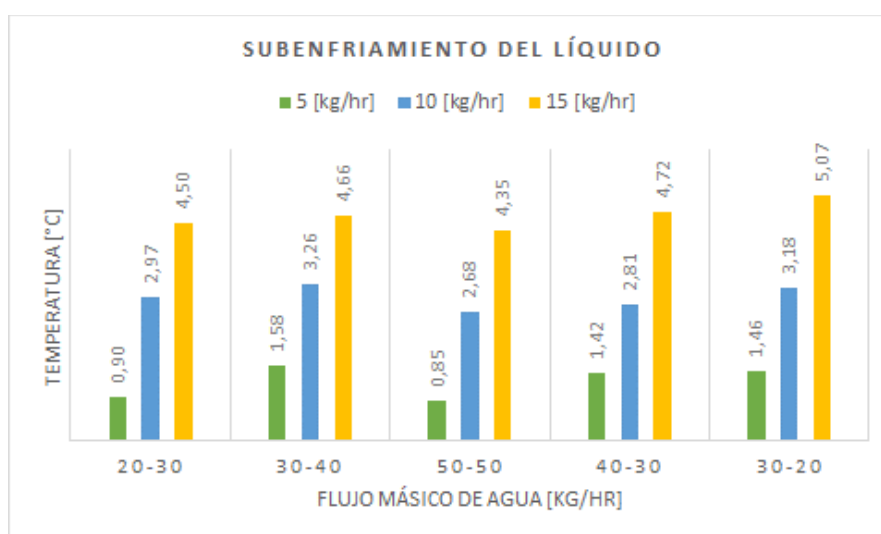


Figura 124

Subenfriamiento adicional del líquido en el intercambiador



Como podemos observar en las Figuras 123 y 124 el sobrecalentamiento y subenfriamiento aumenta a medida que aumenta el flujo másico de refrigerante, este comportamiento se mantiene independientemente de la combinación de flujo másico de agua suministrado a los tanques de evaporación y condensación.

Estas cifras muestran que hay un mayor sobrecalentamiento y subenfriamiento para la combinación 30-20-15, lo que significa 30 [kg/hr] de agua en el condensador, 20 [kg/hr] de agua en el evaporador y 15 [kg/hr] de refrigerante en el sistema.

Ciclo de bomba de calor

Para el análisis del ciclo nos centraremos en el método de la entalpía, ya que el software utilizado nos ayuda a conocer la temperatura de saturación al final de la condensación y evaporación. Estos valores son necesarios para determinar con precisión el sobrecalentamiento y subenfriamiento del sistema para los ciclos con y sin intercambiador de calor.

Tabla 57

Valores de sobrecalentamiento, subenfriamiento y COP en proceso sin intercambiador

RESULTADOS SIN INTERCAMBIADOR DE CALOR						
PRUEBA	Tsat_P2	Tsat_P4	Scal	Senf	COP	
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	BC	REF
TEST-01-SI/20-30-05	-15.16	36.50	27.18	10.85	2.51	2.04
TEST-02-SI/30-40-05	-15.16	35.59	27.79	10.61	2.57	2.09
TEST-03-SI/50-50-05	-15.16	32.31	28.20	9.18	2.60	2.14
TEST-04-SI/40-30-05	-15.16	33.12	27.31	8.80	2.55	2.09
TEST-05-SI/30-20-05	-15.16	34.74	26.88	9.64	2.51	2.05
TEST-06-SI/20-30-10	-7.31	41.90	17.09	10.58	3.51	2.89
TEST-07-SI/30-40-10	-7.31	40.25	17.27	10.08	3.55	2.94
TEST-08-SI/50-50-10	-7.31	35.51	17.33	7.60	3.62	3.06
TEST-09-SI/40-30-10	-7.31	36.93	16.98	8.78	3.56	2.99
TEST-10-SI/30-20-10	-7.31	39.07	16.75	9.45	3.52	2.93
TEST-11-SI/20-30-15	-2.24	49.10	8.26	10.28	4.04	3.29
TEST-12-SI/30-40-15	-2.24	46.68	8.79	8.73	4.12	3.39
TEST-13-SI/50-50-15	-2.24	42.50	9.14	7.95	4.23	3.54
TEST-14-SI/40-30-15	-2.24	43.19	8.47	7.24	4.11	3.43
TEST-15-SI/30-20-15	-2.24	45.71	8.02	9.56	4.10	3.40

Basándonos en la Tabla 57 podemos ver que a medida que aumenta el flujo másico de refrigerante también lo hace el COP, esto no ocurre con el sobrecalentamiento y el subenfriamiento ya que estos valores disminuyen.

También podemos observar que no se cumple la expresión $COP_{BC} = COP_{REF} + 1$, ya que el trabajo del compresor viene dado por un valor de eficiencia mecánica.

Tabla 58

Valores de sobrecalentamiento, subenfriamiento y COP en proceso con intercambiador

RESULTADOS CON INTERCAMBIADOR DE CALOR						
PRUEBA	Tsat_P2	Tsat_P4	Scal	Senf	COP	
	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	BC	REF
TEST-01-CI/20-30-05	-15.16	35.83	36.49	11.01	2.68	2.19
TEST-02-CI/30-40-05	-15.16	35.43	37.14	12.36	2.76	2.26
TEST-03-CI/50-50-05	-15.16	32.95	37.50	10.32	2.77	2.29
TEST-04-CI/40-30-05	-15.16	34.08	36.38	10.60	2.73	2.24
TEST-05-CI/30-20-05	-15.16	35.67	35.81	12.03	2.69	2.20
TEST-06-CI/20-30-10	-7.31	41.97	25.46	12.59	3.80	3.14
TEST-07-CI/30-40-10	-7.31	40.54	25.98	11.90	3.84	3.19
TEST-08-CI/50-50-10	-7.31	35.59	26.33	7.36	3.87	3.27
TEST-09-CI/40-30-10	-7.31	37.55	25.24	9.11	3.77	3.16
TEST-10-CI/30-20-10	-7.31	39.44	24.83	10.70	3.76	3.13
TEST-11-CI/20-30-15	-2.24	47.51	15.92	10.56	4.29	3.53
TEST-12-CI/30-40-15	-2.24	46.87	17.26	12.63	4.45	3.68
TEST-13-CI/50-50-15	-2.24	42.53	17.71	9.33	4.45	3.73
TEST-14-CI/40-30-15	-2.24	43.57	16.97	9.85	4.40	3.68
TEST-15-CI/30-20-15	-2.24	45.81	16.33	11.73	4.39	3.65

En este caso, como es lógico con la adición del intercambiador de calor, se observa un aumento del sobrecalentamiento y del subenfriamiento.

