

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



**Diseño y construcción de la fase de evaporación y compresión,
y diseño teórico de la etapa de post-calentamiento de una
máquina didáctica para prácticas de laboratorio de
refrigeración y transferencia de calor**

Trabajo de graduación presentado por Héctor Samuel García Girón para
optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala
2021

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA
Facultad de Ingeniería



**Diseño y construcción de la fase de evaporación y compresión,
y diseño teórico de la etapa de post-calentamiento de una
máquina didáctica para prácticas de laboratorio de
refrigeración y transferencia de calor**

Trabajo de graduación presentado por Héctor Samuel García Girón para
optar al grado académico de Licenciado en Ingeniería Mecánica

Guatemala
2021

Vo.Bo.:

(f) 

Ing. Luis Diego Castañeda Fernández


Tribunal Examinador:

(f) 

Ing. Víctor Hugo Ayerdi Bardales

(f) 

Ing. Luis Diego Castañeda Fernández

(f) 

Ing. Gustavo Adolfo Barrera Noriega

Fecha de aprobación: Guatemala, 9 de diciembre de 2021

Lista de figuras	XI
Lista de cuadros	XV
Resumen	XV
1. Introducción	1
2. Justificación	3
3. Objetivos	5
3.1. Objetivo general	5
3.2. Objetivos específicos	5
4. Marco teórico	7
4.1. Compresor de refrigeración	7
4.1.1. Aspectos a tomar en cuenta para la selección de compresores herméticos	9
4.2. Sistema para medición del coeficiente de transferencia de calor	11
4.2.1. Descripción general y principio de operación	11
4.3. Bomba de accionamiento magnético	13
4.3.1. Principio de operación de bombas	13
4.3.2. Tipos de bombas magnéticas	13
4.3.3. Aspectos a tomar en cuenta para la selección de bombas magnéticas	16
4.3.4. Limitaciones de operación	16
4.4. Detectores de temperatura de resistencia (<i>Resistance Temperatura Detector - RTD</i>)	17
4.4.1. Sensores de platino PT – 100	17
4.4.2. Aspectos relevantes para su elección	17
4.5. Calentadores flexibles	20
4.5.1. Aspectos relevantes para su elección	21
4.5.2. Potencia eléctrica	22
4.6. Transformadores eléctricos de voltaje variable	22

4.6.1. Aspectos relevantes para su elección	23
4.7. Intercambiador de calor de placas soldadas	24
4.7.1. Aspectos relevantes para su elección	25
5. Metodología	27
5.1. Descripción de la metodología	27
5.2. Sistema de refrigeración	28
5.2.1. Definición de requisitos	28
5.2.2. Fase de evaporación y compresión	31
5.2.3. Compresor del sistema	33
5.2.4. Estados termodinámicos	34
5.2.5. Diseño del evaporador	36
5.2.6. Elementos de medición	38
5.3. Sistema de transferencia de calor	39
5.3.1. Diseño de la etapa de post-calentamiento	39
5.3.2. Presurización del sistema	40
5.3.3. Bomba del sistema	41
5.3.4. Post-calentador	43
5.3.5. Condensación en intercambiador de calor	47
5.3.6. Coeficiente de transferencia de calor	49
5.3.7. Análisis de transferencia de calor con segundo refrigerante (R-507a)	51
5.4. Diseño de la estructura para el montaje de los sistemas	54
5.5. Fase de construcción	59
5.5.1. Construcción de estructura	59
5.5.2. Construcción de la fase de evaporación del sistema de refrigeración	64
5.6. Pruebas finales de funcionamiento	75
6. Resultados	83
6.1. Sistema de refrigeración	83
6.1.1. Fase de evaporación	83
6.1.2. Discusión de resultados del sistema experimental de refrigeración	85
6.2. Sistema de transferencia de calor	87
6.2.1. Coeficientes de transferencia de calor en la etapa de post-calentamiento	88
6.2.2. Discusión de resultados sobre los coeficientes de transferencia de calor	89
6.3. Costos	91
6.3.1. Costo de materiales y accesorios del sistema de refrigeración	91
6.4. Listado de verificación del cumplimiento de los requisitos	92
7. Conclusiones	95
8. Recomendaciones	97
9. Bibliografía	99
10. Anexos	103
10.1. Anexo 1 - Metodología de pruebas	103
10.1.1. Equipos auxiliares	103
10.1.2. Procedimiento	103
10.2. Anexo 2 - Guía de usuario de la máquina de refrigeración	105

10.3. Anexo no.3 - Planos de construcción	110
---	-----

Lista de figuras

1. Compresor hermético	8
2. Compresor semihermético	8
3. Compresor abierto	9
4. Ejemplo del código de identificación de un compresor hermético	11
5. Esquema de un sistema de medición del coeficiente de transferencia de calor	12
6. Sección interna del sistema de accionamiento magnético de una bomba cen- trífuga	14
7. Sección interna del sistema de accionamiento magnético de una bomba de engranajes.	15
8. Sección interna del sistema de accionamiento magnético de una bomba de paletas	15
9. Sensor de temperatura Pt-100	17
10. Configuración de 2 cables para conexión eléctrica de <i>RTD</i>	19
11. Configuración de 3 cables para conexión eléctrica de <i>RTD</i>	19
12. Configuración de 4 cables para conexión eléctrica de <i>RTD</i>	20
13. Calentador flexible de caucho de silicón	20
14. Transformador eléctrico de voltaje variable	23
15. Intercambiador de calor de placas soldadas	24
16. Dimensiones generales del espacio refrigerado.	31
17. Diagrama general del sistema de refrigeración	35
18. Diagrama general del sistema de transferencia de calor	39
19. Curva de caudal y presión de la bomba TMSS030 con puntos de operación del refrigerante R-134a y R-507a.	42
20. Base para montaje de compresor correspondiente a la sección 1 del sistema de refrigeración	54
21. Estructura de la sección no.2 del sistema de refrigeración para montaje de espacio refrigerado	55
22. Diseño del primer nivel de la estructura	55
23. Diseño del nivel de calentamiento para montaje de la etapa de pre-calentamiento y post-calentamiento	56
24. Diseño del nivel de enfriamiento de la estructura	56
25. Diseño del nivel para instalación del sistema eléctrico	57

26. Diseño del último nivel de la estructura	57
27. Diseño final de la estructura	58
28. Diseño preliminar del montaje de los componentes de ambos sistemas en la estructura diseñada.	58
29. Corte de tubería y posicionamiento del primer y último nivel del sistema de transferencia de calor	59
30. Mesas de apoyo para realizar las soldaduras de los elementos metálicos	60
31. Proceso de soldadura del nivel no.1 del sistema de transferencia de calor.	60
32. Finalización de la soldadura del primer y último nivel de la estructura	61
33. Estructura para montaje del sistema de refrigeración	61
34. Unión entre la estructura del sistema de refrigeración, el primer y último nivel del sistema de transferencia de calor.	62
35. Construcción de estructura finalizada	62
36. Trabajo finalizado de pintura	63
37. Ubicación y posición final de la estructura en el laboratorio designado	63
38. Proceso de taladrado e instalación de lámina de ACM en los soportes de la estructura del sistema de refrigeración	64
39. Láminas de ACM instaladas en el espacio del sistema de refrigeración	64
40. Unión de 90° de las piezas de acrílico con el uso del adhesivo Sikaflex 1a.	65
41. Caja interior del espacio refrigerado	66
42. Ensamble de las partes del espacio refrigerado	66
43. Proceso de corte de tubería de cobre flexible.	67
44. Dobléz de 90° en tubería de cobre flexible.	68
45. Unión preliminar de todas las piezas del evaporador	68
46. Prueba de instalación del evaporador	69
47. Instalación de piezas de poliestireno expandido en el espacio refrigerado	69
48. Ensamble del evaporador con el espacio refrigerado	70
49. Espacio refrigerado final	70
50. Tubería de succión del compresor	71
51. Instalación final del compresor y capacitor de arranque	71
52. Instalación de canaletas horizontales	72
53. Instalación de canaletas verticales para sensores	72
54. Conexión de la bomba de vacío	73
55. Medición de presión de vacío en el sistema	73
56. Carga de refrigerante	74
57. Medición de corriente de operación del compresor	74
58. Verificación del consumo de corriente del compresor	75
59. Presión de entrada al evaporador	76
60. Presión de salida del evaporador	76
61. Registro de temperatura en la entrada del evaporador (sensores)	77
62. Registro de temperatura en la entrada del evaporador (termografía)	77
63. Registro de temperatura en el espacio refrigerado (sensores)	78
64. Registro de temperatura en el espacio refrigerado (termografía)	78
65. Registro de temperatura en la salida del evaporador (sensores)	79
66. Registro de temperatura en la salida del evaporador (termografía)	79
67. Registro de temperatura en la salida del evaporador con sensor sin aislamiento térmico	80

68. Ensamble completo del sistema de refrigeración	83
69. Medición de temperatura en la entrada del evaporador	106
70. Activación de interruptores termomagnéticos	106
71. Verificación de apertura de válvulas de paso	107
72. Verificación de llaves de los manómetros	107
73. Procedimiento de encendido del sistema	108
74. Comprobación de la cerradura en el espacio refrigerado	108
75. Indicadores de precaución en zonas calientes	109

Lista de cuadros

1. Requisitos del sistema de refrigeración y transferencia de calor - 1	28
2. Requisitos del sistema de refrigeración y transferencia de calor - 2	29
3. Requisitos del sistema de refrigeración y transferencia de calor - 3	30
4. Dimensiones y conductividad térmica del acrílico y poliestireno expandido	31
5. Propiedades del aire atmosférico en el interior del espacio refrigerado	32
6. Temperatura interna de diseño para condiciones de carga en el espacio refrigerado	32
7. Dimensiones básicas y área de sección transversal de las paredes del espacio refrigerado	32
8. Especificaciones técnicas del compresor de refrigeración elegido.	34
9. Estados termodinámicos del ciclo ideal de refrigeración.	35
10. Medidas comerciales de tubería flexible de cobre.	37
11. Valores de diseño para cálculo de longitud del evaporador	37
12. Especificaciones técnicas de los manómetros de refrigeración	38
13. Especificaciones técnicas de los sensores de temperatura para sistemas de refrigeración	38
14. Descripción de los elementos y secciones de la etapa de post-calentamiento	40
15. Especificaciones técnicas del acumulador de refrigerante	41
16. Propiedades del refrigerante R-134a en el acumulador	41
17. Propiedades del refrigerante R-507a en el acumulador	41
18. Ajustes de presión de operación del sistema	43
19. Especificaciones técnicas de las resistencias eléctricas elegidas	43
20. Especificaciones técnicas de las resistencias eléctricas utilizadas	44
21. Estado termodinámico no.3 (salida del intercambiador de calor de la etapa de pre-calentamiento)	44
22. Estados termodinámicos en la salida el post-calentador (luego de añadir calor con la resistencia eléctrica al refrigerante R-134a)	45
23. Medidas comerciales de tubería de cobre rígida tipo L.	45
24. Especificaciones técnicas de los sensores de temperatura elegidos	46
25. Especificaciones técnicas de los transductores de presión elegidos	46
26. Estado termodinámico no.4 (salida del intercambiador de calor de placas soldadas)	47
27. Especificaciones técnicas de los <i>chillers</i> elegidos	48

28. Estados termodinámicos del agua de <i>chiller</i> en la entrada y salida del intercambiador de calor de placas soldadas.	49
29. Variables de las ecuaciones no.15 a la no.19	50
30. Variables de las ecuaciones 20-22	51
31. Propiedades del refrigerante R-134a en estado líquido y vapor saturado	51
32. Presión hidrostática de la bomba ajustada al refrigerante R-507.	51
33. Estado termodinámico no.3 (R-507) (salida del intercambiador de calor de la etapa de pre-calentamiento)	52
34. Estados termodinámicos en la salida del post-calentador (luego de añadir calor al refrigerante R-507)	52
35. Estado termodinámico no.4 (salida del intercambiador de calor de placas soldadas)	52
36. Estados termodinámicos del agua de <i>chiller</i> antes y después de la transferencia de calor con R-507 en el intercambiador de placas soldadas.	53
37. Propiedades del refrigerante R-507 para líquido y vapor saturado	53
38. Estados termodinámicas experimentales en la salida y entrada del evaporador con medida de presión errónea	80
39. Especificaciones técnicas del compresor de refrigeración elegido.	84
40. Dimensiones de diseño del evaporador	84
41. Consumo de corriente del compresor	84
42. Comparación de temperaturas en el evaporador y espacio refrigerado utilizando cámara termográfica.	84
43. Comparación de temperaturas en el evaporador y espacio refrigerado utilizando sensores de temperatura FullGauge MT512E-2HP.	84
44. Comparación de presiones en la entrada y salida del evaporador	85
45. Propiedades termodinámicas experimentales en la salida y entrada del evaporador	85
46. Comparación del coeficiente de desempeño (COP) y calor extraído por el evaporador experimental y teórico.	85
47. Especificaciones técnicas de la bomba de acople magnético	87
48. Características geométricas del intercambiador de calor de placas soldadas elegido.	87
49. Dimensiones de diseño del post-calentador	88
50. Calor añadido y calidad del refrigerante R-134a	88
51. Coeficiente de transferencia de calor del refrigerante R-134a para diferentes valores de calor añadido.	88
52. Calor añadido y calidad del refrigerante R-507a	88
53. Coeficiente de transferencia de calor del refrigerante R-507a para diferentes valores de calor añadido	88
54. Costo de materiales y accesorios del sistema de refrigeración	91
55. Costos del sistema de transferencia de calor	91
56. Cumplimiento de los requisitos del sistema de refrigeración y transferencia de calor 1	92
57. Cumplimiento de los requisitos del sistema de refrigeración y transferencia de calor 2	93
58. Cumplimiento de los requisitos del sistema de refrigeración y transferencia de calor 3	94

En el presente documento, se describe el trabajo realizado que consistió en el diseño y construcción de la fase de evaporación y compresión de un sistema didáctico de refrigeración y del diseño teórico de la etapa de post-calentamiento de un sistema de transferencia de calor. Este proyecto surgió debido a la falta de equipos que complementen experimentalmente la enseñanza de conceptos en cursos tales como: termodinámica, transferencia de calor y refrigeración en la Universidad Del Valle de Guatemala. Por tal razón, se propuso el diseño de una máquina didáctica para realizar pruebas de laboratorio sobre refrigeración y transferencia de calor.

Para diseñar los sistemas, se realizó una investigación previa sobre los componentes que se podían utilizar para generar una interacción física y teórica de los usuarios con el equipo. Se trabajó el desarrollo de ambos sistemas en conjunto con otro estudiante lo cual, permitió separar en dos partes el sistema de refrigeración y transferencia de calor. La fase de evaporación consistió en diseñar y construir el evaporador, el espacio refrigerado y seleccionar el compresor del sistema de refrigeración. En la etapa de post-calentamiento, se diseñó el post-calentador y se seleccionaron los componentes adicionales del sistema que son los siguiente: bomba de acople magnético, intercambiador de calor de placas soldadas, acumulador, entre otros. Se diseñaron teóricamente puntos de control termodinámicos para obtener resultados del coeficiente total de transferencia de calor del refrigerante utilizado.

Se diseñó y construyó una estructura metálica para el montaje de los equipos de ambos sistemas, las dimensiones de toda la máquina son 2.5 m de longitud, 1.80 m de altura y 1 m de profundidad.

El resultado teórico del coeficiente de transferencia de calor de los refrigerantes R-134a y R-507a en la etapa de post-calentamiento, fue de $2271.22 \text{ W/m}^2\text{K}$ and $1671.07\text{W/m}^2\text{K}$. Con esto se demostró que entre ambos fluidos, el R-507a tiene mayor capacidad de extraer calor.

Se realizaron pruebas experimentales de refrigeración y se obtuvo como resultado que el evaporador tiene una capacidad de enfriamiento mayor a 384W lo cual, equivale a una temperatura en el espacio refrigerado de 3.6°C . El desempeño del ciclo experimental es menor en comparación con el teórico porque posee un COP más bajo de 1.28 comparado con el ideal de 1.34.

El enfoque de los estudios de operación en sistemas de refrigeración y transferencia de calor, se centra la mayoría de ocasiones en la enseñanza de conceptos teóricos y el análisis de casos bajo condiciones favorables y controladas. En sistemas reales esto no sucede así, ya que, las condiciones en las cuales se desempeñan los equipos son variadas y poco controlables. Como se comportan los componentes básicos de los circuitos de refrigeración.

El comportamiento real de los componentes básicos de un ciclo de refrigeración tales como: evaporador, compresor, válvula de expansión y condensador varía debido a factores como las condiciones ambientales externas son poco controladas y variables. Con un análisis teórico puede resultar complejo comprender y estimar dichos efectos. Es por esto que una máquina experimental afianza los conocimientos y permite un acercamiento real a los sistemas que en muchas ocasiones solo se estudian teóricamente.

El diseño de la fase de evaporación se basó en desarrollar un equipo que permitiera a los usuarios observar e interactuar físicamente con las temperaturas y presiones de trabajo del ciclo. Una fase de evaporación consiste principalmente en el conjunto de equipos que se mantienen a una temperatura menor a la del ambiente, en esta se incluye el evaporador y el espacio refrigerado. Se utilizó tubería de cobre para construir el evaporador el cual se instaló en una caja de acrílico transparente que conforma el espacio refrigerado, también se incluyó la unión del compresor y su elección como parte de la fase de enfriamiento.

Fue posible incorporar un análisis teórico de la etapa de post-calentamiento la cual consiste en el calentamiento variable de dos refrigerantes, la comparación entre fluidos se realizó alterando sus propiedades termodinámicas y observando si existen cambios en sus valores del coeficiente de transferencia de calor. Al igual que en el evaporador, se utilizó tubería de cobre para dimensionar la sección del post-calentador y se seleccionaron elementos adicionales como un intercambiador de calor y una bomba para suministrar el refrigerante a todo el circuito.

Ambos sistemas presentados aumentan la probabilidad de que los usuarios que forman parte de cursos como termodinámica, transferencia de calor y refrigeración, logren desarrollar un mayor criterio de análisis al comprobar experimentalmente que los resultados teóricos pueden no cumplirse en condiciones reales de operación.

El principio fundamental de un sistema de transferencia de calor es el intercambio energético entre elementos, generalmente fluidos, de diferente naturaleza. Este fenómeno es utilizado en diversas aplicaciones dentro de las cuales se encuentran: sistemas de enfriamiento, diseño de equipos de calefacción para viviendas y uso de intercambiadores de calor en aplicaciones industriales, por ejemplo, procesos químicos (Forsberg, 2020). Debido a sus usos, resulta importante experimentar y enseñar a través de máquinas didácticas el comportamiento de fluidos sometidos a los fenómenos de transferencia de calor ya que, por medio de estos sistemas, sería posible analizar los cambios en los coeficientes de transferencia de calor dependiendo de cada tipo fluido y su aplicación.

El departamento de ingeniería mecánica de la Universidad del Valle de Guatemala no cuenta con un equipo especializado de transferencia de calor que permita ser utilizado en la enseñanza y experimentación de casos para los cursos que manejan temas de termodinámica, transferencia de calor y refrigeración. Esto dificulta en muchas ocasiones entender los conceptos teóricos debido a que no es posible observar una aplicación real del comportamiento de fluidos en los procesos de transferencia de calor. Tomando en cuenta los aspectos mencionados, existe la necesidad de tener uno de esos equipos para hacerlo parte del sistema de enseñanza y contribuir a la investigación y desarrollo de mejores procesos en sistemas térmicos.

Este trabajo propone el diseño y construcción de un máquina didáctica para pruebas de transferencia de calor. Además, se contempla que el diseño del equipo cuente con una sección donde se instalen componentes de un sistema de refrigeración el cual podrá ser utilizado para explicar procesos en cursos relacionados con ambos temas.

El campo de aplicación de esta máquina puede llegar a ser extenso y se pueden realizar estudios en ramas científicas diferentes a la ingeniería mecánica. Un ejemplo de esto es una investigación sobre química de (Hobbs & Jiao, 2013), donde se estudia el cambio en las tasas de catálisis enzimática por medio de la aplicación de diferentes temperaturas a las sustancias que contienen las enzimas. También, se han registrado investigaciones de ingeniería en alimentos donde se analiza el tratamiento térmico de alimentos líquidos en

diferentes tipos de intercambiadores de calor (Rozzi, 2007). Incluso, estudios en la rama de biología, han demostrado que los cambios térmicos influyen en la tasa de reducción de la simbiosis en los ciertos organismos (Frisco, 2010).

Tener disponible un equipo didáctico de transferencia de calor sería de beneficio para toda la comunidad estudiantil de la universidad, principalmente, para los estudiantes de ingeniería mecánica ya que, podría ser incorporado como una herramienta que se utilice para realizar prácticas de laboratorio en cursos como termodinámica, transferencia de calor y refrigeración. Aparte de esto, los estudiantes que se encuentren interesados en el tema podrían tener la oportunidad de utilizar el equipo fuera de los periodos de clase experimentando con diferentes valores, por ejemplo, cambios de temperatura y presión con tal de analizar el comportamiento de los fluidos de trabajo de la máquina. Esto abrirá nuevas oportunidades de estudio que permitiría adquirir una mayor comprensión de los fenómenos y procesos térmicos que no sería posible analizar, debido a la falta de este equipo en el centro de estudios.

3.1. Objetivo general

Diseñar y construir la fase de evaporación y compresión de un sistema de refrigeración didáctico y diseñar el modelo teórico de la etapa de post-calentamiento de una máquina didáctica para realizar pruebas de transferencia de calor.

3.2. Objetivos específicos

1. Elaborar un listado de componentes que conforman la fase de evaporación y compresión del sistema de refrigeración y la etapa de post-calentamiento del sistema de transferencia de calor.
2. Seleccionar el compresor del sistema de refrigeración.
3. Determinar el diámetro de la tubería y la longitud del evaporador.
4. Seleccionar una bomba de accionamiento magnético para la distribución de los refrigerantes en el sistema de transferencia de calor.
5. Definir la longitud y diámetro de la tubería del post-calentador del sistema de transferencia de calor.
6. Seleccionar y dimensionar la capacidad del intercambiador de calor de la etapa de post-calentamiento.
7. Ensamblar los elementos de la fase de evaporación y compresión en una estructura metálica para permitir la interacción de los usuarios.
8. Comparar el rendimiento del modelo teórico y experimental del sistema de refrigeración.

9. Definir de forma teórica el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección de los refrigerantes R-134a y R507a en la etapa de post-calentamiento.
10. Elaborar una guía de usuario para mostrar los métodos de operación adecuados del sistema de refrigeración.

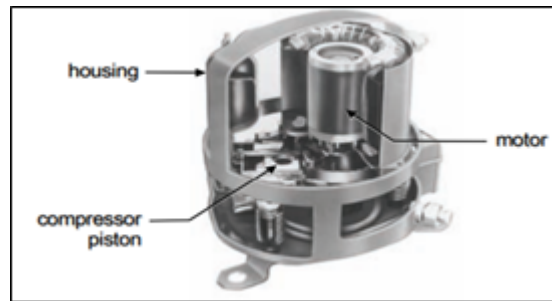
4.1. Compresor de refrigeración

Los compresores que se utilizan para aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado son máquinas con diferentes métodos de compresión de fluido. Estos métodos son: De desplazamiento positivo y desplazamiento cinético. Ambos métodos operan bajo el principio de compresión de vapor del refrigerante en el cual, se disminuye el volumen del fluido por medio de elementos mecánicos como pistones, volutas y tornillos helicoidales (Aliaknovich & Vasiliev, 2012). En el otro método, la compresión se produce debido a la fuerza centrífuga que se realiza sobre el fluido por el efecto rotativo del rodete. El compresor trasporta vapor al circuito de refrigeración y aumenta la presión del fluido de trabajo provocando un aumento en la temperatura, este cambio en la presión se logra por medio de la succión del refrigerante que proviene del evaporador el cual puede encontrarse en forma saturada. Los tipos más compresores más utilizados para sistemas de refrigeración son alternativos y se clasifican en herméticos, semiherméticos y abiertos (Franco Lijó, 2012).

Compresores herméticos

Son utilizados en aplicaciones de pequeña escala, refrigeración doméstica y refrigeración comercial en plantas de tamaño medio. La principal característica de este tipo de compresores es que la unidad de compresión y el motor se encuentran ensamblados como un solo dispositivo sellado, esto representa ciertas ventajas ya que previene la pérdida de refrigerante a través de fugas, permite el enfriamiento del motor por medio del vapor que circula en toda la carcasa y elimina el requerimiento de elementos mecánicos de acople entre ejes del motor y los elementos mecánicos que realizan la compresión (TRANE, 2011). La Figura no. I muestra tres elementos que componen un compresor hermético.

Figura 1: Compresor hermético

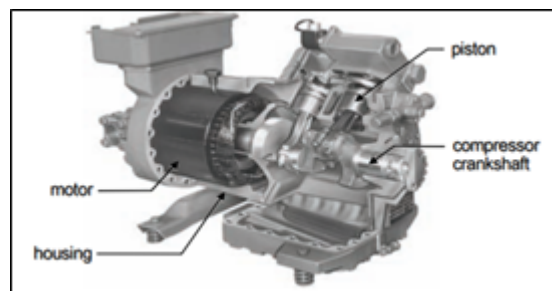


Fuente: (TRANE, 2011).

Compresores semiherméticos

Se diferencian de los compresores herméticos debido a que se encuentran diseñados para acceder al motor y a la unidad de compresión para reemplazar piezas debido a desgaste de operación en Figura no. 2 se aprecian las dos unidades que forman parte de este tipo de compresores. Es común encontrar este tipo de compresores en plantas con sistemas de enfriamiento grandes y refrigeración industrial (TRANE, 2011).

Figura 2: Compresor semihermético

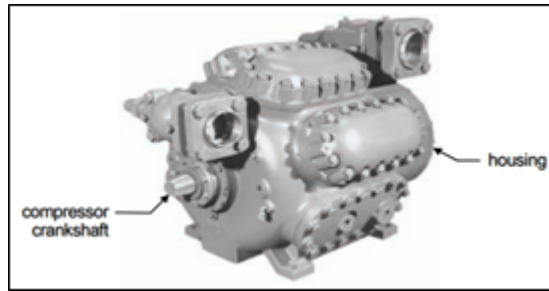


Fuente: (TRANE, 2011)

Compresores abiertos

Estos se encuentran formados por dos partes independientes, la primera es un máquina impulsora externa que puede ser un motor eléctrico y la segunda parte es el compresor, esto tiene relación con el término “abierto” ya que indica la separación entre ambos elementos (Franco Lijó, 2012). Ambas partes se encuentran acopladas entre sí por medio de elementos para transmisión de potencia, debido a la separación existente entre elementos, el eje del compresor requiere de sellos para evitar la pérdida de refrigerante durante la operación, este eje se aprecia en la parte frontal de la unidad en la Figura no. 3 El enfriamiento del motor se produce por medio del aire circundante a diferencia de los compresores herméticos y semiherméticos que son enfriados por el refrigerante del circuito de enfriamiento (TRANE, 2011).

Figura 3: Compresor abierto



Fuente: (TRANE, 2011)

4.1.1. Aspectos a tomar en cuenta para la selección de compresores herméticos

1. Rango de temperatura de evaporación

Es una clasificación de modelos que permite establecer diferentes aplicaciones de uso de los compresores y sus límites de operación basado en la temperatura de evaporación del refrigerante, estas son:

a) Baja contrapresión - *LBP (Low Back Pressure)*

Diseñados para trabajar con bajas temperaturas de evaporación en un rango de -35°C hasta -20°C . Ideales para utilizarse en aplicaciones de enfriamiento de carnes y congelamiento de alimentos.

b) Baja y media contrapresión - *L/MBP (Low/Medium Back Pressure)*

Modelos utilizados en rangos de temperatura de evaporación bajas/medias que abarcan de -35°C hasta 0°C . Utilizados en aplicaciones de enfriamiento de botellas, refrigeradoras de cocinas profesionales y congeladores de helados.

c) Media contrapresión - *MBP (Medium Back Pressure)*

Son capaces de operar en temperaturas medias de evaporación con un rango de -10°C hasta $+15^{\circ}\text{C}$. Adecuados para aplicaciones de dispensadores de bebidas, enfriamiento de botellas, máquinas de hielo y gabinetes de alimentos frescos.

d) Alta contrapresión - *HBP (High Back Pressure)*

Son diseñados para trabajar con altas temperaturas de evaporación que abarcan desde -5°C hasta $+15^{\circ}\text{C}$. Ideales para aplicaciones de máquinas de hielo, deshumidificadores, secadores y enfriamiento de bebidas.

(Embraco, 2019)

2. Componentes eléctricos del motor

a) Arranque inductivo por medio de resistencia - *RSIR (Resistance Start Inductive Run)*

Son utilizados en compresores de baja potencia donde una de sus características es que el embobinado de arranque posee una resistencia que se encuentra conectada al rotor para estabilizar la velocidad de rotación. Es utilizado en sistemas con presiones equilibradas de arranque.

- b) Arranque inductivo por medio de capacitor – *CSIR (Capacitive Start Inductive Run)*

Son utilizados en compresores de baja potencia donde una de sus características es que el embobinado de arranque posee una resistencia que se encuentra conectada al rotor para estabilizar la velocidad de rotación. Es utilizado en sistemas con presiones equilibradas de arranque.

- c) Arranque de Resistencia con capacitor de operación – *RSCR (Capacitive Start Inductive Run)*

Son utilizados en compresores de baja potencia donde una de sus características es que el embobinado de arranque posee una resistencia que se encuentra conectada al rotor para estabilizar la velocidad de rotación. Es utilizado en sistemas con presiones equilibradas de arranque.

(Embraco, 2019).

3. Tipo de refrigerante

Los refrigerantes utilizados en los compresores son hidrofluorocarbonos, estos se identifican con una letra “R” seguida del código del refrigerante. Los tipos utilizados comúnmente en la industria son:

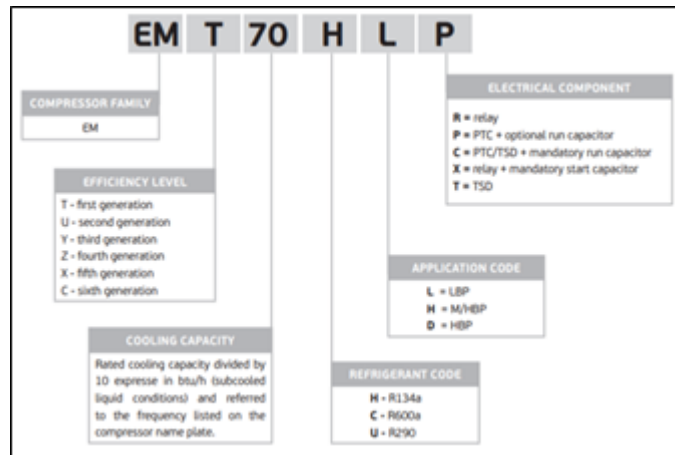
- R134a: Es utilizado para aplicaciones de refrigeración doméstica con temperaturas de medias de evaporación. Posee un punto de ebullición de -26.1°C .
- R404A/R507A: Se utiliza para aplicaciones de baja y media temperatura de evaporación tales como refrigeración comercial. Es una mezcla de refrigerante R134a y R125. Posee un punto de ebullición de -46.7°C .
- R410A: Empleado para aplicaciones de media y alta temperatura de evaporación las cuales se encuentran en aires acondicionados residenciales y de tipo comerciales. Es una mezcla de refrigerante R32 y R125. Tiene un punto de ebullición de -51.4°C .

(Danfoss, 2014).

4. Identificación de un compresor hermético

Los fabricantes de compresores herméticos para refrigeración doméstica o de baja capacidad proveen códigos con descripción de los aspectos principales de los equipos, estos se colocan en las etiquetas de designación e incluyen información sobre el modelo, capacidad, tipo de refrigerante, motor y otros aspectos según el fabricante. La designación varía dependiendo del fabricante.

Figura 4: Ejemplo del código de identificación de un compresor hermético



Fuente: (Embraco, 2019)

De acuerdo con el fabricante de compresores Embraco, la identificación del compresor se divide en 6 casillas tal como se ve en la Figura no. 4 estos apartados contienen la siguiente información:

- Familia del compresor: Entre las posibles combinaciones se encuentran: EM, NE, NT y NJ.
- Nivel de eficiencia: Indica la generación de desarrollo del compresor.
- Capacidad de enfriamiento: Muestra el valor de capacidad de enfriamiento del compresor dividido por un factor de 10 y expresado en BTU/h.
- Código de refrigerante: Indica la letra correspondiente al tipo de refrigerante utilizado.
- Código de aplicación: Muestra el código correspondiente al rango de temperatura de evaporación.
- Componentes eléctricos: Indica con una letra los componentes eléctricos que posee el motor.

(Embraco, 2019).

4.2. Sistema para medición del coeficiente de transferencia de calor

4.2.1. Descripción general y principio de operación

Los sistemas de medición de coeficientes de transferencia de calor son circuitos de pruebas diseñados para conocer el comportamiento de los fluidos y su desempeño en procesos de transferencia de calor. Estos sistemas cuentan con varias secciones a lo largo de todo el ciclo de operación que alteran ciertas propiedades del fluido de trabajo y miden los cambios con

instrumentación especializada. Se busca obtener resultados del coeficiente de transferencia de calor y también se suele analizar el efecto de las pérdidas de presión en el sistema. Un diseño básico de estos ciclos puede incorporar las siguientes secciones: línea de bombeo, etapa de pre-calentamiento, sección de pruebas, etapa de post-calentamiento y zona de acumulación. La Figura no. 5 presenta de manera visual la distribución y composición de estos sistemas.

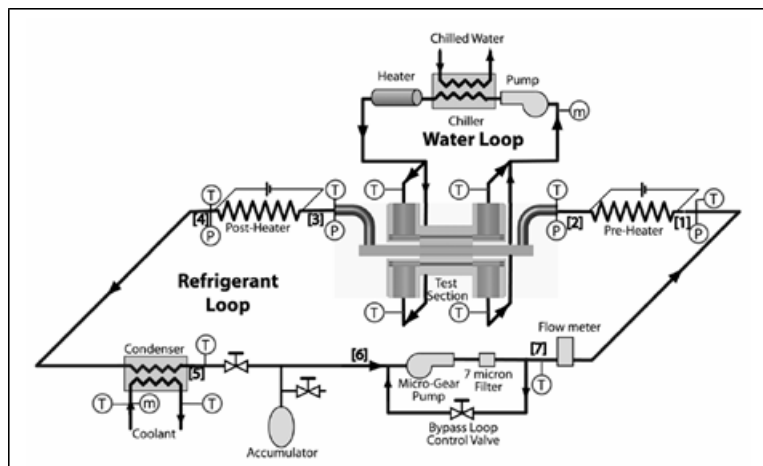
El ciclo de operación inicia por medio de la línea de bombeo en la cual una bomba desplaza al fluido hacia la etapa de pre-calentamiento donde se utilizan dispositivos térmicos para aumentar la temperatura a modo de obtener un fluido de dos fases, para analizar el cambio termodinámico, se realizan mediciones de presión y temperatura. Con la calidad específica del fluido se traslada a la sección de pruebas donde ingresa a un intercambiador de calor con el fin de lograr condensarlo, se obtienen nuevamente datos de presión y temperatura para determinar la tasa de transferencia de calor. Luego de la sección de pruebas se traslada el fluido hacia la etapa de post-calentamiento para alcanzar otro valor de calidad o llevarlo a un estado de sobrecalentamiento. El ciclo finaliza luego de salir de esta etapa donde el fluido ingresa a otro intercambiador de calor para ser condensado y acumulado, esto se realiza para posteriormente trasladarse nuevamente hacia la línea de bombeo. A lo largo de todo el circuito se obtienen valores de presión y temperatura para determinar datos como la tasa de transferencia de calor y las pérdidas de presión (Haitao y col., 2019).

El sistema puede estar compuesto por los siguientes elementos:

- Bomba de acople magnético
- Transductores de presión
- Detectores de temperatura por resistencia / *RTDs*
- Calentadores eléctricos
- Transformadores eléctricos
- Enfriadores / *Chillers*
- Intercambiadores de calor

(Agarwal, 2006).

Figura 5: Esquema de un sistema de medición del coeficiente de transferencia de calor



Fuente: (Agarwal, 2006)

4.3. Bomba de accionamiento magnético

La principal característica de este tipo de bombas es que el fluido bombeado nunca entra en contacto con el eje del motor de la máquina impulsora, esto provoca una separación física entre componentes de modo que la transmisión de movimiento se realiza por medio de acoplamiento magnético. El impulsor y el motor de estas bombas poseen imanes acoplados los cuales, interactúan al momento de producir movimiento en el eje del motor. El imán conductor y el eje del motor giran juntos lo que produce un campo magnético entre los imanes del eje y el impulsor, estos imanes tienen polos opuestos de modo que la atracción entre ellos permite el giro del impulsor y la transmisión de torque desde el motor hacia la bomba (Pumps, 2018). La presurización y movimiento del fluido se produce gracias a la rotación del impulsor, dado que el eje del motor no se extiende hasta el interior de la bomba, no se requieren ningún tipo de sello en los ejes o lubricante para su funcionamiento (Ghionea y col., 2017).

4.3.1. Principio de operación de bombas

La forma de operación de estas bombas se divide en dos:

- Eje estacionario

Este tipo de bombas son diseñadas para aplicaciones de ciclo de trabajo ligero y mediano. Para su construcción se utilizan materiales no metálicos tales como cerámicos, compuestos y plásticos, la ventaja de estos materiales es su capacidad de resistencia a la corrosión, sin embargo, presentan una limitación en la temperatura de operación del fluido bombeado. Los rangos de temperatura comunes abarcan desde 90-150°C. La complejidad de estas bombas disminuye debido a la condición estática de los ejes, esto favorece reduciendo costos, mantenimiento y ensamble.

- Eje rotativo

El diseño de estas bombas está enfocado en aplicaciones de trabajo pesado debido a esto son fabricadas con materiales metálicos con esto se logra mejoras en la resistencia de la máquina, temperaturas de operación y mayores rangos de presión. La complejidad de estos equipos es mayor debido a que contienen más partes móviles a diferencia de las bombas de eje estacionario, esto implica aumento en los costos y mayor frecuencia de mantenimiento.

(Ghionea y col., 2017).

