



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

TEMA:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA VÁLVULA DE EXPANSIÓN CONTROLADA ELECTRÓNICAMENTE, PARA LA REGULACIÓN DEL RECALENTAMIENTO A LA SALIDA DEL EVAPORADOR DE UNA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA.

Autor: Oscar Alexander Chacón Avilés.

Tutor: Ing. Javier García del Valle, PhD.

AMBATO-ECUADOR

2016

CERTIFICACIÓN DEL TUTOR

En calidad de tutor del trabajo técnico, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, con el tema: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA VÁLVULA DE EXPANSIÓN CONTROLADA ELECTRÓNICAMENTE, PARA LA REGULACIÓN DEL RECALENTAMIENTO A LA SALIDA DEL EVAPORADOR DE UNA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA. Elaborado por el señor Oscar Alexander Chacón Avilés, estudiante de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

Certifico:

Que la presente tesis es original de su autor.

Ha sido revisado cada uno de sus capítulos.

Es concluida y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, agosto del 2016.

.....

Ing. Javier García del Valle, PhD.

AUTORÍA DEL TRABAJO

Declaro que el contenido del proyecto técnico: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA VÁLVULA DE EXPANSIÓN CONTROLADA ELECTRÓNICAMENTE, PARA LA REGULACIÓN DEL RECALENTAMIENTO A LA SALIDA DEL EVAPORADOR DE UNA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA. Así como sus ideas, opiniones, resultados, conclusiones, son auténticos y de responsabilidad exclusiva de mi persona en calidad de autor del proyecto.

Ambato, agosto 2016.

.....

Oscar Alexander Chacón Avilés.

C.I.: 0503819377

DERECHOS DE AUTOR

Autorizo a la Universidad técnica de Ambato, para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y procesos de investigación según las normas de la Institución.

Cedo los derechos en línea patrimoniales de proyecto Técnico con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este Proyecto Técnico dentro de las regulaciones de la Universidad Técnica de Ambato, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, agosto 2016.

.....

Oscar Alexander Chacón Avilés.

C.I.: 0503819377

DEDICATORIA

Este proyecto va dedicado a mis Padres, pilar fundamental para que pueda alcanzar esta meta, a toda mi familia, en especial a mi abuelita Gloria y a mi novia Nataly, por su apoyo incondicional, así espero que me puedan seguir ayudando y dando las fuerzas necesarias para seguir creciendo como persona y profesionalmente.

AGRADECIMIENTO

Agradezco principalmente a toda mi familia, por ser un apoyo de este gran sueño, a todas mis “Madres” y “Padres” que me supieron guiar, un especial agradecimiento a mi Novia por su apoyo y paciencia.

A la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, a todos sus docentes que con mucho afán nos comparten su sabiduría, en especial al Ing. Javier García del Valle. PhD, tutor de esta tesis, por brindarme toda su ayuda, paciencia y consejos.

A mis amigos y compañeros que estuvieron en las buenas y en las malas ayudándome.

ÍNDICE GENERAL

| | |
|--|------|
| CERTIFICACIÓN DEL TUTOR | II |
| AUTORÍA DEL TRABAJO | III |
| DEDICATORIA | V |
| AGRADECIMIENTO | VI |
| ÍNDICE GENERAL..... | VII |
| ÍNDICE DE TABLAS | IX |
| RESUMEN EJECUTIVO | XII |
| ABSTRACT (SUMMARY) | XIII |
| CAPÍTULO I..... | 1 |
| 1. ANTECEDENTES | 1 |
| 1.1. TEMA: | 1 |
| 1.2. JUSTIFICACIÓN: | 1 |
| 1.3. OBJETIVOS: | 2 |
| 1.3.1. OBJETIVO GENERAL: | 2 |
| 1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS:..... | 2 |
| CAPÍTULO II | 3 |
| 2. FUNDAMENTACIÓN..... | 3 |
| 2.1. INVESTIGACIONES PREVIAS: | 3 |
| 2.1.1. ARTÍCULOS TÉCNICOS:..... | 3 |
| 2.1.2. TRABAJOS DE GRADUACIÓN: | 4 |
| 2.2. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA: | 4 |
| 2.2.1. REFRIGERACIÓN..... | 4 |
| 2.2.2. TIPOS DE VÁLVULAS DE EXPANSIÓN..... | 7 |
| 2.2.3. ESTUDIO FLUIDO DINÁMICO Y TERMODINÁMICO. | 11 |
| 2.2.4. INFLUENCIA DEL RECALENTAMIENTO..... | 13 |
| 2.2.5. ESTUDIO MECÁNICO DE PLACAS PLANAS..... | 22 |

| | |
|---|----|
| 2.2.6. SOLDADURA | 23 |
| 2.2.7. ANÁLISIS ESTADÍSTICO DE DATOS OBTENIDOS | 24 |
| CAPÍTULO III..... | 25 |
| 3. DISEÑO DEL PROYECTO..... | 25 |
| 3.1. SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS:..... | 25 |
| 3.2. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL. | 26 |
| 3.3. CÁLCULO O MODELO OPERATIVO:..... | 30 |
| 3.3.1. CÁLCULO DE VELOCIDADES EN TUBERÍAS: | 30 |
| 3.3.1.1. CÁLCULO PARA PRIMERA CONDICIÓN..... | 31 |
| 3.3.1.2. CÁLCULO PARA SEGUNDA CONDICIÓN. | 43 |
| 3.3.2. CÁLCULO DE LA LONGITUD DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR. 55 | |
| 3.3.3. DISEÑO ELÉCTRICO. | 63 |
| 3.3.4. CÁLCULO MECÁNICO ELECTROVÁLVULA | 66 |
| 3.3.5. DIAGRAMA DE PROCESO DE CONSTRUCCIÓN..... | 68 |
| 3.4. PRESUPUESTO:..... | 69 |
| 3.5. RESULTADOS..... | 69 |
| 3.5.1. VÁLVULA TERMOSTÁTICA CONVENCIONAL..... | 69 |
| 3.5.2. VÁLVULA CONTROLADA ELECTRÓNICAMENTE. | 74 |
| CAPÍTULO IV..... | 77 |
| 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES | 77 |
| 4.1. CONCLUSIONES:..... | 77 |
| 4.2. RECOMENDACIONES:..... | 77 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|----|
| Tabla 1. Valores del COP y calor de evaporación. | 16 |
| Tabla 2. Rangos y errores del caudalímetro. | 24 |
| Tabla 3. Matriz de criterios ponderados. | 26 |
| Tabla 4. Condiciones de rendimiento de compresor. | 31 |
| Tabla 5. Resumen de velocidades del sistema primera condición. | 43 |
| Tabla 6. Resumen de velocidades del sistema segunda condición. | 54 |
| Tabla 7. Presupuesto. | 69 |