Figura 125

Sobrecalentamiento y subenfriamiento total para 5 [kg/hr] de R134a

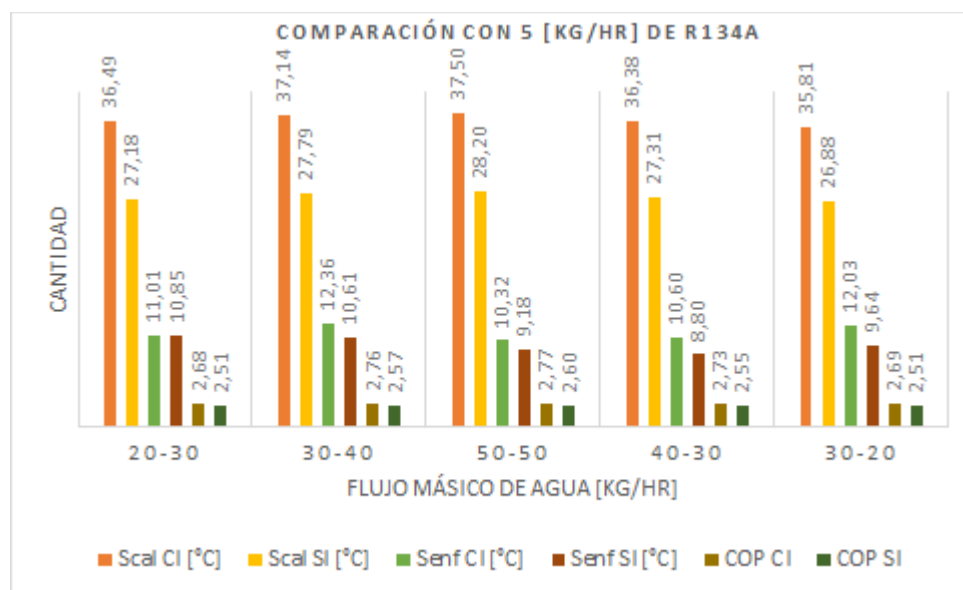


Figura 126

Sobrecalentamiento y subenfriamiento total para 10 [kg/hr] de R134a

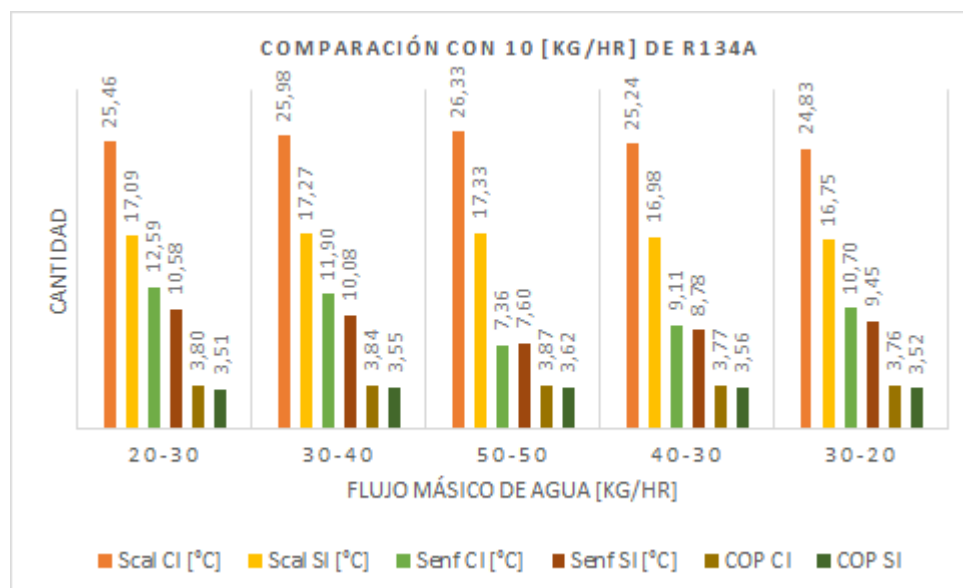
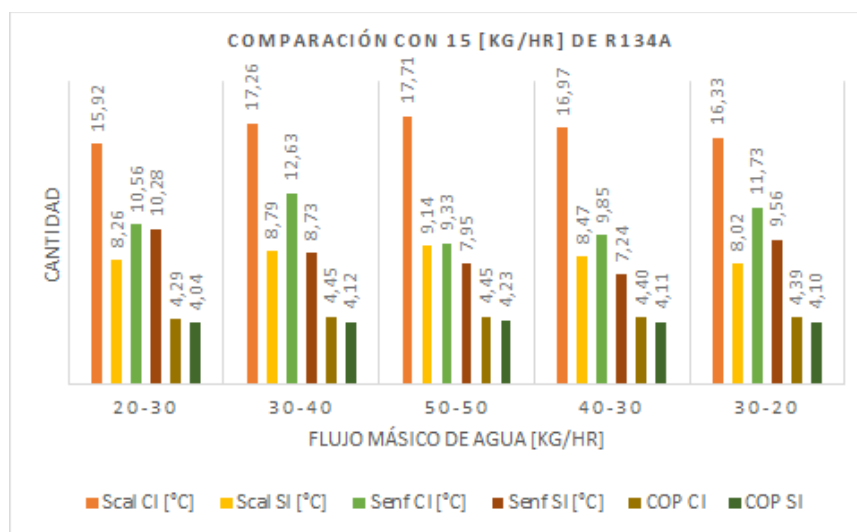


Figura 127

Sobrecalentamiento y subenfriamiento total para 15 [kg/hr] de R134a



De los gráficos mostrados se puede interpretar que, tanto para el ciclo con intercambiador de calor como para el ciclo sin intercambiador de calor, a medida que aumenta la cantidad de sobrecalentamiento, el valor COP también aumenta, esta tendencia se mantiene para cada grupo de datos; es decir, 5, 10 y 15 [kg/hr] de refrigerante en el sistema.

El subenfriamiento funciona de forma similar, ya que está directamente relacionado con el efecto refrigerante; es decir, a medida que aumenta la cantidad de subenfriamiento también lo hace el efecto refrigerante y, por tanto, también aumenta el COP.

Por otro lado, el valor del COP aumenta con el incremento de refrigerante, denotando que el COP máximo se obtiene cuando circulan 15 [kg/hr] de R134a por el sistema, esto se observa mejor cuando existen las mismas condiciones tanto para el tanque de evaporación como para el tanque de condensación; es decir, ambos tanques con un flujo de 50 [kg/hr].

COP_{BC} vs Efecto Refrigerante (Q_e)

Para relacionar estas variables se analizará por combinación de flujo másico de agua, quedando claro que en la misma gráfica el primer grupo de puntos se referirá a 5 [kg/hr] de refrigerante, el segundo a 10 [kg/hr] y finalmente el tercero a 15 [kg/hr].

También cabe señalar que hay 3 líneas de tendencia en cada gráfico, los cuales se refieren al ciclo con intercambiador de calor, al ciclo sin intercambiador de calor con el equipo repotenciado y al equipo en su estado inicial.

Figura 128

COP_{BC} vs Q_e en combinación 20-30-(5-10-15)

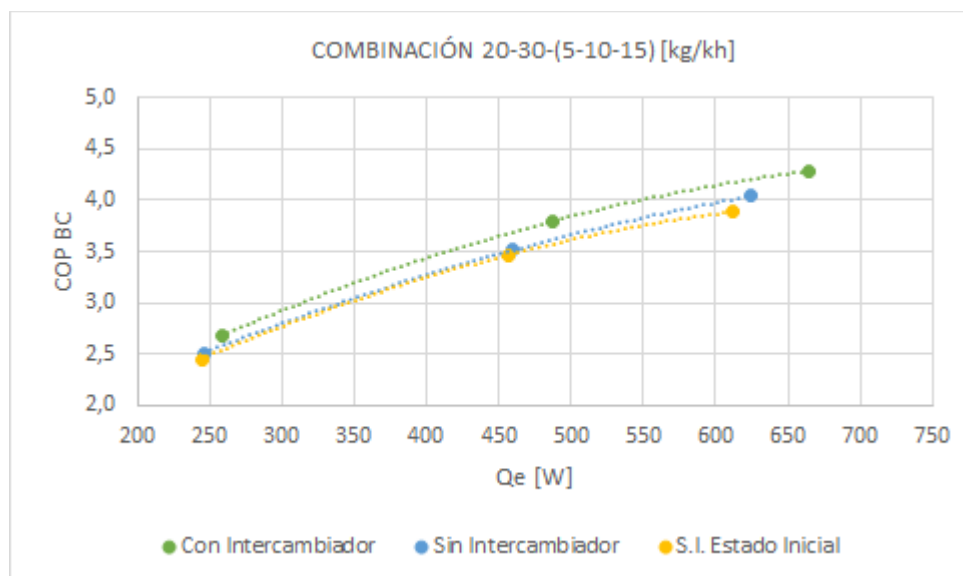


Figura 129

COP_{BC} vs Q_e en combinación 30-40-(5-10-15)