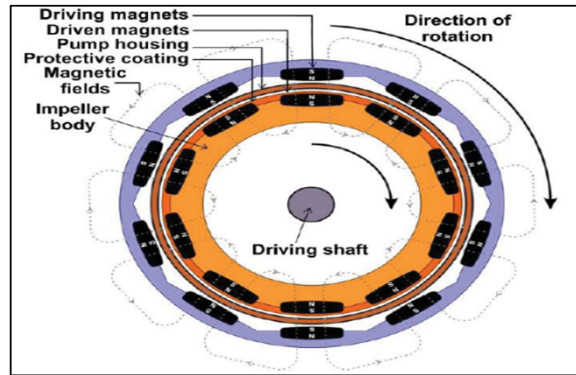
4.3.2. Tipos de bombas magnéticas

1. Bombas centrífugas

Utilizan uno o varios impulsores para generar el flujo, la fuerza centrífuga es la que provoca el movimiento del fluido hacia la bomba. Un alojamiento magnético se coloca en uno de los extremos del eje de la bomba y se alinea con la carcasa externa, el impulsor se une a un imán para formar una sola pieza, esta es acoplada al eje en el

interior de la bomba. El alojamiento magnético gira cuando el eje del motor empieza a girar, el campo magnético producido hace girar el impulsor desplazando el fluido hacia y fuera de la bomba. En la Figura no. 6 se observa la parte interior de una bomba con el sistema de accionamiento magnético. (Ghionea y col., 2017).

Figura 6: Sección interna del sistema de accionamiento magnético de una bomba centrífuga



Fuente: (Ghionea y col., 2017)

Aplicaciones comunes:

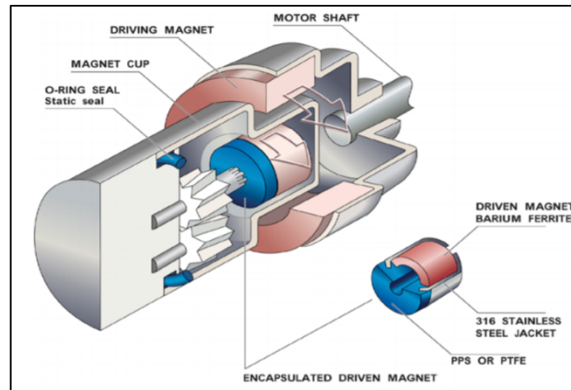
- Procesamiento de alimentos
- Sistemas de agua caliente
- Plantas químicas
- Refinerías de aceites

(Aturia, 2012).

2. Bombas de engranajes

Utilizan engranajes para desplazar y aumentar la presión del fluido, el giro de uno de los engranes se realiza por un motor debido a la operación de este sistema ambos engranes giran en sentidos opuestos. El fluido bombeado se mueve alrededor de los engranes, entre el espacio de la carcasa de alojamiento y la punta de los dientes. Los imanes de este tipo de bombas son cilíndricos, el imán conductor se encuentra acoplado con en el eje del motor y el imán conducido en el eje donde se ensambla el engranaje conductor (Ghionea y col., 2017). En la Figura no. 7 se muestran las partes internas de una bomba de engranes con accionamiento magnético.

Figura 7: Sección interna del sistema de accionamiento magnético de una bomba de engranajes.



Fuente: (Ghionea y col., 2017)

Aplicaciones comunes:

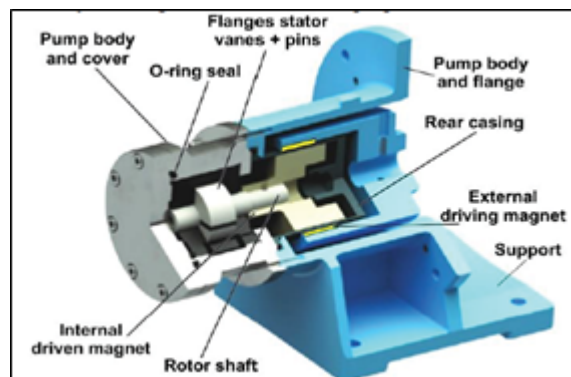
- Circulación de químicos agrícolas
- Procedimientos médicos como diálisis
- Sistemas de recuperación de refrigerantes
- Procesamiento de alimentos

(Aturia, 2012).

3. Bombas de paletas

En estas bombas el imán conductor externo se encuentra directamente acoplado al eje del motor, este conjunto provoca el campo magnético que mueve el rotor que contiene al imán conducido. Este se encuentra en el interior de la bomba acoplado al cubo y las paletas que desplazan el fluido de trabajo. Entre sus características se encuentran bajos flujos con alta capacidad de carga, así como altos torques transmitidos y vida de operación extendida (Ghionea y col., 2017). En la Figura no. 8 se identifica el imán conductor y el imán conducido del sistema magnético de la bomba.

Figura 8: Sección interna del sistema de accionamiento magnético de una bomba de paletas



Fuente: (Ghionea y col., 2017)

Aplicaciones comunes :

- Circulación de refrigerantes
- Plantas químicas
- Sistemas de inyección
- Refinería de aceites

(Aturia, 2012).

4.3.3. Aspectos a tomar en cuenta para la selección de bombas magnéticas

Existen múltiples sistemas y configuraciones en donde se utilizan las bombas de accionamiento magnético debido a esto en el diseño de los sistemas se deben tomar en cuenta los siguientes aspectos que varían de un sistema a otro de acuerdo con la aplicación y limitaciones.

- Principios de construcción
- Flujo volumétrico
- Presión de operación
- Potencia del motor eléctrico
- Temperatura de operación

(Aturia, 2012).

La presión de operación y el flujo volumétrico están relacionados por medio de las curvas de rendimiento de las bombas magnéticas, estas se utilizan para conocer las características de operación de la bomba en diferentes puntos donde el parámetro de elección puede ser el caudal o la máxima presión de salida de la bomba equivalente a medida de elevación del fluido de trabajo.

4.3.4. Limitaciones de operación

- Sobrecalentamiento

Es importante evitar la exposición a temperaturas de operación superiores a los límites establecidos por los fabricantes debido a que se produce desmagnetización en los acoples magnéticos los cuales, son esenciales para un correcto desempeño del sistema de bombeo. No se recomienda hacer funcionar la bomba en condiciones secas u otras operaciones que provoquen un incremento de calor en la bomba.

- Desacoplamiento

Se produce cuando se pierde la interacción del imán conductor y el imán conducido, esto altera el campo magnético que se genera cuando la bomba se encuentra funcionando. Las razones principales de este problema se deben a un exceso de torque el cual provoca una desmagnetización permanente lo que conlleva a operaciones inestables y alta demanda de potencia eléctrica.

(Ghionea y col., 2017).

4.4. Detectores de temperatura de resistencia (*Resistance Temperature Detector - RTD*)

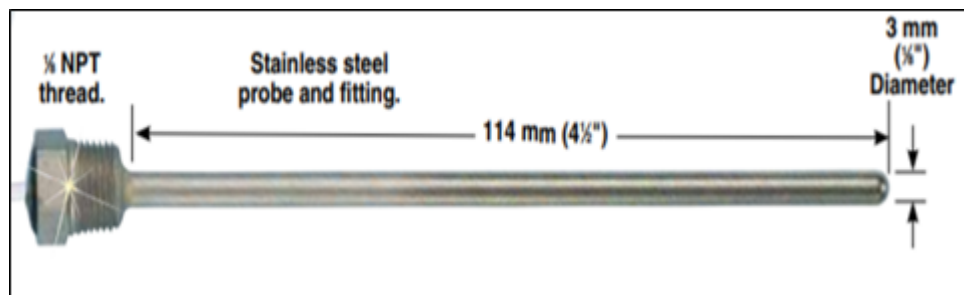
Son dispositivos empleados para medición de temperaturas en diferentes medios que utilizan como principio de funcionamiento el cambio en la resistencia eléctrica de metales debido a que esta característica depende de la temperatura. En condiciones de operación, al aumentar la temperatura de los metales, se incrementa la resistencia eléctrica y este cambio se envía a través de una señal la cual es amplificada con equipos electrónicos para ser detectada por los sistemas de adquisición de datos (Lacanette, 2014). En la mayoría de las aplicaciones se hace circular una corriente eléctrica por sensor lo que produce un voltaje en la resistencia y este se mide como resultado del cambio de temperatura, los metales que se utilizan comúnmente para fabricar RTDs son: cobre, nickel y platino (Rahman, 2018).

4.4.1. Sensores de platino PT – 100

Los sensores PT-100 poseen un valor de resistencia a 0°C de 100 ohmios estos elementos son los más utilizados en aplicaciones industriales debido a sus características de precisión, repetibilidad y estabilidad. El metal que se utiliza como elemento resistivo de estos dispositivos es el platino ya que posee un comportamiento aproximadamente lineal en la curva de temperatura - resistencia eléctrica, lo que proporciona mayor exactitud en las mediciones. Además, el platino tiene la característica de ser estable químicamente y cubre un rango amplio de medición de temperaturas hasta 800°C (Lacanette, 2014). En la Figura no. 9 se puede observar las características físicas que poseen estos sensores de temperatura.

Se utilizan dos tipos de sensores para propósitos industriales, el primero es el ya mencionado PT-100 y el segundo es el JPT-100. La diferencia entre ambos se debe a las organizaciones que definen los estándares internacionales que avalan su rendimiento. La primera es la Sociedad Americana de Pruebas y Materiales por sus siglas en inglés (ASTM) y el Estándar Industrial Japonés por sus siglas en inglés (JIS) (Okazaki, 2016). Para aplicaciones donde se requiere mayor sensibilidad y resolución, se utilizan sensores con valores de resistencia mayores como los PT-1000 y PT-5000 (Singh, 2014).

Figura 9: Sensor de temperatura Pt-100



Fuente: (Omega, 2019c)

4.4.2. Aspectos relevantes para su elección

Las características de estos sensores están sujetas a las normas internacionales de fabricación establecidas por las entidades correspondientes. La norma ASTM E1137 proporciona

información sobre los parámetros que se toman en cuenta para el desarrollo de estos dispositivos.

1. Rango de temperatura

Este aspecto establece los límites de operación de los sensores en diferentes sistemas y procesos. Los rangos de temperatura disponibles bajo el estándar ASTM E1137 son:

a) $-50\text{ }^{\circ}\text{C} - +250\text{ }^{\circ}\text{C}$

b) $-50\text{ }^{\circ}\text{C} - +400\text{ }^{\circ}\text{C}$

c) $-50\text{ }^{\circ}\text{C} - +600\text{ }^{\circ}\text{C}$

2. Diámetro y longitud de la probeta

Las dimensiones de las probetas varían para cubrir diferentes condiciones de tamaño en los sistemas industriales. La norma ASTM E1137 establece los diámetros de las probetas que se encuentran disponibles, estos son: $1/8''$, $3/16''$, $1/4''$, $5/16''$ y $3/8''$. Las medidas de longitud estandarizadas son: $1''$, $7/8''$, $2-1/2''$, $3''$, $3-1/2''$, $4''$ y $5-1/4''$.

3. Material de la cubierta de la probeta

Las probetas de los sensores cuentan con una cubierta metálica que protege la resistencia interna del dispositivo y permite su uso en ambientes corrosivos. Se emplean materiales como acero inoxidable 316, Inconel aleación 600 e Inconel aleación C-276.

4. Conexión mecánica

La unión mecánica más utilizada para acoplar estos sensores es por medio de Roscas de tubería autosellante por sus siglas en inglés *NPT*. Las medidas disponibles bajo la norma ASTM E1137 son: $1/8''$, $1/4''$, $3/8''$, $1/2''$ y $3/4''$.

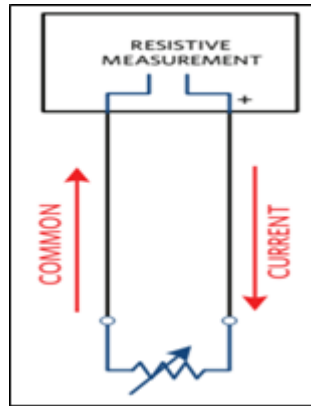
(TSC, 2013).

5. Tipos de conexión eléctrica La señal de respuesta de los RTDs puede transmitirse por medio de tres diferentes configuraciones, estas son:

a) Conexión de dos cables

Esta configuración se emplea cuando los cables de los sensores son cortos, bajo esta condición, se obtienen mediciones acertadas debido a que no se requiere compensación en la señal ya que la longitud de los cables es insignificante y su efecto resistivo es pequeño (Okazaki, 2016). El diagrama eléctrico de este tipo de conexión se muestra en la Figura no. 10.

Figura 10: Configuración de 2 cables para conexión eléctrica de *RTD*

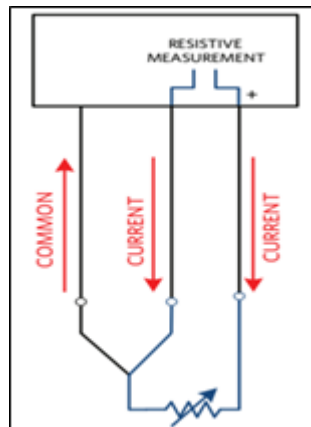


Fuente: (Lacanette, 2017)

b) Conexión de tres cables

Esta configuración es la más utilizada en aplicaciones industriales, permite que la señal recorra mayores distancias ya que incluye una compensación en la señal del sensor debido al efecto resistivo de los cables conductores, en la Figura no. 11 se aprecia el tercer cable utilizado para la compensación de la señal. Sin embargo, la extensión de los cables debe ser controlada para no perder exactitud en las mediciones (Okazaki, 2016).

Figura 11: Configuración de 3 cables para conexión eléctrica de *RTD*

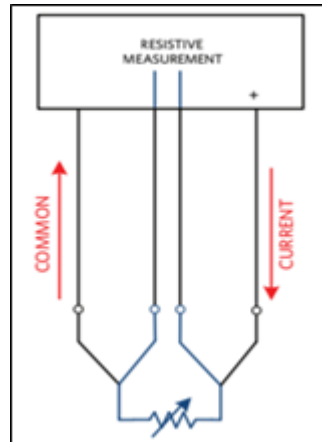


Fuente: (Lacanette, 2017)

c) Conexión de cuatro cables

Utilizada cuando se requieren mediciones de alta precisión, al igual que la configuración de tres cables, este sistema contempla una compensación en la señal por la resistividad de los cables de modo que al aplicar una corriente constante se cancela este efecto y la medición de la resistencia del sensor se realiza por medio de una diferencia de potencial eléctrico (Okazaki, 2016). La forma adecuada de conexión adecuada en estos sistemas se muestra en la Figura no. 12.

Figura 12: Configuración de 4 cables para conexión eléctrica de *RTD*

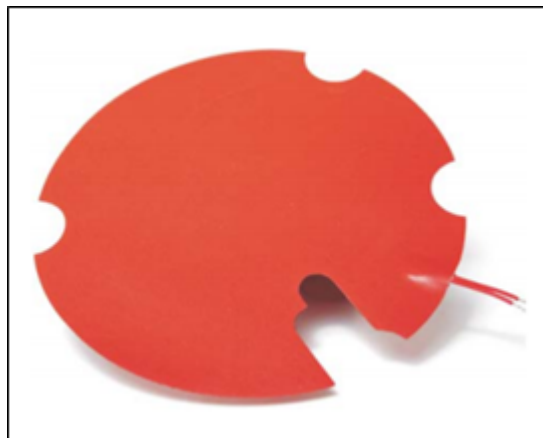


Fuente: (Lacanette, 2017)

4.5. Calentadores flexibles

Son elementos que pueden adaptarse a la superficie de un objeto que requiera el suministro de energía en forma de calor, el recurso que se utiliza para realizar el calentamiento es la electricidad, esta se convierte en calor a través de una resistencia ya que cuando una corriente eléctrica circula por un elemento con características resistivas, este disipa energía en forma de calor lo que es conocido como el efecto Joule (Thangaraju & Munisamy, 2015). La flexibilidad de estos calentadores permite que puedan ser instalados en lugares de difícil acceso, además, poseen grosores bajos lo que los hace tener masas bajas, debido a esto es posible utilizarlos en situaciones donde se tienen limitaciones de peso en los componentes de un sistema (Watlow, 2014). La forma general de un calentador flexible se presenta en la Figura no.13.

Figura 13: Calentador flexible de caucho de silicón



Fuente: (Minco, 2016)

En condiciones de operación existe contacto directo entre los calentadores y los objetos que se desea calentar, la temperatura objetivo se alcanza en menor tiempo debido a una mejor transferencia de calor. La geometría disponible de estos dispositivos favorece a una distribución de calor uniforme en toda la superficie del calentador, esto proporciona una estabilidad térmica del medio calentado (Minco, 2016).

4.5.1. Aspectos relevantes para su elección

Material de fabricación

- Poliimida-Tradicional

Es utilizado cuando se requiere una carga térmica alta con los menores grosores de capas, están formados por dos películas de poliimida y en su interior se encuentra la lámina que contiene a las resistencias que generan calor, estos elementos se encuentran unidos por medio de adhesivos resistentes a temperaturas elevadas (Flex, 2017). Pueden ser expuestos a químicos, aceites y presiones de vacío. Abarcan rangos de temperaturas que empiezan desde -200 hasta $+200^{\circ}\text{C}$ y su instalación es común en lugares de difícil acceso y limitaciones de peso (Minco, 2016).

- Caucho de silicón

Compuestos de un elastómero que debido a sus propiedades térmicas es adecuado para calentadores grandes y aplicaciones industriales. Son resistentes a ataques químicos, sin embargo, no se recomienda exponerlos a radiación, vacío o aceites. Pueden utilizarse en ambientes húmedos y zonas exteriores. Son elementos más pesados en comparación con los calentadores de poliimida, pero poseen grosores mayores por lo que ofrecen una mayor protección por daños mecánicos en los equipos donde se acoplan (Flex, 2017). El rango de temperatura de operación con este material es de -45°C hasta 235°C (Minco, 2016).

- Láminas de mica

Estos calentadores están formados por láminas de mica cubiertas por placas de material cerámico y metales como el acero inoxidable. Cada calentador contiene dos láminas cerámicas colocadas entre la placa de metal y el calentador de mica. Son diseñados para temperaturas que van desde -150°C hasta 600°C , el modo de montaje más común de este tipo de calentadores es por medio de pernos los cuales se atornillan a la pieza que se va a calentar evitando el movimiento de ambos y asegurando una buena sujeción (Minco, 2016).

Método de instalación

Realizar un montaje correcto entre los calentadores y componentes de los sistemas garantiza una transferencia de calor adecuada. Ambos elementos deben estar en contacto directo para cumplir con los requerimientos definidos de temperatura ya que un espacio vacío puede provocar puntos de sobrecalentamiento y estos dañan los calentadores. Los métodos de instalación más comunes son:

1. Adhesivo sensible a la presión – *Pressure Adhesive Sensitive (PSA)*

Es un adhesivo que se encuentra en una de las superficies de los calentadores la cual, se encuentra cubierta por una película protectora para evitar la pérdida de adherencia del pegamento. Para instalar estos calentadores solo se debe retirar la capa protectora de la superficie y ajustarla manualmente a la geometría del elemento que se desea calentar.

2. Adhesivos aplicados manualmente

Son compuestos pastosos que a diferencia de adhesivos como el PSA, estos se colocan en el sitio de instalación de los calentadores y no vienen de fábrica en las superficies de los calentadores. Dentro de estos pegamentos se encuentran cementos especiales y resinas para formar adhesivos epóxicos. Es común el uso de cementos RTV ya tienen la capacidad de mantener sus propiedades en rangos de temperatura desde -45°C hasta 235°C .

3. Elementos mecánicos

Se utilizan para eliminar la dependencia del poder de adhesión de los pegamentos como alternativas suelen emplearse correas metálicas, ganchos, resortes e incluso pernos de anclaje.

(Minco, 2016).

4. Vulcanizado de fábrica

Este método de sujeción se realiza combinando los calentadores con piezas rígidas como placas de aluminio y acero inoxidable permitiendo una buena transferencia de calor y un montaje permanente en los elementos. La unión entre los calentadores y las placas de metal se realiza por medio de vulcanizado, esto se produce en hornos de vacío donde ambas piezas se fijan cuando el caucho de silicón se adhiere al metal con un enlace fuerte (Flex, 2017).

4.5.2. Potencia eléctrica

La unidad utilizada para indicar la potencia los calentadores flexibles es el watt (W). Esta magnitud varía de acuerdo con el tipo de elemento que se desea calentar ya que esto depende de las propiedades termodinámicas de cada objeto (Flex, 2017). El valor de potencia se relaciona con el voltaje de operación de los calentadores por medio de la ley de Ohm. Ya que los calentadores poseen un resistividad definida, la potencia queda en función del voltaje de entrada, esto permite utilizar el concepto como una herramienta de control para estos dispositivos. Se utilizan fuentes de energía variables para alcanzar diferentes niveles de potencia con uno o varios calentadores, estas fuentes pueden ser de corriente continua o alterna y contar con valores típicos de voltaje como 120V, 250V y 600V (Minco, 2016).

4.6. Transformadores eléctricos de voltaje variable

Son equipos eléctricos que permiten modificar de manera controlada el voltaje de salida que se dirige hacia diferentes dispositivos que utilizan la tensión eléctrica para generar calor,

luz, velocidad y potencia (Staco, 2013). El ajuste del voltaje se realiza por medio del giro una perilla, esto regula la salida desde 0% hasta 100% de su capacidad a través de la línea de carga. La forma ajustar la perilla puede ser manual o utilizando elementos externos como volantes, motores y controladores electrónicos (Ruhstrat, 2019). En la Figura no. 14 se aprecia un transformador eléctrico con ajuste de perilla manual.

Figura 14: Transformador eléctrico de voltaje variable



Fuente: (METREL, 2018)

Estos equipos pueden operar con líneas eléctricas monofásicas o trifásicas, los transformadores se encuentran encerrados en cápsulas que los protegen de diferentes tipos de daños y también evitan accidentes eléctricos. En condiciones de operación, la temperatura de estos equipos suele aumentarse ya que el ajuste del voltaje provoca incrementos en la corriente de que circula por los devanados, debido a esto, cuentan con sistemas de protección térmica y sobrecargas que alteran el paso de energía protegiendo los dispositivos. Una de las formas para evitar el calentamiento es por medio de enfriamiento por aire o enfriamiento con aceite (METREL, 2018).

4.6.1. Aspectos relevantes para su elección

1. Voltaje de entrada y frecuencia:

Verificar que el voltaje y frecuencia de entrada sean compatibles con los valores instalados en la red eléctrica donde se va a conectar el transformador.

2. Voltaje de salida:

Determinar que la máquina conectada al transformador pueda operar en el rango de voltaje que proporcionado.

3. Capacidad:

Esta propiedad se mide en VA, se debe asegurar que sea mayor a la carga de los equipos para evitar una sobrecarga o que los dispositivos no funcionen por falta de potencia.

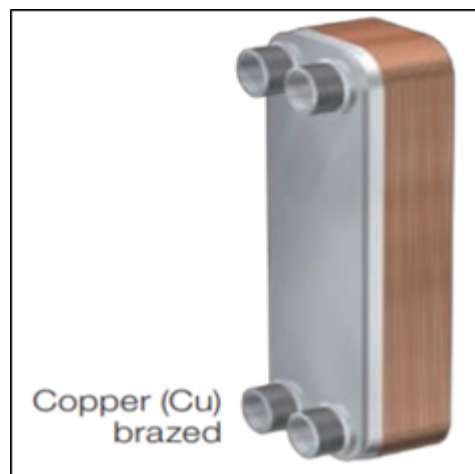
Las principales aplicaciones de estos equipos son:

- Fuentes de alimentación
- Estabilizadores de voltaje
- Controles de velocidad de maquinaria
- Equipos de control para pruebas de laboratorio
- Cargadores de baterías

4.7. Intercambiador de calor de placas soldadas

Este intercambiador de calor está formado por varias placas unidas por medio de soldadura de un metal de relleno, las placas permiten la transferencia de calor entre el fluido caliente y frío (Kutz, 2014). Estas poseen agujeros para la entrada y salida de fluido, también incorporan diferentes patrones de corrugado en la superficie ya que esto provoca turbulencia en el flujo y aumenta el área superficial para mejorar la transferencia de calor. Los materiales que se utilizan para la fabricación de las placas son acero inoxidable y el material de relleno de la soldadura suele ser cobre, el método de unión por soldadura genera un sello fuerte resistente al calor y presión de trabajo (SonFlow, 2019). Cada placa posee juntas de material polimérico para evitar la mezcla de fluidos que intercambian calor, se puede aumentar el número de placas para producir un aumento en la capacidad de transferencia de calor. Estos intercambiadores de calor tienen diseños compactos ya que las placas se comprimen para lograr la unión entre sí y formar una unidad aglomerada como la que se muestra en la Figura no. 15, esta se coloca en un marco metálico reduciendo el tamaño de todo el elemento (Kolmetz, 2020).

Figura 15: Intercambiador de calor de placas soldadas



Fuente: (HISAKA, 2018)

4.7.1. Aspectos relevantes para su elección

Los fabricantes proveen la siguiente información que debe ser tomada en cuenta para la selección de estos equipos.

- Capacidad de enfriamiento: Se expresa en unidades de BTU/h.
- Número de placas: Este valor es proporcionado por el fabricante, este número tiene influencia en la transferencia de calor y en el tamaño del intercambiador. La transferencia de calor aumenta con un mayor número de placas sin embargo, esto aumenta el tamaño del intercambiador.
- Dirección del flujo: Se encuentran disponible es el tipo de flujo ya que este puede ser paralelo, cruzado o de contraflujo. Los procesos de contraflujo son más eficientes de modo que poseen la mayor transferencia de calor.
- Tipo de circulación: Estos intercambiadores se diseñan para que los fluidos circulen una o múltiples veces por todas las placas.

(saVRee, 2019).

Ventajas

- Tienen coeficientes de transferencia de calor mayores a los intercambiadores de concha y tubos.
- Requieren menos espacio de instalación debido a su tamaño compacto.
- Baja acumulación de suciedad debido a la turbulencia que provocan las placas.

Desventajas

- Poseen limitaciones de presión por encima de 4 MPa.
- Son más costosos que otros tipos de intercambiadores de calor.

(Kolmetz, 2020).

Aplicaciones comunes

- Condensadores para circuitos de refrigeración
- Calentadores industriales y caseros
- Enfriamiento de aceites

(HISAKA, 2018).

5.1. Descripción de la metodología

Para desarrollar la fase de evaporación, se tomó como punto de partida la definición de requisitos del sistema de refrigeración en conjunto con el otro estudiante que participó en este proyecto. La definición de requisitos se utilizó para tomar en cuenta ciertos parámetros de diseño y limitaciones de los componentes y el sistema en general. La siguiente parte del proceso fue definir las dimensiones y los materiales de construcción para el diseño del espacio refrigerado, con estos datos se determinó la temperatura del aire en el interior del espacio sin condiciones de carga y la temperatura objetivo de operación. Posteriormente, se realizó un análisis de transferencia de calor para los cálculos de ganancia de calor tanto para las paredes de construcción como para la extracción de calor del aire interior. Con estos datos se seleccionó un compresor de refrigeración doméstica cuyos datos se utilizaron para el cálculo de los puntos termodinámicos del sistema de refrigeración. Con la información de los puntos termodinámicos, se calculó la cantidad total que debe extraerse del espacio refrigerado para lograr la temperatura objetivo. Posteriormente, se obtuvo la longitud del evaporador en conjunto con el diámetro y el tipo de tubería de cobre. Con esto se finalizó el desarrollo de la fase de evaporación.

Posteriormente, se desarrolló la etapa de post-calentamiento del sistema de transferencia de calor la cual consistió en definir la presión de acumulación de los fluidos de trabajo que fueron R-134a y R-507a. Con el valor definido, se seleccionó una bomba de acople magnético con el objetivo de utilizar los datos de caudal y presión para calcular los puntos termodinámicos del sistema. La primera iteración se elaboró utilizando como fluido de trabajo R-134a. Luego de definir los puntos termodinámicos, se eligieron las resistencias eléctricas para suministro de calor y se calculó la longitud de la tubería del post-calentador. Con los resultados anteriores, se eligió un intercambiador de calor de contraflujo y los *chillers* del sistema. La última parte de la etapa de post-calentamiento fue obtener los valores del coeficiente de transferencia de calor para ambos fluidos de trabajo.

Al dimensionar los componentes de ambos sistemas, se realizó el diseño en 3D la estructura de montaje de los elementos. Esto se elaboró en el *software Autodesk Inventor 2019*. Posteriormente se inició la fase de construcción de la estructura a partir de perfiles cuadra-

dos de acero al carbono. Se utilizó soldadura de arco eléctrico para la unión de todos los elementos metálicos. Al finalizar la elaboración de la estructura, se continuó con la construcción del espacio refrigerado y el evaporador del sistema de refrigeración. La siguiente y última parte del trabajo fue el montaje del evaporador y compresor al espacio definido en la estructura, una vez finalizado esto, se realizaron pruebas de funcionamiento y obtención de los valores de presión y temperatura del sistema.

5.2. Sistema de refrigeración

5.2.1. Definición de requisitos

En el Cuadro no **1**, no **2** y no **3** se observan los requisitos de la máquina didáctica.

Cuadro 1: Requisitos del sistema de refrigeración y transferencia de calor - 1

Listado de requisitos del sistema de refrigeración y transferencia de calor			
Tipo de requerimiento	Código	#	Requisito
Restricción	E-R	1	El costo del material de la estructura no debe ser superior a Q1,200.
Restricción	E-R	2	La estructura metálica debe tener al menos 2.5 m de largo, por 1 m de ancho y 1.8 m de alto.
Restricción	E-R	3	La estructura debe contar con dos divisiones para el montaje de ambos sistemas didácticos.
Restricción	E-R	4	El método de sujeción de la estructura debe ser por medio de soldadura eléctrica
Funcional	E-R	5	La estructura debe de poderse trasladar por el laboratorio.
Restricción	E-R	6	La estructura debe contar con una capa de protección de pintura.
Restricción	E-R	7	El método de sujeción de la estructura a las ruedas debe ser por medio de platinas soldadas
Restricción	E-R	8	La estructura debe contar con diferentes niveles para la colocación de los componentes del sistema de transferencia de calor
Restricción	E-R	9	La sección del sistema de refrigeración debe contar con un marco de soporte para el montaje de los componentes
Restricción	E-R	10	El factor de seguridad de la estructura no debe ser inferior a 1.5.
Restricción	E-R	11	El espacio contemplado para el crecimiento de equipo no debe ser menor a 1 m de largo, 0.5 de ancho y 1.8 m de alto
Restricción	SR-R	12	El compresor del sistema de refrigeración debe ser de al menos 1/8 de Hp
Restricción	SR-R	13	El compresor del sistema de refrigeración debe de contar con un capacitor de arranque y un protector térmico.
Restricción	SR-R	14	Todos los componentes del sistema deben poder ser fijados a un Panel de Aluminio Compuesto (ACM).
Restricción	SR-R	15	El compresor debe estar sujeto a un panel de ACM por medio de un marco horizontal.
Restricción	SR-R	16	El panel de ACM debe poderse atornillar al marco estipulado para el sistema de refrigeración
Restricción	SR-R	17	La tubería del evaporador y condensador debe ser de cobre tipo flexible.

Fuente: Elaboración propia

Cuadro 2: Requisitos del sistema de refrigeración y transferencia de calor - 2

Listado de requisitos			
Tipo de requerimiento	Código	#	Requisito
Restricción	SR-R	18	La unión entre los componentes del sistema debe ser por medio de soldadura de plata.
Restricción	SR-R	19	El manómetro de baja presión debe tener una capacidad de medición de 0-500 psig
Restricción	SR-R	20	El espacio refrigerado debe ser de acrílico transparente.
Restricción	SR-R	21	Se debe aislar el espacio refrigerado con poliestireno extruido de 1/2 pulgada de espesor.
Restricción	SR-R	22	La temperatura en el espacio refrigerado debe ser de $5^{\circ}\text{C} \pm 3^{\circ}\text{C}$.
Restricción	SR-R	23	Se debe utilizar Armaflex para el aislamiento de la tubería de succión del compresor.
Restricción	SR-R	24	El sistema de refrigeración debe de contar cuatro sensores de temperatura. Uno para cada punto termodinámico.
Restricción	SR-R	25	El sistema de refrigeración debe funcionar con el refrigerante R-134a.
Restricción	SR-R	26	El espacio refrigerado debe contar con una puerta transparente para poder interactuar con los componentes en el interior.
Restricción	SR-R	27	El espacio ocupado por el sistema de refrigeración en la estructura no debe ser mayor a 1 m de largo, por 0.5 m de ancho y 1.8 m de alto
Restricción	STC-R	28	El método de suministro de calor debe ser a través de resistencias eléctricas flexibles para la etapa de pre y post-calentamiento.
Restricción	STC-R	29	La bomba del sistema debe ser de acoplamiento magnética para evitar que el fluido tenga contacto con el eje del rotor
Restricción	STC-R	30	La bomba de acople magnético debe ser de al menos 0.2 hp
Restricción	STC-F	31	El método de suministro de calor debe ser a través de resistencias eléctricas flexibles para la etapa de pre y post-calentamiento
Restricción	STC-F	32	La potencia de las resistencias eléctricas no debe ser inferior a 150 W
Restricción	STC-R	33	Las resistencias eléctricas no deben sobrepasar una temperatura máxima de 250°C .
Restricción	STC-R	34	El sistema debe contar con sensores de presión y temperatura para obtener las mediciones de cada punto termodinámico
Restricción	STC-R	35	El sistema debe contar dos chillers con una capacidad mínima de enfriamiento de 230 W
Restricción	STC-R	36	El sistema debe tener un intercambiador de calor de contraflujo

Fuente: Elaboración propia

Cuadro 3: Requisitos del sistema de refrigeración y transferencia de calor - 3

Listado de requisitos del sistema de refrigeración y transferencia de calor			
Tipo de requerimiento	Código	#	Requisito
Restricción	STC-R	37	Para la sección de pruebas se debe contar con una medición de presión diferencial entre dos puntos.
Restricción	STC-R	38	El intercambiador de calor de placas debe ser capaz de llevar al fluido en estado líquido
Restricción	STC-R	39	Se debe contar con dos transformadores de voltaje variable (0-130 VAC) para suministrar energía a las resistencias eléctricas
Restricción	STC-F	40	Las tuberías del sistema deben ser de cobre rígido
Restricción	STC-R	41	El espacio ocupado por el sistema de transferencia de calor en la estructura no debe ser mayor a 2 m de largo, por 1 m de ancho y 1.8 m de alto
Restricción	SG-R	42	Todas las superficies que tengan una temperatura mayor a 70°C deben llevar un aislante térmico
Restricción	SG-R	43	Todas las superficies calientes deben contar con un sticker de precaución de superficie caliente
Restricción	SG-R	44	La estructura debe contar con al menos cuatro ruedas. Y como mínimo, dos de estas deben contar con freno.
Restricción	SG-R	45	Se debe eliminar todo borde filoso o partes expuestas de metal que puedan dañar al usuario
Restricción	SG-R	46	Se deben cubrir con canaletas de PVC los cables expuestos de ambos sistemas,
Restricción	C-R	47	El costo de los componentes y materiales para el sistema de refrigeración no deben exceder los Q8,000
Restricción	C-R	48	El costo de los componentes y materiales para el sistema de transferencia de calor no deben exceder los \$28,700.

Fuente: Elaboración propia

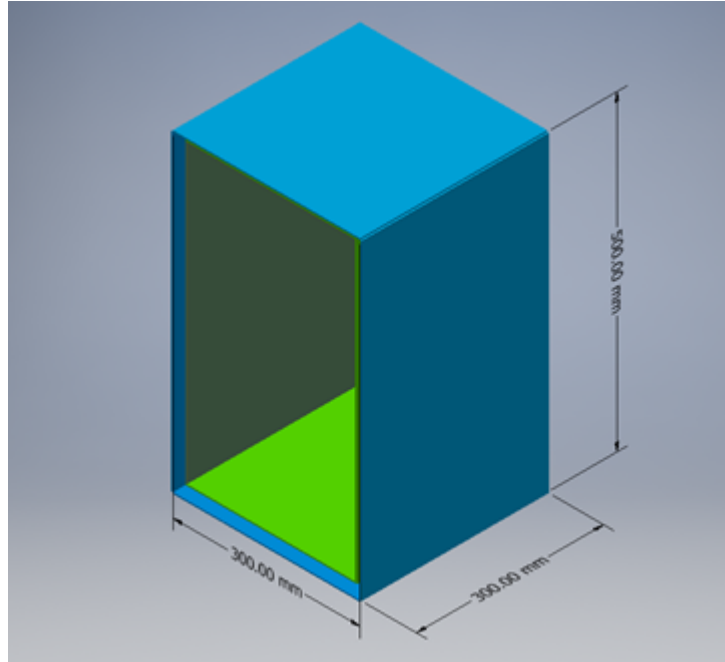
5.2.2. Fase de evaporación y compresión

La fase de evaporación se compone de tres elementos: el espacio refrigerado, evaporador y el compresor.

Espacio refrigerado

El espacio refrigerado se diseñó como una caja pequeña de acrílico transparente, esto con el objetivo de observar los componentes en su interior. Para reducir la ganancia de calor en el interior, se utilizó poliestireno expandido como una capa adicional colocada entre las paredes de acrílico. En la Figura no.16 se observa un concepto simplificado del espacio refrigerado con las dimensiones generales. Las características de los materiales utilizados para el diseño de este elemento se muestran en el Cuadro no.4

Figura 16: Dimensiones generales del espacio refrigerado.



Fuente: Elaboración propia.

Cuadro 4: Dimensiones y conductividad térmica del acrílico y poliestireno expandido

Concepto	Variable	Valor	Dimensional
Conductividad térmica del acrílico	k_a	0.23	W/m°C
Grosor de la plancha de acrílico (5 mm)	t_a	0.005	m
Conductividad térmica del poliestireno expandido (duroport)	k_d	0.043	W/m°C
Grosor de la plancha de poliestireno expandido (duroport)	t_d	0.0127	m

Fuente: (PAOLINI, 2008), (IDAE, 2007)

Para obtener la ganancia de calor del espacio refrigerado, se determinaron las propiedades del aire en el interior partiendo de la suposición de aire atmosférico como un gas ideal (Çengel y col., 2015). Las condiciones de diseño se muestran en el Cuadro no.5

Cuadro 5: Propiedades del aire atmosférico en el interior del espacio refrigerado

Concepto	Variable	Valor	Dimensional
Coefficiente de transferencia de calor por convección exterior	h_o	22.7	$W/m^2\text{ }^\circ C$
Coefficiente de transferencia de calor por convección interior	h_i	6.1	$W/m^2\text{ }^\circ C$
Presión del aire atmosférico a 1500 m de elevación	P_a	84.56	kPa
Volumen de espacio refrigerado	V	0.045	m^3
Temperatura inicial del aire	T_a	25	$^\circ C$

Fuente: Elaboración propia - propiedades (Kreith y col., 2010)

Luego de definir las propiedades del material y las condiciones del aire, se estableció la temperatura que se espera obtener en el interior del espacio refrigerado. Esto se observa en el Cuadro no.6

Cuadro 6: Temperatura interna de diseño para condiciones de carga en el espacio refrigerado

Concepto	Variable	Valor	Dimensional
Temperatura de diseño para condiciones de carga	T_f	5	$^\circ C$

Fuente: Elaboración propia

Para obtener la ganancia de calor en el interior del espacio refrigerado, se realizó un análisis de transferencia de calor suponiendo una sola pared plana compuesta de acrílico y poliestireno expandido equivalente a todas las paredes por las que se encuentra formado el espacio refrigerado. Se utilizó el concepto de resistencia térmica en el cual se calculó la ganancia de calor en el interior del espacio refrigerado debido al efecto de las paredes de construcción. Se obtuvo el valor del área transversal de cada una de las paredes del espacio refrigerado y las áreas se multiplicaron por dos para luego sumar los valores y obtener el área equivalente total que corresponde a toda la caja. Los valores obtenidos se pueden observar en el Cuadro no.7

Cuadro 7: Dimensiones básicas y área de sección transversal de las paredes del espacio refrigerado

Concepto	Variable	Valor	Dimensional
Ancho	a	0.3	m
Altura	h	0.5	m
Profundidad	z	0.3	m
Área de cara frontal y trasera	A_f	0.15	m^2
Área de caras laterales	A_L	0.15	m^2
Área de cara superior e inferior	A_s	0.09	m^2
Área total equivalente	A_{te}	0.78	m^2

Fuente: Elaboración propia.