ÍNDICE DE GRÁFICOS

| | |
|---|----|
| Gráfico N° 1. Ciclo por compresión de vapor simple. | 5 |
| Gráfico N° 2. Condensador. | 5 |
| Gráfico N° 3. Compresor reciprocante. | 6 |
| Gráfico N° 4. Evaporador de aletas. | 6 |
| Gráfico N° 5. Válvula de expansión termostática. | 7 |
| Gráfico N° 6. Válvula de expansión manual. | 7 |
| Gráfico N° 7. Válvula de expansión termostática. | 8 |
| Gráfico N° 8. Válvula de expansión termostática. | 9 |
| Gráfico N° 9. Válvula de expansión electrónica. | 10 |
| Gráfico N° 10. Tubo capilar. | 11 |
| Gráfico N° 11. Esquema instalación. | 11 |
| Gráfico N° 12. Diagrama P-h, ciclo para calcular la influencia del recalentamiento. | 14 |
| Gráfico N° 13. COP vs Recalentamiento. | 16 |
| Gráfico N° 14. Qevaporación vs Recalentamiento. | 17 |
| Gráfico N° 15. Área vs Recalentamiento. | 19 |
| Gráfico N° 16. A*U vs Recalentamiento. | 19 |
| Gráfico N° 17. Calores vs Recalentamiento. | 20 |
| Gráfico N° 18. Temperatura de evaporación vs Recalentamiento. | 20 |
| Gráfico N° 19. COP vs Recalentamiento. | 21 |
| Gráfico N° 20. Fórmulas para cálculo de espesor para una placa circular con una presión uniformemente distribuida. | 23 |
| Gráfico N° 21. Soldadura de cobre / cobre. | 24 |
| Gráfico N° 22. Esquema del sistema de refrigeración. | 27 |

| | |
|--|----|
| Gráfico N° 23. Intercambiador de calor. | 27 |
| Gráfico N° 24. Válvula de regulación de presión..... | 28 |
| Gráfico N° 25. Esquema del cuerpo de la válvula de expansión..... | 29 |
| Gráfico N° 26. Electroválvula | 30 |
| Gráfico N° 27. Hoja de datos del compresor..... | 30 |
| Gráfico N° 28. Diagrama P-H | 32 |
| Gráfico N° 29. Esquema general del sistema de refrigeración..... | 35 |
| Gráfico N° 30. Dimensiones de tubería de 5/8" de cobre | 35 |
| Gráfico N° 31. Dimensiones de tubería de 1/2" de acero..... | 36 |
| Gráfico N° 32. Dimensiones de tubería de 3/8" de cobre | 37 |
| Gráfico N° 33. Dimensiones de tubería de 3/8" de cobre | 38 |
| Gráfico N° 34. Dimensiones de la tubería antes y dentro del intercambiador. | 39 |
| Gráfico N° 35. Área efectiva de la tubería de acero..... | 42 |
| Gráfico N° 36. Diagrama P-h | 44 |
| Gráfico N° 37. Esquema general del sistema de refrigeración..... | 46 |
| Gráfico N° 38. Dimensiones de tubería de 5/8" de cobre | 46 |
| Gráfico N° 39. Dimensiones de tubería de 1/2" de acero..... | 47 |
| Gráfico N° 40. Dimensiones de tubería de 3/8" de cobre | 49 |
| Gráfico N° 41. Dimensiones de tubería de 3/8" de cobre | 50 |
| Gráfico N° 42. Dimensiones de la tubería antes y dentro del intercambiador. | 51 |
| Gráfico N° 43. Área efectiva de la tubería de acero..... | 54 |
| Gráfico N° 44. Diagrama del intercambiador de calor..... | 55 |
| Gráfico N° 45. Diagrama de control del sistema..... | 64 |
| Gráfico N° 46. Diagrama de potencia | 65 |
| Gráfico N° 47. Diagrama del controlador del recalentamiento..... | 66 |
| Gráfico N° 48. Montaje del módulo termoeléctrico..... | 66 |
| Gráfico N° 49. Diagrama de proceso del estudio..... | 68 |
| Gráfico N° 50. Presión absoluta vs Tiempo (válvula expansión termostática)..... | 70 |
| Gráfico N° 51. Temperatura vs Tiempo (válvula expansión termostática)..... | 71 |
| Gráfico N° 52. Temperatura de recalentamiento vs Tiempo (válvula expansión termostática)..... | 71 |
| Gráfico N° 53. Presión absoluta del evaporador vs Tiempo (válvula expansión termostática)..... | 72 |

| | |
|---|----|
| Gráfico N° 54. Temperatura vs Tiempo (válvula expansión termostática)..... | 73 |
| Gráfico N° 55. Temperatura de recalentamiento vs Tiempo (válvula expansión termostática)..... | 73 |
| Gráfico N° 56. Presión absoluta de evaporador vs Tiempo (electroválvula)..... | 74 |
| Gráfico N° 57. Temperatura vs Tiempo (electroválvula)..... | 75 |
| Gráfico N° 58. Temperatura de recalentamiento vs Tiempo (electroválvula)..... | 76 |
| Gráfico N° 59. Construcción del intercambiador de calor..... | 4 |
| Gráfico N° 60. Preparación de la probeta para el análisis metalográfico..... | 5 |
| Gráfico N° 61. Peso de las probetas..... | 5 |
| Gráfico N° 62. Aspecto de las probetas..... | 6 |
| Gráfico N° 63. Prueba de tracción de la probeta CuP..... | 6 |
| Gráfico N° 64. Prueba de tracción de la probeta CuZn..... | 6 |
| Gráfico N° 65. Vista general de la soldadura de CuP antes de ser atacada..... | 7 |
| Gráfico N° 66. Gráficos al microscopio electrónico de barrido para la probeta de CuP atacado para cobre..... | 7 |
| Gráfico N° 67. Vista general de la soldadura de CuZn antes de ser atacada..... | 8 |
| Gráfico N° 68. Gráficos al microscopio electrónico de barrido para la probeta de CuZn atacado para cobre..... | 8 |
| Gráfico N° 69. Diagrama tensión deformación para la probeta de CuP..... | 9 |
| Gráfico N° 70. Diagrama tensión deformación para la probeta de CuZn..... | 9 |