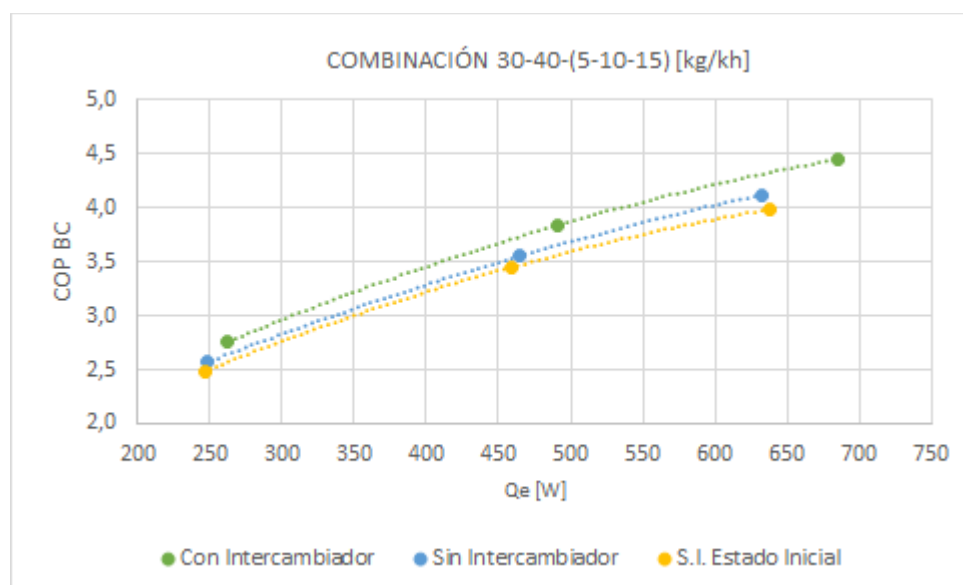


Figura 130

COP_{BC} vs Q_e en combinación 50-50-(5-10-15)

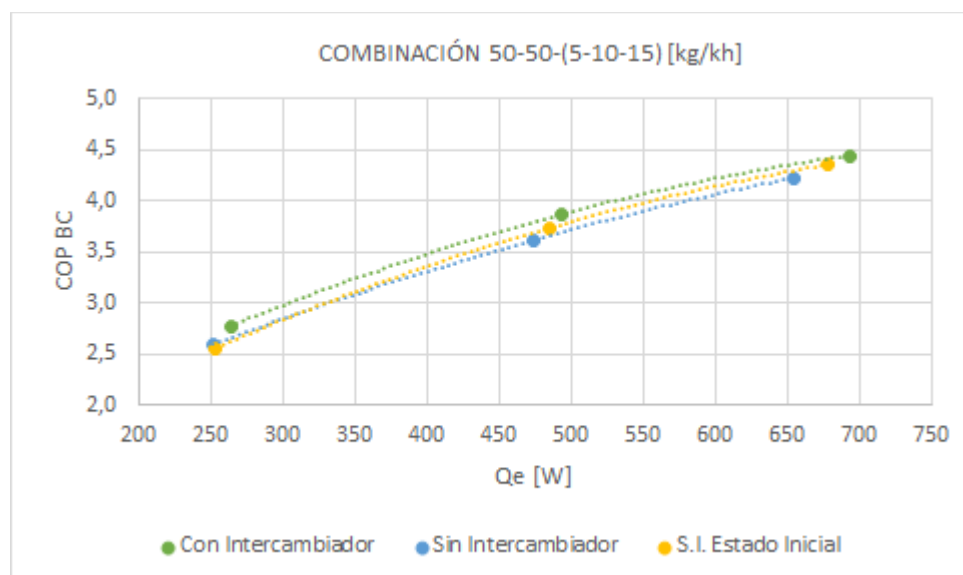


Figura 131

COP_{BC} vs Q_e en combinación 40-30-(5-10-15)

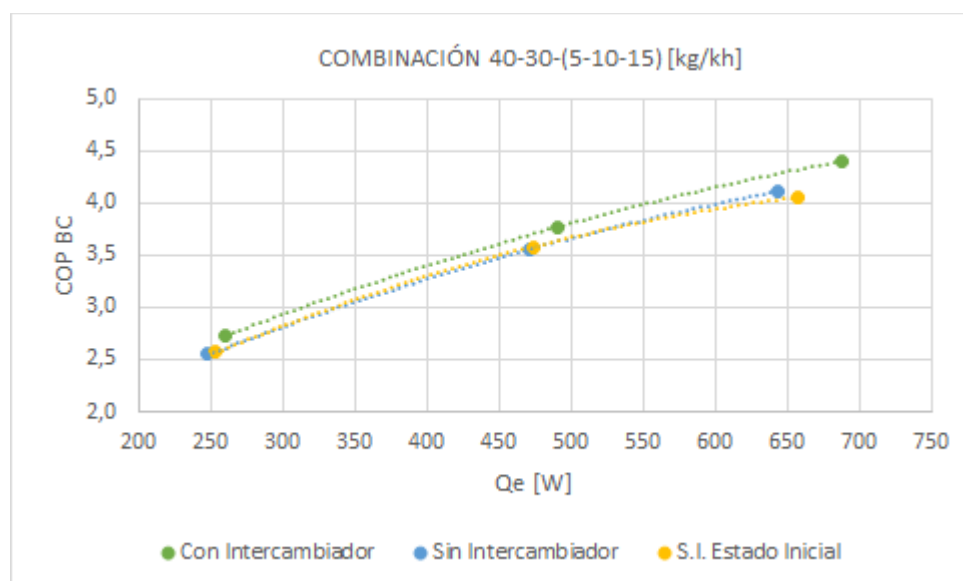
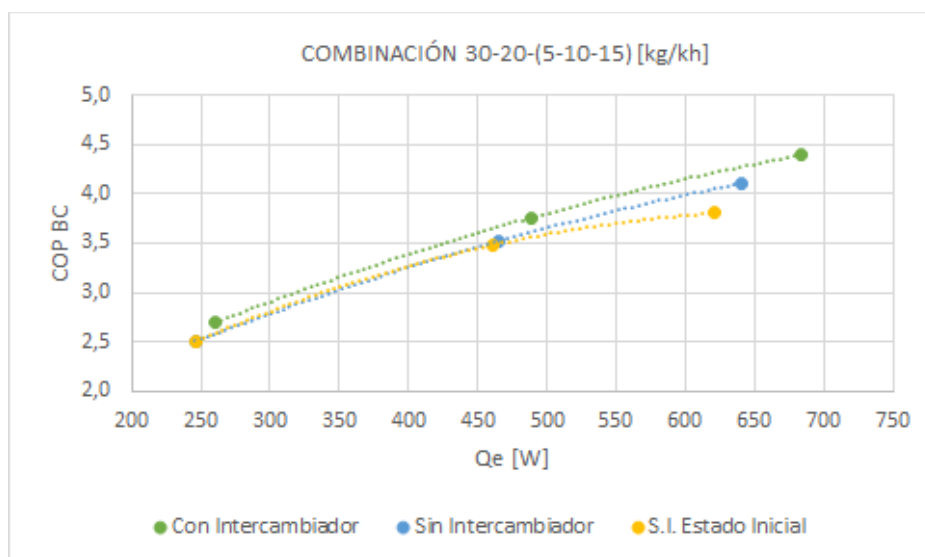


Figura 132

COP_{BC} vs Q_e en combinación 30-20-(5-10-15)



De las gráficas que relacionan el COP_{BC} vs Q_e (efecto refrigerante) se evidencia que ambas variables están directamente relacionadas entre sí, ya que a medida que aumenta el efecto refrigerante, aumenta también el coeficiente de operación.