En el análisis de transferencia de calor, se consideraron dos resistencias térmicas por convección, una exterior y otra interior del espacio refrigerado. Además, se agregaron dos resistencias por conducción correspondientes a la lámina de acrílico y a la placa de poliestireno expandido. Los valores de estas resistencias se calcularon con la ecuación no.1 para las resistencias térmicas por convección y la ecuación no.2 para las resistencias térmicas por conducción (Çengel & Ghajar, 2011).

$$R_v = \frac{1}{h * A_{te}} \quad (1)$$

$$R_c = \frac{t}{k * A_{te}} \quad (2)$$

Se utilizó la ecuación no.3 (Çengel & Ghajar, 2011) para obtener la resistencia térmica total. En dicha ecuación, se realizó la sumatoria de las resistencias por convección y conducción, el análisis se realizó de esta forma considerando a las resistencias térmicas en serie las cuales, pueden ser agrupadas por medio de una resistencia total equivalente.

$$R_{eq} = \frac{1}{h_o * A_{te}} + \frac{t_a}{k_a * A_{te}} + \frac{t_d}{k_d * A_{te}} + \frac{1}{h_1 * A_{te}} \quad (3)$$

$$R_{eq} = \frac{1}{22.7 * 0.78} + \frac{0.005}{0.23 * 0.78} + \frac{0.0127}{0.0425 * 0.78} + \frac{1}{6.1 * 0.78} = 0.677 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{W}$$

A partir de la resistencia térmica equivalente, se calculó la ganancia de calor a través de las paredes del espacio refrigerado con la ecuación no.4.

$$\dot{Q}_{paredes} = \frac{T_a - T_f}{R_{eq}} = \frac{25^\circ\text{C} - 5^\circ\text{C}}{0.677^\circ\text{C}/\text{W}} = 29.56 \text{ W} \quad (4)$$

5.2.3. Compresor del sistema

Al obtener los datos de la ganancia de calor total en el espacio refrigerado, se realizó la búsqueda de un compresor de refrigeración doméstico para utilizar sus valores de flujo másico y temperaturas de operación. A partir de estos datos, se ubicó el punto de trabajo en la ficha técnica y estos valores fueron utilizados para calcular el ciclo completo de refrigeración. El punto de operación se observa en el Cuadro no.8. Se consultaron a empresas locales para asesoría sobre las potencias disponibles de los compresores para refrigeradores domésticos. Se eligió una potencia de 1/5 Hp compresor del sistema de refrigeración y como fluido de trabajo refrigerante R-134a ya que, estos equipos son los utilizados para refrigeración de baja capacidad. En el Cuadro no.8 se muestran las características del compresor elegido.

Cuadro 8: Especificaciones técnicas del compresor de refrigeración elegido.

Marca	Embraco
Denominación	EMY70HER
Voltaje y frecuencia nominal	115-127 V 60 Hz
Rango de temperatura de evaporación	-35°C para -5°C
Consumo @T.cond.35°C y @T.evap. -10°C	2.15 A
Refrigerante	R-134a
Referencia comercial	1/5 Hp
Flujo másico @ T. cond. 35°C y T. evap. -10°C	0.0020 kg/s
Temperaturas estándar de condensación	35°C, 45°C, 55°C
Tubería de succión	6.5 mm
Tubería de descarga	6.5 mm
Material de tubería	Cobre

Fuente: (Embraco, 2019)

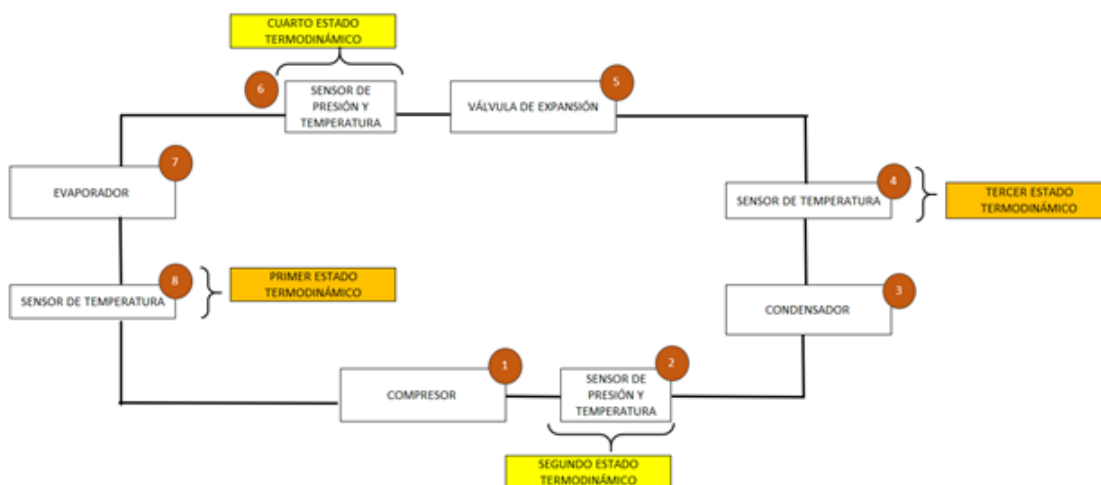
5.2.4. Estados termodinámicos

Con las temperaturas del espacio refrigerado definidas, se tomó en cuenta que debe existir una diferencia de temperatura entre 5° a 10°C entre el refrigerante y el medio con el que se intercambia calor (Çengel y col., 2015). Sin embargo, aunque la recomendación de diferencia de temperatura establezca ese rango, se determinó, una diferencia de diseño de 15°C para la temperatura del refrigerante en el evaporador, esto con el objetivo de tomar en cuenta pérdidas de calor inevitables por no tener hermeticidad del 100 % en el sistema. Con estas consideraciones se estableció la ecuación no.5 para el cálculo de la temperatura del refrigerante en el evaporador y luego utilizarla para encontrar los estados termodinámicos. Debido a que los evaporadores son construidos a partir de cobre y el cobre posee una conductividad térmica alta, se asumió que la tubería del evaporador y el refrigerante se mantienen a la misma temperatura (Çengel & Ghajar, 2011).

$$T_{evap} = T_f - 15^\circ C = 5^\circ C - 15^\circ C = -10^\circ C \quad (5)$$

Se realizó un diagrama de todo el sistema de refrigeración donde se muestran los componentes principales y los puntos donde se encuentran los estados termodinámicos, este se muestra en la Figura no.17

Figura 17: Diagrama general del sistema de refrigeración



Fuente: Elaboración propia.

Partiendo del diagrama de la Figura no.5, las características de temperatura del refrigerante y los datos del compresor, se calcularon los puntos termodinámicos del sistema basándose en un ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor con refrigerante R-134a (Çengel y col., 2015). Estos cálculos se realizaron el software miniREFPROP versión 9.5. (REFPROP, 2018). Se modificaron las propiedades del software para obtener resultados del comportamiento del refrigerante r-134a, de igual forma, se modificó el estado de referencia de medición para la base de datos del ASHRAE.

El primer estado termodinámico se definió con la temperatura del refrigerante en el evaporador y una calidad de 1 para condición de vapor saturado. Para el estado no.2, se utilizó la entropía del estado no.1 y una condición de sobrecalentamiento del gas. En el estado no.3, se utilizó la temperatura de condensación listada en los datos técnicos del compresor y una condición de líquido saturado con calidad 0. Para el estado 4', se tomó la misma entropía del estado 3 y la temperatura del estado no.1. Por último, se definió el estado no.4 con la misma entalpía del estado no.3 y la temperatura del refrigerante en el evaporador del estado no.1 (Çengel y col., 2015). En el Cuadro no.9 se observan los resultados del diseño del ciclo termodinámico ideal.

Cuadro 9: Estados termodinámicos del ciclo ideal de refrigeración.

Estado	Temperatura (°C)	Presión (psig)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kgK)	Calidad
1	-10.0	14.40	244.52	0.94	1
2	40.9	113.95	275.44	0.94	Sobrecalentado
3	35.0	113.95	101.86	0.37	0
4'	-10.0	14.40	95.49	0.37	0.276
4	-10.0	14.40	101.86	0.39	0.302

Fuente: Elaboración propia.

En el Cuadro no.9 se definieron las propiedades de presión en unidades inglesas para evitar realizar conversiones de dimensionales al utilizar los manómetros del sistema experimental. Con la información del Cuadro no.9, se utilizó la ecuación no.6 (Çengel y col., 2015)

para obtener la cantidad de calor que debe extraer el evaporador del espacio refrigerado. En esta ecuación se relaciona la diferencia de entalpías (h) del estado 1 y 4 y el flujo másico del compresor obtenido de los datos de la ficha técnica en el Cuadro no.8

$$\dot{Q}_{evaporador} = \dot{m}_{compresor} * (h_1 - h_4) \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{evaporador} = 0.0020 \text{ kg/s} * (244.52 \text{ kJ/kg} - 101.86 \text{ kJ/kg}) = 0.287 \text{ kW}$$

Con el uso de la ecuación no.7 se realizó la sumatoria de la ganancia de calor a través de las paredes del espacio refrigerado y la cantidad de calor que debe extraer el evaporador. Con esto se obtuvo el calor total que debe extraerse para lograr las condiciones establecidas de diseño.

$$\dot{Q}_{extraer} = \dot{Q}_{evaporador} + \dot{Q}_{paredes} \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{extraer} = 0.287 \text{ kW} + 0.0296 \text{ kW} = 0.317 \text{ kW}$$

El valor del calor liberado al ambiente por el condensador fue de 553.42 W el cual fue obtenido por el otro integrante a cargo del dimensionamiento del condensador. Con este resultado y el dato del calor extraído del espacio refrigerado, se utilizó la ecuación no.8 para obtener el coeficiente de desempeño de todo el sistema de refrigeración.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{extraer}}{\dot{Q}_{condensador} - \dot{Q}_{extraer}} = \frac{316.9 \text{ W}}{553.42 \text{ W} - 316.9 \text{ W}} = 1.34 \quad (8)$$

5.2.5. Diseño del evaporador

Para el diseño del evaporador, se tomó como punto de partida el tipo del evaporador que se deseaba construir y la selección de la tubería utilizada para aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado. Se determinó que el diseño del evaporador debía ser de tubería única expuesta ya que, el evaporador debe ser visible para los usuarios y este diseño minimiza el trabajo de construcción en comparación con diseños más complejos como los evaporadores compuestos por placas y tubos. Para la selección del tipo de tubería, se consultó con proveedores nacionales sobre los tipos de tubería disponibles, de acuerdo con la información recibida, se determinó que debía utilizarse tubería de cobre flexible dado que este material es utilizado con frecuencia en sistemas de refrigeración domésticos como el que se desarrolló. Además, esta tubería permite deformarse sin necesidad de aplicar calor como en el caso de la tubería de cobre rígida lo cual, facilita la instalación y formación de cada tramo. El Cuadro no.10 muestra las medidas de uso comercial de la tubería de cobre flexible. Se verificó la disponibilidad de estas medidas con los proveedores nacionales de equipos de refrigeración con el fin de realizar las compras de material en el mercado local.

Cuadro 10: Medidas comerciales de tubería flexible de cobre.

Diámetro exterior (in)	Espesor de pared (in)	Peso aproximado (lb)
1/8	0.030	1.74
3/16	0.030	2.88
1/4	0.030	4.02
5/16	0.032	5.45
3/8	0.032	6.70
1/2	0.032	9.10
5/8	0.035	12.55
3/4	0.035	15.20
7/8	0.045	22.75
1-1/8	0.050	44.20
1-3/8	0.055	44.20

Fuente:(Miller & Miller, 2006).

Con la elección del material para fabricar la tubería se determinaron los datos de temperatura en la entrada y salida del evaporador suponiendo una diferencia de temperatura entre la entrada y salida de 5°C (Nagalakshmi & Marurhiprasad, 2014). Además, se obtuvo el coeficiente total de transferencia de calor de evaporadores para calcular la longitud de la tubería del evaporador (Kreith y col., 2010). El valor del coeficiente se estableció a partir de los siguientes supuestos: cambio de fase del refrigerante en el evaporador, la transferencia de calor es por convección natural, la aplicación es para evaporadores de refrigeración con un rango permitido de coeficiente entre 300 - 1000 (U), el material utilizado para la tubería es cobre y diferencia de temperatura de 5°C entre salida y entrada del evaporador (Çengel & Ghajar, 2011),(Nagalakshmi & Marurhiprasad, 2014). Se eligió un diámetro de tubería de 3/8 de pulgada ya que, está medida de tubería permitió instalar el evaporador dentro del espacio refrigerado conservando una longitud menor en comparación con tubería de 1/4 de pulgada . Se verificó que el diámetro elegido se encontrara disponible para la compra con proveedores nacionales. El Cuadro no. 11 muestra los valores utilizados para calcular la longitud del evaporador por medio de la ecuación no.9 y el plano de construcción se observa en la sección de anexos no. 10.3.

Cuadro 11: Valores de diseño para cálculo de longitud del evaporador

Concepto	Variable	Valor	Dimensional
Coficiente total de transferencia de calor	U	465.2	W/m ² K
Temperatura a la entrada del evaporador	T _{ent}	-10	°C
Temperatura a la salida del evaporador	T _{sal}	-5	°C
Diámetro de la tubería del evaporador (3/8")	D _{ev}	0.0078	m
Calor que debe extraerse	Q _{extraer}	317	W

Fuente: Elaboración propia

$$L_{evap} = \frac{\dot{Q}_{extraer}}{(T_{sal} - T_{ent})UD_{ev}\pi} \quad (9)$$

$$L_{evap} = \frac{317W}{(-5^{\circ}C - (-10^{\circ}C)) * 465.2W/m^2K * 0.0078m * \pi} = 5.67 m \approx 7 m$$

El resultado de la longitud de tubería que se observa en la ecuación no.9 se elevó hasta 7 m con el objetivo de tomar en cuenta posibles efectos de una incompleta hermeticidad. La geometría del evaporador se observa en la sección de anexos no. **10.3**

5.2.6. Elementos de medición

Con el objetivo de comparar los datos de los estados termodinámicos que se calcularon y los resultados del funcionamiento real del sistema, se agregaron elementos de medición que permitieran obtener valores en tiempo real con el sistema en plena operación. Para esto, se incorporaron manómetros de refrigeración marca Uniweld cuyas características se observan en el Cuadro no. **12**. Estos instrumentos permitieron comparar las presiones de entrada y salida del evaporador.

Cuadro 12: Especificaciones técnicas de los manómetros de refrigeración

Marca	Uniweld
Modelo	QS8N3SMEZ
Rango de medición	Baja presión 0 - 500 psi max / Alta presión 0 - 800 psi max
Precisión	+/- 2.5 psig
Refrigerantes	R-410A/R-22/R-404A/R-134a
Conexiones	3 -1/8"NPF
Accesorios	Mangueras de conexión roscada de 1/4"NPF

Fuente: (Uniweld, **2018**)

También se incorporaron sensores de temperatura para aplicaciones de refrigeración con el fin de realizar mediciones en las tuberías del sistema y obtener registro de la temperatura en el espacio refrigerado. Las especificaciones técnicas de estos equipos auxiliares se observan en el Cuadro no. **13**

Cuadro 13: Especificaciones técnicas de los sensores de temperatura para sistemas de refrigeración

Sensores de temperatura para sistemas de refrigeración	
Marca	Fullgauge
Modelo	MT512E-2HP
Alimentación eléctrica	115 o 230 V, AC - (50/60 Hz)
Control de temperatura	-50 hasta 105°C
Temperatura de operación	0 hasta 50°C
Humedad de operación	10 hasta 90 %
Resolución	0.1°C entre -10 y 100°C y 1°C para el resto del rango
Carga de corriente máxima	16 A para cargas resistivas y 12 A para cargas inductivas
Control de potencia máxima	2HP
Dimensiones	76 x 34 x 77 mm (ancho x alto x profundidad)

Fuente: (FullGauge, **2016**).

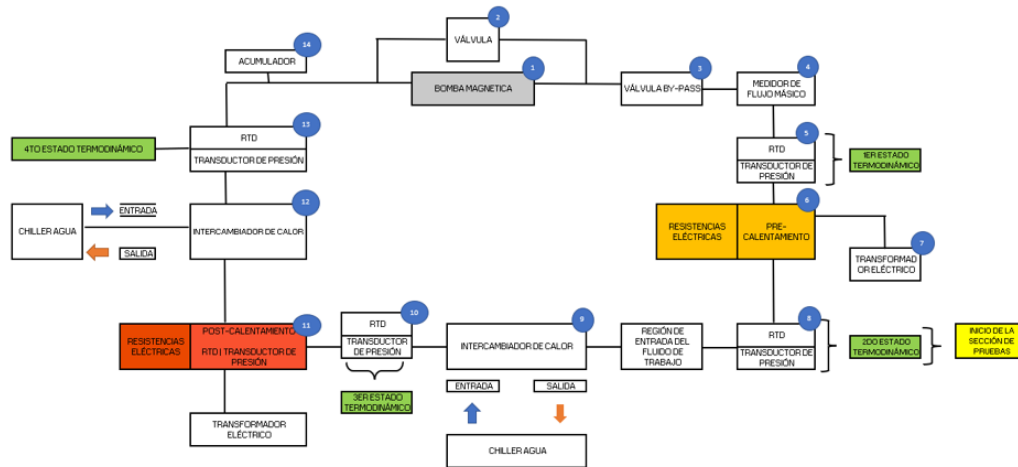
Los sensores elegidos poseen una configuración eléctrica que permite encender o apagar el compresor y elementos adicionales como ventiladores, esta acción se controla por medio de las mediciones de temperatura y la interfaz del sensor permite establecer un rango de temperaturas de operación.

5.3. Sistema de transferencia de calor

El sistema de transferencia de calor fue diseñado para trabajar con refrigerantes sintéticos de la familia de los hidrofluorocarbonos tales como: R-134a, R-507a, R410A, etc. Sin embargo, para este análisis solo se utilizaron dos refrigerantes, R-134a y R507.

El diseño del sistema de transferencia de calor consistió en el desarrollo de un circuito cerrado con dos etapas de adición de calor donde circula el fluido de trabajo que en este caso, son refrigerantes. Al desarrollar este sistema se permitió estudiar teóricamente el comportamiento de los coeficientes de transferencia de calor de los refrigerantes. Las etapas por las que está compuesto se definieron de la siguiente manera: Fase de pre-calentamiento y fase de post-calentamiento. La diferencia de estas fases se encuentra en la calidad a la que se lleva el fluido de trabajo ya que, en el pre-calentamiento, se puede obtener una calidad igual o mayor a 1 mientras que en el post-calentamiento, la calidad debe estar entre 0 y 1. Se realizó un esquema general con todos los elementos que contiene el sistema de transferencia de calor, este se puede observar en la Figura no. 18.

Figura 18: Diagrama general del sistema de transferencia de calor



Fuente: Elaboración propia.

5.3.1. Diseño de la etapa de post-calentamiento

El diagrama de la Figura no. 18 cuenta con indicadores numéricos para cada componente a lo largo del circuito. La etapa de post-calentamiento está formada por las secciones que se describen en el Cuadro no. 14.

Cuadro 14: Descripción de los elementos y secciones de la etapa de post-calentamiento

No.	Descripción
10	Sensores de presión y temperatura permiten definir el estado termodinámico no.3.
11	Calentadores eléctricos añaden calor al fluido, se cuenta con sensores de presión y temperatura.
12	El fluido de trabajo transfiere calor hacia el agua que proviene de un chiller en un intercambiador de calor de placas soldadas .
13	Sensores de presión y temperatura permiten definir el estado termodinámico no.4
14	Acumulador de fluido de trabajo, permite regular la presión del sistema.
1	Bomba de acople magnético, este elemento desplaza el fluido de trabajo hacia todo el circuito.
2	Válvula de aguja para regular la cantidad de fluido que ingresa a la bomba.

Fuente: Elaboración propia.

La primera etapa del sistema de transferencia de calor es la fase de pre-calentamiento, en la cual, el refrigerante es bombeado hacia la entrada del pre-calentador y en ese punto se obtiene el estado termodinámico no.1. Luego de esto se cambia el estado del refrigerante desde líquido a gas por medio de la adición de calor, al realizar el cambio, se analizan sus propiedades de presión y temperatura para definir el estado termodinámico no.2. Luego, el refrigerante pasa por un intercambiador de calor donde transfiere el calor añadido hacia el agua que proviene de un *chiller* para que en ese punto se obtenga el estado termodinámico no.3. Al pasar por ese estado, el refrigerante se dirige hacia la etapa de post-calentamiento donde nuevamente se aplica calor hasta llegar a una calidad específica. Luego de esto, el refrigerante pasa por un intercambiador de calor de placas soldadas donde transfiere calor hacia el agua que proviene de un segundo *chiller* y con esto se define el estado termodinámico no.4 para que el fluido se dirija a la entrada del acumulador y salga nuevamente hacia la bomba. El diagrama general de la Figura no.18 fue diseñado para indicar el orden de circulación del refrigerante a través de todo el circuito.

5.3.2. Presurización del sistema

Para presurizar el sistema se utilizó un tanque acumulador de refrigerante cuyas características se muestran en el Cuadro no.15. Se determinó que la presión de los refrigerantes en el acumulador sea de 85 psig para lograr que a temperatura ambiente promedio de 25°C, ambos se encuentren en estado líquido y puedan ser desplazados por la bomba del sistema. Se obtuvieron las propiedades del refrigerante R-134a y R-507 en el acumulador las cuales se observan en el Cuadro no.16 y no.17.

Cuadro 15: Especificaciones técnicas del acumulador de refrigerante

Acumulador de refrigerante	
Marca	United Refrigeration
No. parte	1911
Conexiones (in.)	3/8
Diámetro (in.)	6
Longitud (in.)	12
Capacidad (lbs)	10

Fuente: (United, 2021).

Cuadro 16: Propiedades del refrigerante R-134a en el acumulador

Temperatura (°C)	Presión (psig)	Densidad (kg/m³)	Entalpía (J/kg)	Calidad
25.0	85.0	1206.8	86402	Sub-enfriado

Fuente: Elaboración propia.

Cuadro 17: Propiedades del refrigerante R-507a en el acumulador

Temperatura (°C)	Presión (psig)	Densidad (kg/m³)	Entalpía (J/kg)	Calidad
25.0	85.0	31.2	236000	Sub-enfriado

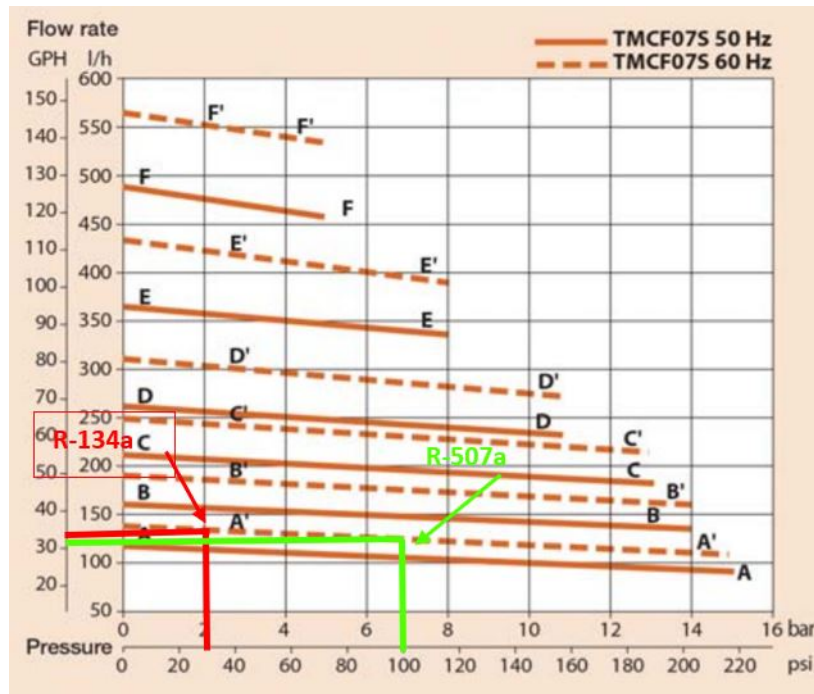
Fuente: Elaboración propia.

5.3.3. Bomba del sistema

Luego de definir los componentes necesarios para el diseño del sistema, se decidieron utilizar los parámetros de operación de la bomba de acople magnético como la línea base de cálculo y con dicha información, seleccionar los otros componentes de todo el circuito. Se utilizó una bomba de paletas ya que, estos equipos son comúnmente utilizados para circulación de refrigerantes y tienen la ventaja de producir presiones de descarga mayores para potencias más bajas en comparación con bombas de tipo centrífugas lo cual, ayudó para diseñar el sistema ya que se buscaban presiones por encima de 100 psig. En el Cuadro no. 47 se muestran las características de la bomba elegida como resultado de la búsqueda de componentes del sistema.

Para elegir el modelo de la bomba, se tomó en cuenta el material por el cual se encuentra compuesta ya que, para el manejo de refrigerantes, es recomendable el uso de acero inoxidable (Miller & Miller, 2006), además, este modelo es el que abarca un mayor rango de presiones lo cual, permite tener una gama amplia de puntos de operación con los que se puede experimentar, esto implica que sea el modelo más versátil en comparación con los otros modelos en donde el rango de presiones de trabajo es menor. Con la bomba elegida, se utilizaron los datos de las curvas de presión de descarga y caudal que se muestran en la Figura no.19 para definir un punto de operación para ambos refrigerantes y lograr desplazar el refrigerante líquido hacia todo el sistema. Cabe mencionar, que el fluido utilizado para obtener los datos de caudal y presión en las curvas es agua, de modo, que se realizó un ajuste en el valor de la presión de descarga utilizando la ecuación no.10 (Çengel y col., 2006) ya que, la primera iteración se realizó utilizando como fluido de trabajo refrigerante R-134a.

Figura 19: Curva de caudal y presión de la bomba TMSS030 con puntos de operación del refrigerante R-134a y R-507a.



Fuente: (Clark, 2021).

$$P_i = \frac{SG * H}{2.31} = \frac{1.22 * 66.71 ft}{2.31} = 35.2 \text{ psig} \quad (10)$$

En el Cuadro no.18 se muestran los datos de ambos puntos de operación, el primero sin el ajuste de presión y el segundo incorporando el ajuste en la presión hidrostática de la bomba. Para obtener la presión total de descarga, se utilizó la ecuación no.11 (Çengel y col., 2006) tomando en cuenta la suma de la presión del acumulador y la presión hidrostática de la bomba. Con los resultados obtenidos, se verificó que la temperatura del refrigerante a la presión definida y para un estado líquido, no superara 70°C debido a que este es el límite

de operación de la bomba definida por el fabricante. Para realizar en análisis, se asumió que no existen pérdidas de presión en el sistema de modo que las propiedades de presión y temperatura a la salida de la bomba, se mantienen constantes a lo largo del circuito (Çengel & Ghajar, 2011).

Cuadro 18: Ajustes de presión de operación del sistema

Presión curva (psig)	Altura equivalente H (ft)	Gravedad específica R-134a	Presión ajustada P_i (Eq.9)	Caudal (m^3/s)
29	66.71	1.22	35.2	3.26×10^{-5}

Fuente: Elaboración propia.

$$P_{descarga} = P_{acum} + P_i \quad (11)$$

$$P_{descarga} = 85\text{psig} + 35.2\text{psig} = 119.76\text{psi} \approx 120\text{psi}$$

5.3.4. Post-calentador

El post-calentador, se diseñó como un tramo de tubería de cobre calentado por una resistencia eléctrica flexible, se eligió este tipo de resistencia para lograr que el calor se distribuyera alrededor de toda la tubería logrando un contacto directo con todo el tramo y no solo en una sección del post-calentador. El material de las resistencias elegidas es caucho de silicón y fue elegido ya que, este tipo de resistencias posee valores altos de potencia en las mismas dimensiones que las resistencias fabricadas a partir de otros materiales como las de poliamida. De igual forma, las resistencias de caucho de silicón pueden llegar a ser utilizadas para sistemas industriales de manera que si se quisiera incrementar el tamaño del sistema de transferencia de calor diseñado, estas resistencias podrían seguirse utilizando como fuente de calor. Las características de estos calentadores se pueden observar en el Cuadro no. 19.

Cuadro 19: Especificaciones técnicas de las resistencias eléctricas elegidas

Resistencias eléctricas (calentadores flexibles)	
Marca	Omega
Modelo	SRMU100418
Geometría	Rectangular
Rango de temperatura	-51°C - 232°C
Densidad de potencia	10 W/in ²
Potencia	720 W
Voltaje	120 AC
Ancho	4 in
Longitud	18 in
Grosor	0.125 in
Material	Caucho de silicón

Fuente: (Omega, 2019b).

Además, se implementó un sistema de control de adición de calor por medio de transformadores eléctricos de voltaje variable los cuales, fueron elegidos porque se pueden conectar directamente a las resistencias eléctricas lo que permite que se pueda controlar la cantidad de calor añadido al fluido cambiando los valores de voltaje de salida y así obtener diferentes calidades y puntos termodinámicos del fluido. En el Cuadro no.20 se muestran las características de los transformadores eléctricos elegidos.

Cuadro 20: Especificaciones técnicas de las resistencias eléctricas utilizadas

Transformadores eléctricos variables	
Marca	Circuit Specialists
Modelo	TDGC2-3D
Potencia	3000 VA
Voltaje de entrada	117 V - AC
Corriente de entrada	25.6 A
Voltaje de salida	0-130 V - AC
Corriente de salida	23 A
Frecuencia	50/60 hz
Eficiencia de salida	90 %

Fuente: (Specialists, 2021).

Para dimensionar el post-calentador, se utilizó la información del fluido en la salida del intercambiador de calor de la etapa de pre-calentamiento y con estos datos se definió el estado termodinámico no.3. Estos valores se pueden observar en el Cuadro no.21.

Cuadro 21: Estado termodinámico no.3 (salida del intercambiador de calor de la etapa de pre-calentamiento)

Temperatura (°C)	Presión (psig)	Densidad (kg/m³)	Entalpía (J/kg)	Calidad
36.67	120	62.31	223190	0.72

Fuente: Elaboración propia.

En el post-calentador solo se utilizó una resistencia para añadir calor al fluido, se limitó la potencia de la resistencia incrementando 180W cada vez hasta alcanzar la potencia máxima para que se obtuvieran diferentes calidades y así obtener 4 estados termodinámicos con el fin de analizar el comportamiento del coeficiente de transferencia de calor. En este análisis se asumió que la conversión de energía eléctrica en calor es del 100 % (Çengel y col., 2015). Se utilizó la ecuación no.12 (Çengel y col., 2015) para obtener la entalpía del fluido luego de añadir el calor generado por la resistencia y con este valor encontrar cada estado termodinámico en conjunto con la presión del fluido en el estado termodinámico no.3. En el Cuadro no.22 se muestran los resultados de los estados termodinámicos que se obtuvieron utilizando la ecuación no.12 y los diferentes valores de calor/potencia de la resistencia. La ecuación no.12 presenta el resultado del valor de entalpía para la potencia máxima de la resistencia.

$$h_{post} = \frac{\dot{Q}_{resistencia}}{\dot{m}_{bomba}} + h_3 \quad (12)$$

$$h_{post} = \frac{720W}{0.038kg/s} + 223190J/kg = 242140 J/kg$$

Cuadro 22: Estados termodinámicos en la salida el post-calentador (luego de añadir calor con la resistencia eléctrica al refrigerante R-134a)

Pot.resistencia (W)	Temperatura (°C)	Presión (psig)	Densidad (kg/m ³)	Entalpía (J/kg) Eq.12	Calidad
180	36.67	120	60.06	227930	0.75
360	36.67	120	57.97	232660	0.78
540	36.67	120	56.02	237400	0.80
720	36.67	120	54.20	242140	0.83

Fuente: Elaboración propia.

Luego de obtener los puntos termodinámicos de interés, se determinó el tipo y material de la tubería para el post-calentador. Se utilizó tubería de cobre rígida debido a que los tramos de tubería no requieren dobleces manuales como en el caso de la tubería del sistema de refrigeración. En lugar de realizar los dobleces de forma manual, se utilizaron accesorios tales como codos a 90° para los giros de la tubería. Además, se utilizó tubería de cobre tipo L ya que, esta es la que se emplea en los circuitos de refrigeración y aire acondicionado cuyo fluido de trabajo son refrigerantes al igual que en el sistema de transferencia de calor que se diseñó (Miller & Miller, 2006). El Cuadro no. 23 muestra las medidas comerciales de la tubería de cobre tipo L.

Cuadro 23: Medidas comerciales de tubería de cobre rígida tipo L.

Diám.exterior (in)	Espesor de pared (in)	Peso aprox. (lb)
3/8	0.030	0.126
1/2	0.035	0.198
5/8	0.040	0.285
3/4	0.042	0.362
7/8	0.045	0.445
1 1/8	0.050	0.655
1 3/8	0.055	0.884
1 5/8	0.060	1.114
2 1/8	0.070	1.75
2 5/8	0.080	2.48

Fuente: (Miller & Miller, 2006).

Se utilizó la ecuación no.13 (Çengel & Ghajar, 2011) para determinar la longitud del post-calentador a partir de tubería de cobre rígida tipo L y la densidad de potencia de las resistencias que se observa en el Cuadro no. 19 y tiene un valor de 10 W/in² equivalente a 15500 W/m². Se eligió un diámetro de tubería de 1 1/8 de pulgada = 0.0286 m para continuar con la misma medida de las tuberías que provienen del intercambiador de calor de la etapa de pre-calentamiento.

$$L_{post} = \frac{\dot{Q}_{resistencia}}{15500 * \pi * D_{post}} = \frac{720W}{15500W/m^2 * \pi * 0.0286m} = 0.52 m \quad (13)$$

El resultado de la longitud de la ecuación no.13 corresponde al valor de potencia máxima de la resistencia (720 W). Se dimensionó de esta forma para garantizar que se lograra obtener el área de transferencia de calor máxima para que con los cálculos de potencias menores, el área fuera superior a la necesaria y no inferior ya que, al ser menor, no lograría alcanzar la calidad requerida. En la sección de anexos no.10.3 se observa el plano del post-calentador.

Se estableció que las propiedades termodinámicas del fluido debían obtenerse con sensores de presión y temperatura que pudieran ser acoplados directamente a las tuberías de la etapa de post-calentamiento por donde circula el fluido. Se eligieron sensores de temperatura *RTD PT100*, estos envían una señal que puede ser procesada electrónicamente en una computadora. Las características técnicas de estos sensores se observan en el Cuadro no.24

Cuadro 24: Especificaciones técnicas de los sensores de temperatura elegidos

Sensores de temperatura (RTD)	
Marca	Omega
Modelo	PR-21C-3
Temperatura máx.	250 °C
Rango de operación	-50 hasta 250°C
Tipo de sensor	Probeta sumergible
Tamaño de conexión	3/8"NPT
Longitud de probeta	1 in
Diámetro de probeta	1/4 in

Fuente: (Omega, 2019a).

También se eligieron transductores de presión los cuales registran la presión del fluido y envían una señal de monitoreo. Se eligieron estos equipos porque poseen un método de acople directo en las tuberías y son ampliamente utilizados a nivel industrial. Las características de los componentes elegidos se observan en el Cuadro no.25

Cuadro 25: Especificaciones técnicas de los transductores de presión elegidos

Transductores de presión	
Marca	Omega
Modelo	PX309-200GI
Rango de presiones	0 hasta 200 psi
Tipo de medición	manométrica
Precisión	0.1 % hasta 0.25 %
Señal de salida	0 - 10 Vdc
Tamaño de conexión	1/4"NPT

Fuente: (Omega, 2018).

5.3.5. Condensación en intercambiador de calor

Luego de salir del post-calentador, el refrigerante debe condensarse en un intercambiador de calor para regresar a la bomba y ser desplazado nuevamente hacia todo el circuito. En el intercambiador se transfiere calor hacia agua que proviene de un *chiller* que la mantiene a una temperatura específica. Para determinar la capacidad del intercambiador de calor, se definió el estado con el que debe salir el fluido del intercambiador de calor. Para este caso, se determinó que el refrigerante debía salir sub-enfriado con el fin de garantizar que llegue refrigerante líquido a la bomba y no como una mezcla. Para subenfriar el refrigerante, se utilizó como valor de diseño una disminución de -2.67°C la temperatura a la entrada del intercambiador de calor y la misma presión de entrada asumiendo que no hay pérdidas de presión en el intercambiador de calor. Con estos valores se obtuvo el 4to estado termodinámico que corresponde a la salida del intercambiador de calor. Los datos se muestran en el Cuadro no.26.

Cuadro 26: Estado termodinámico no.4 (salida del intercambiador de calor de placas soldadas)

Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	Presión (psig)	Densidad (kg/m^3)	Entalpía (J/kg)	Calidad
34	120	1172.0	99391	Sub-enfriado

Fuente: Elaboración propia.

Con la definición del 4to estado termodinámico, se calculó la cantidad necesaria de calor para condensar el refrigerante por medio de la diferencia de entalpías entre el post-calentador (Cuadro no.22) y el estado termodinámico no.4 (Cuadro no.26).

$$\dot{Q}_{condensar} = \dot{m}_{bomba} * (h_{post} - h_{E4}) \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{condensar} = 0.038\text{kg}/\text{s} * (242140 - 99391)\text{J}/\text{kg} = 5424.42\text{W}$$

El resultado de la ecuación no.14 se utilizó para establecer la capacidad mínima del intercambiador de calor. En dicha ecuación, se ingresó la entalpía más grande del Cuadro no.22 que corresponde cuando la resistencia eléctrica se encuentra a potencia máxima (720 W) para garantizar que se logre la condensación completa con cualquiera de las calidades del refrigerante. Luego de obtener el valor, se seleccionó un intercambiador de calor de placas soldadas ya que, estos elementos son ideales para trabajar con refrigerantes debido a su alta capacidad de transferencia de calor en comparación con otros tipos de intercambiadores. Otra de las razones de su elección fue el tamaño ya que, estos son equipos compactos que facilitan su instalación y favorece al aprovechamiento de espacio en los sistemas donde se utilizan. El Cuadro no.48 muestra las características del intercambiador de calor elegido.