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA VÁLVULA DE EXPANSIÓN CONTROLADA ELECTRÓNICAMENTE, PARA LA REGULACIÓN DEL RECALENTAMIENTO A LA SALIDA DEL EVAPORADOR DE UNA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA”.

Autor: Oscar Alexander Chacón Avilés

Tutor: Ing. Javier García del Valle, PhD.

RESUMEN EJECUTIVO

El presente proyecto técnico se basa en el diseño, construcción y prueba de una válvula de expansión de tipo termostática controlada electrónicamente para regular el recalentamiento a la salida del evaporador en un sistema de refrigeración. Dicho sistema de refrigeración consiste en un banco prototipo de pruebas que trabaja con R404A, diseñado con el objeto de analizar el comportamiento dinámico de válvulas de expansión. Este estudio también abarca la construcción de dicho banco de pruebas.

Desde un punto de vista teórico se estudió la transferencia de calor en los distintos componentes del sistema con el objeto de determinar el punto de trabajo de la instalación. Para la válvula de expansión se realizó una estimación del área de paso para poderse acoplar a la curva de funcionamiento del compresor.

Diseñado y construido el banco de pruebas se experimentó comparando el funcionamiento de una válvula de expansión termostática convencional y la válvula propuesta en el presente estudio. Obteniendo como resultado las gráficas del recalentamiento vs tiempo, presión de evaporador vs tiempo y temperatura de evaporador vs tiempo de la válvula de expansión termostática y de la válvula controlada electrónicamente. Comprobando en la curva de la válvula controlada electrónicamente, que ésta regula satisfactoriamente el recalentamiento a la salida del evaporador.

TECHNICAL UNIVERSITY OF AMBATO

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING AND MECHANICS

MECHANICAL ENGINEERING CAREERS

“DESIGN AND CONSTRUCTION OF AN ELECTRONIC CONTROLLED EXPANSIÓN VALVE FOR CONTROLLING THE REFRIGERANT SUPERHEATING AT THE EVAPORATOR OUTLET”.

Author: Oscar Alexander Chacón Avilés

Tutor: Ing. Javier García del Valle, PhD.

ABSTRACT (SUMMARY)

This project is based on the design, construction and testing of an electronically controlled thermostatic expansion valve used to regulate the superheat at the evaporator outlet in a cooling system. This refrigeration system consists of a prototype working with R404A, designed in order to analyze the dynamic behavior of expansion valves. This study also covers the construction of the experimental setup.

From a theoretical point of view, heat transfer in the various components of the system was studied in order to determine the operating point of the installation. In addition, the expansion valve inner sectional area was estimated in order to be coupled with the compressor-operating curve.

The results of the present study compare the overheating vs. time, evaporator pressure vs. time and temperature evaporator vs. time of expansion valve and the electronically controlled valve. Based on those results it has been concluded that the electronically controlled valve properly regulates the overheating at the evaporator outlet, although the valve setup and control algorithm need to be improved.

CAPÍTULO I

1. ANTECEDENTES

1.1. TEMA:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA VÁLVULA DE EXPANSIÓN CONTROLADA ELECTRÓNICAMENTE, PARA LA REGULACIÓN DEL RECALENTAMIENTO A LA SALIDA DEL EVAPORADOR DE UNA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA.

1.2. JUSTIFICACIÓN:

La matriz productiva apuesta por desarrollar nuevos productos innovadores con mano de obra ecuatoriana y con valor agregado, esta válvula sería una nueva opción que apuesta por ese cambio, gracias a la innovación y desarrollo tecnológico que es necesario para poder realizarla, además estará alineado con el eje de: “sustitución selectiva de importaciones de bienes y servicios que seríamos capaces de sustituir en el corto plazo: industria farmacéutica, tecnología (software, hardware y servicios informáticos) y metalmecánica”. [1]

Por otra parte, en el mercado nacional existen válvulas de expansión electrónicas con el problema que los costos son elevados y se espera que la válvula sea una alternativa económica, de geometría constructiva sencilla, así también exista la disponibilidad de materiales de construcción (cobre, acero al carbono).

El dispositivo de expansión o válvula de expansión tiene la función en el sistema de refrigeración de controlar el flujo de refrigerante líquido que entra al evaporador. El refrigerante líquido que llega al dispositivo a alta presión, fluye a través de él y se transforma en una mezcla líquido - vapor a baja presión. [2]

La válvula será una ayuda a los sistemas de refrigeración, controlando de manera adecuada el recalentamiento del fluido a la salida del evaporador. El concepto de controlar la temperatura a la salida del evaporador está asociado a la minimización del recalentamiento, con lo que se mejora la eficiencia energética del ciclo frigorífico. El

recalentamiento está definido como la diferencia entre la temperatura real menos la temperatura de saturación a la presión del fluido.

La relación entre el recalentamiento a la salida del evaporador y la eficiencia energética del ciclo de refrigeración viene establecido a través del coeficiente global de transferencia de calor del evaporador $A*U$ (área por el coeficiente global de transferencia de calor). Si el recalentamiento es alto, se emplea mucha parte del evaporador en calentar vapor, ya que el coeficiente de convección de vapor es pequeño en relación al del líquido. Este comportamiento está asociado a una reducción en el término $A*U$. Una reducción en el coeficiente global de transferencia de calor se traduce en una menor temperatura de evaporador. Por otro lado, se sabe que el rendimiento de un refrigerador es inversamente proporcional a la diferencia de temperaturas entre condensador y evaporador (ciclo de Carnot), por lo que reducciones en la temperatura de evaporador disminuyen la eficiencia del ciclo.