Por otro lado, podemos observar que la línea de tendencia del ciclo sin intercambiador de calor en el estado inicial del equipo, tiene un comportamiento muy similar a la del ciclo sin intercambiador de calor después de la repotenciación.

Con esto podemos asegurar que su funcionamiento no se ha visto afectado por las modificaciones realizadas en su sistema, se visualiza que en algunos puntos hay una pequeña mejora en el COP, esto se debe a que durante la repotenciación del equipo se cambió el aceite del compresor para mejorar su eficiencia mecánica y reducir el trabajo para realizar el proceso de compresión del refrigerante.

Finalmente, con respecto a la incorporación del intercambiador de calor en el ciclo, es evidente que hay una mejora significativa tanto en el efecto de enfriamiento como en el valor COP para todas las combinaciones de flujo másico de agua y refrigerante; esto se debe al subenfriamiento adicional proporcionado al líquido refrigerante.

COP_{BC} vs ΔT Sobrecalentamiento

A continuación, en los siguientes gráficos observaremos las tendencias ya explicadas anteriormente, donde es evidente que el coeficiente de operación aumenta por sobrecalentamiento del refrigerante durante el proceso de evaporación.

Esta tendencia se observa al relacionar los datos entre gráficos, ya que los gráficos se elaboran por combinación de flujo másico de agua, refiriéndose el primer punto a 5 [kg/h] de refrigerante, el segundo a 10 [kg/h] y el tercero a 15 [kg/h].

Además, como ya se ha evidenciado, el proceso con intercambiador siempre tiene valores de COP más altos que el proceso sin intercambiador.

Figura 133

COP_{BC} vs ΔT sobrecalentamiento en combinación 20-30-(5-10-15)

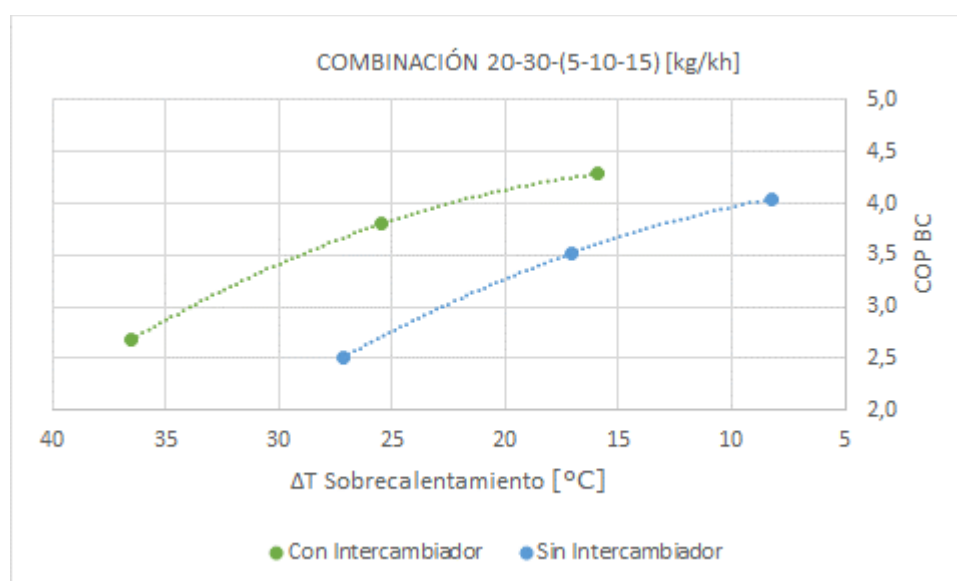


Figura 134

COP_{BC} vs ΔT sobrecalentamiento en combinación 30-40-(5-10-15)

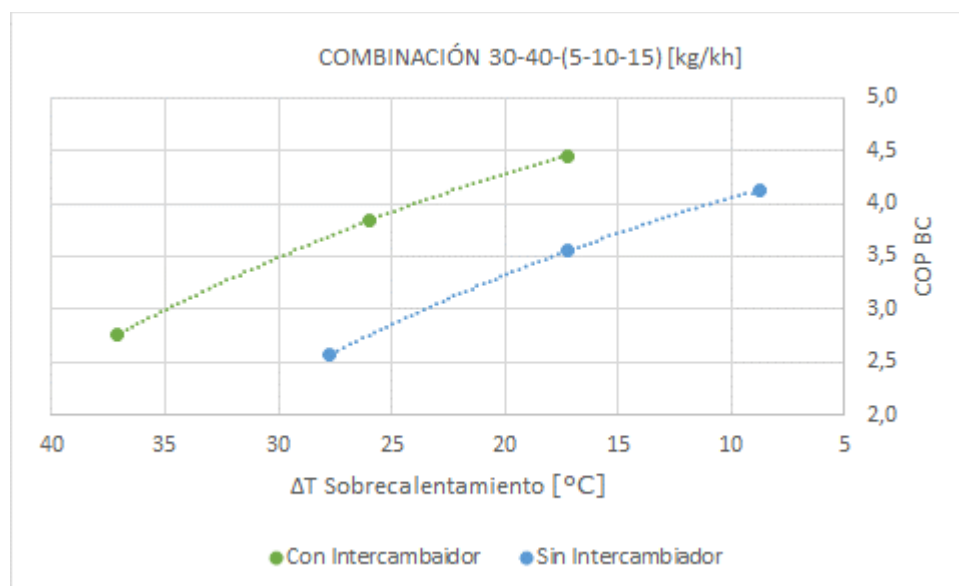


Figura 135

COP_{BC} vs ΔT sobrecalentamiento en combinación 50-50-(5-10-15)

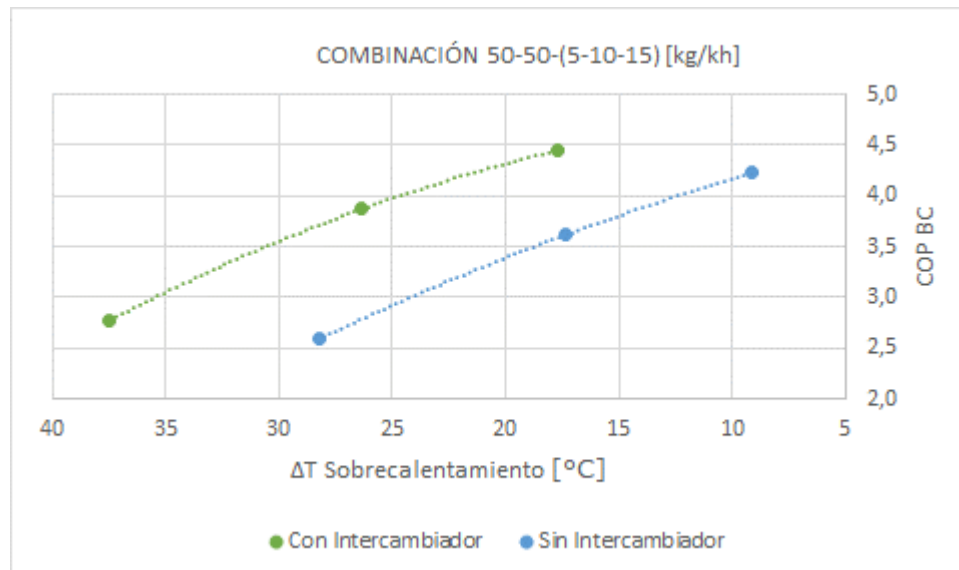


Figura 136

COP_{BC} vs ΔT sobrecalentamiento en combinación 40-30-(5-10-15)