Dentro del análisis de condensación del refrigerante, también se obtuvieron los estados termodinámicos del agua antes de entrar al intercambiador de calor y luego de absorber el calor cedido por el refrigerante. El primer estado termodinámico del agua se definió con los valores del *chiller* ya que, este equipo proporciona valores de presión y un rango de temperatura del agua que se traslada hacia el intercambiador de calor. Los datos técnicos

del *chiller* se muestran en el Cuadro no.27. El chiller elegido es para uso de laboratorio y fue elegido porque posee un rango amplio de temperaturas que pueden establecerse para el agua, esto permite que se pueda experimentar con todos los valores de temperatura que ofrece.

Cuadro 27: Especificaciones técnicas de los *chillers* elegidos

<i>Chillers</i>	
Marca	Polyscience
Modelo	LS51M11A110C
Conexiones	1/2"NPT hembra
T. operación líquido	-20°C a 40°C
Reservorio	0.7
Tamaño del compresor	1/2 HP
Presión máxima	9 psi
Caudal @ max presión	14.8 L/min
Flujo másico	0.274 kg/s
Capacidad max. refrigeración	1550 W
Peso	102 lb
Tamaño (Largo x ancho x alto)	60.7 x 25.4 x 48.3 cm
Voltaje y frecuencia	120 V / 60 hz

Fuente: (PolyScience, 2014).

Se estableció una temperatura del agua de *chiller* a 20°C ya que, esta se encuentra por debajo de la temperatura del estado termodinámico no.3 a la entrada del intercambiador de calor lo que garantiza la transferencia de calor. Con esa temperatura y la presión de salida del *chiller*, se definió el estado termodinámico del agua a la entrada del intercambiador de calor. Para conocer la temperatura del agua en la salida del intercambiador de calor, se estableció que el calor extraído del refrigerante para lograr condensarlo, es igual al calor absorbido por el agua en el intercambiador de calor, por medio de este concepto se utilizó la ecuación no.15 (Çengel y col., 2015), esto para definir el estado termodinámico del agua asumiendo que tiene la misma presión en la entrada y salida. En este análisis teórico se consideró que no existen caídas de presión en las tuberías de la etapa de post-calentamiento.

$$\dot{Q}_{condensar} = \dot{Q}_{agua} = 5424.42 \text{ W}$$

$$T_{agua,sal} = \frac{\dot{Q}_{agua}}{\dot{m}_{agua} C_{p_{agua}}} + T_{agua,ent} \quad (15)$$

$$T_{agua,sal} = \frac{5424.42 \text{ W}}{0.274 \text{ kg/s} * 4182 \text{ J/kgK}} + 20^\circ \text{C} = 24.4^\circ \text{C}$$

En la ecuación no.15 se asumieron las propiedades de calores específicos constantes utilizando el calor específico del agua a la entrada del intercambiador de calor, como el calor específico a la salida del intercambiador de calor sabiendo que el agua sale a una temperatura diferente (Çengel & Ghajar, 2011). Los estados termodinámicos del agua a la entrada y salida del intercambiador de calor se muestran en el Cuadro no.28

Cuadro 28: Estados termodinámicos del agua de *chiller* en la entrada y salida del intercambiador de calor de placas soldadas.

	Temperatura (°C)	Presión (psig)	Densidad (kg/m)	Entalpía (J/kg)	Calor específico (J/kg K)	Calidad
Entrada	20.00	9.00	998.24	84,066.00	4183.9	Sub-enfriado
Salida	24.40	9.00	997.23	102470	4181.4	Sub-enfriado

Fuente: Elaboración propia.

5.3.6. Coeficiente de transferencia de calor

Luego de obtener los estados termodinámicos del refrigerante y del agua desde el post-calentador hasta la salida del intercambiador de calor, se utilizó la ecuación no.16 conocida como la correlación de Akers (Longo & Zilo, 2012) para obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección del refrigerante. Ya que, el coeficiente de transferencia de calor depende de las calidades del refrigerante, se utilizaron las calidades calculadas a la salida del post-calentador (Cuadro no.22). Los valores del coeficiente de transferencia de calor que se obtuvieron por medio de las ecuaciones no.16 y no.18, se observan en la sección de resultados. En el Cuadro no.29 se observan los nombres de las variables que se utilizan en la ecuación no.16.

$$h_{ref} = G_{e1} (Re_{eq})^{1/3} (Pr_L)^{1/3} \frac{\lambda_L}{D_h} \quad (16)$$

Donde

Cuadro 29: Variables de las ecuaciones no.15 a la no.19

Variable	Descripción
h_{ref}	Coefficiente de transferencia de calor por convección
G_{e1}	Constante geométrica del intercambiador de calor
Re_{eq}	Número de Reynolds equivalente
Pr_L	Número de Prandtl en estado líquido saturado
λ_L	Coefficiente de conductividad térmica del refrigerante
D_h	Diámetro hidráulico de los canales del intercambiador de calor
G_c	Flujo másico en canales
X	Calidad del refrigerante
ρ	Densidad del refrigerante (L = líquido / g = gas)
μ	Viscosidad dinámica
C_p	Calor específico del refrigerante

Fuente: Elaboración propia.

$$G_{e1} = 11.22 \left(\frac{p_{co}}{D_h} \right)^{-2.83} \left(\frac{\pi}{2} - \beta \right)^{-4.5} \quad (17)$$

$$G_{e1} = 11.22 \left(\frac{0.007 \text{ m}}{0.0046 \text{ m}} \right)^{-2.83} \left(\frac{\pi}{2} - 0.785 \text{ rad} \right)^{-4.5} = 10.14$$

$$Re_{eq} = G_c \left[(1 - X) + X (\rho_L / \rho_G)^{1/2} \right] \left(\frac{D_h}{\mu_L} \right) \quad (18)$$

$$G_c = \frac{\dot{m}_{bomba}}{N_{cp} b L_w} = \frac{0.038 \text{ kg/s}}{59 * 0.023 \text{ m} * 0.111 \text{ m}} = 2.52 \text{ kg/m}^2 \text{ s} \quad (19)$$

$$Pr_L = \frac{\mu_L C_{pL}}{\lambda_L} = \frac{0.00017 * 1479.7 \text{ J/kgK}}{0.076 \text{ W/mK}} = 3.31 \quad (20)$$

La ecuación no.17 (Han y col., 2003) se utilizó para ajustar la constante de la ecuación no.16 de acuerdo con las características del intercambiador de calor utilizado. Las ecuaciones que van de la no.21 a la no.23 (Han y col., 2003) se utilizaron para encontrar algunas características geométricas del intercambiador de calor. En el Cuadro no. 30 se observan los nombres de las variables utilizadas

$$D_h = \frac{2b}{\phi} = \frac{2 * 0.0023 \text{ m}}{1} = 0.0046 \text{ m} \quad (21)$$

$$p = \frac{L_c}{N_t - 1} = \frac{0.153 \text{ m}}{60 - 1} = 0.0026 \text{ m} \quad (22)$$

$$b = p - t = 0.0026 \text{ m} - 0.0003 \text{ m} = 0.0023 \text{ m} \quad (23)$$

Donde:

Cuadro 30: Variables de las ecuaciones 20-22

Variable	Descripción
p	Paso de la placa
b	Espacio entre canales

Fuente: Elaboración propia.

Los valores de conductividad térmica, viscosidad dinámica, densidad, calores específicos para líquido saturado y vapor saturado se obtuvieron del Cuadro no. 31 donde se encuentran los estados termodinámicos a la temperatura y presión de entrada del post-calentador.

Cuadro 31: Propiedades del refrigerante R-134a en estado líquido y vapor saturado

Temperatura (°C)	Presión (psig)	Densidad (kg/m ³)	Cond. térmica (W/mK)	Viscosidad dinámica (Pa-s)	Calidad
36.67	120	1160.70	0.076	0.00017	0
36.67	120	45.54	0.015	0.000012	1

Fuente: Elaboración propia.

5.3.7. Análisis de transferencia de calor con segundo refrigerante (R-507a)

Luego de diseñar los elementos de la fase de post-calentamiento utilizando como fluido de trabajo R-134a, se decidió utilizar otro refrigerante como fluido de trabajo para comparar los coeficientes de transferencia de calor y su desempeño con el análisis realizado con el R-134a. Se eligió el refrigerante R-507a para el segundo fluido de trabajo ya que, se quería comparar el comportamiento de los refrigerantes en dos aplicaciones de refrigeración. El R-134a como refrigerante de uso doméstico y el R-507a como refrigerante de uso industrial. (Danfoss, 2014). Para iniciar con el análisis, se definió nuevamente un punto de operación de la bomba en la curva de presión - caudal que se muestra en la Figura no. 19. Con el valor elegido, se ajustó la presión hidrostática del refrigerante con la ecuación no.10. Los valores de presión de la curva y ajustada se observan en el Cuadro no. 32. Para obtener la presión total de descarga, se utilizó nuevamente la ecuación no.11.

$$P_i = \frac{SG * H}{2.31} = \frac{1.07 * 230 ft}{2.31} \approx 105 \text{ psig}$$

Cuadro 32: Presión hidrostática de la bomba ajustada al refrigerante R-507.

Presión curva (psig)	Altura eq. H (ft)	Gravedad específica R-507a	Presión ajustada Pi (Eq.9)	Caudal (m ³ /s)
100	230	1.07	105	3.26x10 ⁻⁵

Fuente: Elaboración propia.

$$P_{descarga} = P_{acum} + P_i = 85 \text{ psig} + 105 \text{ psig} \approx 190 \text{ psig}$$

El procedimiento de cálculo para realizar el análisis con el refrigerante R-507 fue el mismo planteado en la sección 5.3.3 hasta la sección 5.3.6. Cabe mencionar, que para obtener las propiedades termodinámicas del refrigerante R-507a, se utilizó un software diferente a Refprop mini ya que este, no cuenta con datos para ese refrigerante. Por lo tanto, se utilizó el software *IRC Fluid Property Calculator* (IRC, 2020) y con la información termodinámica, se obtuvieron los valores del estado termodinámico no.3 que se muestran en el Cuadro no.33

Cuadro 33: Estado termodinámico no.3 (R-507) (salida del intercambiador de calor de la etapa de pre-calentamiento)

Temperatura (°C)	Presión (psig)	Densidad (kg/m ³)	Entalpía (J/kg)	Calidad
28.71	190	104.00	187000	0.72

Fuente: Elaboración propia.

Los valores de los estados termodinámicos luego de aplicarle calor al refrigerante en el post-calentador se observan en el Cuadro no.34

Cuadro 34: Estados termodinámicos en la salida del post-calentador (luego de añadir calor al refrigerante R-507)

Pot.resistencia (W)	Temperatura (°C)	Presión (psig)	{Densidad (kg/m ³)	Entalpía (J/kg) Eq.11	Calidad
180	28.71	190.00	99.10	192160.79	0.76
360	28.71	190.00	94.70	197321.58	0.80
540	28.71	190.00	90.60	202482.37	0.84
720	28.71	190.00	86.90	207643.16	0.88

Fuente: Elaboración propia.

En el Cuadro no.35 se observan los resultados del estado termodinámico del refrigerante luego de ceder calor en el intercambiador de calor.

Cuadro 35: Estado termodinámico no.4 (salida del intercambiador de calor de placas soldadas)

Temperatura (°C)	Presión (psig)	Densidad (kg/m ³)	Entalpía (J/kg)	Calidad
26.71	190.00	1040.00	89200.00	Sub-enfriado

Fuente: Elaboración propia.

Con la ecuación no.14 se calculó la cantidad de calor necesaria para condensar el refrigerante R-507. Al igual que en el análisis del R-134a, se utilizaron las propiedades de los estados termodinámicos del Cuadro no.34 que cuenta con el valor de potencia máxima de las resistencias para obtener el valor de calor necesario para condensar el refrigerante

$$\dot{Q}_{condensar} = \dot{m}_{bomba} * (h_{post} - h_{E4}) = 4131.11 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{condensar} = 0.0035 \text{ kg/s} * (207643.16 - 89200) = 4131.11 \text{ W}$$

Se utilizó la ecuación no.15 para encontrar la temperatura de salida del agua luego de absorber calor en el intercambiador de calor. Con esa temperatura y la presión de salida del

chiller se definió el estado termodinámico. En el Cuadro no.36 se observan las propiedades del agua en la entrada y salida del intercambiador de calor.

$$T_{agua,sal} = \frac{\dot{Q}_{agua}}{\dot{m}_{agua}C_{p_{agua}}} + T_{agua,ent} = 23.61 \text{ } ^\circ C$$

$$T_{agua,sal} = \frac{4131.11W}{0.0035kg/s * 4183.9J/kgK} + 20^\circ C = 23.61 \text{ } ^\circ C$$

Cuadro 36: Estados termodinámicos del agua de *chiller* antes y después de la transferencia de calor con R-507 en el intercambiador de placas soldadas.

	Temperatura (°C)	Presión (psig)	Densidad (kg/m)	Entalpía (J/kg)	Calor específico (J/kg K)	Calidad
Entrada	20.00	9.00	998.24	84066.00	4183.9	Sub-enfriado
Salida	23.61	9.00	997.43	99135.00	4181.8	Sub-enfriado

Fuente: Elaboración propia.

Se calcularon las propiedades del R-507 tales como: conductividad térmica, viscosidad dinámica y calor específico para las condiciones de líquido y vapor saturado a la temperatura de entrada del refrigerante en el intercambiador de calor de placas soldadas. Los resultados se encuentran en el Cuadro no.37. Estas propiedades se utilizaron para obtener los resultados de las ecuaciones no.19 y no.20 para el cambio de refrigerante.

Cuadro 37: Propiedades del refrigerante R-507 para líquido y vapor saturado

Temperatura (°C)	Presión (psig)	Densidad (kg/m ³)	Cond. térmica (W/mK)	Viscosidad dinámica (Pa-s)	Calidad
28.71	190	1030	0.0625	0.00012	0
28.71	190	76.8	0.0187	0.000015	1

Fuente: Elaboración propia.

Los siguientes valores corresponden a las ecuaciones no.19 y no.20.

$$G_c = \frac{\dot{m}_{bomba}}{N_{cp}bL_w} = \frac{0.034 \text{ kg/s}}{59 * 0.023 \text{ m} * 0.111 \text{ m}} = 2.32 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

$$Pr_L = \frac{\mu_L C_{pL}}{\lambda_L} = \frac{0.000121 * 1575.4 \text{ J/kgK}}{0.0625 \text{ W/mK}} = 3.05$$

Debido a que se realizó el cambio de fluido de R-134a a R-507a, se debe ajustar la constante 11.22 de la ecuación no.17 ya que, ese valor se utiliza solo para R-134a. Esto da como resultado la ecuación no.25 (López, 2014) en donde se observa el nuevo valor para el uso del refrigerante R-507a.

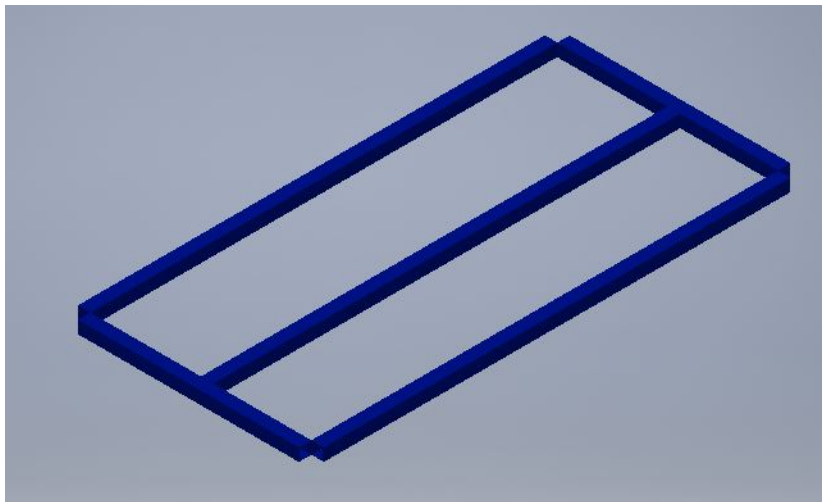
$$G_{e1} = 19.20 \left(\frac{p_{co}}{D_h}\right)^{-2.83} \left(\frac{\pi}{2} - \beta\right)^{-4.5} \quad (24)$$

$$G_{e1} = 19.20 \left(\frac{0.007 \text{ m}}{0.0046 \text{ m}}\right)^{-2.83} \left(\frac{\pi}{2} - 0.785 \text{ rad}\right)^{-4.5} = 17.35$$

5.4. Diseño de la estructura para el montaje de los sistemas

Se diseñó con el software Autodesk Inventor 2019 (Autodesk, 2019) una estructura con la capacidad de albergar ambos sistemas en espacios independientes. Como requisito se estableció un tamaño máximo de 1.80 m de alto, 2.5 m de largo y 1 m de profundidad. Con las restricciones de tamaño, se diseñó el espacio para el sistema de refrigeración contemplando dos secciones de anclaje de los componentes. La primera sección, fue la del sistema de refrigeración, como requisito se contaba con un espacio de instalación de 1. La sección del sistema de refrigeración se diseñó de manera que el compresor y sus accesorios se pudieran instalar de forma horizontal y en una superficie plana donde una barra transversal suportara el peso de los componentes. Esta sección se muestra la Figura no. 20.

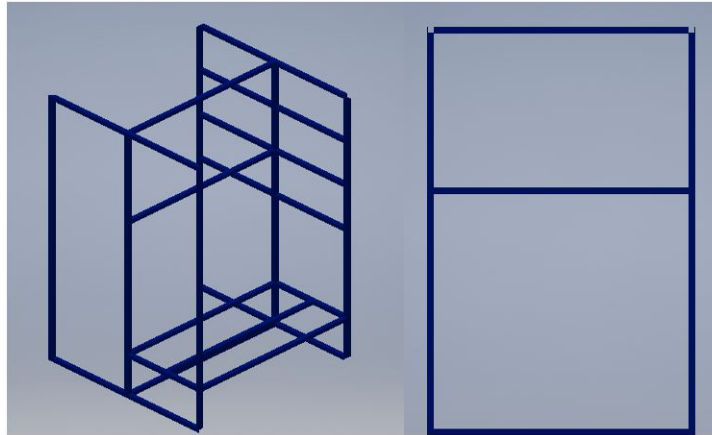
Figura 20: Base para montaje de compresor correspondiente a la sección 1 del sistema de refrigeración



Fuente: Elaboración propia.

La segunda sección del espacio de refrigeración, se diseñó para que los elementos tales como: espacio refrigerado, condensador, válvula de expansión, presostato, manómetros y válvula solenoide pudieran ser instalados verticalmente en una placa de aluminio ACM y luego se atornillaran al marco de la estructura y al soporte horizontal permitiendo a los usuarios poder interactuar con los componentes de pie. Esta sección se observa en la Figura no. 21.

Figura 21: Estructura de la sección no.2 del sistema de refrigeración para montaje de espacio refrigerado



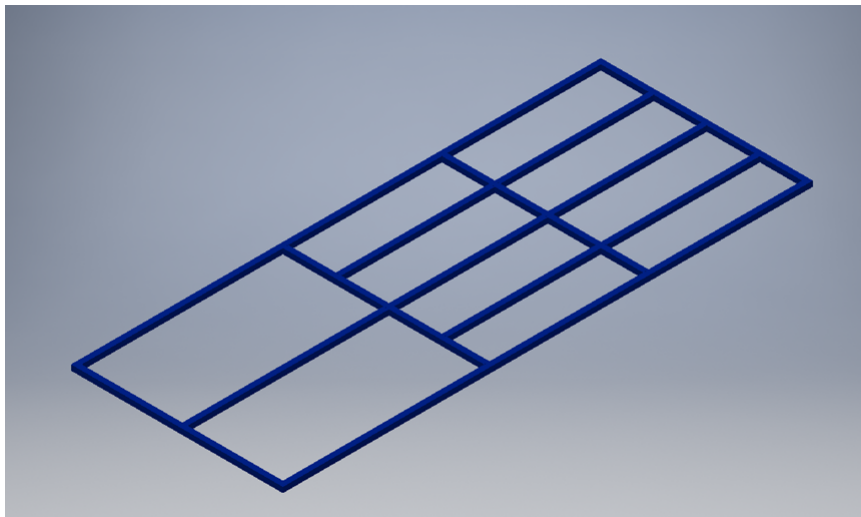
Fuente: Elaboración propia.

El material que se eligió para diseñar la estructura fue acero negro en forma de tubería cuadrada de 1 con un espesor de pared de 2.5 mm conocido como calibre 14. Se escogió este material por su amplia disponibilidad en el mercado local, facilidad para trabajar con él y su bajo costo en comparación con materiales como tubería de la misma medida en aleación de aluminio 6061.

Para la instalación de los elementos del sistema de transferencia de calor, se dividió el espacio en 5 niveles. Cada nivel se diseñó para albergar las etapas del sistema y sus dispositivos de control. El siguiente listado indica el nombre de cada uno de los niveles.

- Nivel 1: Nivel de suelo, diseñado para instalación de *chillers* y bomba del sistema. Este observa en la Figura no. [22](#).

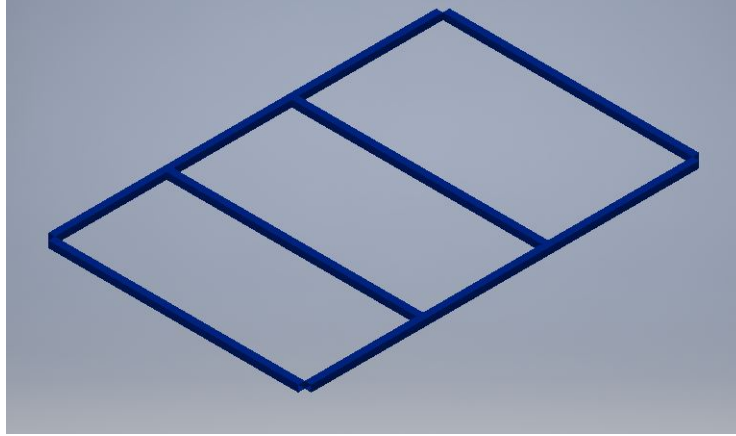
Figura 22: Diseño del primer nivel de la estructura



Fuente: Elaboración propia.

- Nivel 2: Nivel de calentamiento, diseñado para la instalación de la etapa de pre-calentamiento y post-calentamiento. Este se observa en la Figura no. [23](#).

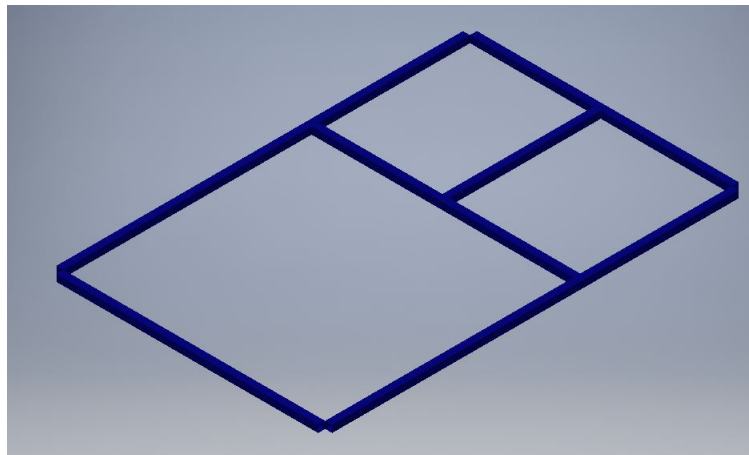
Figura 23: Diseño del nivel de calentamiento para montaje de la etapa de pre-calentamiento y post-calentamiento



Fuente: Elaboración propia.

- Nivel 3: Nivel de enfriamiento, diseñado para la instalación del intercambiador de calor de la etapa de post-calentamiento. Este se observa en la Figura no. [24](#).

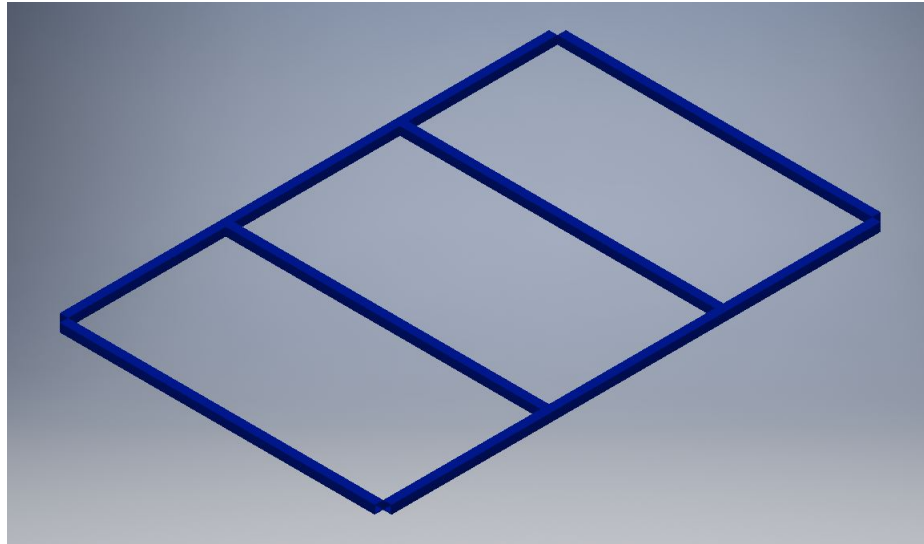
Figura 24: Diseño del nivel de enfriamiento de la estructura



Fuente: Elaboración propia.

- Nivel 4: Nivel de sistema eléctrico, diseñado para la instalación de las fuentes de energía y transformadores eléctricos para alimentación de resistencias eléctricas. Este se observa en la Figura no. [25](#).

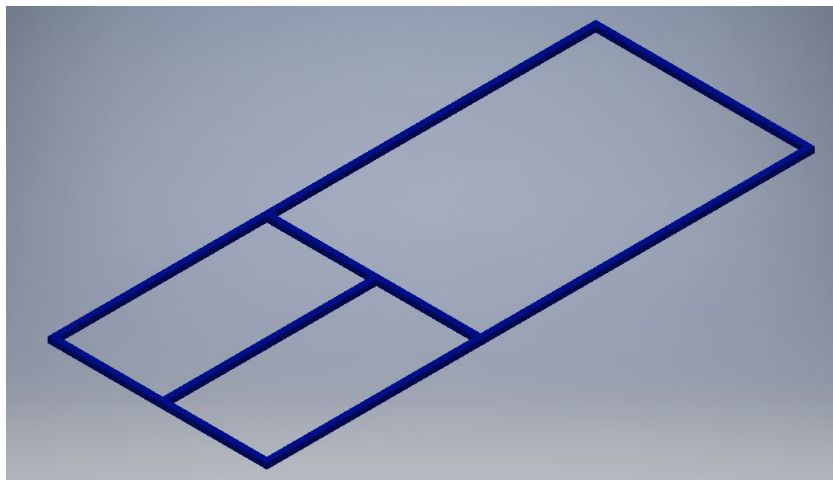
Figura 25: Diseño del nivel para instalación del sistema eléctrico



Fuente: Elaboración propia.

- Nivel 5: Nivel de rigidez, diseñado para proporcionar rigidez a la estructura y se utilizado como soportes de las columnas metálicas. Este se observa en la Figura no. [26](#).

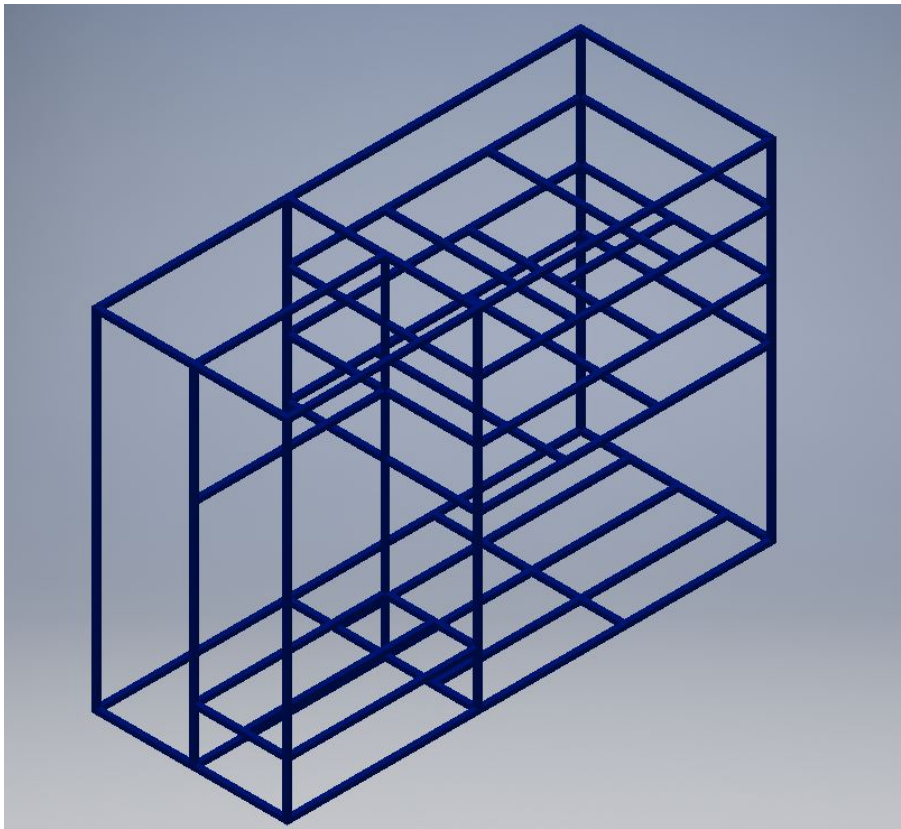
Figura 26: Diseño del último nivel de la estructura



Fuente: Elaboración propia.

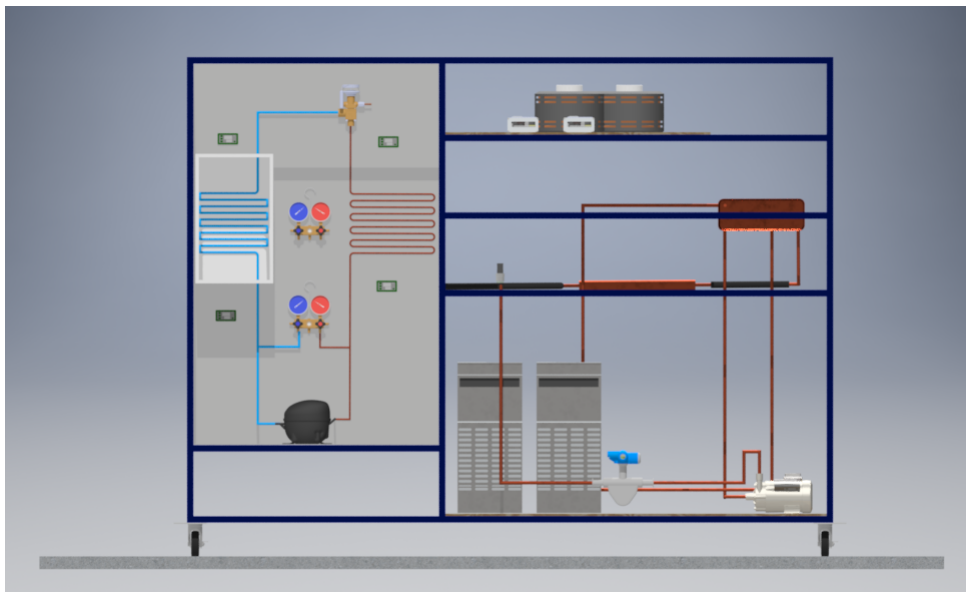
El diseño completo de la estructura se observa en la Figura no. [27](#) y los planos de fabricación se observan en la sección de anexos no. [10.3](#). Luego de diseñar la estructura, se colocaron en todos los componentes de ambos sistemas en el modelo CAD de la estructura para verificar que los espacios fueran los adecuados y que todos los componentes se pudieran instalar sin ningún problema, esto se observa en la Figura no. [28](#).

Figura 27: Diseño final de la estructura



Fuente: Elaboración propia.

Figura 28: Diseño preliminar del montaje de los componentes de ambos sistemas en la estructura diseñada.



Fuente: Elaboración propia.

5.5. Fase de construcción

5.5.1. Construcción de estructura

La construcción de la estructura se basó en los planos del modelo CAD que se diseñó, estos se pueden observar en la sección de anexos no. 10.3. Previo a construir la estructura se compraron con un proveedor local 11 tubos de 6 metros de longitud de acero negro de medida 1"x 1" con un grosor de pared de 2.5 mm equivalente a un calibre no.14. Estos perfiles fueron utilizados para diseñar la estructura en el software Inventor. La cantidad de tubos comprada se basó en las dimensiones de los elementos del plano del modelo CAD. Se realizaron los cortes de cada uno de los tubos utilizando una cortadora de metal con disco de corte de óxido de aluminio. En la Figura no. 29 se observan los elementos cortados y posicionados según la geometría definida en los planos de diseño.

Figura 29: Corte de tubería y posicionamiento del primer y último nivel del sistema de transferencia de calor



Fuente: Elaboración propia.

Con los elementos cortados, se procedió a unirlos por medio de soldadura de arco eléctrico. Se utilizó electrodo para soldadura de acero con bajo contenido de carbono 6013 de 3/32" de diámetro. La máquina de soldadura se configuró para obtener 100 amperios en el electrodo ya que, para amperajes más altos, el material se perforaba por el exceso de calor y para valores menores, no se lograba obtener una soldadura uniforme a lo largo de los elementos metálicos y se formaban puntos de acumulación de soldadura.

Durante el proceso de soldadura, se utilizaron mesas metálicas para apoyar los elementos con el fin de realizar la soldadura de pie y evitar cargar los tubos durante la unión. Esto se observa en la Figura no.30. Con los elementos apoyados, se realizó la soldadura de cada uno de los niveles y secciones de la estructura en conjunto con el otro, integrante de este proyecto. En la Figura no.31 se observa el proceso de soldadura de uno de los niveles de la estructura.

Figura 30: Mesas de apoyo para realizar las soldaduras de los elementos metálicos



Fuente: Elaboración propia.

Figura 31: Proceso de soldadura del nivel no.1 del sistema de transferencia de calor.



Fuente: Elaboración propia.

El proceso de soldadura se inició con la unión del primero y último nivel del sistema de transferencia de calor ya que, estos contaban con la mayor cantidad de piezas y proporcionaban los límites del ancho y largo de la estructura, esto permitió que se utilizaran como referencia para la construcción de los otros niveles. El primero y último nivel se observan en la Figura no.32 luego de ser soldados.

Figura 32: Finalización de la soldadura del primer y último nivel de la estructura



Fuente: Elaboración propia.

Luego de finalizar el primer y último nivel, se realizó la soldadura de todos los soportes restantes del sistema de refrigeración para posteriormente, realizar la unión entre ambas estructuras. La sección que corresponde al sistema de refrigeración se observa en la Figura no. 33 y la unión entre ambas estructuras se observa en la Figura no. 34

Figura 33: Estructura para montaje del sistema de refrigeración



Fuente: Elaboración propia.

Figura 34: Unión entre la estructura del sistema de refrigeración, el primer y último nivel del sistema de transferencia de calor.



Fuente: Elaboración propia.

Luego de la unión entre ambos sistemas, se construyeron los niveles de calentamiento, enfriamiento y sistemas eléctricos para agregarlos a la estructura con el fin de finalizarla. El resultado de toda la estructura y la unión de los niveles restantes se muestra en la Figura no. **35**.

Figura 35: Construcción de estructura finalizada



Fuente: Elaboración propia.

Luego de finalizar el proceso de soldadura, se utilizó un compresor de aire de 25 L para pintar la estructura de color azul oscuro. Para la aplicación de la pintura se ajustó la presión del compresor a 40 psig para obtener una capa de pintura uniforme porque con una presión más baja se necesitaban más a la estructura. En la Figura no. **36** se observa el resultado de la aplicación de pintura.

Figura 36: Trabajo finalizado de pintura



Fuente: Elaboración propia.

Por último, se colocaron ruedas a la estructura para facilitar su movimiento y traslado en el espacio definido para su instalación. Las ruedas se unieron por medio de pernos a las platinas que se habían soldado en las 4 esquinas laterales de la estructura. En la Figura no. 37 se observa la estructura instalada en su ubicación final.

Figura 37: Ubicación y posición final de la estructura en el laboratorio designado



Fuente: Elaboración propia.

5.5.2. Construcción de la fase de evaporación del sistema de refrigeración

Como parte de los requisitos, se utilizó una lámina de aluminio compuesto que se instaló en los soportes del sistema de refrigeración. La lámina se en forma vertical que se utilizó como superficie de sujeción en la cual, se atornillaron accesorios tales como soportes, sensores, válvulas, etc, de la fase de evaporación y condensación. Se utilizaron tornillos con cabeza hexagonal de 3/8 pulgada y diámetro de 1/4 pulgada para anclar la lámina de ACM a los soportes metálicos de la estructura, adicionalmente, se utilizó un taladro inalámbrico para perforar los agujeros donde se colocaron los tornillos de sujeción. Esta operación se observa en la Figura no.38. También se instaló horizontalmente otra parte de la lámina de ACM en los soportes de la estructura que se diseñaron para la instalación del compresor. La incorporación de ambas piezas de lámina ACM a la estructura se observa en la Figura no.39.

Figura 38: Proceso de taladrado e instalación de lámina de ACM en los soportes de la estructura del sistema de refrigeración



Fuente: Elaboración propia.

Figura 39: Láminas de ACM instaladas en el espacio del sistema de refrigeración



Fuente: Elaboración propia.

Fabricación del espacio refrigerado

Luego de posicionar la lámina de ACM en el marco de la estructura, se realizó la construcción del espacio refrigerado. Para esto, se tomaron las medidas del plano que se realizó en conjunto con el diseño del espacio refrigerado en el modelo CAD, este plano se presenta en la sección de anexos no. 10.3. El material que se utilizó fue una lámina de acrílico de 5 mm de espesor de 1.21 m de ancho y 2.44 m de largo y los cortes se realizaron con una cortadora láser controlada por computadora. Se utilizó esta tecnología de corte para obtener un mejor acabado superficial en los bordes cortados y disminuir el tiempo de fabricación ya que, el tiempo de corte por pieza de la máquina no excedió 1 minuto, mientras que el tiempo de corte con una caladora convencional fue cercano a 5 minutos por pieza. Luego de realizar todos los cortes de la caja interior y exterior del espacio refrigerado, se unieron las piezas utilizando un adhesivo de construcción conocido como Sikaflex 1a. Se utilizó este pegamento porque permite la unión de la mayoría de los materiales de construcción tales como: mampostería, tabiques, concreto, vidrio, plásticos compuestos, entre otros. Además, es resistente a la humedad y a los cambios de temperatura lo cual, corresponde a las condiciones de operación reales a las que se sometió. En la Figura no. 40 se observa la unión en una de las esquinas del espacio refrigerado. El resultado de la unión de las piezas de la caja interior se observa en la Figura no. 41 y el ensamble de la parte interior y exterior se observa en la Figura no. 42

Figura 40: Unión de 90° de las piezas de acrílico con el uso del adhesivo Sikaflex 1a.