1.3. OBJETIVOS:

1.3.1. OBJETIVO GENERAL:

- ❖ Diseñar y construir una válvula de expansión controlada electrónicamente para la regulación de recalentamiento a la salida del evaporador de una instalación frigorífica.

1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

- ❖ Recopilar antecedentes informativos sobre los sistemas frigoríficos y válvulas de expansión.
- ❖ Diseñar y construir un banco de ensayos para válvulas de expansión en el Laboratorio de Energías de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.
- ❖ Diseñar mecánicamente los componentes de la electroválvula de expansión mediante resistencia de materiales.
- ❖ Construir, probar y medir parámetros de funcionamiento del prototipo de la válvula de expansión.

CAPÍTULO II

2. FUNDAMENTACIÓN

2.1. INVESTIGACIONES PREVIAS:

2.1.1. ARTÍCULOS TÉCNICOS:

En el estudio de **“Chasik Park, Honghyun Cho, Yongtaek Lee, Yongchan Kim, «Mass flow characteristics and empirical modeling of R22 and R410A flowing through electronic expansion valves. » ELSEVIER, vol. 30, pp. 1-7, 2007”**, concluyen:

El desempeño de seis EEV (electroválvulas de expansión) para R22 y R410A eran medidas variando las condiciones de funcionamiento y geometrías. La tasa de flujo másico que pasa a través de las EEV incrementó con el aumento de subenfriamiento, la presión de entrada y apertura EEV. Basado en los datos experimentales los investigadores desarrollaron una correlación empírica para predecir el flujo másico a través de EEV. La presente correlación produjo resultados satisfactorios en comparación con los datos medidos, dentro de una desviación relativa de $\pm 15,0\%$ para todas las EEV. Las medias y desviaciones estándar de las predicciones fueron $0,76\%$ y $5,9\%$, respectivamente.

En el artículo técnico, **“J.M. Choi, Y.C. Kim, «The effects of improper refrigerant charge on the performance of a heat pump with an electronic expansion valve and capillary tube,» ELSEVIER, Seoul, 2001”**.

En este artículo se estudió el rendimiento de una bomba de calor operando con un tubo capilar y una EEV en función de la carga de refrigerante. Se concluyó que el sistema funcionando con una EEV obtiene mayor rendimiento que la misma instalación operando con un tubo capilar.

En el artículo técnico, **“S. Touber y J. S. Van der Meer, Influencia of the Expansion Valve on the evaporator performance, International Refrigeration and air Condition conference, Purdue University, 1986”**

En esta investigación se estudia el rendimiento de una instalación frigorífica para distintas configuraciones de una válvula de expansión termostática, obteniendo como resultado que el recalentamiento óptimo es el mínimo posible compatible con un funcionamiento estable.

En el artículo de **“Félix Sanz, «Evolución de los sistemas de expansión seca en circuitos de refrigeración,» Danfos S.A., 2009.”** Habla sobre la curva MSS denominada Mínima Señal de Recalentamiento Estable (del inglés Minimum Stable Signal Superheat), la cual indica si la ebullición en un evaporador es estable o inestable, dependiendo de las condiciones de trabajo del fluido, esta curva es de gran importancia para poder ajustar el calor aportado al evaporador sin que se produzca arrastre de líquido al compresor bajando la eficiencia o provocando daños en el mismo. Este artículo concluye que para el control de este punto en el que el evaporador entra en estado estable, las válvulas que mayor precisión son las electrónicas.

2.1.2. TRABAJOS DE GRADUACIÓN:

En la tesis de **“Velasco Bautista Marco Alejandro, «Estudio de un banco de pruebas de refrigeración y su aplicación en sistemas agroindustriales en la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato”.** Concluye. “Con la puesta en marcha del banco de pruebas de refrigeración en las condiciones indicadas, se obtiene un resultado en donde se vio que el enfriamiento es más rápido con la válvula de expansión debido a que al ingresar el refrigerante esta lo expande por la tubería de salida que va conectada directamente al evaporador siendo esta de mayor diámetro que la tubería de entrada con lo que al pasar el refrigerante en mayor cantidad se vio un mejor enfriamiento en el sistema.”

2.2. FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA:

2.2.1. REFRIGERACIÓN.

La refrigeración es el proceso de transferencia de calor desde un foco frío hacia un foco caliente. Esta transferencia puede darse por cualquiera de los tres mecanismos de transferencia, conducción, convección y radiación. Tenemos diferentes aplicaciones de la refrigeración, entre las más importantes están la conservación de alimentos y el confort térmico de los espacios físicos. Según la formulación de Clausius para el segundo principio de la termodinámica, es imposible la existencia de un sistema que

pueda funcionar de modo que su único efecto sea una transferencia de energía mediante calor de un cuerpo frío a otro más caliente. [3]

La realización teórica de un ciclo de refrigeración se puede visualizar mediante un ciclo de Carnot operando a la inversa, es decir introduciendo trabajo para establecer un flujo de calor entre el foco frío y el foco caliente. Una posible realización práctica del ciclo de refrigeración es el de compresión de vapor, siendo este que se utiliza con mayor frecuencia.

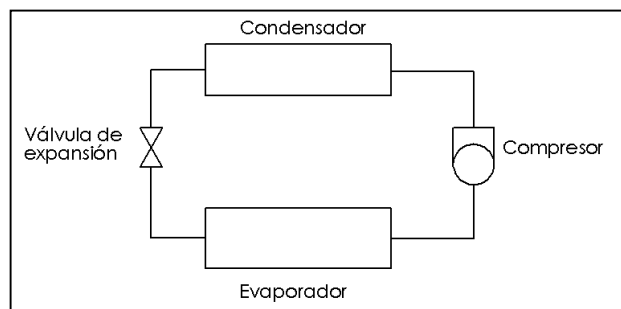


Gráfico N° 1. Ciclo por compresión de vapor simple.
Fuente: Autor

Según el gráfico N°1 los componentes del ciclo por compresión de vapor simple son: condensador, compresor, evaporador y válvula de expansión.