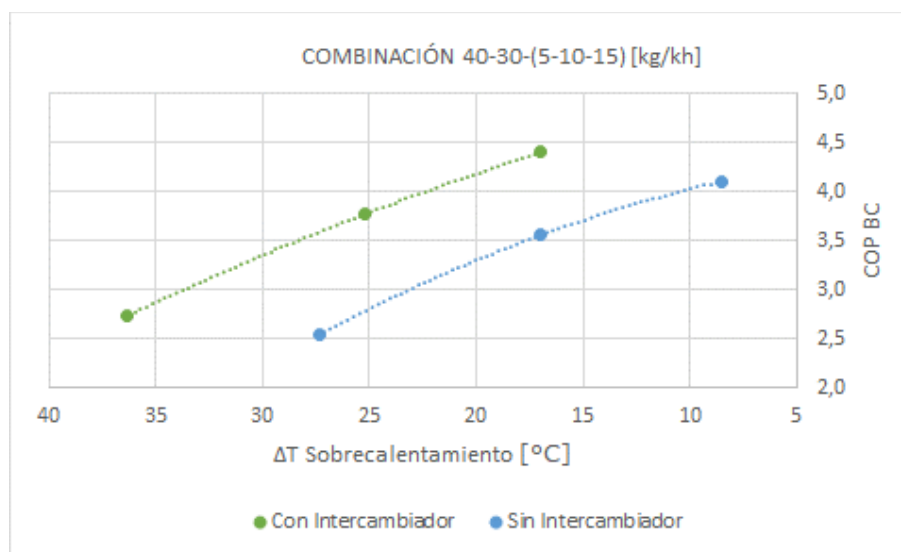
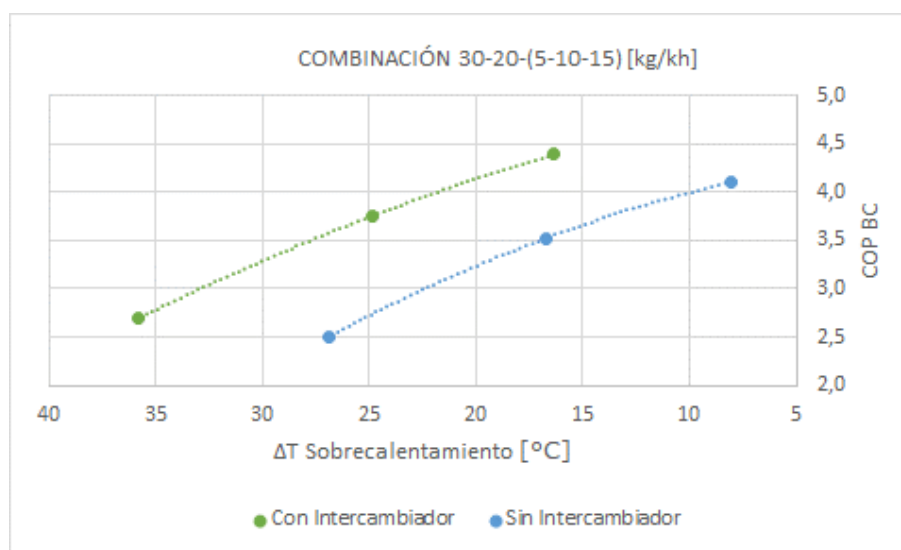


Figura 137

COP_{BC} vs ΔT sobrecalentamiento en combinación 30-20-(5-10-15)



Al analizar de manera general los datos en base a las combinaciones de flujo másico de agua, se observa un comportamiento inverso al analizado anteriormente, es evidente que el sobrecalentamiento disminuye a medida que aumenta el flujo másico de refrigerante y consecuentemente aumenta el valor del COP. Esta tendencia se observa tanto para el ciclo sin intercambiador como para el ciclo con intercambiador, siendo mejor este último.

COP_{BC} vs Temperatura de Subenfriamiento

En los siguientes gráficos observaremos las tendencias que denotan el aumento del coeficiente de operación, debido al aumento del subenfriamiento del refrigerante durante el proceso de condensación. Esta tendencia también se observa al relacionar los datos entre gráficos, tanto para el proceso con intercambiador de calor como sin intercambiador.

Figura 138

COP_{BC} vs Temperatura de subenfriamiento en combinación 20-30-(5-10-15)

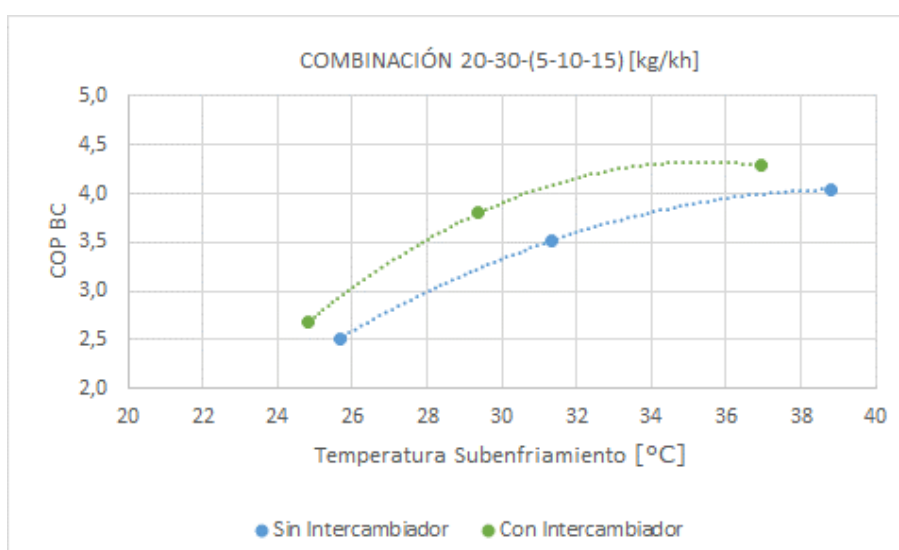


Figura 139

COP_{BC} vs Temperatura de subenfriamiento en combinación 30-40-(5-10-15)