Fuente: Elaboración propia.

Figura 41: Caja interior del espacio refrigerado



Fuente: Elaboración propia.

Figura 42: Ensamble de las partes del espacio refrigerado



Fuente: Elaboración propia.

Fabricación del evaporador

Para construir el evaporador, se tomaron en cuenta las dimensiones del plano en la sección de anexos [10.3](#) y las dimensiones de la caja interna del espacio refrigerado ya que, el evaporador se diseñó para ser instalado en ese espacio de la caja. El material utilizado para la construcción del evaporador fue tubería flexible de cobre de 3/8 de pulgada. La geometría del evaporador consiste en una serie de vueltas con forma de (U) apiladas entre sí hasta alcanzar la longitud que se calculó teóricamente en la sección no. . Para lograr dichas vueltas, se definieron cortes de tramos de tubería de 80 cm que se definieron con base en las dimensiones de las vueltas según el plano del evaporador. En la medida de los 80 cm, se incluyeron las longitudes de arco que se originan por los dobleces a 90° que incorpora cada nivel del evaporador. Los cortes de tubería se realizaron con un cortador de tubo de cobre, este procedimiento se observan en la Figura no [43](#).

Figura 43: Proceso de corte de tubería de cobre flexible.



Fuente: Elaboración propia.

Luego de realizar los cortes de la tubería, se utilizó una dobladora para tubería flexible de cobre con el objetivo de convertir los tramos rectos de 80 cm en la geometría definida en los planos con los dobleces de 90°. El proceso de dobléz se observa en la Figura no [44](#).

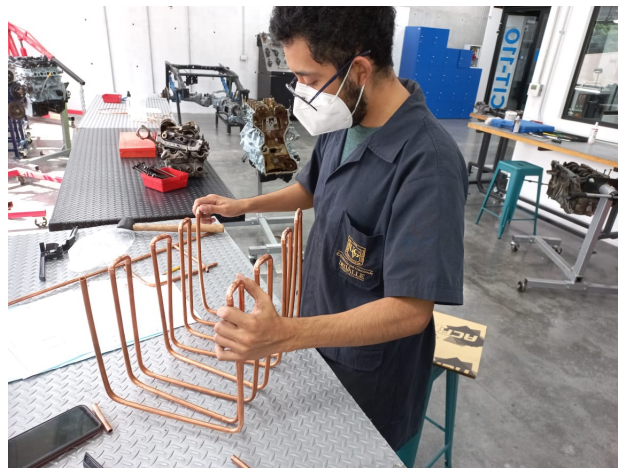
Figura 44: Dobléz de 90° en tubería de cobre flexible.



Fuente: Elaboración propia.

Al realizar los dobleces en los 9 tramos de tubería del evaporador, se utilizaron dos codos de 90° por cada unión vertical de los niveles, dando como resultado un total de 18 codos para unir los 9 tramos de tubería. En la Figura no. 45 se observa el evaporador con su geometría preliminar luego de instalar cada uno de los codos.

Figura 45: Unión preliminar de todas las piezas del evaporador



Fuente: Elaboración propia.

Con la geometría final del evaporador, se procedió a unir los codos y tramos de tubería a través de soldadura con varilla de plata. Se utilizó el equipo de oxígeno y acetileno que sirvieron para generar una flama con la cual, se derritió la varilla de plata en la tubería de cobre. Las presiones que se utilizaron para la soldadura fueron de 10 psig para el tanque de acetileno y 50 psig para el tanque de oxígeno. Esto permitió obtener una llama uniforme con gran capacidad de calentar el cobre sin llegar a su punto de fundición. Luego de finalizar el proceso de soldadura, se hizo una prueba de posición del evaporador en la lámina de ACM para obtener una referencia de las dimensiones de instalación, esto se observa en la Figura no. 46.

Figura 46: Prueba de instalación del evaporador



Fuente: Elaboración propia.

Al finalizar la construcción del evaporador, se colocaron las planchas de duroport de 1/2 pulgada para aislamiento del espacio refrigerado, estas planchas de duroport se instalaron en el espacio intermedio de la caja interior y exterior del espacio refrigerado. La instalación del aislamiento se observa en la Figura no. [47](#).

Figura 47: Instalación de piezas de poliestireno expandido en el espacio refrigerado



Fuente: Elaboración propia.

Con el aislamiento instalado en el espacio refrigerado, se realizó una ranura en la pared inferior y superior del espacio refrigerado para permitir la conexión del evaporador con la línea de succión del compresor y las tuberías del sistema de expansión. Esto permitió extender las líneas del evaporador fuera del espacio refrigerado para su conexión final con los componentes adicionales del sistema de refrigeración. En la Figura no.48 se observa el ensamble del evaporador y el espacio refrigerado.

Figura 48: Ensamble del evaporador con el espacio refrigerado



Fuente: Elaboración propia.

Para finalizar el espacio refrigerado, se añadió una puerta de acrílico para evitar la pérdida de calor del interior del espacio hacia el ambiente exterior. En la figura no.49 se observa el resultado final del espacio refrigerado.

Figura 49: Espacio refrigerado final



Fuente: Elaboración propia.

Con el espacio refrigerado finalizado, se unió la tubería de succión del compresor con la salida del evaporador y se agregaron dos válvulas pinch para la conexión del presostato y medición manual con los manómetros. Esto se observa en la Figura no. 50

Figura 50: Tubería de succión del compresor



Fuente: Elaboración propia.

Por último, se colocaron pernos de 1/4" diámetro en los soportes del compresor para anclarlo a la lámina de ACM que se instaló horizontalmente en el marco inferior del sistema de refrigeración. Además, se dejó fijo por medio de una brida plástica el capacitor de arranque del compresor y se colocó el aislamiento armaflex en la tubería de succión del compresor. Lo mencionado anteriormente se observa en la Figura no. 51.

Figura 51: Instalación final del compresor y capacitor de arranque



Fuente: Elaboración propia.

Adicionalmente se cubrieron los cables eléctricos con canaletas de PVC tal como se observa en la Figura no. 52 y no. 53.

Figura 52: Instalación de canaletas horizontales



Fuente: Elaboración propia.

Figura 53: Instalación de canaletas verticales para sensores



Fuente: Elaboración propia.

Medición de vacío y carga de refrigerante

Con todas las tuberías unidas, se utilizó una bomba de vacío para eliminar la humedad del aire atmosférico que ingresó al sistema. Se utilizaron dos mangueras para conectar uno de los manómetros de refrigeración a la válvula de servicio del compresor y a la bomba de vacío, esto se observa en la Figura no. 54. El procedimiento de generar vacío en el sistema duró 30 minutos y se detuvo hasta alcanzar un valor de 30 pulgadas de mercurio (in Hg) en el manómetro de baja presión. La medición de vacío se observa en la Figura no. 55

Figura 54: Conexión de la bomba de vacío



Fuente: Elaboración propia.

Figura 55: Medición de presión de vacío en el sistema



Fuente: Elaboración propia.

Posterior a realizar el procedimiento de vacío, se procedió con la carga de refrigerante para todo el sistema. Se utilizaron las mismas mangueras de la conexión de la bomba de vacío, únicamente se reemplazó la bomba por el cilindro de gas R-134a y se mantuvo conectada la manguera del manómetro de baja presión a la válvula de servicio del compresor. La conexión se observa en la Figura no. 56.

Figura 56: Carga de refrigerante



Fuente: Elaboración propia.

Se cargó refrigerante utilizando como parámetro de control la cantidad de corriente consumida por el compresor. Para el punto de operación definido de -10° de temperatura evaporación y 35°C de temperatura de condensación, el fabricante del compresor indica que se debe obtener una corriente de 2.15 A, esto se observa en el Cuadro no. 8. Tomando como referencia el valor del fabricante, se ingresó refrigerante intermitentemente y se trató de alcanzar dicho valor. Se controló la cantidad de corriente consumida por el compresor con una pinza amperimétrica que se conectó a las líneas de suministro energético, esto se observa en la Figura no. 68.

Figura 57: Medición de corriente de operación del compresor



Fuente: Elaboración propia.

5.6. Pruebas finales de funcionamiento

Las pruebas finales del sistema se realizaron de acuerdo con la metodología que se describe en en la sección de anexos no. [10.1](#)

Se verificó que el proceso de arranque del compresor se realizara girando el selector eléctrico del tablero, con esta acción se comprobó que el indicador de luz en el selector se encendiera debido al paso de energía hacia el compresor. Adicionalmente, se utilizó un multímetro para medir la corriente de operación en uno de los cables eléctricos del compresor, esto se observa en la Figura no. [58](#)

Figura 58: Verificación del consumo de corriente del compresor



Fuente: Elaboración propia.

Luego se verificó que con el selector encendido, los sensores de temperatura en la entrada y salida del evaporador, mostraran lecturas en las pantallas digitales con información de temperatura en °C. También se verificó que con los sensores se obtuvieran datos de temperaturas dentro del espacio refrigerado. Con el sistema de refrigeración en operación, se comprobó que las temperaturas disminuyeran en ambos puntos del evaporador y en el espacio refrigerado obteniendo medidas diferentes a la condiciones ambientales.

Para la verificación de medidas de presión, se inspeccionó visualmente que las agujas del manómetro de color azul disminuyeran desde el arranque del compresor, hasta el punto de operación estable donde la presión en el manómetro se mantuvo constante. Las presiones obtenidas en la entrada y salida del evaporador se observan en las figuras no. [59](#) y no. [60](#)

Figura 59: Presión de entrada al evaporador



Fuente: Elaboración propia.

Figura 60: Presión de salida del evaporador



Fuente: Elaboración propia.

Por último, se realizó una inspección de temperaturas en la entrada, salida y espacio refrigerado con una cámara termográfica para determinar si los valores de las lecturas coincidían utilizando ambos métodos de medición (sensores y termografía). Estos valores se observan en las figuras no. 61, no. 66, no. 63 y no. 64.

Figura 61: Registro de temperatura en la entrada del evaporador (sensores)



Fuente: Elaboración propia.

Figura 62: Registro de temperatura en la entrada del evaporador (termografía)



Fuente: Elaboración propia.

Figura 63: Registro de temperatura en el espacio refrigerado (sensores)



Fuente: Elaboración propia.

Figura 64: Registro de temperatura en el espacio refrigerado (termografía)



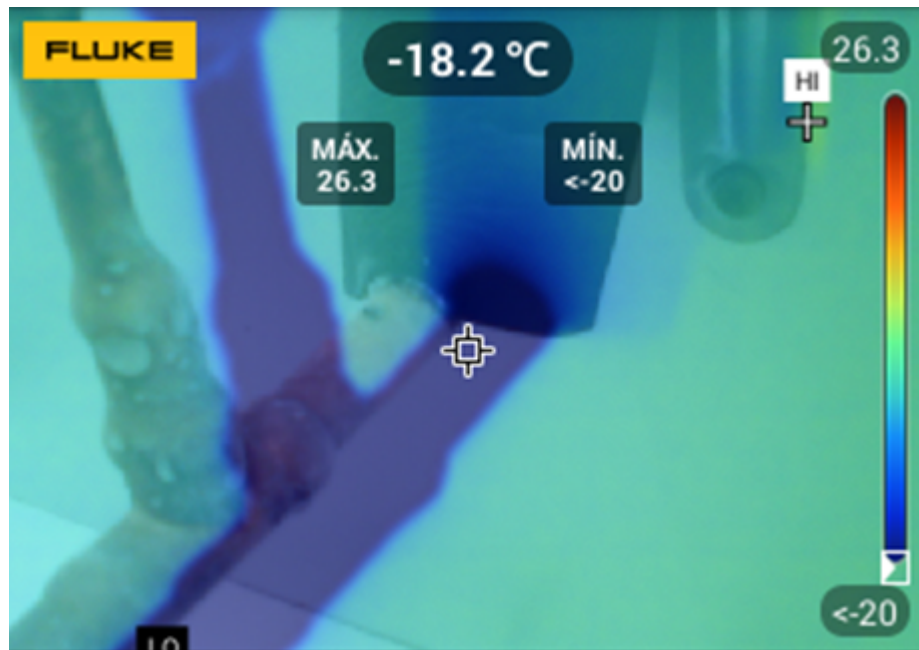
Fuente: Elaboración propia.

Figura 65: Registro de temperatura en la salida del evaporador (sensores)



Fuente: Elaboración propia.

Figura 66: Registro de temperatura en la salida del evaporador (termografía)



Fuente: Elaboración propia.

Figura 67: Registro de temperatura en la salida del evaporador con sensor sin aislamiento térmico



Fuente: Elaboración propia.

Al realizar las pruebas finales se visualizó de manera errónea el valor de presión en la salida del evaporador. Para corroborar la capacidad del ciclo se calculó el calor extraído con el evaporador y se determinó que ese valor era incorrecto. Se asumió una calidad del refrigerante porque el espacio refrigerado había disminuido su temperatura. Con esa suposición se obtuvieron los estados termodinámicos correctos que se observan en el cuadro 45.

Cuadro 38: Estados termodinámicos experimentales en la salida y entrada del evaporador con medida de presión errónea

Estados	Temperatura (°C)	Presión (psig)	Entalpía (kJ/kg)	Calidad
1	-18.2	6	240.0	Sobrecalentado
4	-15.3	8.5	241.5	Sobrecalentado

Fuente: Elaboración propia.

$$\dot{Q}_{evaporador} = 0.0039 \text{ kg/s} * (241.40 \text{ kJ/kg} - 240 \text{ kJ/kg}) = 0.0054 \text{ kW}$$

Como los valores de temperatura de los sensores fueron afectados por el aislamiento térmico, se utilizaron las lecturas de la cámara termográfica y se obtuvieron los puntos termodinámicos con las temperaturas más bajas. Estos se observan en el Cuadro no.45

Partiendo de los valores de presión y temperatura correctos, se calculó el calor extraído por el evaporador experimentalmente, con la siguiente ecuación. Para referencia de las variables usadas se debe observar la ecuación no.7.

$$\dot{Q}_{evaporador} = 0.0039 \text{ kg/s} * (241.4 \text{ kJ/kg} - 159.6 \text{ kJ/kg}) = 0.319 \text{ kW}$$

Se estimó el flujo másico utilizado para la ecuación no.7 dicha ecuación tomando como referencia el utilizado en el ciclo teórico de 0.0020kg/s porque se había sobrepasado el consumo de corriente del compresor.

Se utilizó la siguiente ecuación que proviene de la ecuación no.8 para calcular el COP experimental del sistema de refrigeración.

$$COP = \frac{Q_{extraer}}{Q_{condensador} - Q_{extraer}} = \frac{319.3 \text{ W}}{568.2 \text{ W} - 319.3 \text{ W}} = 1.28$$

El valor del calor liberado por el condensador fue proporcionado por el otro integrante de este proyecto, los valores de referencia se encuentran en (Alvarado, 2021).

6.1. Sistema de refrigeración

6.1.1. Fase de evaporación

Figura 68: Ensamble completo del sistema de refrigeración



Fuente: Elaboración propia.

Cuadro 39: Especificaciones técnicas del compresor de refrigeración elegido.

Marca	Embraco
Denominación	EMY70HER
Voltaje y frecuencia nominal	115-127 V 60 Hz
Rango de temperatura de evaporación	-35°C para -5°C
Consumo @T.cond.35°C y @T.evap. -10°C	2.15 A
Refrigerante	R-134a
Referencia comercial	1/5 Hp
Flujo másico @ T. cond. 35°C y T. evap. -10°C	0.0020 kg/s
Temperaturas estándar de condensación	35°C, 45°C, 55°C
Tubería de succión	6.5 mm
Tubería de descarga	6.5 mm
Material de tubería	Cobre

Fuente: (Embraco, 2013)

Cuadro 40: Dimensiones de diseño del evaporador

Descripción	Valor	Dimensional
Diámetro de la tubería	0.0095	m
Longitud total	7.0	m

Fuente: Elaboración propia.

Cuadro 41: Consumo de corriente del compresor

Descripción	Valor experimental	Valor teórico	Dimensional	% Error
Corriente de operación	2.31	2.15	A	7.6 %

Fuente: Elaboración propia.

Cuadro 42: Comparación de temperaturas en el evaporador y espacio refrigerado utilizando cámara termográfica.

Descripción	Valor experimental	Valor teórico	Dimensional	% Error
Temperatura en la entrada del evaporador	-15.3 +/- 2	-10	°C	53 %
Temperatura en el espacio refrigerado	3.2 +/- 2	5	°C	36 %
Temperatura en la salida del evaporador	-18.2 +/- 2	-10	°C	82 %

Fuente: Elaboración propia.

Cuadro 43: Comparación de temperaturas en el evaporador y espacio refrigerado utilizando sensores de temperatura FullGauge MT512E-2HP.

Descripción	Valor experimental	Valor teórico	Dimensional	% Error
Temperatura en la entrada del evaporador	-5.4 +/- 0.1	-10	°C	46 %
Temperatura en el espacio refrigerado	5.4 +/- 0.1	5	°C	8 %
Temperatura en la salida del evaporador	-7.6 +/- 0.1	-10	°C	31.6 %

Fuente: Elaboración propia.

Cuadro 44: Comparación de presiones en la entrada y salida del evaporador

Descripción	Valor experimental	Valor teórico	Dimensional	% Error
Presión en la entrada del evaporador	8.5 +/- 2.5	14.39	psig	46 %
Presión en la salida del evaporador	6.09 +/- 2.5	14.39	psig	58.3 %
Caída de presión en el evaporador	2.41	0	psig	240 %

Fuente: Elaboración propia.

Cuadro 45: Propiedades termodinámicas experimentales en la salida y entrada del evaporador

Estados	Temperatura (°C)	Presión (psig)	Entalpía (kJ/kg)	Calidad
1	-18.2	6.1	159.6	0.5
4	-15.3	8.5	241.4	Sobrecalentado

Fuente: Elaboración propia.

Cuadro 46: Comparación del coeficiente de desempeño (COP) y calor extraído por el evaporador experimental y teórico.

Descripción	Valor experimental	Valor teórico	% de error
COP	1.28	1.34	4.5 %
Calor extraído (W)	319.3	316.9	0.95 %

Fuente: Elaboración propia.

6.1.2. Discusión de resultados del sistema experimental de refrigeración

De acuerdo con la información del Cuadro no. [41](#) el consumo de corriente real del compresor fue superior a la establecida por el fabricante para las condiciones de diseño de -10°C en temperatura de evaporación y 35°C de temperatura de condensación del Cuadro no. [39](#). Este incremento de corriente se produjo por una mayor carga de refrigerante en el circuito. La diferencia de carga se debe a que el procedimiento de agregar refrigerante al sistema es completamente manual y se realiza abriendo y cerrando los manómetros intermitentemente. En este proceso solo se controla la cantidad de fluido por medio del consumo de corriente del compresor y este procedimiento puede ser afectado por el tiempo de reacción del ser humano al momento de cerrar la llave del manómetro cuando se observa exactamente el valor definido de corriente. Una mayor carga de refrigerante influyó en un valor de flujo másico experimental mayor al teórico.

En el Cuadro no. [42](#) se observa que las mediciones de temperaturas experimentales poseen porcentajes de error arriba de 10 %. Estos resultados están relacionados con las temperaturas que se lograron en la máquina de refrigeración ya que, durante la operación, los valores de temperatura en la salida y entrada del evaporador y en el espacio refrigerado, fueron más bajos en comparación con los calculados teóricamente. La diferencia entre los resultados experimentales y teóricos se atribuye a que el sistema estaba operando con una carga de refrigerante mayor a la establecida por el fabricante del compresor. Esto provocó que el

sistema tuviera una capacidad mayor de refrigeración porque el circuito poseía mayor fluido de trabajo. Los resultados del Cuadro no.42 muestran que las diferencias de temperaturas entre los valores experimentales y teóricos no se mantienen constantes en las ubicaciones analizadas. Una de las razones de esto puede atribuirse a que el refrigerante no mantiene constantes sus propiedades termodinámicas en los trayectos analizados. Esto se observa en el Cuadro no.45 donde el refrigerante entra al evaporador con una calidad definida de 0.5 y sale del mismo en un estado sobrecalentado de modo, que sus características de fase, varían y consecuentemente, las temperaturas del fluido.

La temperatura del espacio refrigerado que se observa en el Cuadro no.42 fue de 3.2°C y es satisfactoria porque se cumplió con la temperatura de diseño de 5°C con una variación permitida de $\pm 3^{\circ}\text{C}$.

Los resultados que se observan en el Cuadro no.43 fueron obtenidos con los sensores de temperatura instalados en el sistema de refrigeración. Los valores de los porcentajes de error del Cuadro no.42 y no.43 difieren porque las mediciones de temperatura que se obtuvieron con los sensores y con la cámara termográfica son diferentes. Se tuvo mayor confianza en los valores de temperatura registrados con la cámara porque esta no se ve afectada por factores externos como las ganancias de calor que son producto de un mal aislamiento térmico. Este argumento es válido porque se obtuvieron dos mediciones de temperatura con el sensor sin aislamiento térmico y otra con aislamiento térmico y existieron diferencias en los resultados. Estos valores se observan en las figuras no. y no. . Cuando el sensor no poseía aislamiento, se registró una temperatura en la entrada del evaporador de 4.1°C esta se observa en la Figura no.67 mientras que con el sensor aislado, se obtuvo una medición de -5.4°C que se muestra en la Figura no.63. Estos resultados, indican una disminución en temperatura mayor a 10°C . Con dichos valores se demuestra que los sensores se ven afectados seriamente por la falta o un mal aislamiento térmico. Los valores del Cuadro no. son con los sensores aislados y aún así, se mantiene una diferencia con los resultados de la cámara sin embargo, es necesario aclarar, que la forma de aislar los sensores probablemente no fue la adecuada ya que, se mantuvo una holgura entre el sensor y el aislamiento donde posiblemente se presentaron ganancias de calor del ambiente por esta razón, es probable que no se obtuvieran temperaturas iguales a las captadas con la cámara.

Las presiones de operación del sistema no coincidieron con los cálculos teóricos, estos resultados se observan en el Cuadro no.44. No se obtuvieron las presiones teóricas porque el sistema se alejó del modelo teórico desde el momento en el que se añadió más refrigerante del indicado, esto produjo un decremento en las temperaturas de operación por lo tanto, las presiones de trabajo también se vieron afectadas. Es necesario destacar, que en las mediciones de presión experimentales también afecta el factor humano porque los resultados se obtienen visualizando las agujas del manómetro lo cual, puede provocar resultados subjetivos alterando la medición de presión real del sistema. Un ejemplo de esto se observa al comparar la presión de 8.5 psig en el Cuadro no.38 y la presión de 8.78 del Cuadro no. 45. Se puede notar que el valor cambia ligeramente pero es suficiente para alterar completamente el estado del refrigerante y su entalpía, provocando resultados erróneos, ya que, al considerar la presión y temperatura del Cuadro no.38. Se obtiene que la capacidad de enfriamiento de 0.0054kW lo cual, no posee sentido porque de ser así, no se hubieran sobrepasado las condiciones de temperatura que se muestran en el Cuadro no. en el espacio refrigerado. Al asumir una calidad de 0.5, se obtiene una presión similar a la observada y que posee sentido

porque con ese valor la capacidad de refrigeración supera a la teórica y esto se vio reflejado en una temperatura menor del espacio refrigerado que se observa en la Figura no.64.

Los resultados del COP del modelo teórico y experimental se observa en el Cuadro no.46. Se obtuvo un COP experimental menor al COP teórico aunque se logró una capacidad de refrigeración mayor. Sin embargo, aumentar la capacidad de refrigeración no indica que se obtuvo una mejora en el COP experimental del sistema porque esta mayor extracción debe ser liberada al ambiente por el condensador, esto significa que el COP experimental no puede ser igual o mayor al teórico porque la cantidad de calor liberada al ambiente no permaneció igual al calculado teóricamente. En caso de que la capacidad de enfriamiento se hubiera elevado y el calor liberado hubiera permanecido constante, si se obtendría un COP mayor al calculado en el ciclo ideal de refrigeración. Este resultado tiene coherencia porque el COP teórico es ideal, de modo que establece los límites que puede poseer la máquina diseñada. Además el modelo teórico no considera irreversibilidades y en un sistema real como el diseñado, no se pueden despreciar aspectos tales como, la ganancia de calor al sistema provocada por las condiciones ambientales que forman parte de estas irreversibilidades.

6.2. Sistema de transferencia de calor

Cuadro 47: Especificaciones técnicas de la bomba de acople magnético

Bomba de paletas con acople magnético	
Marca	CLARK
Serie	TMCF con motor incluido
Modelo de bomba	TMSS030
Modelo de motor	TMCF07S
Voltaje	230 AC
Frecuencia	50/60 hz
Potencia de salida	90 W
Peso	5.7 kg
Curva de caudal-presión	A'-A'

Fuente: (Clark, 2021).

Cuadro 48: Características geométricas del intercambiador de calor de placas soldadas elegido.

Intercambiador de calor de placas soldadas	
Marca	ALFA JF
Modelo	BL26C-60D
Conexiones	1 1/4" MPT
T. operación	-160 °C - 250°C
No. total de placas (N_t)	60
No. efectivo placas	58
Grosor de placas (t)	0.3 mm
No. de canales (N_{cp})	59
Ángulo de corrugado (β)	45° / 0.785 rad
Grosor total (L_c)	0.153 m
Ancho total (L_w)	0.111 m
Paso corrugación (p_{co})	0.007 m
Capacidad máxima	760 kBtu/h

Fuente: (WiseWater, 2021).

Cuadro 49: Dimensiones de diseño del post-calentador

Descripción	Valor	Dimensional
Diámetro de la tubería	0.029	m
Longitud total	0.52	m

Fuente: Elaboración propia.

6.2.1. Coeficientes de transferencia de calor en la etapa de post-calentamiento

Cuadro 50: Calor añadido y calidad del refrigerante R-134a

Calor añadido (W)	Calidad	% de incremento inicial
0	0.72	-
180	0.75	3.95 %
360	0.78	7.90 %
540	0.81	11.86 %
720	0.83	15.81 %

Fuente: Elaboración propia.

Cuadro 51: Coeficiente de transferencia de calor del refrigerante R-134a para diferentes valores de calor añadido.

Calor añadido (W)	Calidad	No. Reynolds equivalente	Coef. transferencia calor (W/m ² K)	% de incremento inicial
0	0.72	269.72	1610.22	-
180	0.75	277.66	1625.87	0.97 %
360	0.78	285.60	1641.21	1.92 %
540	0.81	293.53	1656.27	2.86 %
720	0.83	301.47	1671.07	3.78 %

Fuente: Elaboración propia.

Cuadro 52: Calor añadido y calidad del refrigerante R-507a

Calor añadido (W)	Calidad	% de incremento inicial
0	0.72	-
180	0.76	5.28 %
360	0.80	10.69 %
540	0.84	16.11 %
720	0.88	21.53 %

Fuente: Elaboración propia.

Cuadro 53: Coeficiente de transferencia de calor del refrigerante R-507a para diferentes valores de calor añadido

Calor añadido (W)	Calidad	No. Reynolds equivalente	Coef. transferencia calor (W/m ² K)	% de incremento inicial
0	0.72	256.75	2173.23	-
180	0.76	265.66	2198.07	1.14 %
360	0.80	274.80	2222.99	2.29 %
540	0.84	283.94	2247.36	3.41 %
720	0.88	293.08	2271.22	4.51 %

Fuente: Elaboración propia.

6.2.2. Discusión de resultados sobre los coeficientes de transferencia de calor

En el Cuadro no.50 se observa que la calidad del refrigerante R-134a se incrementa en conjunto con la adición de calor. Esto sucede porque para una misma condición de presión y temperatura, añadir energía térmica altera la fase de un fluido modificando su estado físico.

El valor inicial de calidad previo al proceso de post-calentamiento fue de 0.72 y se obtuvo un resultado final de 0.83 añadiendo una cantidad de calor de 720W. Esto representa un aumento en la calidad de 15.81 % con respecto al valor original. La proporción entre el incremento del calor y la calidad es de 26.31:1 lo que indica que por cada incremento unitario de la calidad, el calor añadido corresponde a 26.31 veces.

De acuerdo con los datos del Cuadro no.51, el coeficiente de transferencia de calor teórico se incrementó en la etapa de post-calentamiento como resultado del incremento en la calidad. El número de Reynolds equivalente también aumenta porque este es directamente proporcional a la calidad del fluido, esto indica que aumentar la calidad del refrigerante logra cambiar el flujo aumentando la turbulencia. Una de las razones del incremento en el coeficiente de transferencia de calor es que el número de Reynolds equivalente que se produce en el intercambiador de calor, va en aumento, provocando que las partículas del refrigerante tengan un comportamiento más desordenado, esto favorece a la transferencia de calor dentro del post-calentador porque los elementos del refrigerante realizan mayor contacto con las paredes de la tubería caliente. Se obtuvo un aumento del coeficiente de transferencia de calor por convección de 3.78 % comparado con el valor inicial sin ninguna adición de calor. El cambio porcentual del coeficiente es relativamente pequeño y tiene relación con las cantidades de calor que se añadieron, es probable que para valores de calor más elevados, el cambio en porcentaje del coeficiente también sea mayor.

Al igual que en el caso del refrigerante R-134a, el añadir calor al refrigerante R507a produce que la calidad aumente. Sin embargo, en el Cuadro no.52 el R507a realiza una mejor conversión de calor añadido en aumento de calidad que el R134a. Para la misma cantidad de calor total añadido, el aumento total de la calidad fue de 0.88 lo que representa un aumento desde la calidad inicial del 21.53 %. Partiendo de estos resultados, se puede inferir que el R507a es más eficiente convirtiendo el calor absorbido en un cambio mayor de fase. Del Cuadro no.53 se puede observar que el incremento del coeficiente de transferencia de calor del R507a también es mayor comparado con el valor del R134a. En esta tabla, se obtuvo un incremento total del 4.51 % que es superior al incremento del 3.78 % del R134a. De igual forma, para el incremento total del coeficiente de transferencia de calor de ambos refrigerantes, el R507a supera por 600 unidades aproximadamente el valor del R134a. De la comparación entre ambos refrigerantes se puede establecer que el R507a posee una mayor capacidad de extraer calor de ciertos espacios gracias a sus valores elevados del coeficiente de transferencia de calor.

Es necesario destacar, que los coeficientes de transferencia de calor que se obtuvieron en la etapa de post-calentamiento son resultados locales y dependen de las condiciones de pruebas específicas a las que se estén sometiendo ya que, un cambio tal como la geometría del ángulo de corrugación del intercambiador de calor, modifica el comportamiento del fluido y provocaría un nuevo valor del coeficiente de transferencia de calor que puede diferir poco o mucho en comparación con los resultados obtenidos. Es por esta razón es que no se encuentran

tablas de coeficientes de transferencia de calor generales para los fluidos utilizados porque la obtención de sus coeficientes depende de muchos factores específicos como temperaturas, calidades, método de transferencia de calor, etc.

Los resultados de ambos fluidos se obtuvieron con la correlación de Akers (Longo & Zilo, 2012), esta posee una desviación porcentual del 3.4 %, lo que indica, que los valores reales de los coeficientes de transferencia de calor pueden variar dentro del rango de error establecido.

6.3. Costos

6.3.1. Costo de materiales y accesorios del sistema de refrigeración

En el Cuadro no. 54 se presenta el detalle de los costos del sistema de refrigeración.

Cuadro 54: Costo de materiales y accesorios del sistema de refrigeración

Descripción	Cantidad	P.unitario	P.total
Material para la estructura			
Tubo cuadrado de acero de 1"x 1"x 6 m chapa 14	11	Q 88.50	Q 973.50
Compresor			
Compresor reciprocante MBP/LBP 1/5 hp, embraco EMY70HER	1	Q 725.00	Q 725.00
Sensores			
Sensor para control de temperatura modelo MT-512E2HP FullGauge	4	Q 325.00	Q 1,300.00
Accesorios de conexión			
Válvulas Pinch de 1/4" soldable	8	Q 11.50	Q 92.00
Reductor concentrico de 3/8. ^a 1/2"	1	Q 6.80	Q 6.80
Reductor concentrico de 1/2. ^a 1/4"	1	Q 5.90	Q 5.90
Reductor concentrico de 1/4. ^a 3/8"	4	Q 2.60	Q 10.40
Manómetros con valvula pinch			
Manómetros de refrigeración marca Uniweld para refrigerante R410A-R22-R404A-R134A	2	Q 390.00	Q 780.00
Tubería de cobre flexible			
1/4" (una unidad tiene 5 pies)	4	Q 14.90	Q 59.60
3/8" (una unidad tiene 5 pies)	8	Q 23.45	Q 187.60
1/2" (una unidad tiene 5 pies)	1	Q 36.30	Q 36.30
Valvula de expansión termostática			
068U3923. Danfoss, mandar a traer. (USD\$120)	1	Q 934.23	Q 934.23
Orificio para válvula de expansión 068U1031 (\$47.18)	1	Q 365.70	Q 365.70
Accesorios para el sistema de refrigeración			
Plancha de acrílico transparente de 2.5 mm de espesor	1	Q 399.00	Q 399.00
Plancha ACM de 2.5 mm de espesor	1	Q 420.00	Q 420.00
Visor de línea de líquido de 3/8"	1	Q 140.00	Q 140.00
Filtro soldable para minisplit de 3/8"	1	Q 80.00	Q 80.00
Refrigerante R134A marca Honeywell (cilindro de 30 lb)	1	Q 850.00	Q 850.00
Armaflex de 1/4" (la unidad trae 1.8 m de largo)	1	Q 7.00	Q 7.00
Armaflex de 1/2" (la unidad trae 6 ft de largo)	1	Q 8.00	Q 8.00
VENTILADOR TMC A 24V Y 210MA, 90MM	1	Q 27.00	Q 27.00
Total	-	-	Q 7,408.03

Fuente: Elaboración propia.

Cuadro 55: Costos del sistema de transferencia de calor

Proveedor sugerido	Descripción		P.unitario	P.total
Clark	TMCF Series Magnet Drive Rotary Vane Pump With Motor -TMSS030 - 230v, 1 Phase Motor TMCF07S	1	\$ 413.27	\$ 413.27
Polyscience	LS Series 1/2 HP Benchtop Chiller, Centrifugal Pump; 9 psi; 14.8 l/min	2	\$ 3,529.00	\$ 7,058.00
Omega	RTD Probes with Mounting Threads and M12 Connectors	4	\$ 89.04	\$ 356.16
Omega	Coriolis Mass Flow Meter # FMC-5501LA, 100-3000 kg/h	1	\$ 4,683.00	\$ 4,683.00
Omega	General Purpose, Stainless Steel Pressure Transducers, Range 0-200 psi, # PX309-1KGI	5	\$ 275.96	\$ 1,379.80
Omega	Silicone Rubber Flexible Heater Blanket 450°F Max, 120V, 970W, 3"x 18"	10	\$ 52.90	\$ 529.00
CircuitSpecialists	Variable Transformer TDGC2-3D with Digital Display & 30 Amp Max Output	2	\$ 128.95	\$ 257.90
Wise Water	Brazed Plate Heat Exchanger - 60 Plates 5"x12" 1/4" MPT 760,000 Btu	1	\$ 339.00	\$ 339.00
	Total			\$ 15,016.13

Fuente: Elaboración propia.

6.4. Listado de verificación del cumplimiento de los requisitos

En los cuadros no 56 al no.58

Cuadro 56: Cumplimiento de los requisitos del sistema de refrigeración y transferencia de calor 1

Listado de requisitos			
Requisito cumplido (sí/no)	Código	#	Requisito
Sí	E-R	1	El costo del material de la estructura no debe ser superior a Q1,200.
Sí	E-R	2	La estructura metálica debe tener al menos 2.5 m de largo, por 1 m de ancho y 1.8 m de alto.
Sí	E-R	3	La estructura debe contar con dos divisiones para el montaje de ambos sistemas didácticos.
Sí	E-R	4	El método de sujeción de la estructura debe ser por medio de soldadura eléctrica
Sí	E-R	5	La estructura debe de poderse trasladar por el laboratorio.
Sí	E-R	6	La estructura debe contar con una capa de protección de pintura.
Sí	E-R	7	El método de sujeción de la estructura a las ruedas debe ser por medio de platinas soldadas
Sí	E-R	8	La estructura debe contar con diferentes niveles para la colocación de los componentes del sistema de transferencia de calor
Sí	E-R	9	La sección del sistema de refrigeración debe contar con un marco de soporte para el montaje de los componentes
Sí	E-R	10	El factor de seguridad de la estructura no debe ser inferior a 1.5.
Sí	E-R	11	El espacio contemplado para el crecimiento de equipo no debe ser menor a 1 m de largo, 0.5 de ancho y 1.8 m de alto
Sí	SR-R	12	El compresor del sistema de refrigeración debe ser de al menos 1/8 de Hp
Sí	SR-R	13	El compresor del sistema de refrigeración debe de contar con un capacitor de arranque y un protector térmico.
Sí	SR-R	14	Todos los componentes del sistema deben poder ser fijados a un Panel de Aluminio Compuesto (ACM).
Sí	SR-R	15	El compresor debe estar sujeto a un panel de ACM por medio de un marco horizontal.
Sí	SR-R	16	El panel de ACM debe poderse atornillar al marco estipulado para el sistema de refrigeración
Sí	SR-R	17	La tubería del evaporador y condensador debe ser de cobre tipo flexible.

Fuente: Elaboración propia.