El condensador es el encargado de transformar el refrigerante de fase vapor a fase líquida cediendo calor a otro medio de menor temperatura. El condensador comúnmente empleado en para intercambio de calor aire refrigerante es de tipo aleteado. [2]



Gráfico N° 2. Condensador.
Fuente: Autor

El compresor es una máquina de fluido que sirve para aumentar la presión y desplazar fluidos como refrigerante. Tres tipos de compresores son usados comúnmente para refrigeración: (1) Reciprocante, (2) Rotatorio y (3) Centrifugo. Los tipos reciprocante y rotatorio son compresores de desplazamiento positivo. El compresor centrífugo, por otra parte, no tiene un elemento de compresión, la compresión del vapor tiene lugar por la fuerza centrífuga que desarrolla un impulsor a alta velocidad. [3]



Gráfico N° 3. Compresor reciprocante.
Fuente: Autor

El evaporador es un intercambiador de calor en el que se transfiere energía térmica contenida en el medio ambiente hacia un gas refrigerante a baja temperatura y en proceso de evaporación. Este medio puede ser aire o agua. Estos intercambiadores de calor se encuentran en el interior de congeladores, refrigeradores domésticos, refrigeradores industriales, vitrinas comerciales para alimentos y un sinnúmero de aplicaciones en proceso para la industria alimenticia, así como para la industria química. Los tres principales tipos de evaporadores son: (1) tubo desnudo, (2) de placa de superficie, y (3) con aletas. [3]



Gráfico N° 4. Evaporador de aletas
Fuente: Autor

La válvula de expansión es el dispositivo que regula el caudal de refrigerante hacia el evaporador. Existen cinco tipos de controladores de flujo: (1) válvula de expansión de mano, (2) válvula de expansión electrónica, (3) válvula de expansión termostática, (4) tubo capilar, (5) flotador. Independientemente del tipo de controlador de flujo la función de todo controlador es doble, dosificar el refrigerante desde la línea de líquido en el evaporador y mantener la presión diferencial entre las medidas de presiones bajas y altas que el sistema permite. [3]



Gráfico N° 5. Válvula de expansión termostática.
Fuente: Autor

2.2.2. TIPOS DE VÁLVULAS DE EXPANSIÓN

Válvula de expansión de mano: Estas válvulas necesitan son de tipo aguja de accionamiento manual, el caudal que pasa a través de la válvula depende de la presión diferencial del orificio de la válvula y del grado de apertura, siendo este último manualmente ajustado. Asumiendo que la presión diferencial a través de la válvula sigue siendo la misma, el flujo másico a través de la válvula de expansión manual es función de la presión diferencial existente entre la entrada y la salida.

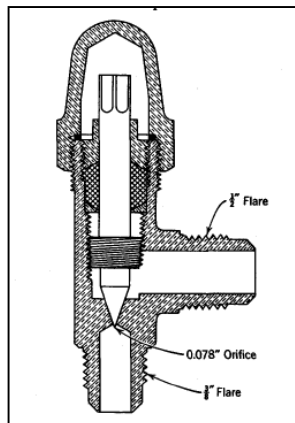


Gráfico N° 6. Válvula de expansión manual.
Fuente: [3]

Válvula de expansión termostática: Porque tiene una alta eficiencia y es adecuada para adaptarla en cualquier tipo de aplicación de refrigeración, la válvula de expansión termostática es la más utilizada para controlar el flujo en sistemas de refrigeración. Considerando que el funcionamiento de la válvula de expansión termostática está basado en el mantenimiento constante de la presión en el evaporador, la operación de la válvula está basada en el mantenimiento constante del grado de apertura a la salida de vapor sobrecalentado del evaporador. Una circunstancia que permite que el ultimo control para mantener el evaporador completamente lleno con el refrigerante en todas las condiciones de carga del sistema sin el peligro de parada de líquido en la línea de succión. Es un control especialmente adecuado para los sistemas sujetos a amplias y frecuentes variaciones en la carga. [3]

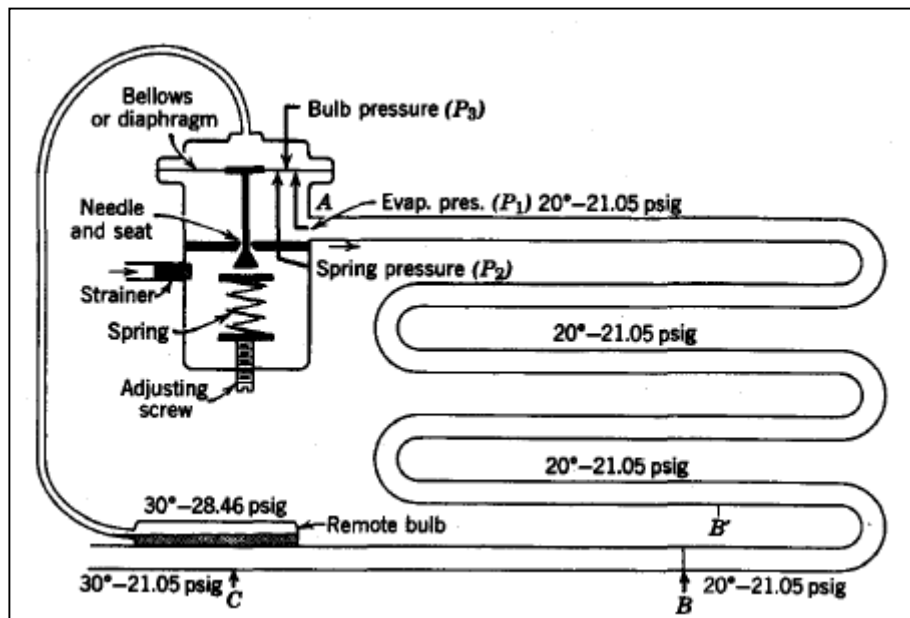


Gráfico N° 7. Válvula de expansión termostática.

Fuente: [3]

- Needle and seat (aguja y asiento).
- Bellows or diaphragm (fuelle o diafragma)
- Remote bulb (bulbo remoto)
- Spring (resorte)
- Strainer (filtro)

La operación característica de la válvula de expansión termostática es resultante de la interacción de tres fuerzas independientes. (1) La presión del evaporador, (2) La

presión del resorte, y (3) La presión ejercida por la mezcla de líquido/vapor saturado en el bulbo remoto.