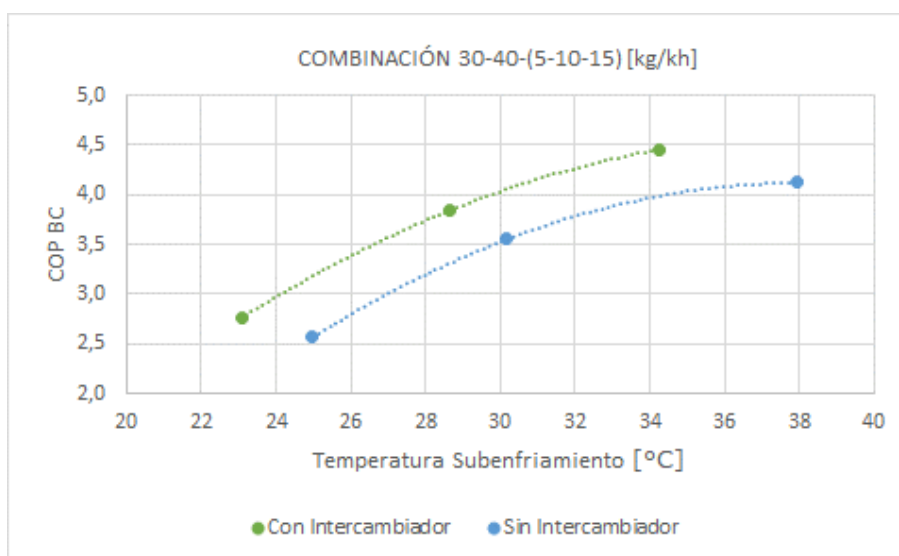


Figura 140

COP_{BC} vs Temperatura de subenfriamiento en combinación 50-50-(5-10-15)

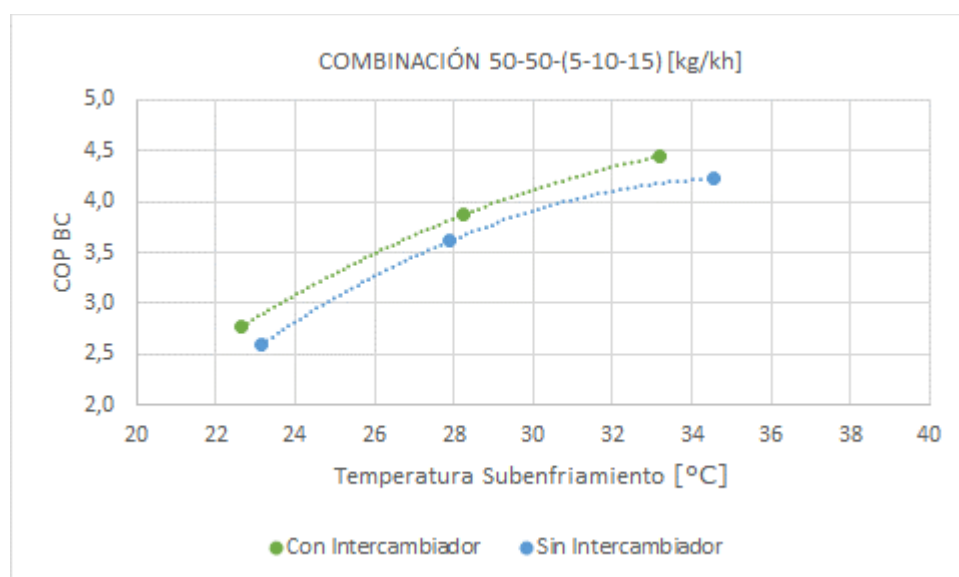


Figura 141

COP_{BC} vs Temperatura de subenfriamiento en combinación 40-30-(5-10-15)

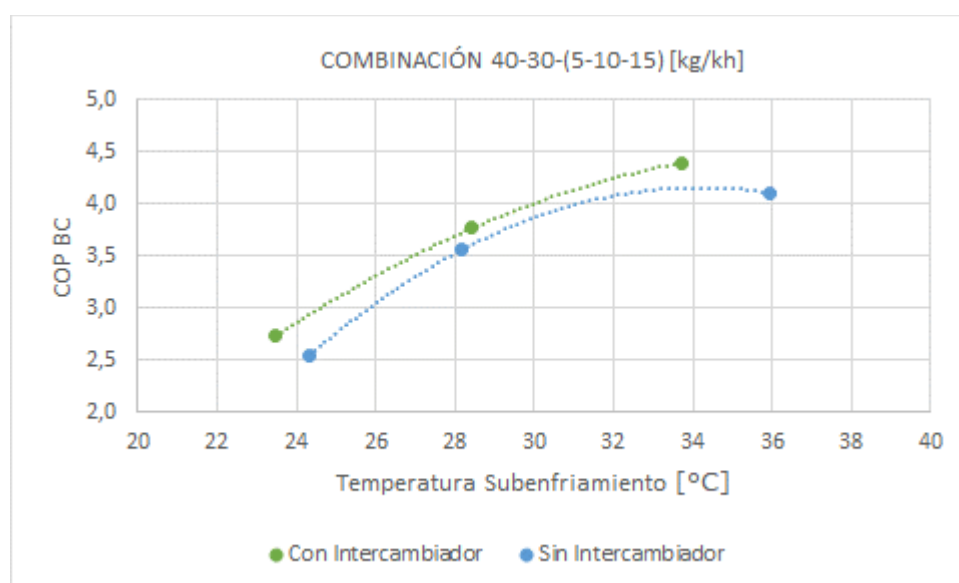
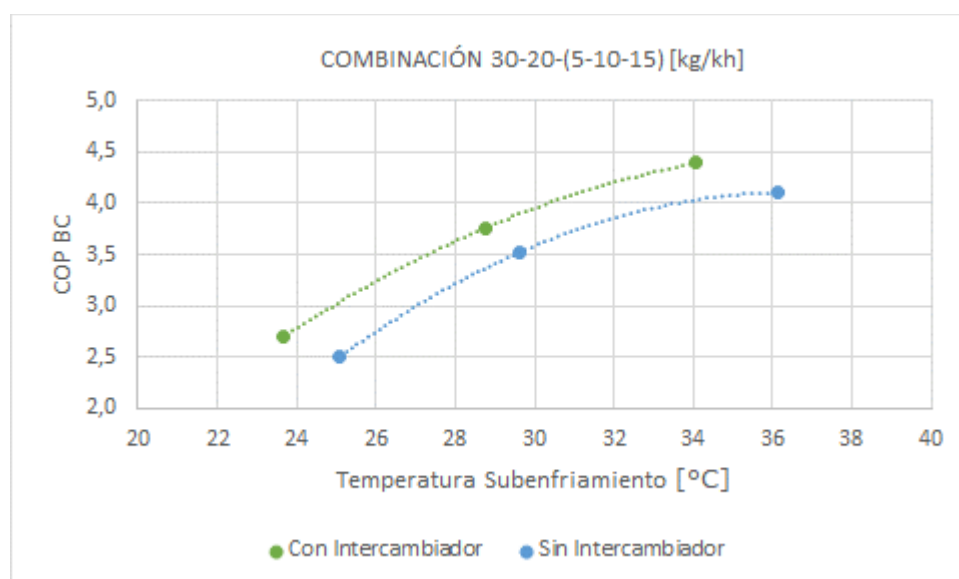


Figura 142

COP_{BC} vs Temperatura de subenfriamiento en combinación 30-20-(5-10-15)



Al analizar estos datos en función de las combinaciones de flujo másico de agua, se observa que si la temperatura de subenfriamiento del refrigerante aumenta el valor del COP también aumenta, es decir la relación es directamente proporcional. Al igual que en los casos anteriores, se observa que esta tendencia aumenta para el ciclo con intercambiador en comparación con el ciclo sin intercambiador.

Capítulo V Análisis económico

Para determinar si la inversión realizada por los estudiantes es adecuada para el objetivo propuesto en el proyecto, es necesario llevar a cabo un análisis económico en el que se detallen los costos directos e indirectos incurridos en el mismo.