Cuadro 57: Cumplimiento de los requisitos del sistema de refrigeración y transferencia de calor 2

Listado de requisitos			
Requisito cumplido (sí/no)	Código	#	Requisito
Sí	SR-R	18	La unión entre los componentes del sistema debe ser por medio de soldadura de plata.
Sí	SR-R	19	El manómetro de baja presión debe tener una capacidad de medición de 0-500 psig
Sí	SR-R	20	El espacio refrigerado debe ser de acrílico transparente.
Sí	SR-R	21	Se debe aislar el espacio refrigerado con poliestireno extruido de 1/2 pulgada de espesor.
Sí	SR-R	22	La temperatura en el espacio refrigerado debe ser de 5°C +3°C.
Sí	SR-R	23	Se debe utilizar Armaflex para el aislamiento de la tubería de succión del compresor.
Sí	SR-R	24	El sistema de refrigeración debe de contar cuatro sensores de temperatura. Uno para cada punto termodinámico.
Sí	SR-R	25	El sistema de refrigeración debe funcionar con el refrigerante R-134a.
Sí	SR-R	26	El espacio refrigerado debe contar con una puerta transparente para poder interactuar con los componentes en el interior.
Sí	SR-R	27	El espacio ocupado por el sistema de refrigeración en la estructura no debe ser mayor a 1 m de largo, por 0.5 m de ancho y 1.8 m de alto
Sí	STC-R	28	El método de suministro de calor debe ser a través de resistencias eléctricas flexibles para la etapa de pre y post-calentamiento.
Sí	STC-R	29	La bomba del sistema debe ser de acoplamiento magnética para evitar que el fluido tenga contacto con el eje del rotor
Sí	STC-R	33	La bomba de acople magnético debe ser de al menos 0.2 hp
Sí	STC-F	30	El método de suministro de calor debe ser a través de resistencias eléctricas flexibles para la etapa de pre y post-calentamiento
Sí	STC-F	31	La potencia de las resistencias eléctricas no debe ser inferior a 150 W
Sí	STC-R	32	Las resistencias eléctricas no deben sobrepasar una temperatura máxima de 250°C.
Sí	STC-R	33	El sistema debe contar con sensores de presión y temperatura para obtener las mediciones de cada punto termodinámico
Sí	STC-R	34	El sistema debe contar dos chillers con una capacidad mínima de enfriamiento de 230 W
Sí	STC-R	35	El sistema debe tener un intercambiador de calor de contraflujo

Fuente: Elaboración propia.

Cuadro 58: Cumplimiento de los requisitos del sistema de refrigeración y transferencia de calor 3

Listado de requisitos			
Requisito cumplido (sí/no)	Código	#	Requisito
Sí	STC-R	36	Para la sección de pruebas se debe contar con una medición de presión diferencial entre dos puntos.
	STC-R	37	El intercambiador de calor de placas debe ser capaz de llevar al fluido en estado líquido
Sí	STC-R	38	Se debe contar con dos transformadores de voltaje variable (0-130 VAC) para suministrar energía a las resistencias eléctricas
Sí	STC-F	39	Las tuberías del sistema deben ser de cobre rígido
Sí	STC-R	40	El espacio ocupado por el sistema de transferencia de calor en la estructura no debe ser mayor a 2 m de largo, por 1 m de ancho y 1.8 m de alto
Sí	SG-R	41	Todas las superficies calientes deben contar con un sticker de precaución de superficie caliente
Sí	SG-R	42	La estructura debe contar con al menos cuatro ruedas. Y como mínimo, dos de estas deben contar con freno.
Sí	SG-R	43	Se debe eliminar todo borde filoso o partes expuestas de metal que puedan dañar al usuario
Sí	SG-R	44	Se deben cubrir con canaletas de PVC los cables expuestos de ambos sistemas,
Sí	C-R	45	El costo de los componentes y materiales para el sistema de refrigeración no deben exceder los Q8,000
Sí	C-R	46	El costo de los componentes y materiales para el sistema de transferencia de calor no deben exceder los \$28,700.

Fuente: Elaboración propia.

La fase de evaporación y compresión del sistema de refrigeración se compone por 3 elementos los cuales son: espacio refrigerado, evaporador y compresor. De igual forma, los componentes que conforman de la etapa de post-calentamiento son: bomba de acople magnético, post-calentador, intercambiador de calor de placas soldadas y acumulador de refrigerante.

Se seleccionó un compresor de refrigeración modelo EMY70HER de la marca Embraco el cual se encarga de suministrar el refrigerante hacia todo el circuito del sistema.

La tubería del evaporador del sistema de refrigeración es 3/8" de diámetro con una longitud total de 7 m formada por cobre tipo "L". Este componente extrae el calor del espacio refrigerado para lograr las condiciones ambientales establecidas.

Se seleccionó una bomba de acople magnético modelo TMSS030 - TMCF07S de la marca Clark para el funcionamiento y distribución de los fluidos de trabajo en el sistema de transferencia de calor.

La tubería del post-calentador es de 1 1/8" con una longitud de 0.52m formado por cobre tipo "K". En este tramo se modifica la calidad de los refrigerantes aumentando el coeficiente de transferencia de calor.

Se seleccionó un intercambiador de calor de placas soldadas modelo BL26C-60D de la marca Wisewater con capacidad máxima de 760kBtu/h, esta supera la capacidad requerida en la etapa de post-calentamiento de 5425 W.

El ensamble del espacio refrigerado, evaporador y compresor a la estructura metálica, restringe el movimiento y ubicación de los equipos para la interacción didáctica con los usuarios.

El diseño experimental del sistema de refrigeración posee menor rendimiento que el modelo teórico con valores de COP de 1.28 y 1.34 respectivamente.

El coeficiente de transferencia de calor local del refrigerante R-507a es $2271.22 \text{ W/m}^2\text{K}$

y $1671.07 \text{ W/m}^2\text{K}$ para el R-134a, estos son resultados teóricos con una adición de calor máxima de 720W .

El manual de usuario provee información específica sobre el procedimiento de encendido y la operación correcta del sistema de refrigeración durante las pruebas de laboratorio.

Recomendaciones

Es recomendable implementar un método más efectivo de aislamiento para los sensores del sistema de refrigeración con el objetivo de hacer coincidir las mediciones de temperatura de estos dispositivos con otras tecnologías de control de temperatura tales como la termografía infrarroja.

Se recomienda investigar si existe método de carga de refrigerante donde se utilicen instrumentos de medición especializados para ingresar la cantidad exacta de fluido, esto puede ser útil para analizar si se obtienen las mismas propiedades termodinámicas experimentales y del modelo teórico.

Se recomienda utilizar instrumentos electrónicos para medir las presiones del sistema de refrigeración, esto ayudaría a obtener resultados de los estados termodinámicos con mayor exactitud.

Se recomienda analizar el comportamiento de los coeficientes de transferencia de calor de los refrigerantes R-134a y R-507 combinando cambios de calor añadido con diferentes valores de flujos máscicos.

- Agarwal, A. (2006). *Heat Transfer and Pressure Drop During Condensation of Refrigerants in Microchannels* (Tesis doctoral). Georgia Institute of Technology. Georgia.
- Aliaknovich, V. & Vasiliev, L. (2012). Cooling System For Hermetic Compressor Based On The Loop Thermosyphon. https://www.researchgate.net/publication/269622386_COOLING_SYSTEM_FOR_HERMETIC_COMPRESSOR
- Alvarado, D. (2021). Diseño y construcción de la etapa de condensación y expansión y diseño teórico de la etapa de pre-calentamiento de un sistema de refrigeración y transferencia de calor.
- Aturia, G. (2012). Magnetic Drive Seal-Less Pumps. http://gruppooaturia.co.uk/wp-content/uploads/Process_MAGNETIC-DRIVE_SEAL-LESS-PUMPS.pdf
- Autodesk. (2019). Autodesk Inventor Professional.
- Çengel, Y. A., Apraiz Buesa, I. & Boles, M. A. (2015). *Termodinámica* [OCLC: 1026251018]. McGraw Hill.
- Çengel, Y. A., Cimbala, J. M. &. (2006). *Mecánica de fluidos: fundamentos y aplicaciones* [OCLC: 849481378]. McGraw-Hill Interamericana. Consultado el 23 de octubre de 2021, desde <http://site.ebrary.com/id/10515040>
- Çengel, Y. A. & Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de calor y de masa: fundamentos y aplicaciones* [OCLC: 810110391]. McGraw Hill.
- Clark. (2021). TCMF Series Magnet Drive Rotary Vane Pump With Motor. <https://www.clarksol.com/wp-content/uploads/2016/08/TMCF438.pdf>
- Danfoss. (2014). Hermetic Compressors For AC Voltage. <https://assets.danfoss.com/documents/99788/AF143086422765en-000101.pdf>
- Embraco. (2013). Datos Técnicos del Compresor EMY70HER. https://products.embraco.com/commtrol/api/pdf/compressor/datasheet/8393?&condensing_temperature=54.4&evaporating_temperature=-23.3&units=w&units_temp=metric-system&filters%5Bbare%5D=513308553&filters%5Brefrigerant%5D%5B%5D=R-134a&filters%5Bstandard%5D=ASHRAE&filters%5Bfrequency%5D=60
- Embraco. (2019). Compressor Installation Instructions For Embraco European On-Off Compressors. <https://www.embraco.com/wp-content/uploads/2019/09/compressors-on-off-installation-instructions.pdf>

- Flex, A. (2017). Heater Design Manual. <https://allflexheaters.com/wp-content/uploads/2017/08/All-Flex-Heater-Design-Guide-070117-LR.pdf>
- Forsberg, C. W. (2020). *Heat transfer principles and applications* (1.^a ed.). Academic Press is an imprint of Elsevier.
- Franco Lijó, J. M. (2012). *Manual de refrigeración*. [OCLC: 1010638866]. Editorial Reverté. Consultado el 18 de marzo de 2021, desde <http://site.ebrary.com/id/10751543>
- Frisco, E. (2010). Thermal effects reduction techniques for the Simbiosys scientific suite of BepiColombo mission. paduaresearch.cab.unipd.it
- FullGauge. (2016). MT-512E 2HP Digital Controller and Indicator for Heating Or Cooling With Natural Defrost Through Compressor Shutdown. <https://www.fullgauge.com/product-manual-113>
- Ghionea, I., Opran, C., Tarba, I. & Tiriplica, P. (2017). Magnetic Drive Pumps. Current Sate and Overview. *Machine Manufacturing Technology, Scientific Bulletin*(Tribology), 79-82.
- Haitao, H., Chao, D., Guoliang, D., Jie, C., Xiaoguang, M. & Sicoing, Y. (2019). Experimental study of heat transfer and pressure drop characteristics of two-phase mixed hydrocarbon refrigerants flow boiling in shell side of spiral wound heat exchanger. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*.
- Han, D., Lee, K.-J. & Kim, Y.-H. (2003). The Characteristics of Condensation in Brazed Plate Heat Exchangers with Different Chevron Angles. *Journal of the Korean Physical Society*, 43, 66-73.
- HISAKA. (2018). Plate Heat Exchanger. <https://www.hisaka.co.jp/english/phe/cgi-other/catalog/96/file.pdf>
- Hobbs, J. & Jiao, W. (2013). Change in Heat Capacity for Enzyme Catalysis Determines Temperature Dependence of Enzyme Catalyzed Rates. <https://doi.org/10.1021/cb4005029>
- IDAE. (2007). Soluciones con Aislamiento de Poliestireno Expandido (EPS).
- IRC. (2020). Fluid Property Calculator.
- Kolmetz, K. (2020). Plate Heat Exchanger Selection, Sizing and Troubleshooting. https://www.researchgate.net/publication/339337187_PLATE_HEAT_EXCHANGER_SELECTION_SIZING_AND_TROUBLESHOOTING_Kolmetz_Handbook_Of_Process_Equipment_Design
- Kreith, F., Bohn, M. S. & Manglik, R. M. (2010). *Principles of heat transfer* [OCLC: 907523082]. CL Engineering.
- Kutz, M. (Ed.). (2014). *Mechanical engineers' handbook. Vol. 4: Energy and power* (4th edition) [OCLC: 951443948]. Wiley
Includes bibliographical references and index.
- Lacanette, K. (2014). Thermal Management Handbook. <https://pdfserv.maximintegrated.com/en/an/AN4679.pdf>
- Lacanette, K. (2017). Temperature Sensor Tutorial. <https://pdfserv.maximintegrated.com/en/an/Temp-Sensor-Tutorial.pdf>
- Longo, G. & Zilo, C. (2012). HFO1234yf Condensation Inside A Brazed Plate Heat Exchanger. <http://docs.lib.purdue.edu/iracc>
- López, A. (2014). Characterisation of Heat Transfer And Pressure Drop in Condensation Processes Within Mini-Channel Tubes With Last Generation of Refrigerant Fluids.
- METREL. (2018). Variable Transformers. https://www.metrel.si/assets/Metrel/PDF_dokumentacija/Instrument_groups_catalog/VAR/Ang/Group_2018_VAR_Ang.pdf

- Miller, R. & Miller, M. R. (2006). *Air conditioning and refrigeration* [OCLC: 71810541]. McGraw-Hill. Consultado el 15 de septiembre de 2021, desde <http://public.eblib.com/choice/publicfullrecord.aspx?p=4655707>
- Minco. (2016). Flexible Heaters Design Guide. https://www.distrelec.de/Web/Downloads/t/ds/thermofoilheater_eng_tds.pdf
- Nagalakshmi, K. & Marurhiprasad, Y. (2014). The Design and Performance Analysis of Refrigeration System Using R12 & R134a Refrigerants. *Int. Journal of Engineering Research and Applications*, 4(2), 638-643.
- Okazaki. (2016). Temperature Sensor Instruction Manual. https://www.okazaki-mfg.com/Tech_info/TemperatureSensorMANUAL2016b.pdf
- Omega. (2018). Pressure Transducers. <https://www.omega.com/en-us/resources/pressure-transducers>
- Omega. (2019a). RTD Probes with Mounting Threads and M12 Connectors. <https://www.omega.com/en-us/temperature-measurement/temperature-probes/probes-with-integral-connectors/pr-21/p/PR-21C-3-100-A-1-4-0100-M12-1>
- Omega. (2019b). Silicone Rubber Flexible Heater Blanket 450°F Max. <https://www.omega.com/en-us/industrial-heaters/surface-heaters/flexible-heaters/srmu-heater/p/SRMU100418>
- Omega. (2019c). What is a RTD Platinum Sensor? <https://www.omega.com/en-us/resources/rtd-pt100-vs-pt1000>
- PAOLINI. (2008). Manual de uso del acrílico. http://mail.paolini-sa.com/pdfs/manual_de_usopaolini.pdf
- PolyScience. (2014). Operator's Manual LS-Series Compact Chiller. <https://cascadesciences.com/wp-content/uploads/2016/12/Benchtop-Chiller-Manual.pdf>
- Pumps, M. (2018). Magnetic Drive Pumps Multistage, centrifugal-peripheral, regenerative, metallic pumps User Manual. *Instruction Manual of series CL MAG-M, Rev.03, Doc. ISM0131*. http://eta.co.th/wp-content/uploads/2018/03/ISM0034_MANUAL_CT-MAG-MS_ENG_Rev04.pdf
- Rahman, A. (2018). *Assignment on Temperature Sensors* (inf. téc. N.º 04). Saitama University. https://www.researchgate.net/publication/323355299_Assignment_on_Temperature_Sensors
- REFPROP. (2018). miniREFPROP - NIST Reference Fluid Properties.
- Rozzi, S. (2007). Heat treatment of fluid foods in a shell and tube heat exchanger: Comparison between smooth and helically corrugated wall tubes. <https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2006.01.050>
- Ruhstrat. (2019). Variable Column Transformers. https://ruhstrat.com/wp-content/uploads/2019/10/Broschuere_Sauelentrafos_EN_Web.pdf
- saVRee. (2019). Plate Heat Exchanger Handbook. <https://alison.com/fr/cours/1780/ressource/file/1568278260442539588.pdf>
- Singh, A. (2014). RTD Temperature Transmitter for 2-wire, 4 to 20-mA Current Loop Systems. https://www.ti.com/lit/ug/tidu182a/tidu182a.pdf?ts=1618729408076&ref_url=https%253A%252F%252Fwww.google.com%252F
- SonFlow. (2019). Plate Heat Exchangers Manual. <https://sonflow.eu/media/2b0mjlvv/sonflow-service-manual1.pdf>
- Specialists, C. (2021). Variable Transformer TDGC2-3D with Digital Display & 30 Amp Max Output. <https://www.circuitspecialists.com/tdgc2-3d-variatic-with-digital-display.html>

- Staco. (2013). Product Guide - AC Voltage Control Devices. <http://www.farnell.com/datasheets/1876954.pdf>
- Thangaraju, S. & Munisamy, K. (2015). *Electrical and Joule heating relationship investigation using Finite Element Method* (inf. téc.). Universiti Tenaga Nasional (UNITEN). IOP Conference Series Materials Science, Engineering. https://www.researchgate.net/publication/282190132_Electrical_and_Joule_heating_relationship_investigation_using_Finite_Element_Method
- TRANE. (2011). Refrigeration Compressors One of the Fundamental Series. <http://www.tga-optimierung.de/kaeltetechnik/wp-content/uploads/sites/2/2015/07/Refrigeration-Compressors.pdf>
- TSC. (2013). Resistance Temperature Detectors (RTDs). <https://www.thermosensors.com/pdfs/RTD's.pdf>
- United, R. (2021). Refrigeration & Air Conditioning Accesories. https://www.uri.com/INTERSHOP/static/BOS/URI-URIUS-Site/-/URI-URIUS-smb-responsive/en_US/docs/URI513-Catalog04.pdf#page=84
- Uniweld. (2018). HCAV/R 2 Valve Aluminum Manifold Gauges. <https://uniweld.com/product/2-valve/>
- Watlow. (2014). Flexible Heaters. <https://files.valinonline.com/userfiles/documents/watlow-flexible-heaters-brochure.pdf>
- WiseWater. (2021). Brazed Plate Heat Exchanger - 60 Plates 5"x12", 1 1/4"MPT 760,000 Btu. <https://alfaheating.com/collections/plate-heat-exchangersnew/products/bl26c-60d>

10.1. Anexo 1 - Metodología de pruebas

En esta sección se establece el proceso que se siguió para realizar las pruebas de operación y obtención de datos de los elementos de la fase de evaporación.

10.1.1. Equipos auxiliares

- Multímetro con pinza de medición de corriente.

10.1.2. Procedimiento

Verificación del arranque del compresor

1. Conectar la máquina a un tomacorrientes.
2. Girar el selector del tablero eléctrico a la posición de encendido.
3. Comprobar que la luz del selector se encuentre encendida.
4. Colocar la pinza del multímetro en una de las líneas de conexión del compresor y verificar que exista paso de corriente.

Verificación de lecturas en los sensores

5. Comprobar que los sensores de la entrada y salida del evaporador enciendan la pantalla LCD.
6. Corroborar que los datos de temperatura en el evaporador sean diferentes a las del ambiente.

7. Comprobar que las lecturas de temperatura sean en °C.
8. Verificar que uno de los sensores registre temperaturas diferentes a las del ambiente en el espacio refrigerado.

Verificación de presiones

9. Comprobar que se mueva el indicador del manómetro de baja presión.
10. Verificar que las lecturas de presión sean mayores a 0.
11. Utilizar el manómetro móvil para corroborar la lectura de presión en la misma ubicación.

10.2. Anexo 2 - Guía de usuario de la máquina de refrigeración

Manual de usuario de la máquina de refrigeración



Universidad del Valle de Guatemala

2021

Introducción

En el presente manual se indica la operación adecuada de la máquina didáctica de refrigeración. Este sistema se encuentra ubicado en un laboratorio de la facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad del Valle de Guatemala. El manual contiene el procedimiento a seguir para poner en marcha el sistema de refrigeración, así como las consideraciones a tomar en cuenta al momento de interactuar con los componentes.

Instrucciones de uso:

1. Asegurarse que el sistema se encuentre desconectado del tomacorrientes.
2. Verifique que el selector de la parte frontal del tablero se encuentre en la posición “OFF” y verificar también que el botón del ventilador esté en posición de apagado “O”.
3. Abrir el tablero eléctrico insertando la llave y girando en sentido contrario a las agujas del reloj como se observa en la Figura no. **69**

Figura 69: Medición de temperatura en la entrada del evaporador



Fuente: Elaboración propia.

4. Verificar si los interruptores termomagnéticos se encuentran activados observando el indicador de color rojo, de lo contrario, se observará una pestaña de color verde. Este procedimiento se observa en la Figura no. **70**

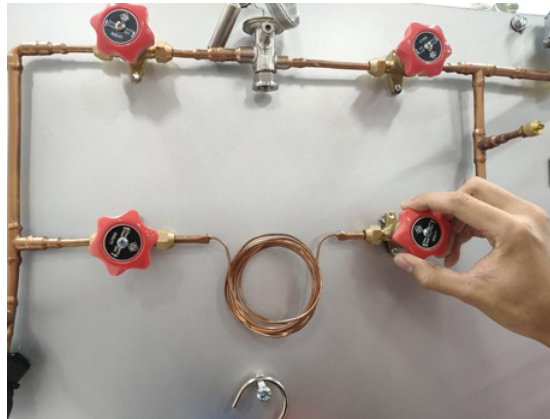
Figura 70: Activación de interruptores termomagnéticos



Fuente: Elaboración propia.

5. Si los interruptores se encuentran activos, seguir con el siguiente paso. Si los interruptores se encuentran inactivos, suba manualmente la palanca de color azul de cada interruptor.
6. Cierre la puerta del tablero y con la llave coloque el seguro realizando un giro a favor de las manecillas del reloj.
7. Verifique que las válvulas de paso del tubo capilar se encuentren abiertas girando la perilla en contra de las manecillas del reloj. Se recomienda verificar el sentido de giro con las etiquetas de los elementos. La revisión se observa en la Figura no.71

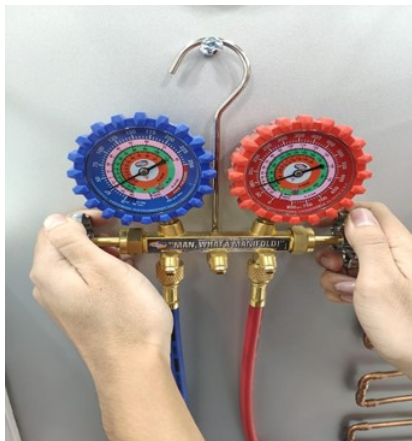
Figura 71: Verificación de apertura de válvulas de paso



Fuente: Elaboración propia.

8. Verificar que los manómetros que se encuentren conectados a una válvula pinch, se encuentren cerrados (en las válvulas de paso de cada manómetro se muestra a un costado la orientación de giro para abrir o cerrar los manómetros). El procedimiento se observa en la Figura no.72.

Figura 72: Verificación de llaves de los manómetros



Fuente: Elaboración propia.

9. Ubicar las válvulas pinch que no estén conectadas a un manómetro y colocar su respectivo capuchón de protección).
10. Verificar el estado del aislamiento de armaflex, tanto en la tubería previa al compresor, así como en los sensores de temperatura.
11. Inspeccionar que no haya superficies mojadas, resultado de una operación previa.
12. Conecte la espiga a un tomacorrientes de 110V AC y frecuencia de 60Hz.
13. Gire el selector a la posición de encendido “ON”, en esta posición, se debería observar una luz de color verde y escuchará un zumbido de la válvula solenoide y el compresor. Puede utilizar un multímetro con una pinza amperimétrica para comprobar que el compresor está encendido. La luz verde se observa en la Figura no.86

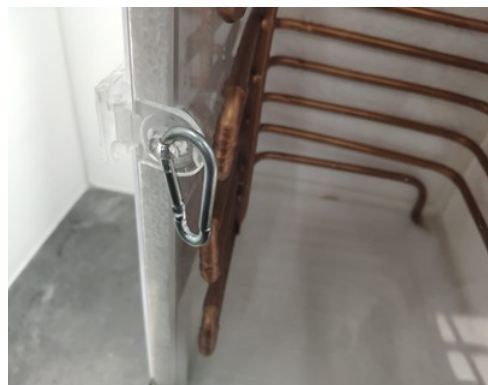
Figura 73: Procedimiento de encendido del sistema



Fuente: Elaboración propia.

14. Verifique que se obtengan lecturas de temperatura en °C en los 4 sensores instalados.
15. Revise que la puerta del espacio refrigerado se encuentre cerrada con seguro metálico, esto se muestra en la Figura no. 74

Figura 74: Comprobación de la cerradura en el espacio refrigerado



Fuente: Elaboración propia.

16. Evite el contacto físico con el condensador y el compresor ya que, estos equipos poseen una superficie caliente. Esto se indica con los stickers de precaución que se observan en la Figura no. 75

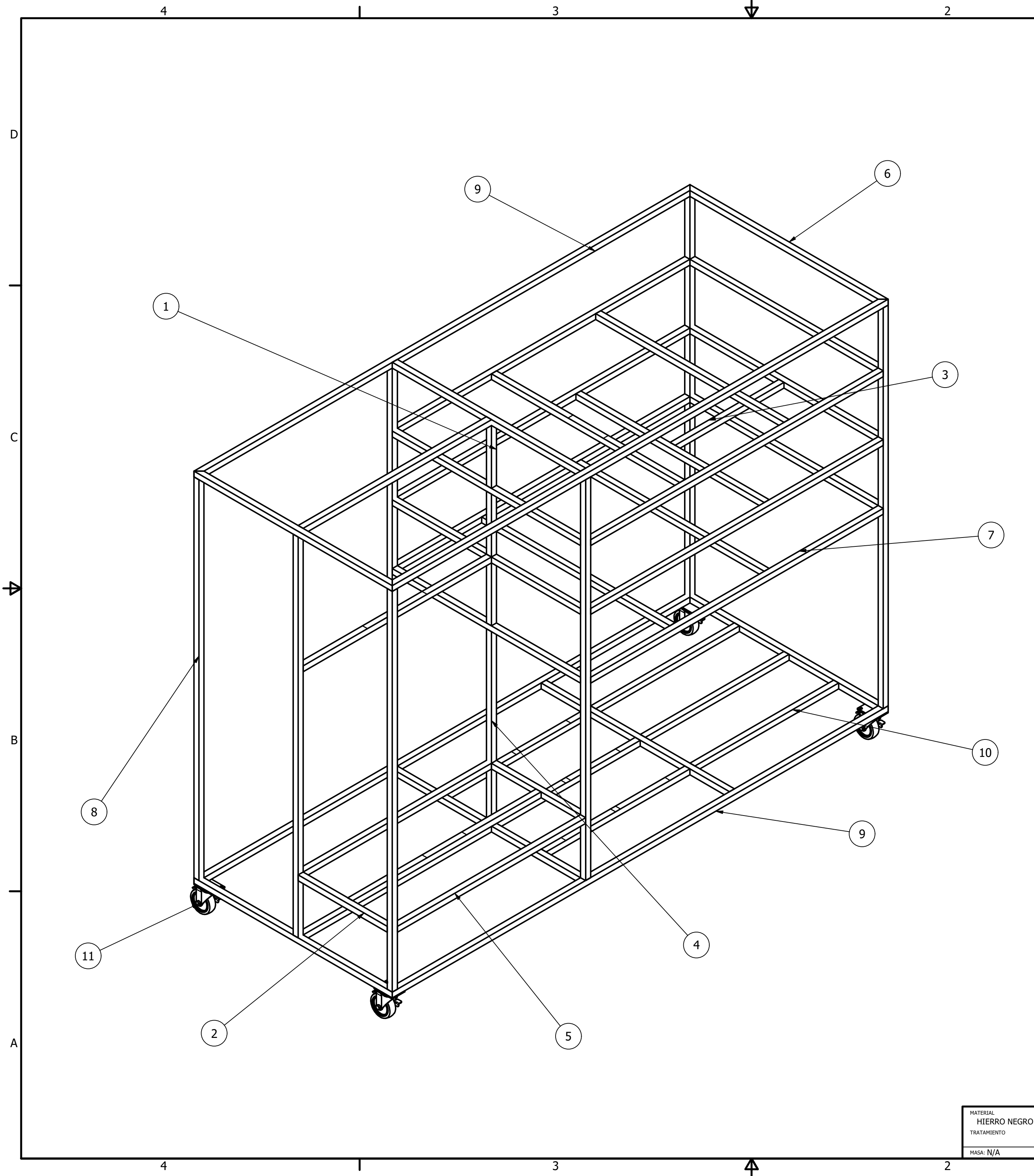
Figura 75: Indicadores de precaución en zonas calientes



Fuente: Elaboración propia.

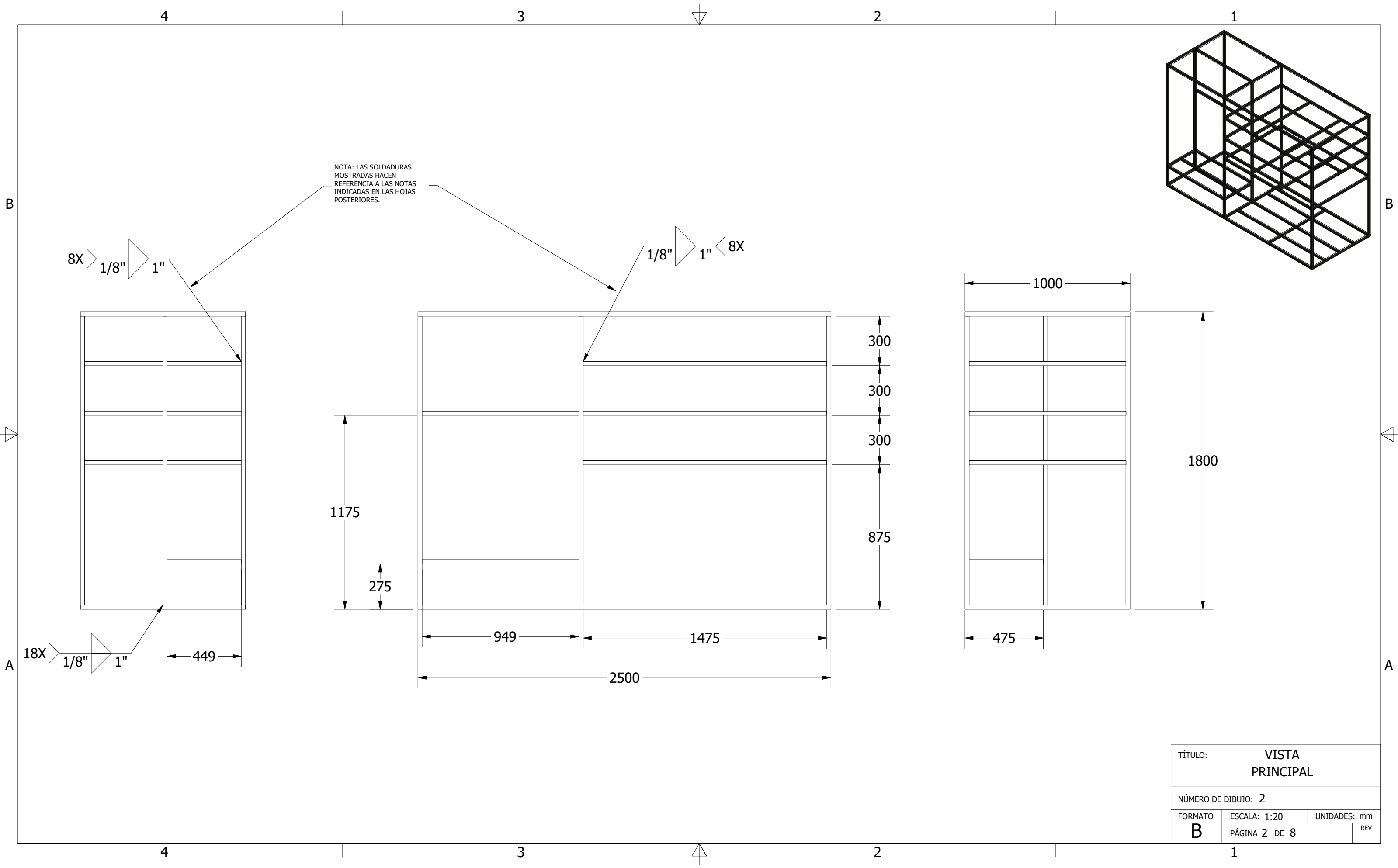
17. Comprobar en el visor que el estado del refrigerante después del condensador esté en estado líquido.
18. Al terminar de utilizar el equipo, gire el selector del tablero eléctrico a la posición "OFF" y desconecte la espiga del tomacorrientes.
19. Limpiar las superficies mojadas como resultado de la operación.

10.3. Anexo no.3 - Planos de construcción



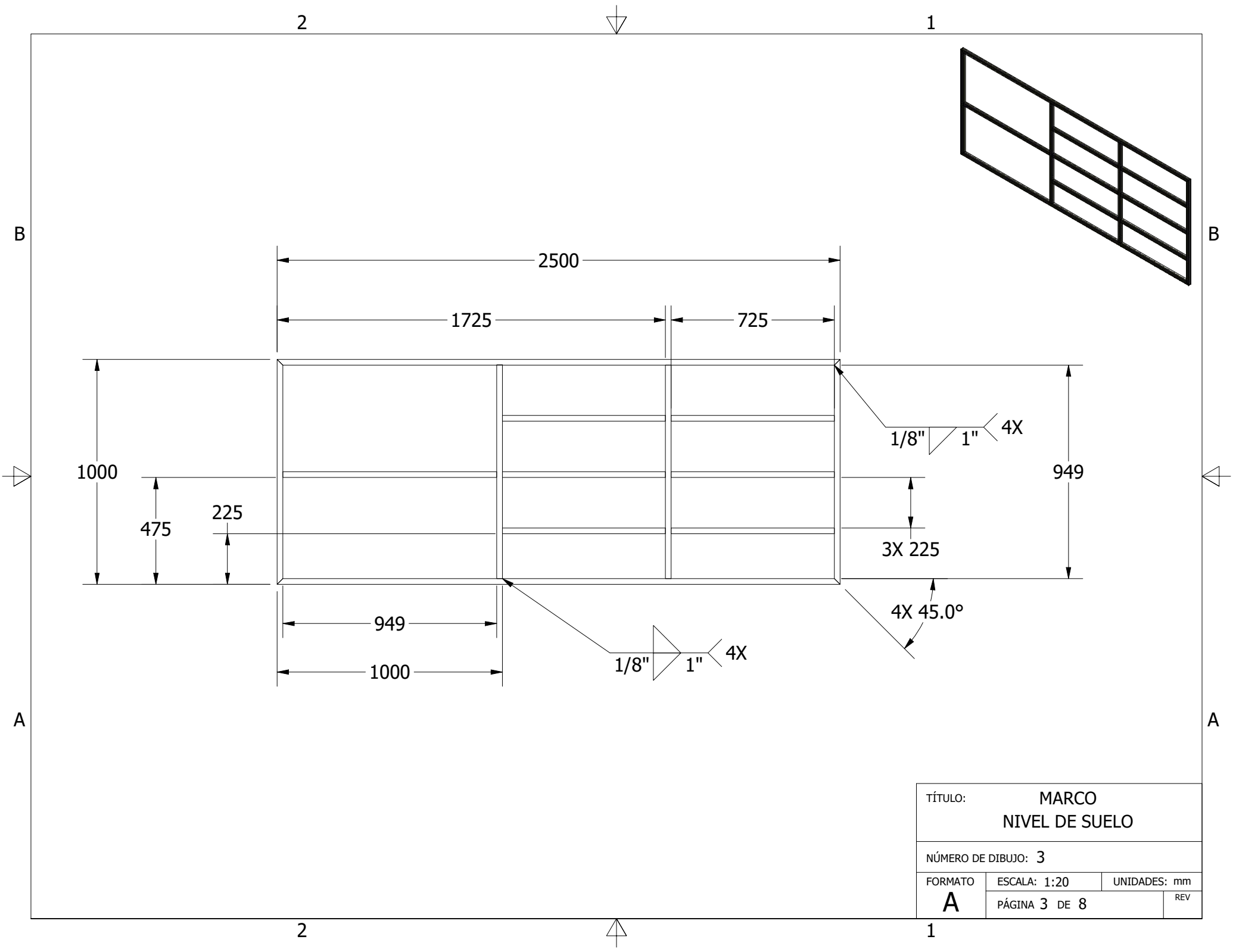
LISTADO DE PARTES				
ITEM	NO. DE ELEMENTOS	MEDIDA	DESCRIPCIÓN	MATERIAL
1	3	275 mm	Tubo cuadrado de 1" x 1" Chapa 14	Hierro Negro
2	2	449 mm	Tubo cuadrado de 1" x 1" Chapa 14	Hierro Negro
3	1	549 mm	Tubo cuadrado de 1" x 1" Chapa 14	Hierro Negro
4	1	849 mm	Tubo cuadrado de 1" x 1" Chapa 14	Hierro Negro
5	20	949 mm	Tubo cuadrado de 1" x 1" Chapa 14	Hierro Negro
6	4	1000 mm	Tubo cuadrado de 1" x 1" Chapa 14	Hierro Negro
7	6	1475 mm	Tubo cuadrado de 1" x 1" Chapa 14	Hierro Negro
8	7	1749 mm	Tubo cuadrado de 1" x 1" Chapa 14	Hierro Negro
9	4	2500 mm	Tubo cuadrado de 1" x 1" Chapa 14	Hierro Negro
10	6	725 mm	Tubo cuadrado de 1" x 1" Chapa 14	Hierro Negro
11	4	3 in	Rodo de 3 pulgadas de diámetro con capacidad de 209 lb con freno	Hule

TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERPRETAR SEGUN ASME Y14.5 - 2009.	DIBUJADO POR HÉCTOR S. GARCÍA	FECHA 2/03/2021	 UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA 18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015 PBX: (502) 2634-0336 / 40 info@uvv.edu.gt
	TOLERANCIAS GENERALES LINEAL .X ± 0.90 .XX ± 0.09 .XXX ± 0.009 ANGULAR ± 0.25° FRACCIONES ± 1/16" RUGOSIDAD SUPERFICIAL ✓	DISEÑADO POR HÉCTOR S. GARCÍA	
	REVISADO POR ING. VÍCTOR AYERDI	FECHA 02/03/2021	TÍTULO: ESTRUCTURA PARA SIS. REFRI Y TRANSFERENCIA DE CALOR
	APROBADO POR ING. VÍCTOR AYERDI	FECHA 09/03/2021	
MATERIAL HIERRO NEGRO TRATAMIENTO MASA: N/A	NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO SISTEMA DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y REFRIGERACIÓN		NÚMERO DE DIBUJO: 1
 TERCER ÁNGULO DE PROYECCIÓN	TODA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.		FORMATO: C
			ESCALA: 0,1/1 UNIDADES: mm PÁGINA 1 DE 1

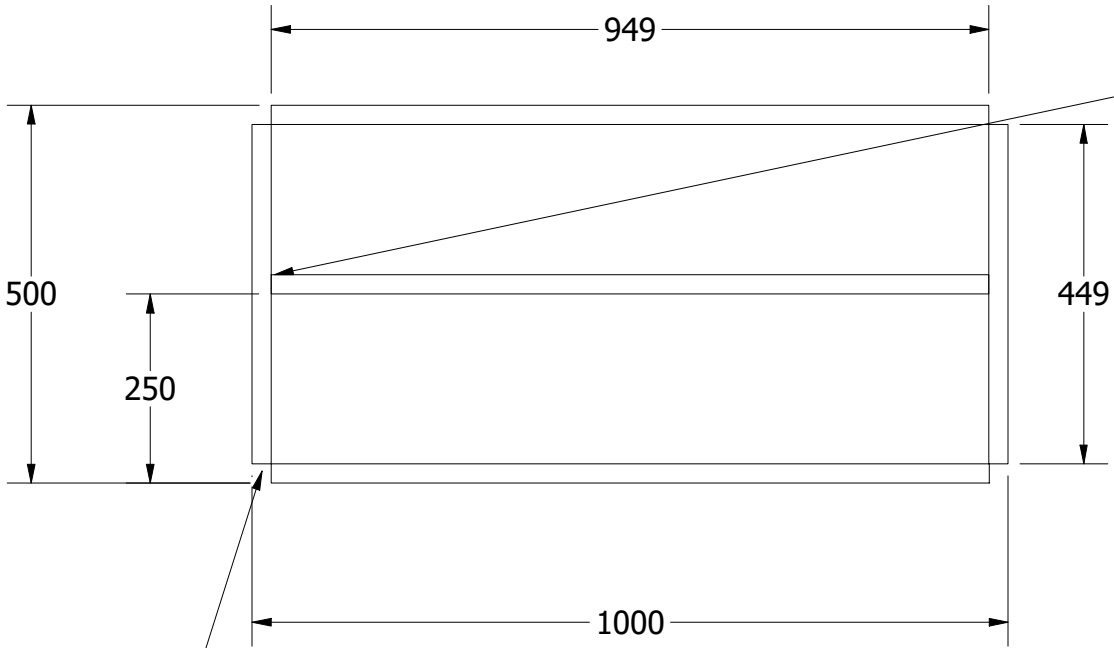
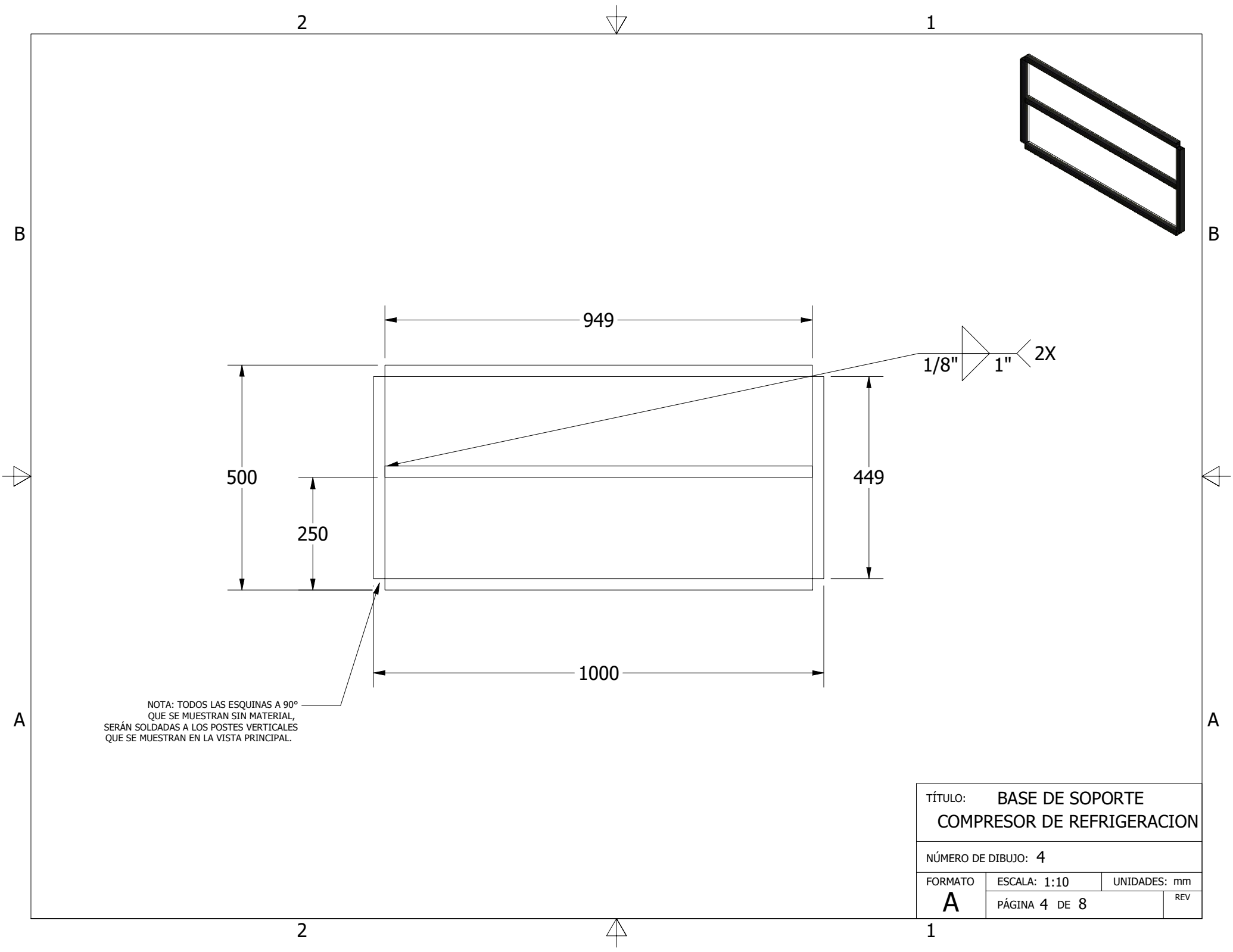


NOTA: LAS SOLDADURAS
 MOSTRADAS HACEN
 REFERENCIA A LAS NOTAS
 INDICADAS EN LAS HOJAS
 POSTERIORES.