Como se muestra en el gráfico 7, el bulbo se sujeta a distancia de la válvula de expansión en la línea de succión a la salida del evaporador, donde es sensible a cambios en la temperatura de vapor refrigerante en este punto. Aunque hay una ligera diferencia de temperatura entre la temperatura del vapor de refrigerante en la línea de aspiración y la temperatura de la mezcla líquido/vapor saturado en el bulbo remoto, a todos los efectos prácticos, la temperatura de los dos son los mismos, por lo tanto, se puede suponer que la presión ejercida por el fluido en el bulbo es siempre la presión de saturación de la mezcla líquido/vapor. [3]

Válvula externamente ecualizada: Puesto que el refrigerante se somete a una caída de la presión debido a la fricción a medida que fluye a través del evaporador, la temperatura de saturación del refrigerante es siempre inferior a la salida que a la entrada del evaporador. Cuando la caída de presión del refrigerante es pequeña, la caída de la temperatura de saturación también es muy pequeña. Sin embargo, cuando la caída de presión experimentada por el refrigerante en el evaporador es de tamaño apreciable, la temperatura de saturación del refrigerante a salida se considerablemente menor que la salida del evaporador. [3]

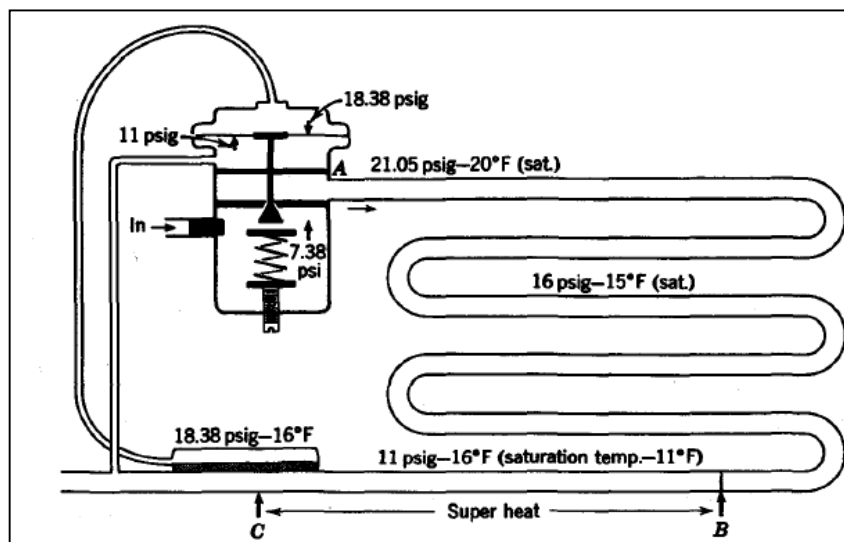


Gráfico N° 8. Válvula de expansión termostática.

Fuente: [3]

Aunque un ecualizador externo no reduce la caída de presión del evaporador de ninguna manera, se compensa por ello, por lo que el uso pleno de la superficie del evaporador es obtenido.

Válvula de expansión electrónica: Las válvulas electrónicas, realizan la misma función que las termostáticas, pero difieren en el motor que mueve el eje de la válvula mediante solenoides especiales, motores a pasos, motores eléctricos, motores electromagnéticos, etc. Además la lectura de la presión y temperatura se realiza mediante sensores, transmisores y transductores de presión y sondas de temperatura. Se incorpora analizadores y controladores electrónicos que por medio del software en ellos transforman las señales recibidas en órdenes de apertura y cierre a las válvulas.
[4]

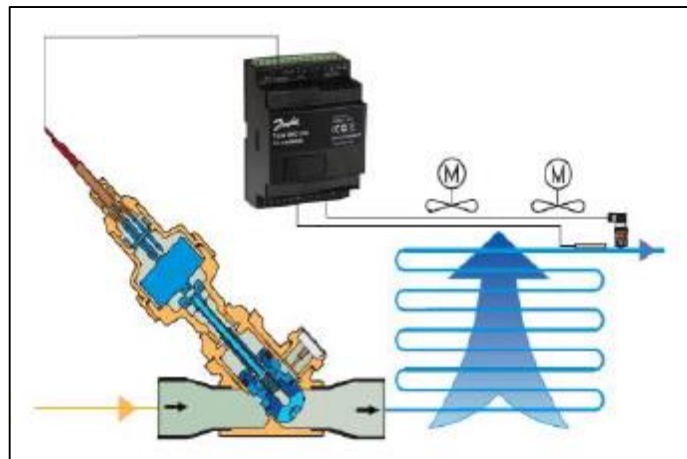


Gráfico N° 9. Válvula de expansión electrónica.
Fuente: [4]

Tubos capilares: El tubo capilar es el más simple de todos los reguladores de flujo de refrigerante, consiste en una longitud específica de tubo con un determinado diámetro, instalado entre el condensador y el evaporador que debido a la alta resistencia a la fricción resultante de su longitud y su orificio, restringe la cantidad de refrigerante que pasa del condensador al evaporador, manteniendo la diferencia de presión requerida entre estas dos unidades.

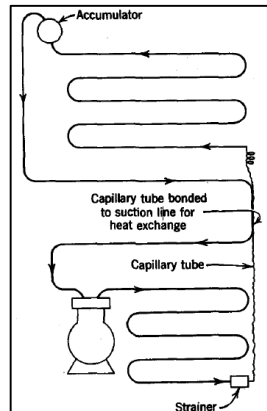


Gráfico N° 10. Tubo capilar.
Fuente: [4]

Válvula flotador: Actúa para mantener un nivel constante de refrigerante en el evaporador, regulando el fluido de refrigerante dentro de la unidad de acuerdo a la velocidad con la que el suministro empieza a evaporizar. Es sensible a pequeños cambios del fluido dentro del evaporador y mantendrá lleno el mismo a distintas condiciones de carga.