Costos directos

Cubren los costos de remuneración del personal profesional, no profesional y de los estudiantes, además de los costos de instrumentación y de los materiales necesarios.

Remuneración profesional

La Universidad de las Fuerzas Armadas "ESPE", a través de sus docentes, colabora con asesorías para la implementación del proyecto, costos que se detallan en la Tabla 59.

Tabla 59

Remuneración profesional asumidos por la ESPE

Num	Nombre	Cargo	Tiempo [hr]	Costo/hr	Costo [USD]
1	Ing. Ángelo Villavicencio	Director proyecto	40	15.81	632.40
2	Ing. Roberto Buenaño	Laboratorista	40	10.63	425.20
Total					1057.60

Remuneración no profesional

El proyecto consta de instrumentos de medición que requieren conexiones eléctricas, por lo que es necesario un asesoramiento adecuado para garantizar la integridad de los instrumentos; estos costos, así como los de refrigeración, se detallan en la Tabla 60.

Tabla 60

Remuneración no profesional asumida por estudiantes

Num	Cargo	Tiempo [hr]	Costo/hr	Costo [USD]
1	Técnico mecatrónico	25.00	4	100.00
2	Técnico en refrigeración	8.00	4	32.00
Total				132.00

Remuneración de estudiantes

Como estudiantes y futuros profesionales, debemos reconocer nuestro trabajo y, por tanto, evaluar los costos de nuestros conocimientos; éstos se detallan en la Tabla 61.

Tabla 61

Remuneración de estudiantes

Num	Nombre	Cargo	Tiempo [hr]	Costo/hr	Costo [USD]
1	Sr. Diego Duchicela	Estudiante	400	2.81	1124.00
2	Sr. Gonzalo Suquilanda	Estudiante	400	2.81	1124.00
Total					2248.00

Costo de instrumentación

En la Tabla 62 se detallan los costos correspondientes a los instrumentos de medida, el controlador, los módulos de expansión, la fuente de alimentación y la HMI necesarios para la adquisición de datos del proyecto.

Tabla 62

Costo de instrumentación

Num	Descripción	Cant	Costo Ud. [USD]	Costo T. [USD]
1	Transmisor de temperatura HDT500	9	38.00	342.00
2	Sensor de presión HDP500	2	50.00	100.00
3	Medidor de consumo eléctrico	1	43.00	43.00
4	PLC DVP20SX2	1	90.00	90.00
5	Módulo de expansión	2	80.00	160.00
6	Fuente de alimentación	1	44.00	44.00
7	HMI Touch Screen	1	90.00	90.00
Total				869.00

Costo de materiales

En la Tabla 63 se detallan los costos correspondientes a todos los materiales eléctricos, mecánicos, accesorios e insumos utilizados para la repotenciación y puesta a punto del equipo.

Tabla 63

Costo de materiales

Num	Descripción	Cant	Costo Ud. [USD]	Costo T. [USD]
1	Caja eléctrica	1	40.00	40.00
2	Cables eléctricos [m]	20	0.60	12.00
3	Paro de emergencia	1	2.50	2.50
4	Selector metálico	1	2.30	2.30
5	Luces piloto	2	1.20	2.40
6	Riel Din [m]	1	2.30	2.30
7	Canaleta ranurada	2	3.90	7.80
8	Borneras 12 AWG	60	0.35	21.00
9	Borneras de tierra 10 AWG	16	1.30	20.80
10	Borneras de tope	35	0.20	7.00
11	Base portafusible	1	2.50	2.50
12	Fusible 16 A	1	0.40	0.40
13	Breaker 20 A	1	5.80	5.80
14	Breaker 10 A	1	5.60	5.60
15	Puntera 18 AWG	1	1.15	1.15
16	Puntera 16 AWG	1	1.30	1.30
17	Refrigerante R134a	1	15.00	15.00
18	Tubería de cobre [m]	6	5.00	30.00
19	Intercambiador de calor	1	50.00	50.00
20	Filtro deshidratador	1	16.00	16.00
21	Aceite sintético ISO 32 [lt]	1	35.00	35.00
22	Aislante térmico [m]	6	3.50	21.00
23	Válvula de tres vías	1	76.00	76.00
24	Válvula antirretorno	1	38.00	38.00
25	Varilla plata al 15%	4	6.00	6.00
26	Neplos cónico	3	3.10	9.30
27	Tuerca cónica	11	1.90	20.90
28	Reducción Neplo de 1/2 a 3/8 in	3	5.50	16.50
29	Mangueras de seguridad [m]	5	4.60	23.00
30	Mangueras corrugadas [m]	3	0.90	2.70
31	Amarras plásticas	30	0.04	1.20
32	Abrazadera metálica	10	0.60	6.00
33	Perfil cuadrado 30x30x2 mm [m]	6	1.90	11.40
34	Perfil cuadrado 25x25x2 mm [m]	2	1.60	3.20
35	Pernos, arandelas y tuercas	10	0.50	5.00
36	Pintura anticorrosiva varios [lt]	7	4.00	28.00
37	Electrodos E6011 [kg]	1	3.80	3.80
38	Thinner [lt]	5	2.00	10.00
39	Mustang y catalizador	1	7.50	7.50
40	Lijas varias	10	0.50	5.00

Num	Descripción	Cant	Costo Ud. [USD]	Costo T. [USD]
41	Válvula de carga	1	1.40	1.40
42	Regatones cuadrados	5	0.80	4.00
43	Pernos M20	7	1.10	7.70
44	Silicona	1	2.00	2.00
45	Accesorio T de latón	2	3.50	7.00
46	Piezas para cápsulas	2	10.00	20.00
47	Prensaestopas	4	0.40	1.60
48	Reducción de cobre	6	1.00	6.00
49	T de cobre de 3/8"	1	1.50	1.50
50	Broca metálica 5/16"	1	3.00	3.00
Total				629.55

Costos indirectos

Se refieren a servicios básicos, alimentación y transporte, durante la duración del proyecto.

Tabla 64

Costos indirectos

Num	Descripción	Cant	Costo [USD]
1	Servicios básicos	2	50.00
2	Alimentación	2	60.00
3	Transporte	2	40.00
Total			150.00

Costo total del proyecto

La Tabla 65 resume los costes directos del proyecto y la Tabla 66 muestra el costo total.

Tabla 65

Costos directos totales

Num	Descripción	Costo Total [USD]
1	Remuneración profesional	1057.60
2	Remuneración no profesional	132.00
3	Remuneración de estudiantes	2248.00
4	Costo de instrumentación	869.00
5	Costo de materiales	629.55
Total		4936.15

Tabla 66*Costo total del proyecto*

Num	Descripción	Costo Total [USD]
1	Costos directos	4936.15
2	Costos indirectos	150.00
TOTAL		5086.15

El costo total del proyecto es de \$ 5086.15, de los cuales el valor representativo asumido por los estudiantes son los costos de instrumentación, materiales y asesoría externa con un total de \$ 1630.55. La diferencia de este valor es aportada por los docentes a través de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE y el tiempo dedicado por los estudiantes responsables de llevar a cabo el proyecto.

Capítulo V Conclusiones y recomendaciones

Conclusiones

Se realizó un estudio técnico del estado inicial del equipo, en el que se determinó el desgaste de sus principales componentes y la falta de mantenimiento; además de demostrar que el proceso de adquisición de datos mediante instrumentos analógicos es ineficiente debido al gran número de variables a medir.