TÍTULO: VISTA PRINCIPAL		
NÚMERO DE DIBUJO: 2		
FORMATO	ESCALA: 1:20	UNIDADES: mm
B	PÁGINA 2 DE 8	REV



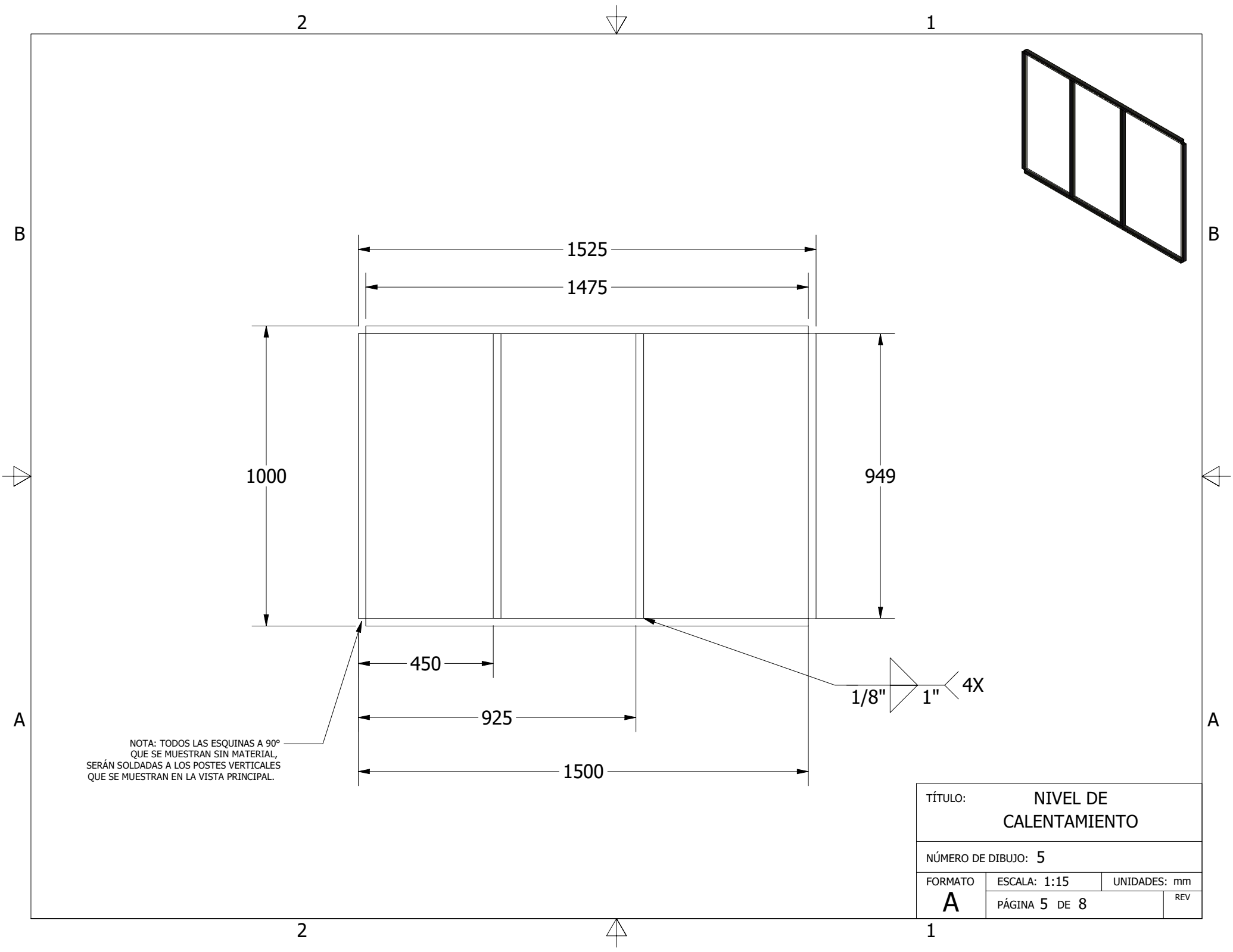
TÍTULO:			MARCO NIVEL DE SUELO		
NÚMERO DE DIBUJO: 3					
FORMATO	ESCALA: 1:20	UNIDADES: mm			
A	PÁGINA 3 DE 8			REV	



1/8" 1" 2X

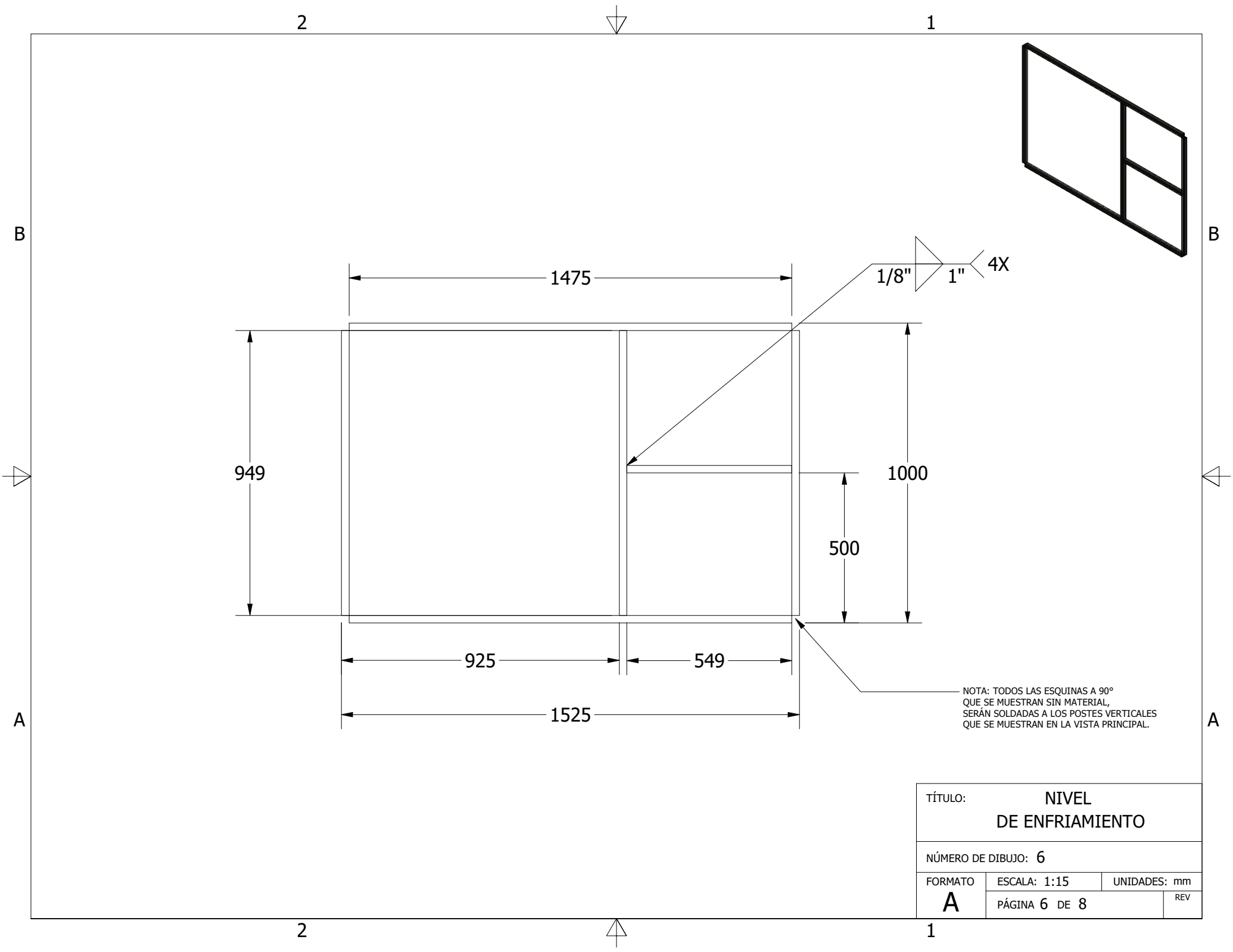
NOTA: TODAS LAS ESQUINAS A 90°
QUE SE MUESTRAN SIN MATERIAL,
SERÁN SOLDADAS A LOS POSTES VERTICALES
QUE SE MUESTRAN EN LA VISTA PRINCIPAL.

TÍTULO: BASE DE SOPORTE COMPRESOR DE REFRIGERACION		
NÚMERO DE DIBUJO: 4		
FORMATO A	ESCALA: 1:10	UNIDADES: mm
	PÁGINA 4 DE 8	REV

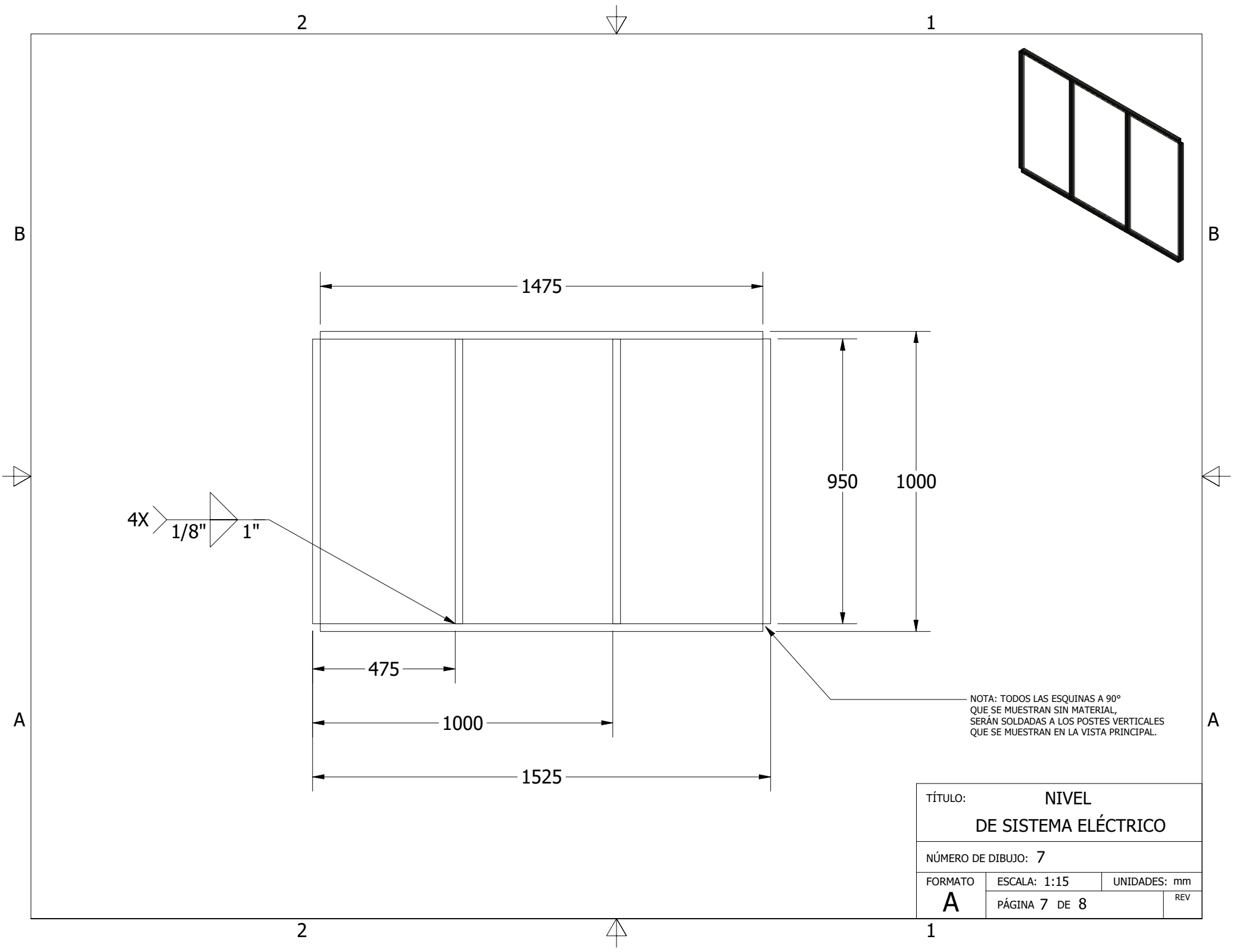


NOTA: TODAS LAS ESQUINAS A 90°
 QUE SE MUESTRAN SIN MATERIAL,
 SERÁN SOLDADAS A LOS POSTES VERTICALES
 QUE SE MUESTRAN EN LA VISTA PRINCIPAL.

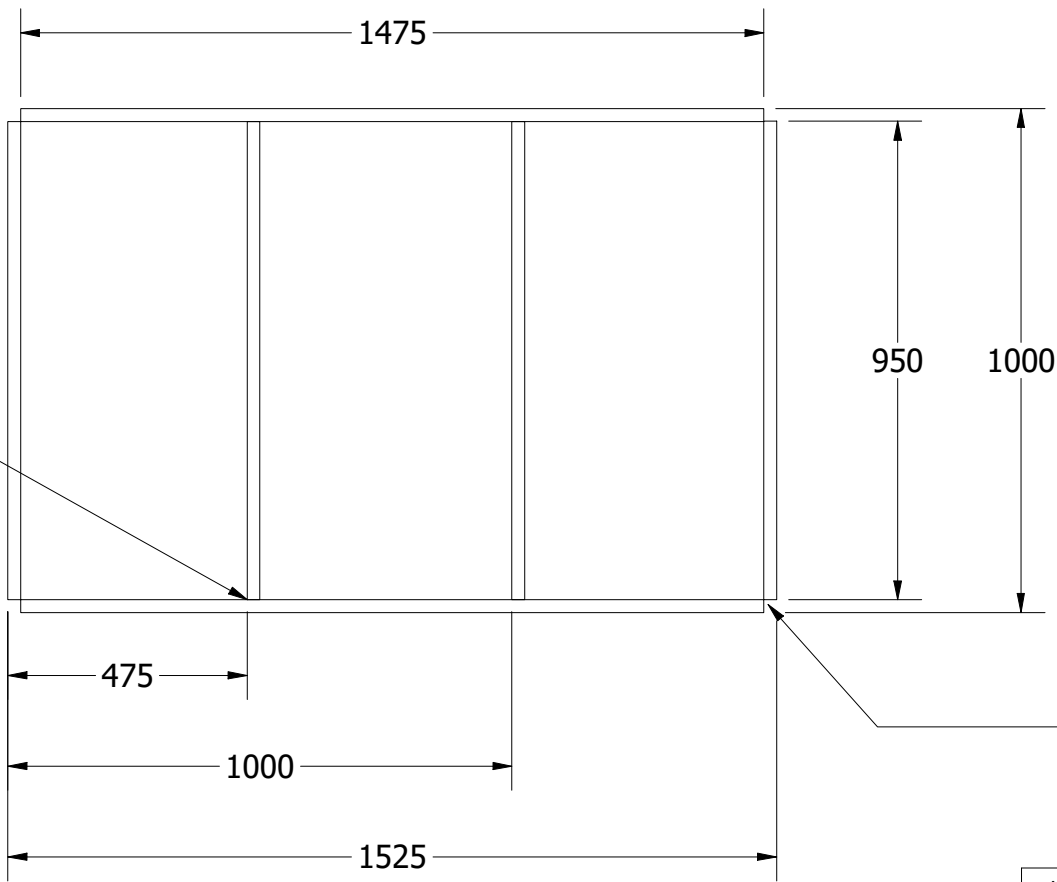
TÍTULO: NIVEL DE CALENTAMIENTO		
NÚMERO DE DIBUJO: 5		
FORMATO	ESCALA: 1:15	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 5 DE 8	REV



TÍTULO:		NIVEL DE ENFRIAMIENTO	
NÚMERO DE DIBUJO: 6			
FORMATO	ESCALA: 1:15	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 6 DE 8		REV

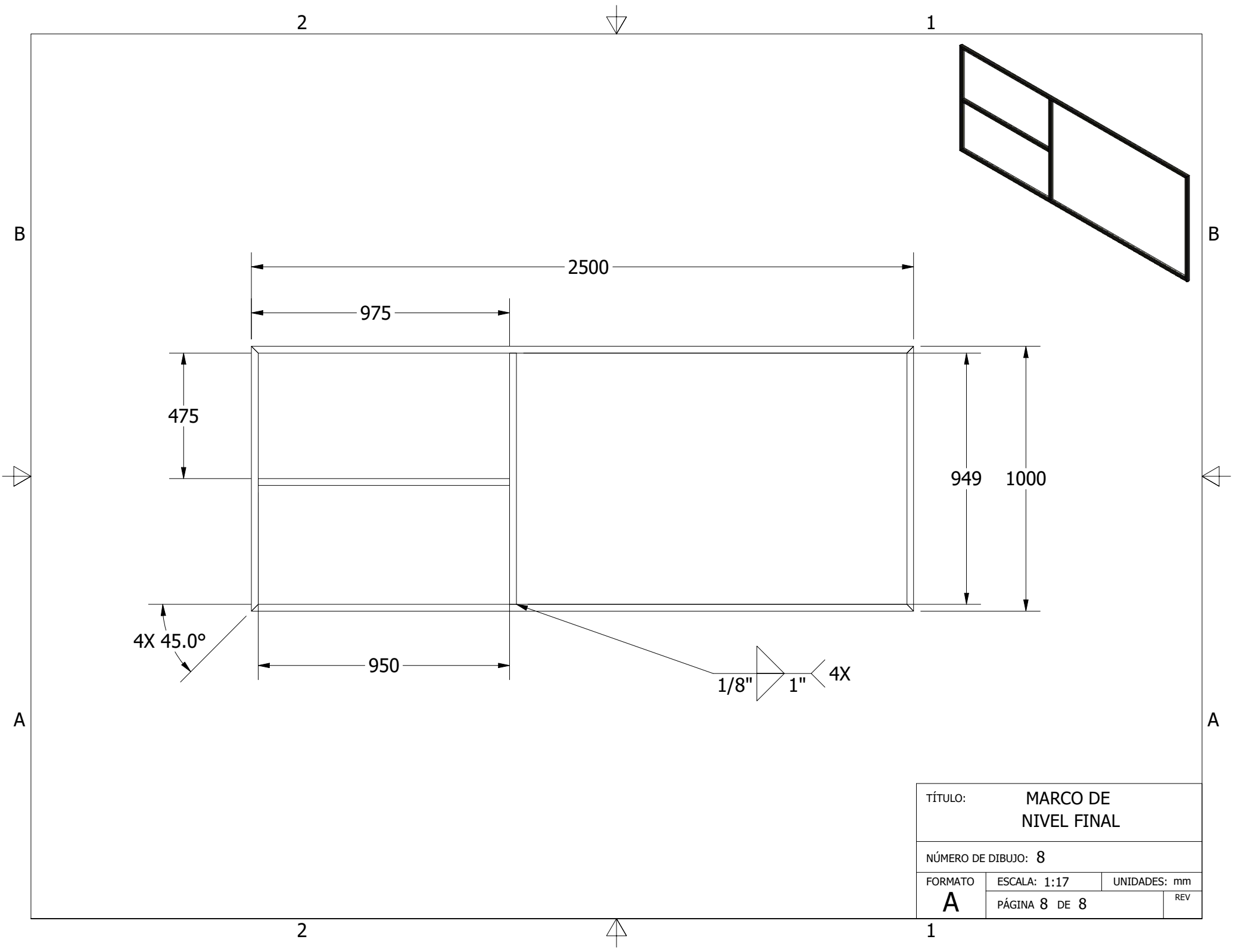


4X $\frac{1}{8}$ " 1"

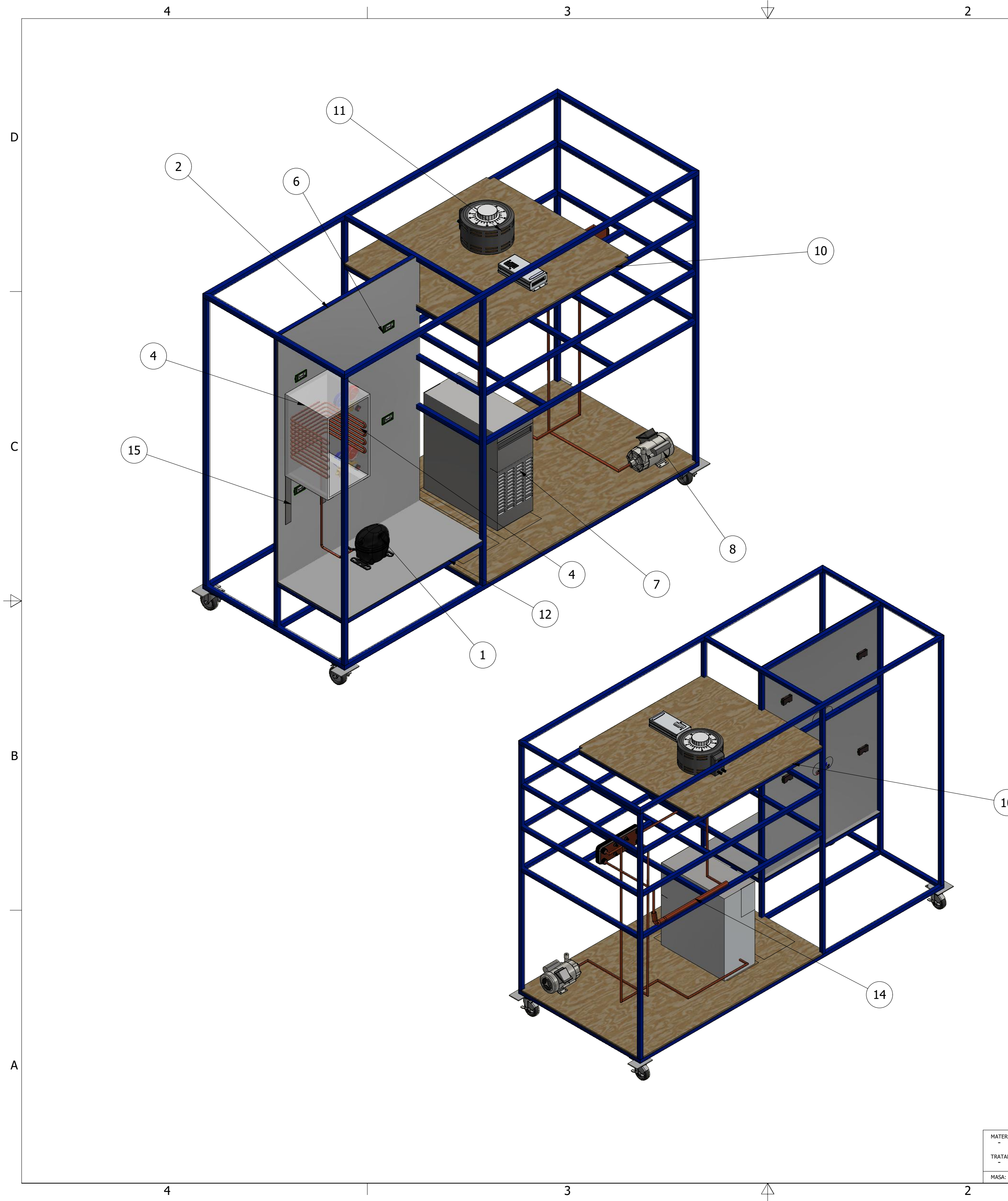


NOTA: TODAS LAS ESQUINAS A 90° QUE SE MUESTRAN SIN MATERIAL, SERÁN SOLDADAS A LOS POSTES VERTICALES QUE SE MUESTRAN EN LA VISTA PRINCIPAL.


TÍTULO:		NIVEL	
		DE SISTEMA ELÉCTRICO	
NÚMERO DE DIBUJO: 7			
FORMATO	ESCALA: 1:15	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 7 DE 8	REV	



TÍTULO:		MARCO DE NIVEL FINAL	
NÚMERO DE DIBUJO: 8			
FORMATO	ESCALA: 1:17	UNIDADES: mm	
A	PÁGINA 8 DE 8		REV



LISTADO DE PARTES			
ITEM	CANTIDAD	PORTE	DESCRIPCIÓN
1	1	COMPRESOR DE REFRIGERACIÓN	STEP AP214
2	1	LÁMINA DE SOPORTE VERTICAL	
4	1	EVAPORADOR	
4	1	ESPACIO REFRIGERADO	COMPUESTO DE 8 LÁMINAS DE ACRÍLICO
5	2	MANÓMETROS DE REFRIGERACIÓN	
6	4	SENSORES DE TEMPERATURA	MODELO FULLGAUGE MT512-2HP
7	1	CHILLER DE ETAPA DE POST-CALENTAMIENTO	MARCA POLYSCIENCE
8	1	BOMBA DE ACOPLÉ MAGNÉTICO	MARCA CLARK MODELO TMS0030
9	1	INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS SOLDADAS	MARCA WISEWATER
10	1	BASE PARA ELEMENTOS ELÉCTRICOS	
11	2	TRANSFORMADOR ELÉCTRICO VARIABLE	MARCA CIRCUITSPECIALISTS
12	1	LAMINA DE SOPORTE DEL COMPRESOR	
13	1	BASE DE SOPORTE PARA CHILLERS	
14	1	TUBERÍA DEL POST-CALENTADOR	
15	2	SOPORTES VERTICALES EN FORMA DE L DEL ESPACIO REFRIGERADO	MEDIDAS DE 300 X 300 mm

<p>TODAS LAS MEDIDAS EN MILÍMETROS SALVO SE INDIQUE LO CONTRARIO. INTERPRETAR SEGUN ASME Y I.S. - 2009.</p> <p>TOLERANCIAS GENERALES</p> <p>LINIAL .X ± 0.9 .XX ± 0.09 .XXX ± 0.009</p> <p>ANGULAR ± 0.25°</p> <p>FRACCIONES ± 1/4 mm</p> <p>RUGOSIDAD SUPERFICIAL ✓</p>	<p>DIBUJADO POR HECTOR S. GARCIA</p> <p>FECHA 07/11/2021</p>	 <p>UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA</p> <p>18 avenida, 11-95 zona 15, Vista Hermosa III Guatemala, Guatemala 01015</p> <p>PBX: (502) 2634-0336 / 40 info@uvvg.edu.gt</p>	
	<p>DISEÑADO POR HECTOR S. GARCIA</p> <p>FECHA 07/11/2021</p>		<p>TÍTULO: FASE DE EVAPORACIÓN Y POST-CALENTAMIENTO</p>
	<p>REVISADO POR ING. LUIS CASTAÑEDA</p> <p>FECHA 07/11/2021</p>		<p>NÚMERO DE DIBUJO: 1</p>
	<p>APROBADO POR ING. LUIS CASTAÑEDA</p> <p>FECHA 07/11/2021</p>		<p>FORMATO C</p> <p>ESCALA: 0.07:1</p> <p>UNIDADES: mm</p> <p>PÁGINA 1 DE 13</p> <p>REV A</p>
<p>MATERIAL -</p> <p>TRATAMIENTO -</p> <p>MASA: N/A</p>	<p>NOMBRE / NÚMERO DE PROYECTO MÁQUINA DIDÁCTICA DE REFRIGERACIÓN</p> <p>TODÁ INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO ES PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DEL VALLE DE GUATEMALA. SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL QUEDA PROHIBIDA SALVO PREVIA AUTORIZACIÓN DE LA INSTITUCIÓN.</p>		

2

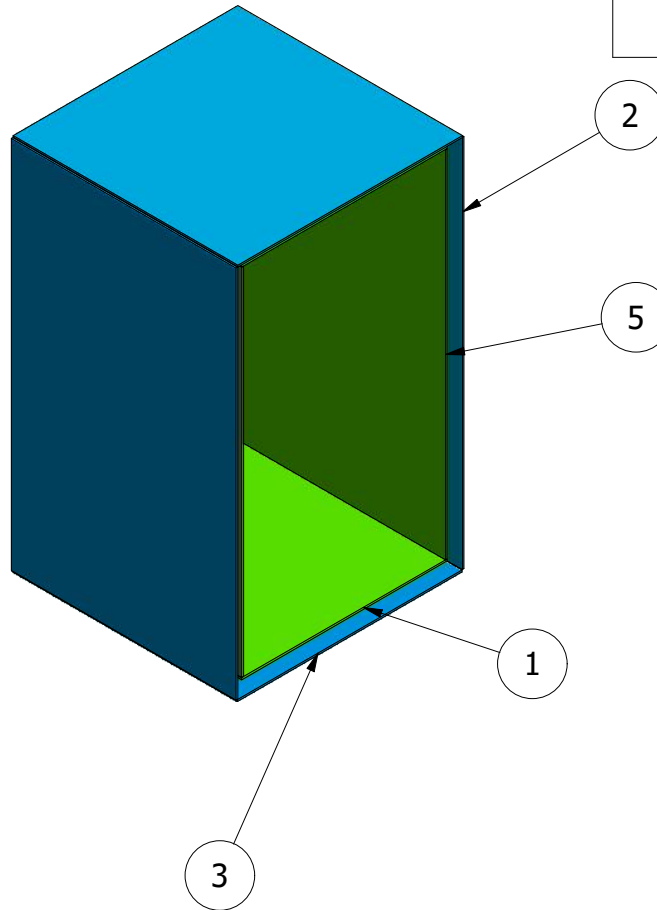
1

LISTADO DE PARTES

ITEM	CANTIDAD	PARTE
1	2	PLACA INTERNA SUP E INF. ESPACIO REF
2	3	PLACA EXTERNA DEL ESPACIO
3	2	PLACA EXTERNA SUP E INF. ESPACIO REF
4	1	PLACA DE FONDO
5	2	PLACA INTERIOR DEL ESPACIO

B

B



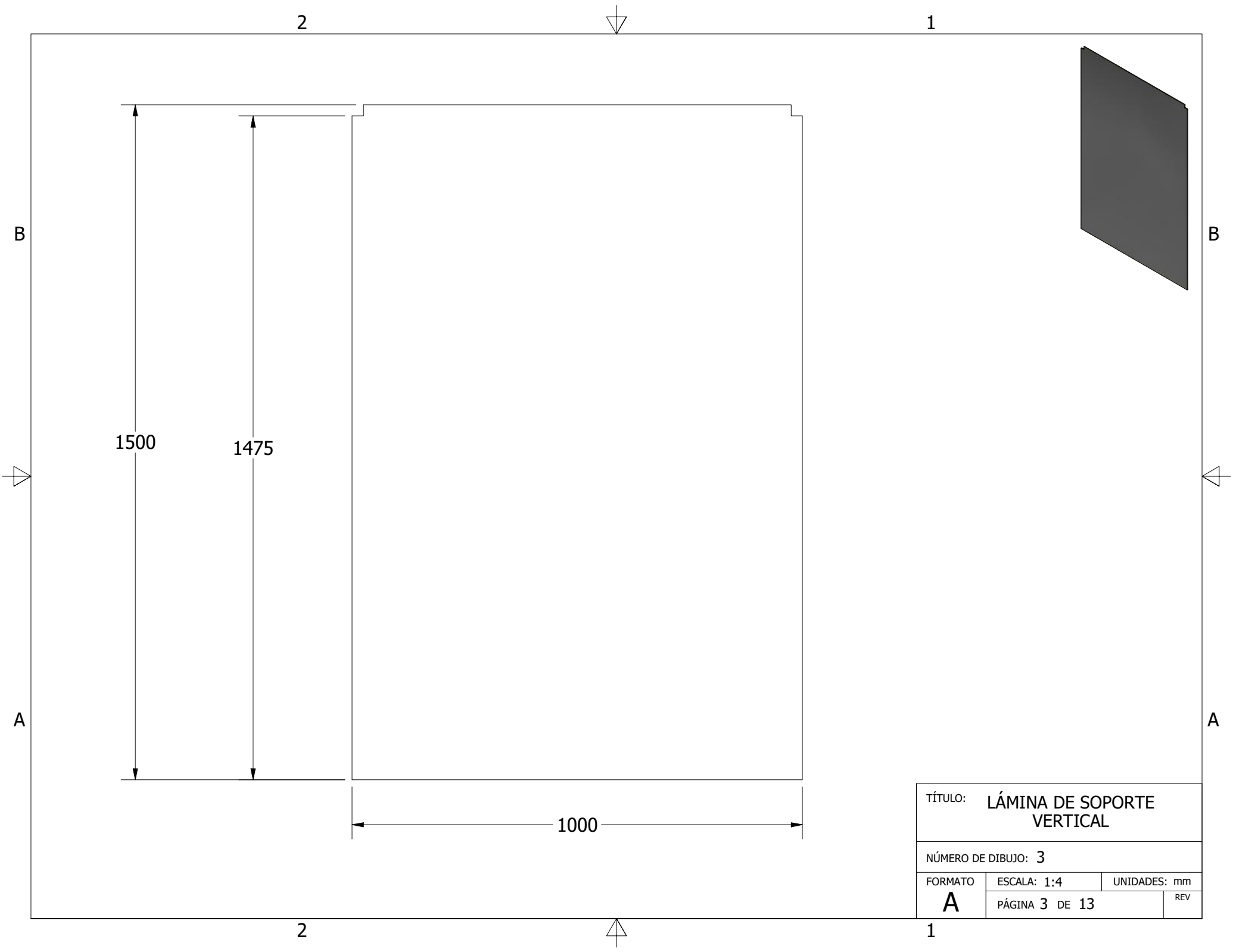
A

A

2

1

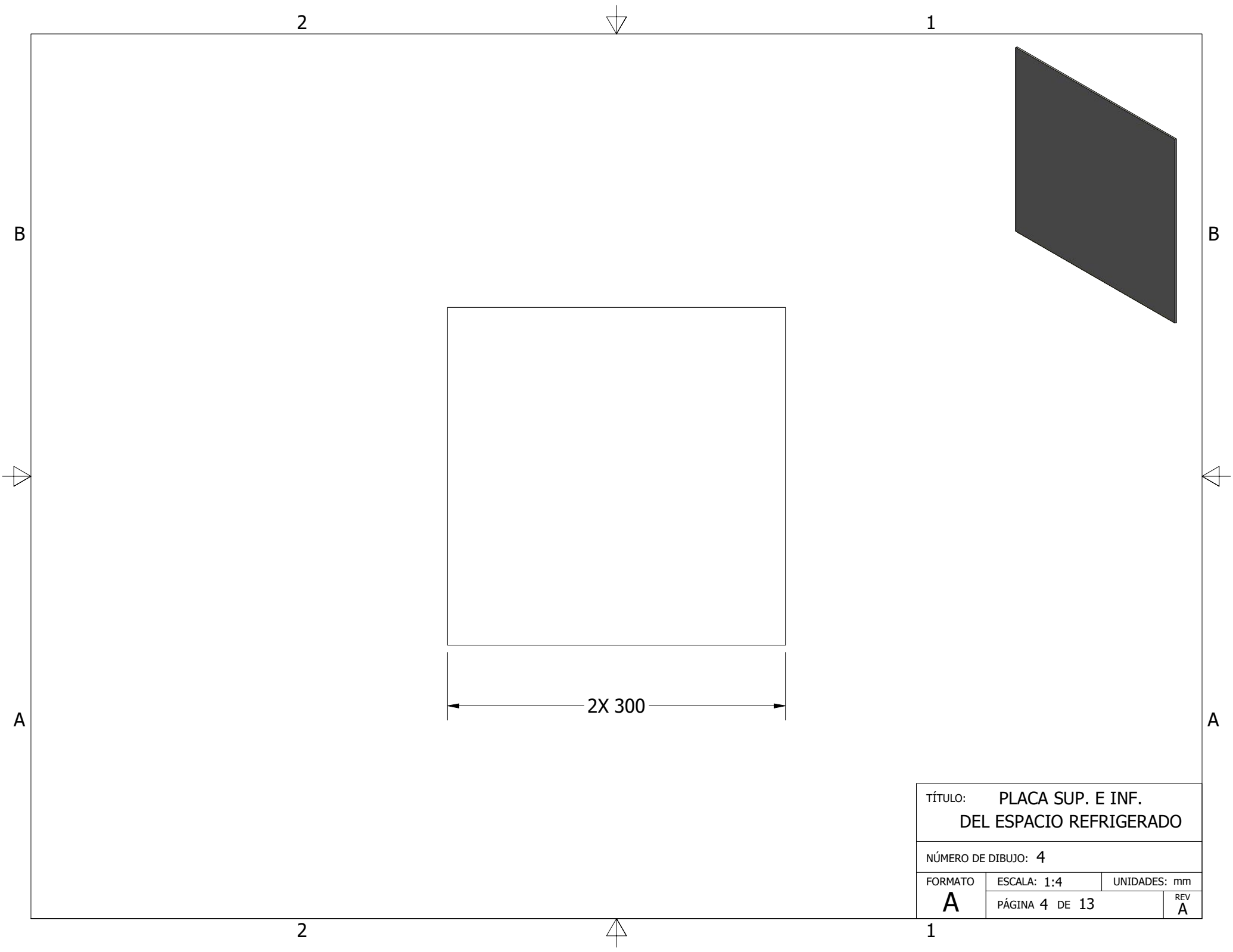
TÍTULO: Espacio refrigerado		
NÚMERO DE DIBUJO: 2		
FORMATO	ESCALA: 0.14:1	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 2 DE 13	REV A