2.2.3. ESTUDIO FLUIDO DINÁMICO Y TERMODINÁMICO.

El funcionamiento del sistema de refrigeración donde se implementará la válvula propuesta puede discutirse a partir del gráfico 11. Las partes del que consta el sistema propuesto son: (1) Compresor, (2) Evaporador, (3) Condensador, (4) Recipiente de líquido, (5) Intercambiador carcasas tubos, (6) Válvula de expansión termostática, (7) Válvula de expansión electrónica, (8) Intercambiador de aspiración.

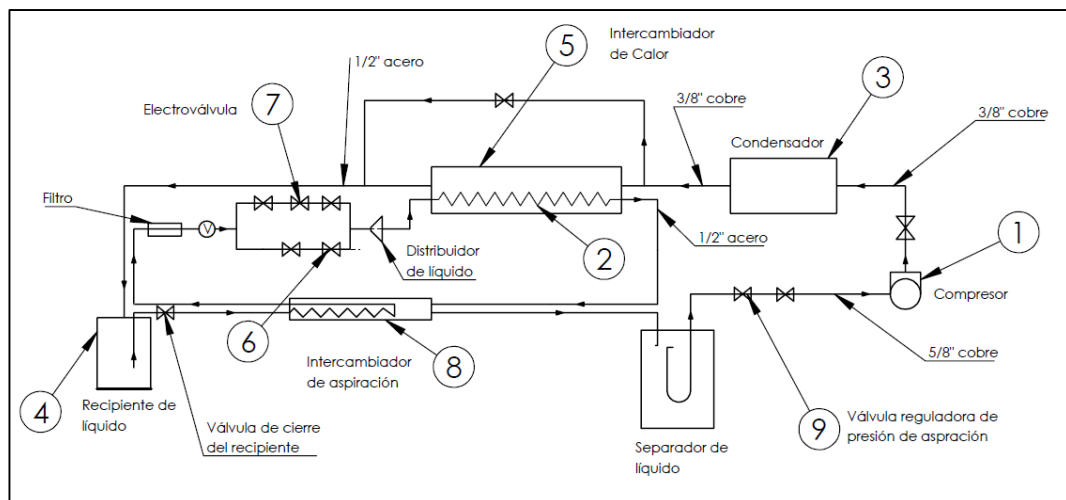


Gráfico N° 11. Esquema instalación.
Fuente: Autor

En la parte de diseño se abordará: (1) Cálculos de dimensionamiento de las tuberías y pérdidas del sistema, (2) Cálculo de intercambiadores de calor, (3) Análisis de la regulación del calor de evaporación.

Para el estudio de las velocidades en las tuberías se estudiaron las dos condiciones extremas correspondientes a flujo másico máximo y mínimo, para comprobar la validez del diseño en todo el rango de operación.

El estudio de intercambiadores se basó en la estimación del coeficiente global de transferencia de calor U de acuerdo a la ecuación (1).

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (1)$$

Dónde:

- Q= calor retirado.
- U= coeficiente global de convección.
- ΔT = diferencia de temperatura alta y baja.

El desempeño de refrigeradores y de bombas de calor se expresa en términos del coeficiente de desempeño (COP), por sus siglas en inglés (coefficient of performance), definido como:

$$\begin{aligned} COP &= \frac{\text{Salida Deseada}}{\text{Entrada Requerida}} = \frac{\text{Efecto de enfriamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} \\ &= \frac{Q_{\text{evaporación}}}{W_{\text{compresor}}} \end{aligned} \quad (2)$$

Dónde:

- COP= Desempeño de los refrigeradores.
- $Q_{\text{evaporación}}$ = Salida deseada.
- $W_{\text{compresor}}$ = Entrada de trabajo.

Un análisis simplificado de la influencia de las temperaturas alta (condensador) y baja (evaporador) sobre la eficiencia de un circuito frigorífico puede realizarse atendiendo a un refrigerador ideal de Carnot, tal y como se muestra en la ecuación (3).

$$COP_{\text{carnot}} = \frac{T_B}{T_A - T_B} \quad (3)$$

Dónde:

- COP_{carnot} = eficiencia de un refrigerador de Carnot.
- TB= Temperatura Baja.
- TA= Temperatura Alta.

De la ecuación (3) se concluye de manera directa que un aumento de la temperatura baja o una disminución de la temperatura alta conllevan un aumento en el COP del sistema. Dicho comportamiento también es extensible a instalaciones reales.

El recalentamiento está definido como la diferencia entre la temperatura real menos la temperatura de saturación a la presión del fluido.

$$\Delta T = \text{Temperatura real} - T_{\text{sat}}(P_{\text{real}}) \quad (4)$$

Donde:

- ΔT = Recalentamiento a la salida del evaporador
- T_{real}= temperatura medida
- T_{sat}= temperatura a la presión de saturación leída de las tablas.

2.2.4. INFLUENCIA DEL RECALENTAMIENTO

Según S. Touber y J. S. Van der Meer, donde estudian que el recalentamiento influye en el rendimiento de un ciclo frigorífico, igual en este proyecto también se estudiará esta relación para un ciclo ideal y para un sistema de refrigeración real. Para el primer caso se trabajará para valores fijos de temperatura de evaporación y condensación. El propósito teórico de este caso de cálculo es demostrar que si las condiciones de presión evaporador y presión de condensación se mantienen constantes el COP aumenta con el recalentamiento. Sin embargo, en un sistema de refrigeración real, las presiones del sistema se ven influenciadas por el recalentamiento. El propósito del segundo supuesto de cálculo es evaluar la influencia de este recalentamiento tanto en las presiones del sistema, así como en el COP.

Las variaciones en el recalentamiento están asociadas a variaciones en el coeficiente global de transferencia de calor ($A*U$) del evaporador, aumentando éste a medida que el recalentamiento disminuye, debido a las diferencias existentes entre los coeficientes de convección para régimen bifásico y vapor. A medida que el término ($A*U$)

disminuye, también lo hará la temperatura de evaporador. Según la ecuación (3) una menor “TB” (temperatura de evaporador) implica un menor rendimiento. De esta argumentación, la importancia de controlar de forma precisa el recalentamiento, lo que será cuantificado por ejemplo práctico de cálculo.