En la repotenciación de la bomba de calor mecánica se diseñó y fabricó la estructura soporte, se incorporó un intercambiador de calor en el ciclo de refrigeración; además, se cambiaron los principales elementos del equipo, como el aceite del compresor, el filtro secador y la incorporación de varios accesorios necesarios para su correcto funcionamiento.

Para la puesta en marcha del equipo, se llevó a cabo el proceso de vacío del sistema, presurización y carga de refrigerante R134a, tal y como indica el proveedor; además de aislar térmicamente todas las tuberías de cobre para asegurar que no existan pérdidas de calor que influyan negativamente en la adquisición de datos.

La incorporación del intercambiador de calor en el ciclo hace que tanto el efecto de calentamiento como el de enfriamiento aumenten en comparación con el ciclo sin intercambiador; esto hace que el coeficiente de operación COP también aumente, gracias al sobrecalentamiento y subenfriamiento adicionado al sistema; esta tendencia se mantiene para cualquier cantidad de flujo másico de refrigerante.

Las pérdidas de calor a las superficies adyacentes o al medio ambiente en las líneas de líquido y succión se reducen al incorporar el intercambiador de calor, ya que estas pérdidas se aprovechan en el intercambio térmico entre el refrigerante como vapor frío y líquido caliente.

En cuanto a la adquisición de datos del equipo, se incorporaron 9 sensores de temperatura, 2 sensores de presión y un sensor de consumo eléctrico, que facilitan las mediciones del ciclo ya que adquieren los datos a través del controlador con sus respectivos módulos y se visualizan fácilmente en la pantalla incorporada.

Con el fin de garantizar un entorno pedagógico para la adquisición de datos, se incorporó una interfaz hombre-máquina intuitiva para los estudiantes, que incluye esquemas de los ciclos de análisis y un código QR con toda la información técnica, guías de laboratorio, manual de usuario e información de apoyo sobre el funcionamiento del equipo.

Recomendaciones

Para garantizar el correcto funcionamiento del equipo durante su uso, se recomienda seguir las instrucciones especificadas en el manual de usuario, así como la realización progresiva de su mantenimiento.

Se recomienda visitar la página web del equipo, donde podrá encontrar información que facilite la comprensión e interpretación de su sistema. Así como los gráficos, plantillas y software necesarios para realizar los cálculos que conllevan las guías de laboratorio.

Siguiendo los pasos especificados en el manual de usuario, se recomienda esperar 30 minutos tras la puesta en marcha inicial, ya que el equipo requiere este tiempo para alcanzar su estado de equilibrio; si no se respeta este tiempo, los datos obtenidos no mostrarán la tendencia real de su funcionamiento.

No encienda el equipo sin antes habilitar el flujo de agua a los tanques de condensación y evaporación, ya que esto puede causar daños al compresor al elevar su temperatura y presión de operación.

Referencias

- AFEC. (2022). *Todo sobre la bomba de calor*. <https://www.bombadecolor.org/>
- Alexander, C. K., & Sadiku, M. N. (2013). *Fundamentos de Circuitos Eléctricos* (5th ed.). McGraw-Hill.
- Ambato, P. X., & Bravo, J. F. (2021). *Recuperación energética, puesta a punto, automatización y adquisición de datos del equipo "Túnel de Aire Multipropósito", del Laboratorio de Conversión de Energía* [Tesis - Carrera de Ingeniería Mecánica, Universidad de las Fuerzas Armadas "ESPE"]. <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/25716>
- Barletta, G., & Acevedo, O. (2021). *Buenas prácticas en los procesos de instalación y mantenimiento de sistemas de refrigeración y aire acondicionado*. Ministerio de Producción, Comercio Exterior, Inversiones y Pesca de Ecuador.
- Bolton, W. (2013). *Mecatrónica Sistemas de Control Electrónico en la Ingeniería Mecánica y Eléctrica* (5th ed.). Alfaomega.
- Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2012). *Termodinámica* (7th ed.). McGraw-Hill.
- Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de Calor y Masa* (4th ed.). McGraw-Hill.
- Creus, A. (2011). *Instrumentación Industrial* (8th ed.). Alfaomega.
- Cuaical, B. A., & Montúfar, P. A. (2017). *Caracterización del IHX en un sistema de refrigeración automotriz y el COP con refrigerante R134A* [Archivo PDF]. <https://revistas.utm.edu.ec/index.php/Riemat/article/download/943/834/1896>
- Fierro, L. F. (2013). *Diseño y construcción de un banco de pruebas para un sistema de bomba de calor mecánica de 1hp de capacidad, que usa refrigerante R-404a, con aplicación en un horno para secado de materia orgánica, para el laboratorio de conversión de energía del DECEM* [Tesis - Carrera de Ingeniería Mecánica, Universidad de las Fuerzas Armadas "ESPE"]. <http://repositorio.espe.edu.ec/handle/21000/6529>
- Franco Peláez, F. J. (2022). *Apuntes de Instrumentación Electrónica* (1st ed.). Eprints UCM.
- Gutiérrez, M., & Iturralde, S. (2017). *Fundamentos Básicos de Instrumentación y Control* (1st ed.). Editorial UPSE.
- Howell, J. R., & Buckius, R. O. (1990). *Principios de Termodinámica para Ingeniería* (1st ed.). McGraw-Hill.
- IDAE. (2016). *Síntesis del Estudio Parque de Bombas de Calor en España* [Archivo PDF].

https://www.idae.es/sites/default/files/documentos/publicaciones_idae/bombas_de_calor_correccion_errata_febrero_2019.pdf

- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor* (4th ed.). Pearson Educación de México.
- Islas, A. (2009). *Cálculo y selección de los equipos de refrigeración para un espacio que servirá para refrigerar leche, localizado en Tlanepantla, Estado de México*. [Tesis - Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Instituto Politécnico Nacional].
<https://tesis.ipn.mx/handle/123456789/2652?show=full>
- Kern, D. Q. (1999). *Procesos de Transferencia de Calor* (1st ed.). Compañía Editorial Continental.
- Molina, D., Cedeño, J., Marcillo, K., Marcillo, A., Ortiz, M., Mero, E., & Merchán, F. (2019). *Módulo con controladores lógicos programables para la enseñanza-aprendizaje de electrónica* (1st ed.). Editorial Área de Innovación y Desarrollo, S.L. <https://doi.org/10.17993/ingytec.2019.50>
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2011). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* (7th ed.). John Wiley & Sons.
- Orellana, G. A., & Sánchez, D. M. (2017). *Diseño y construcción de intercambiadores de calor (IHX) de diferentes geometrías, para su evaluación en el comportamiento del COP del sistema de aire acondicionado en un vehículo tipo SEDAN*. [Tesis - Facultad de Mecánica, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo]. <http://dspace.espech.edu.ec/handle/123456789/7004>
- Pitts, D. R., & Sissom, L. E. (1998). *Heat Transfer* (2nd ed.). McGraw-Hill.
- Rodriguez, J. A. (2009). *Introducción a la Termodinámica con algunas aplicaciones de Ingeniería* (1st ed.). Facultad Regional Rosario.
- SEAI. (2020). *Heat Pumps Technology Guide* [Archivo PDF]. <https://www.seai.ie/publications/Heat-Pump-Technology-Guide.pdf>
- SEMARNAT. (2006). *Buenas Prácticas en Sistemas de Refrigeración y Aire Acondicionado* [Archivo PDF]. <http://apps2.semarnat.gob.mx:8080/sissao/archivos/ManualBuenasPracticas2.pdf>

Apéndices