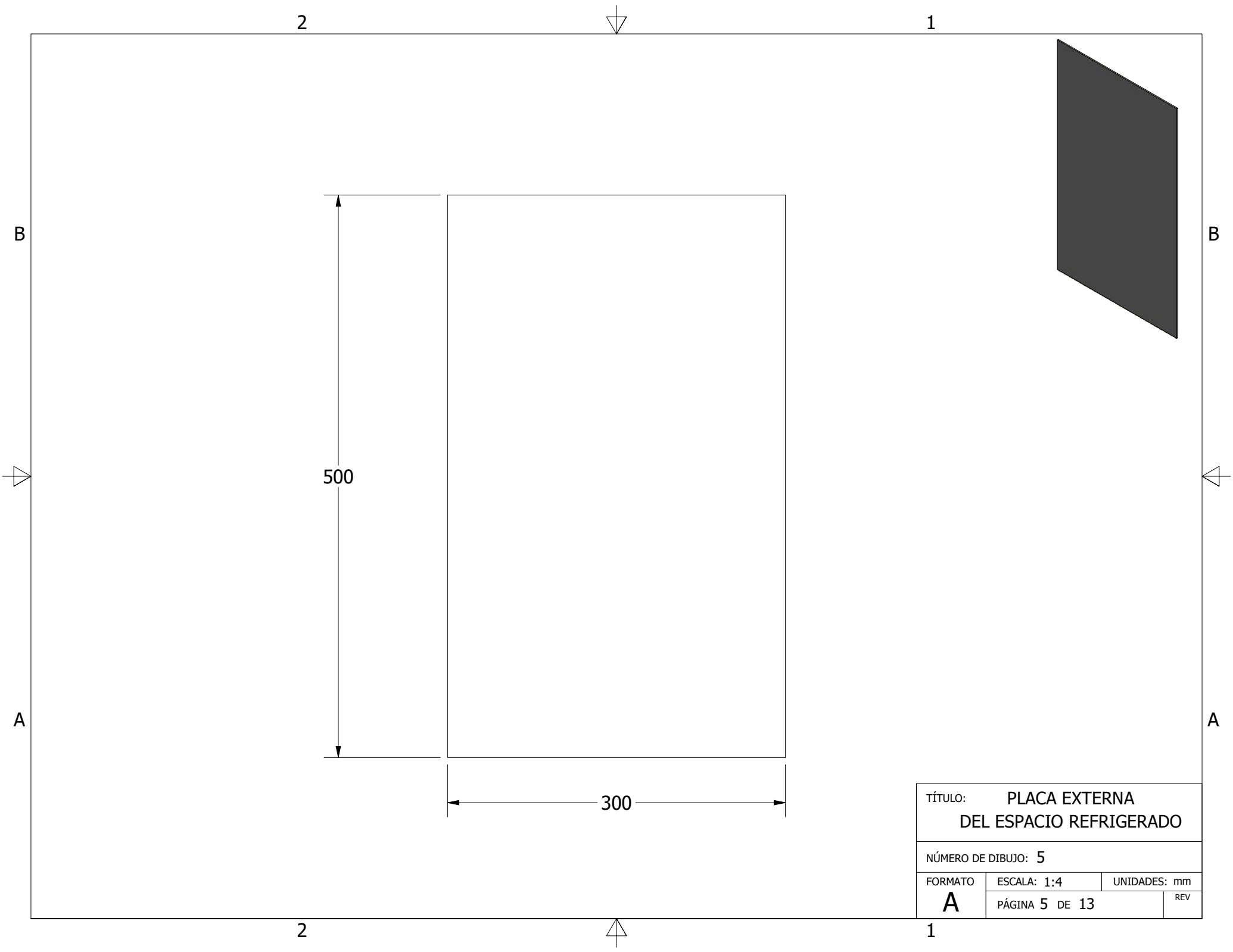
TÍTULO: LÁMINA DE SOPORTE VERTICAL

NÚMERO DE DIBUJO: 3

FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 3 DE 13	REV



TÍTULO: PLACA SUP. E INF. DEL ESPACIO REFRIGERADO		
NÚMERO DE DIBUJO: 4		
FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 4 DE 13	REV A



TÍTULO: PLACA EXTERNA
DEL ESPACIO REFRIGERADO

NÚMERO DE DIBUJO: 5

FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 5 DE 13	REV

2

1

B

B

A

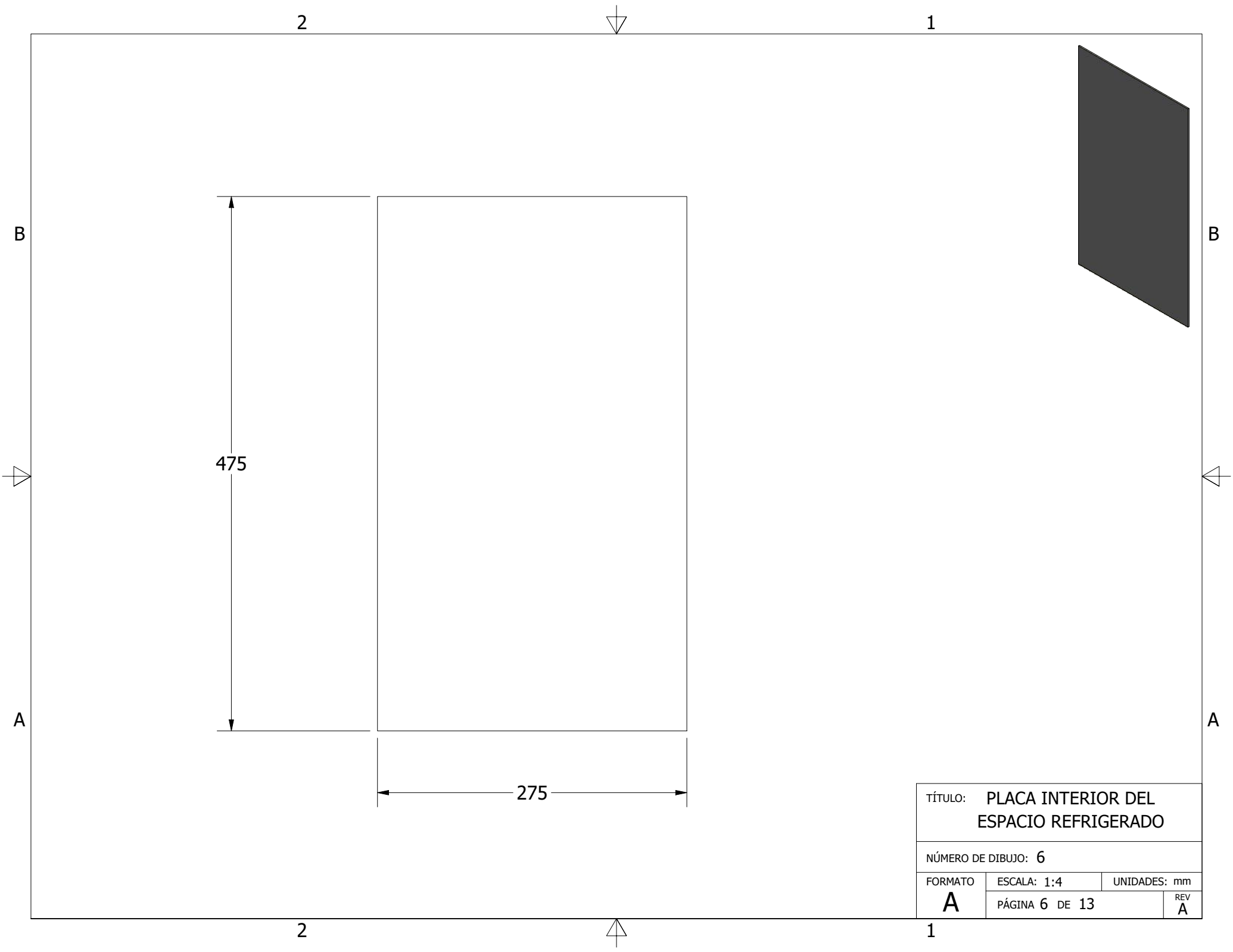
A

2

1

500

300



2

1

B

B

475

A

A

275

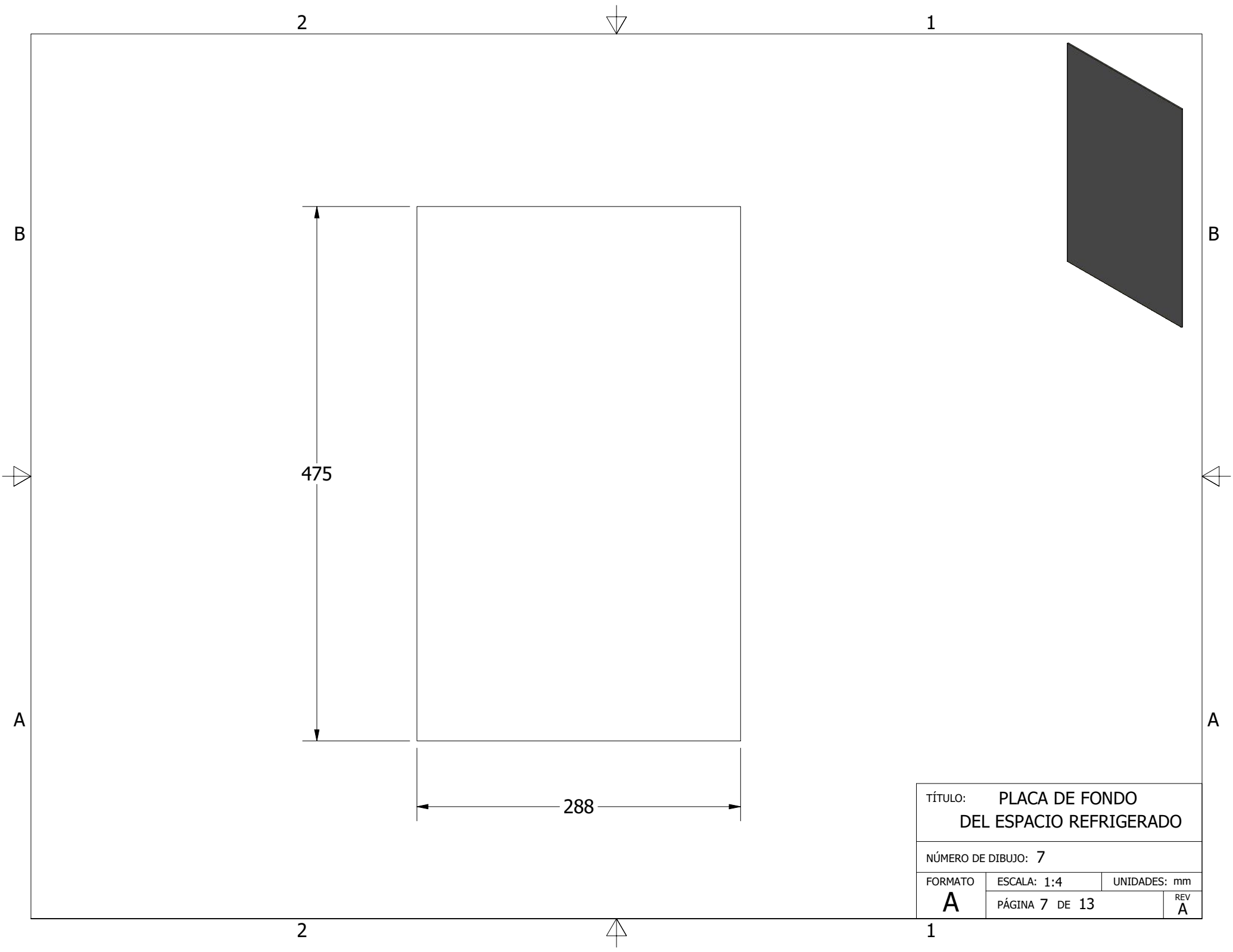
TÍTULO: PLACA INTERIOR DEL ESPACIO REFRIGERADO

NÚMERO DE DIBUJO: 6

FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 6 DE 13	REV A

2

1



2

1

B

B

A

A

475

288

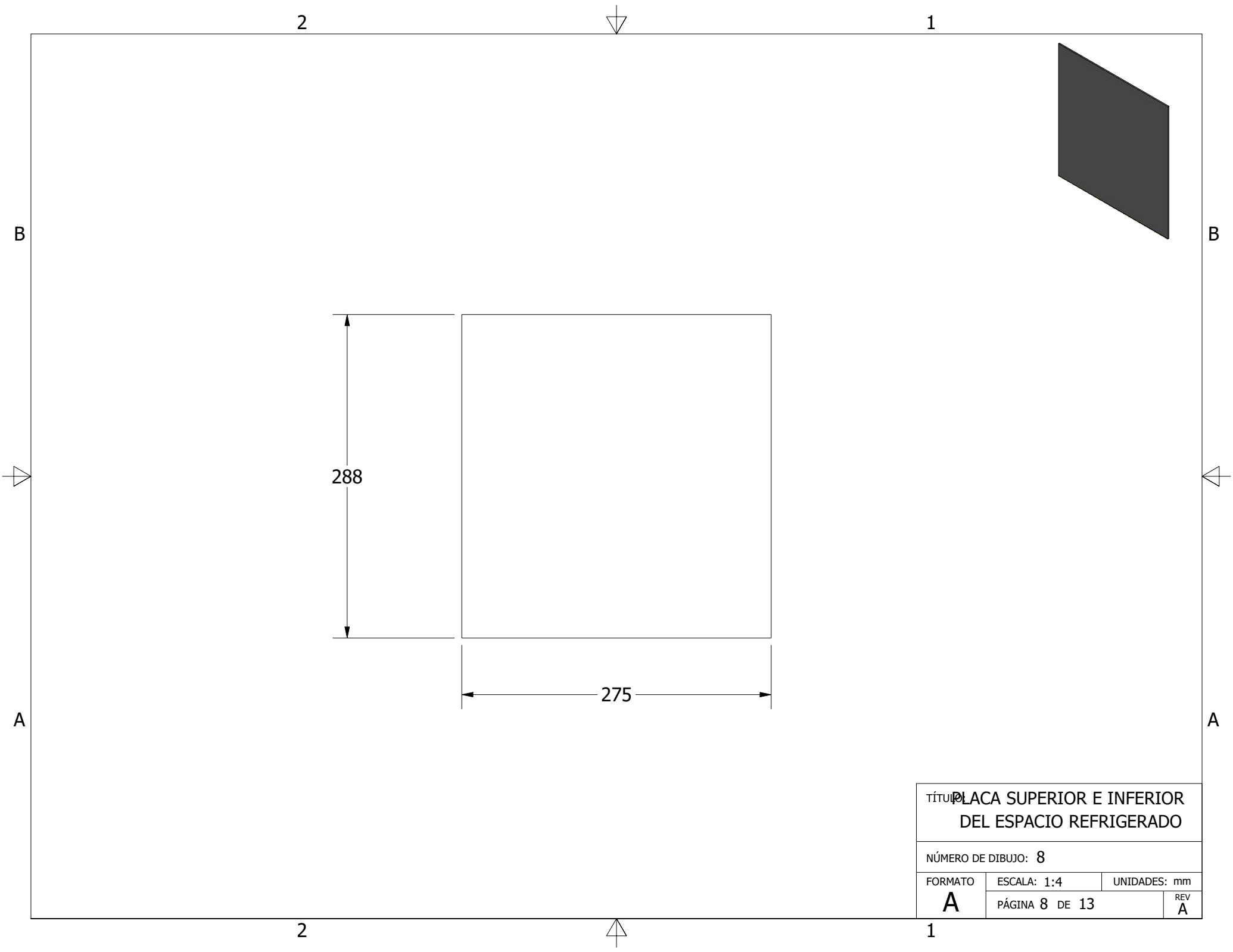
TÍTULO: PLACA DE FONDO
DEL ESPACIO REFRIGERADO

NÚMERO DE DIBUJO: 7

FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 7 DE 13	REV A

2

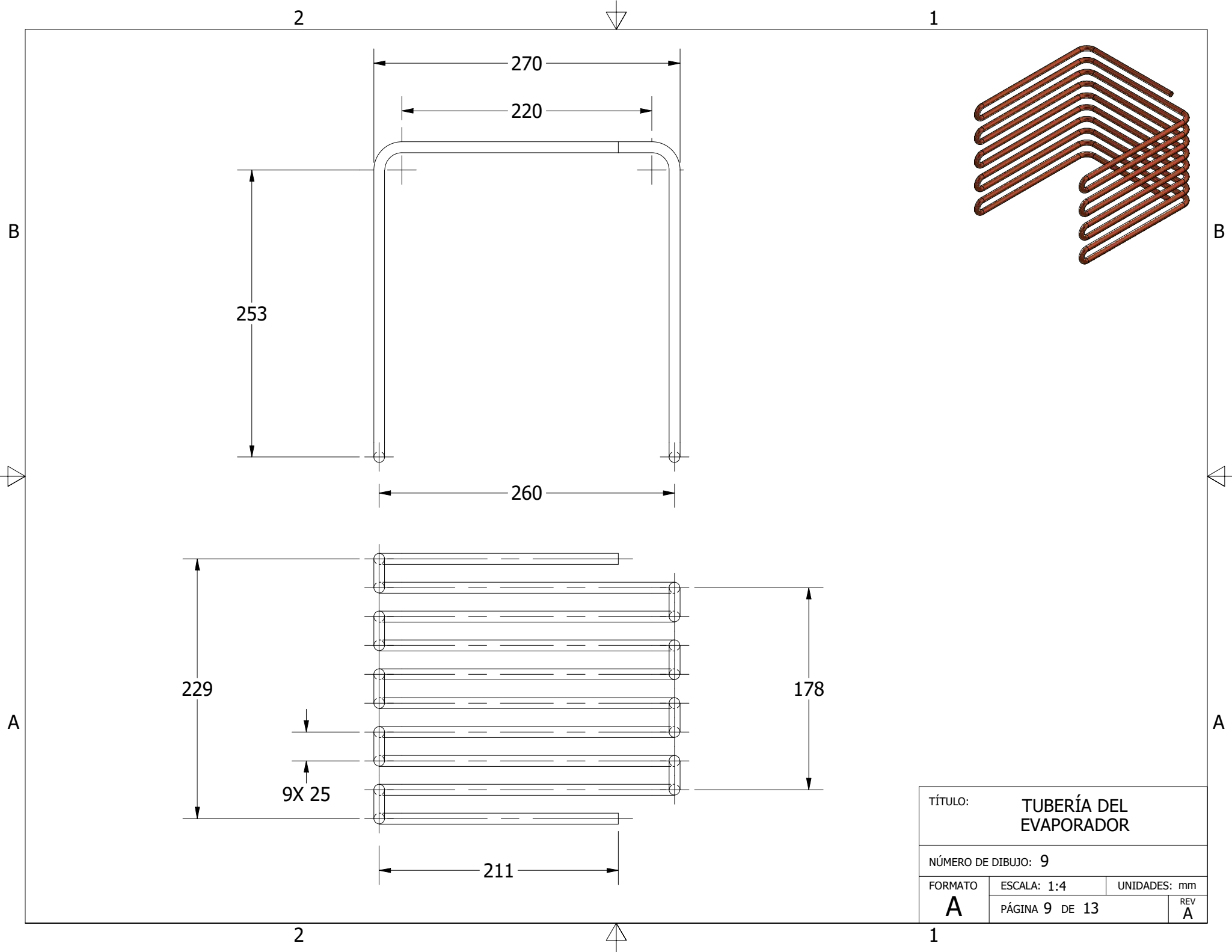
1



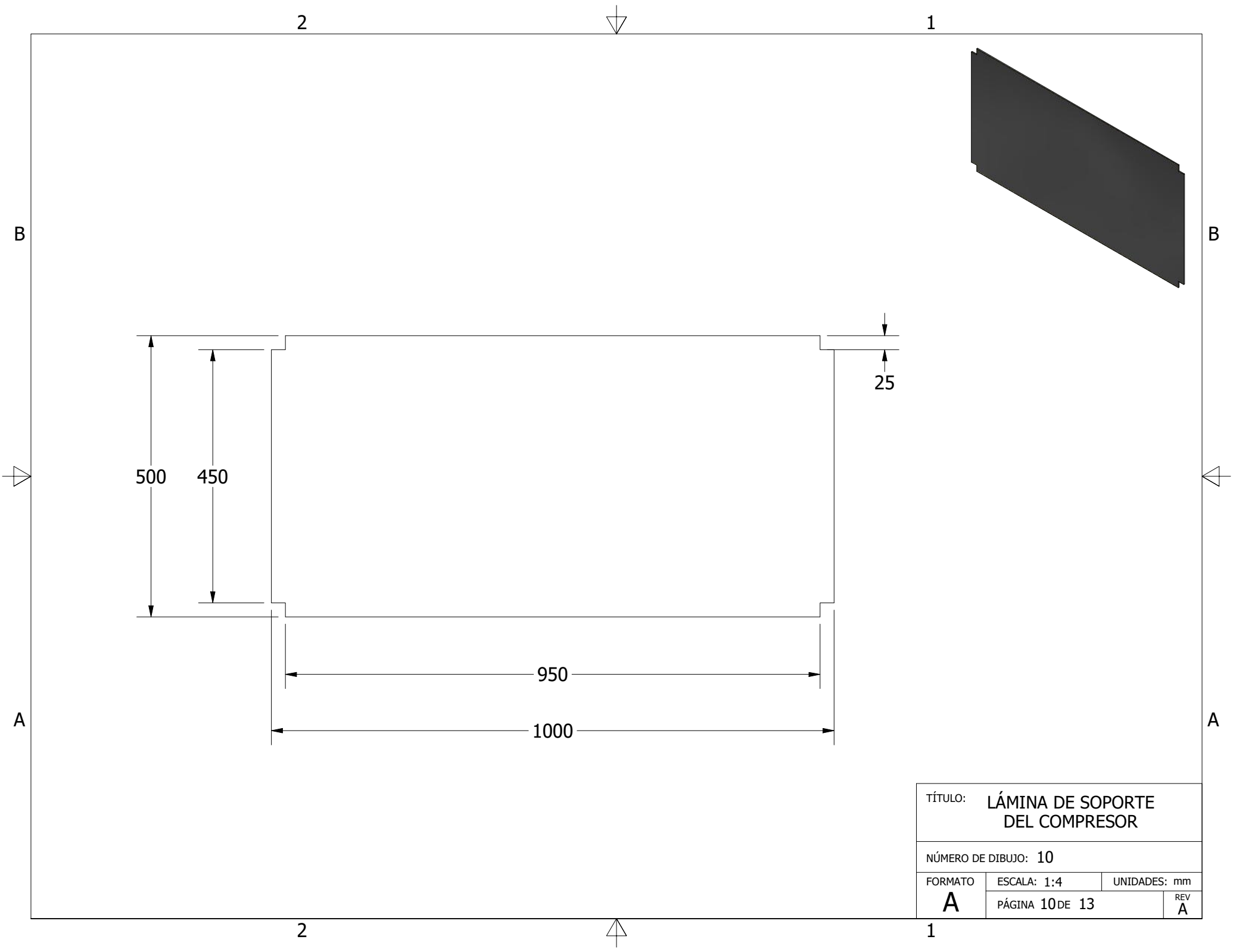
TÍTULO: PLACA SUPERIOR E INFERIOR DEL ESPACIO REFRIGERADO

NÚMERO DE DIBUJO: 8

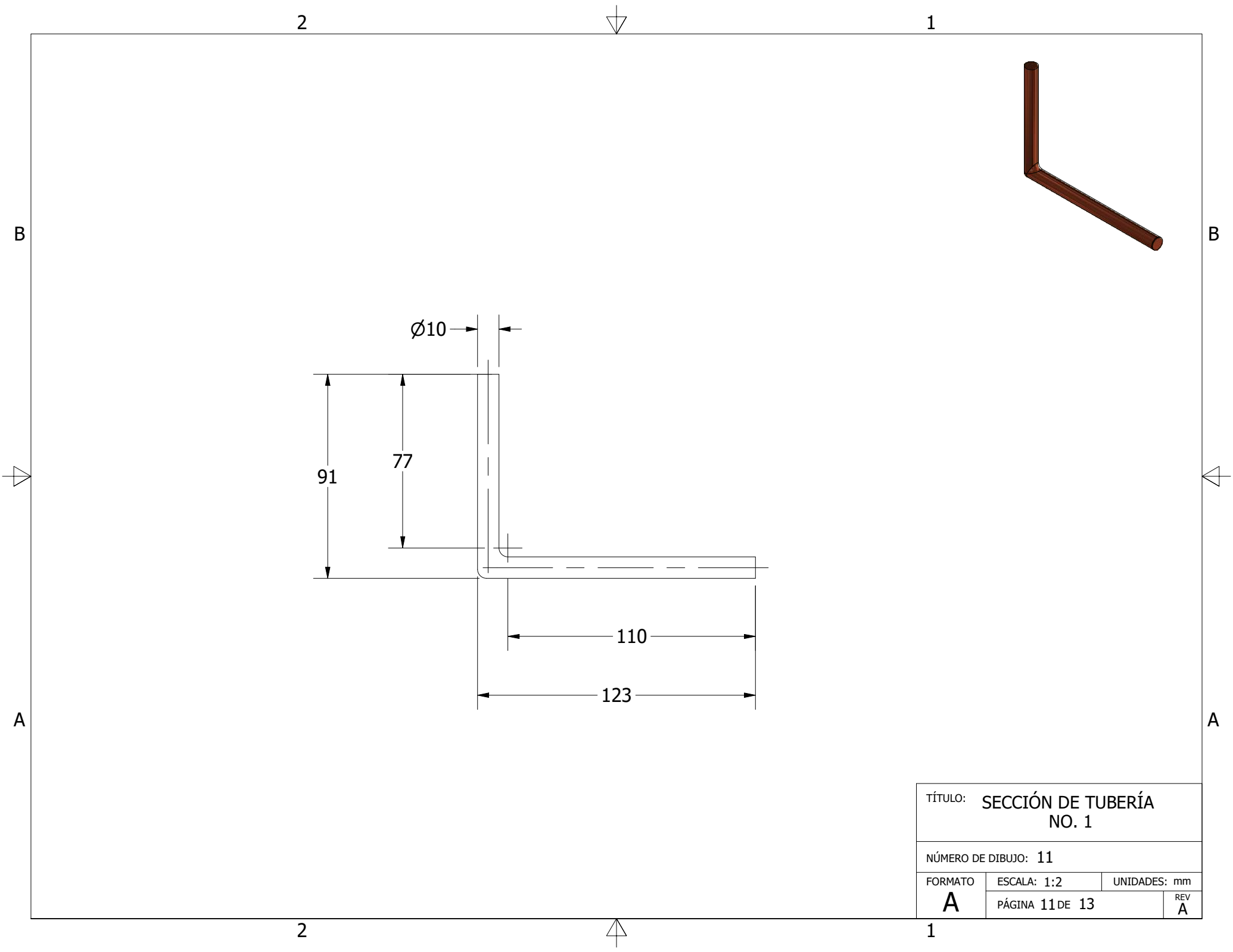
FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 8 DE 13	REV A



TÍTULO:			TUBERÍA DEL EVAPORADOR	
NÚMERO DE DIBUJO: 9				
FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm		REV
A	PÁGINA 9 DE 13		A	



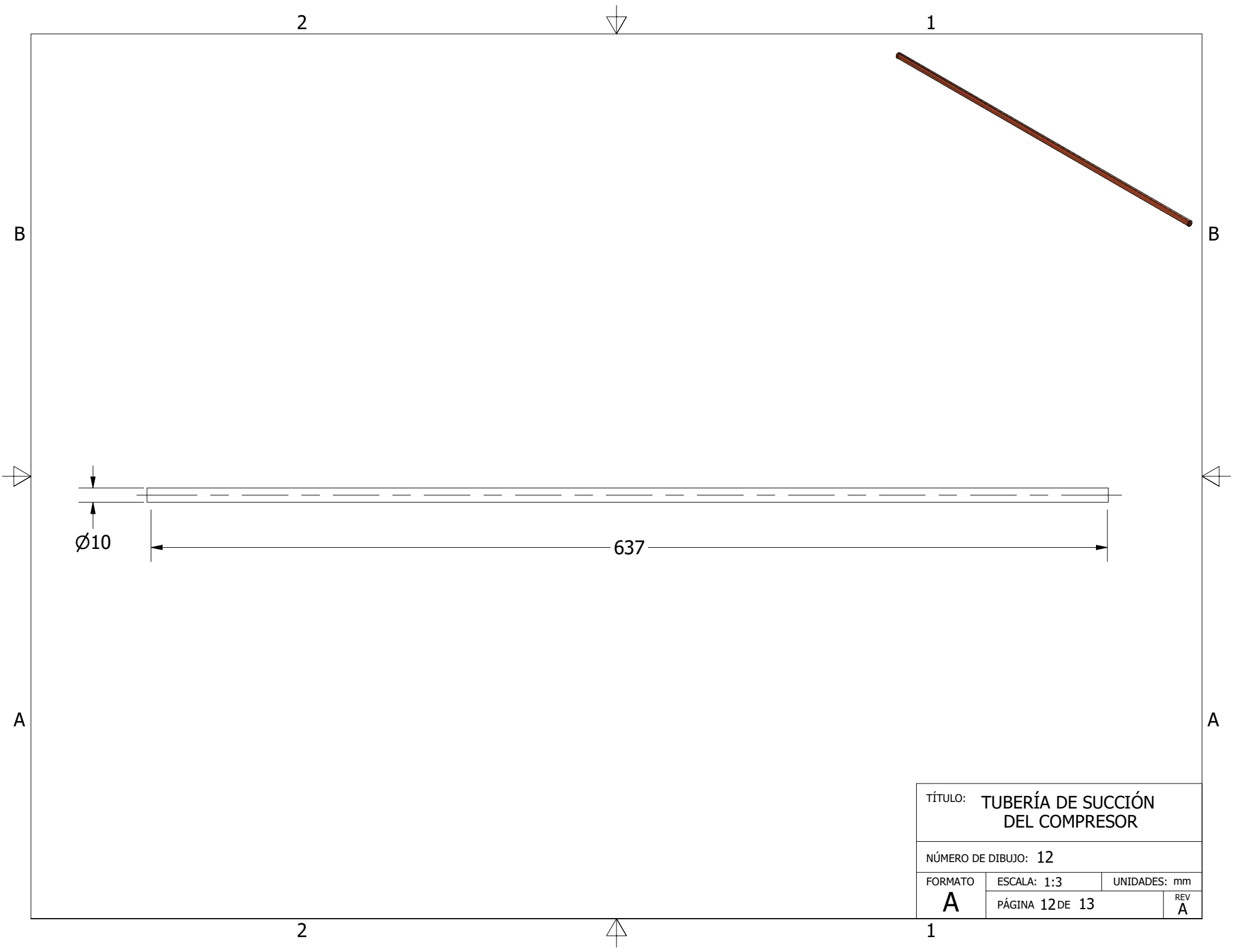
TÍTULO: LÁMINA DE SOPORTE DEL COMPRESOR			
NÚMERO DE DIBUJO: 10			
FORMATO	ESCALA: 1:4	UNIDADES: mm	REV
A	PÁGINA 10 DE 13		A



TÍTULO: SECCIÓN DE TUBERÍA
NO. 1

NÚMERO DE DIBUJO: 11

FORMATO	ESCALA: 1:2	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 11 DE 13	REV A



TÍTULO: TUBERÍA DE SUCCIÓN
DEL COMPRESOR

NÚMERO DE DIBUJO: 12

FORMATO	ESCALA: 1:3	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 12 DE 13	REV A

2

1

B

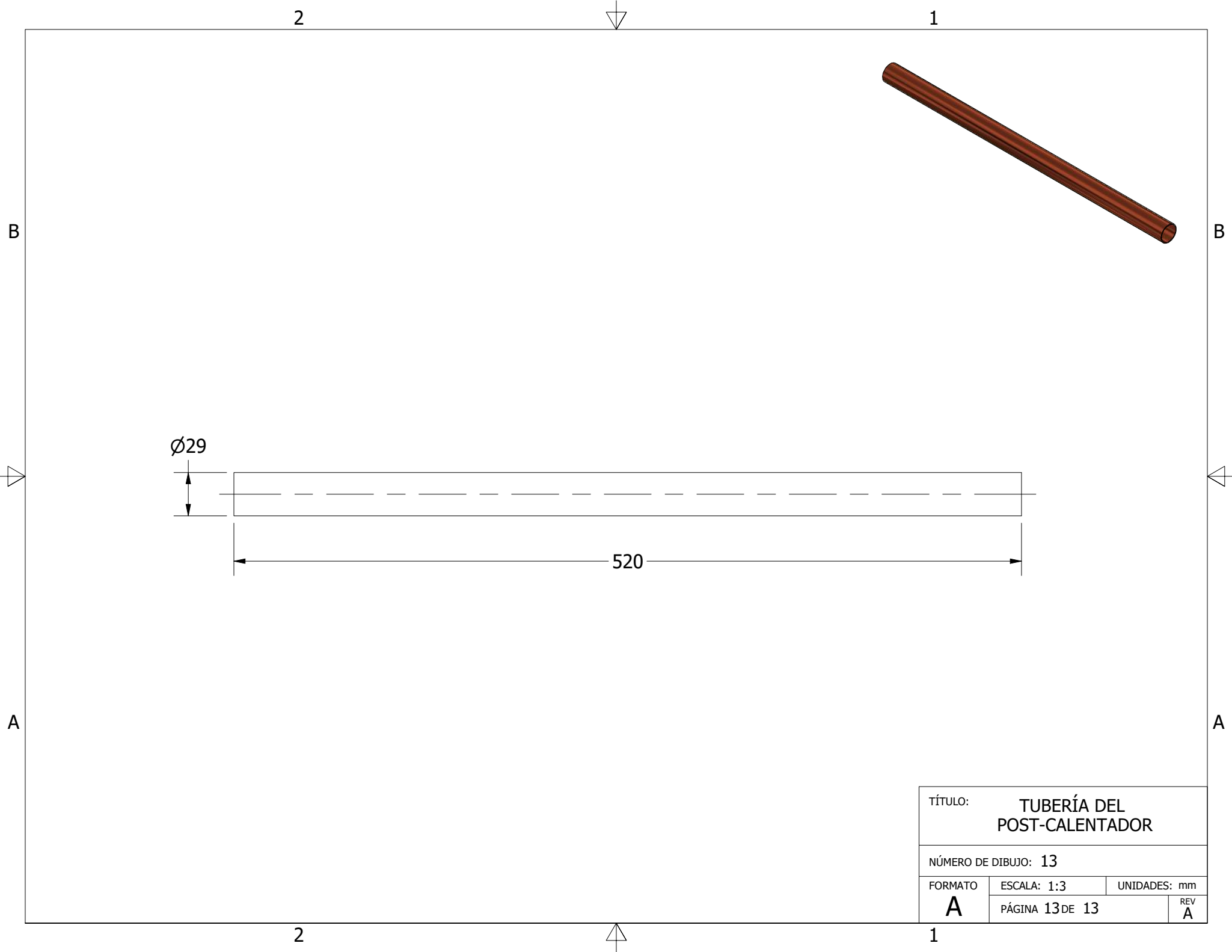
B

A

A

2

1



TÍTULO: TUBERÍA DEL POST-CALENTADOR		
NÚMERO DE DIBUJO: 13		
FORMATO	ESCALA: 1:3	UNIDADES: mm
A	PÁGINA 13 DE 13	REV A