Caso 1. Ciclo ideal

Se analizará la influencia del recalentamiento a la salida del evaporador sobre la eficiencia del ciclo de compresión simple. Para lo cual se calculará el COP a diferentes recalentamientos (5, 15, 25, 35 y 45) °C y una temperatura de condensación de 39.48°C (1800KPa) y temperatura evaporadora de -10.48°C (440KPa), como se muestra en el gráfico 12.

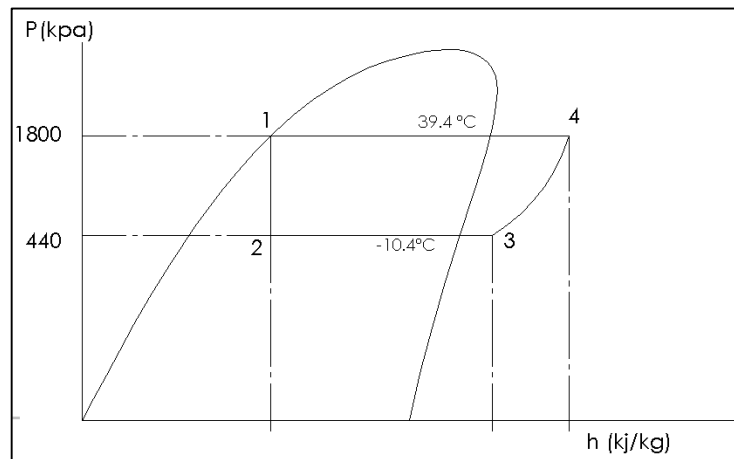


Gráfico N° 12. Diagrama P-h, ciclo para calcular la influencia del recalentamiento.
Fuente: Autor.

Ejemplo de cálculo con un recalentamiento igual a 5.48°C.

Del anexo 5, de Propiedades del refrigerante R404A, se encuentran las entalpías.

$$h_1 = 262.52 \frac{kJ}{kg}$$

Según el gráfico; $h_1 = h_2 = 262.52 \frac{kJ}{kg}$

Las propiedades en el punto 3 son:

$$h_3 = 367.0 \text{ kJ/kg}$$

$$s_3 = 1.638 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$v_3 = 0.0484 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Como el compresor comprime isotrópicamente se tiene que:

$$s_3 = s_4 = 1.638 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Del mismo anexo entalpia en 4 a presión de vapor sobrecalentado:

$$h_4 = 367.0 \text{ kJ/kg}$$

Entonces:

$$COP = \frac{\text{Salida Deseada}}{\text{Entrada Requerida}} = \frac{\text{Efecto de enfriamiento}}{\text{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_l}{W_{\text{neto/entrada}}}$$

$$COP = \frac{m(h_4 - h_3)}{m(h_3 - h_2)}$$

$$COP = \frac{367.0 - 262.52}{397.0 - 367.0}$$

$$COP = 3.4826$$

Ahora, para calcular el calor de evaporación se tiene:

$$Q_{\text{evap}} = m(h_3 - h_2)$$

Donde m= flujo másico, e igual:

$$m = Q_{\text{vol}} * \delta_3 = Q_{\text{vol}} * \frac{1}{v}$$

Se tiene del anexo de propiedades del compresor que aproximadamente,

$$Q_{\text{vol}} = 0.003192 \text{ m}^3/\text{s}$$

Entonces:

$$m = (0.003192 \text{ m}^3/\text{s}) * \frac{1}{0.0484 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} = 0.0654 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Al final se encuentra:

$$Q_{evap} = 0.0654 \frac{kg}{s} (367.0 - 262.52) kJ/kg$$

$$Q_{evap} = 6.7912 \frac{kJ}{s}$$

Con este mismo procedimiento se calcula el COP y el Qevap. Para distintos recalentamientos a la salida del evaporador, como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 1. Valores del COP y calor de evaporación.

| Recalentamiento [°C] | COP | Qevap [kW] |
|----------------------|------|------------|
| 5,48 | 3,48 | 6,89 |
| 15,48 | 3,58 | 7,11 |
| 25,48 | 3,66 | 7,31 |
| 35,48 | 3,76 | 7,52 |
| 45,48 | 3,83 | 7,72 |
| 55,48 | 3,92 | 7,91 |
| 65,48 | 4,01 | 8,11 |

Fuente: Autor.

Se calcula el Coeficiente de desempeño del sistema, para valores de recalentamientos desde 5,48°C hasta 65,48°C, y de igual manera el calor de evaporación.

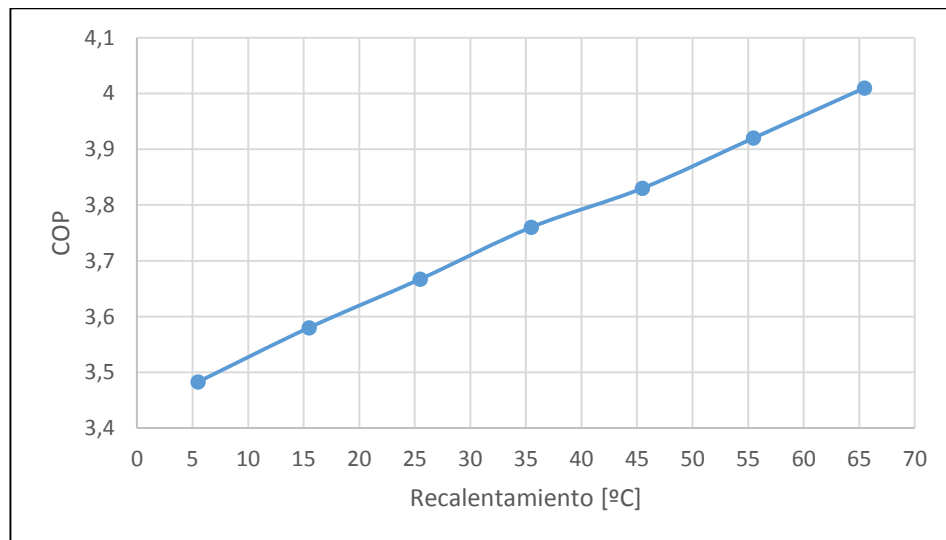


Gráfico N° 13. COP vs Recalentamiento

Fuente: Autor.

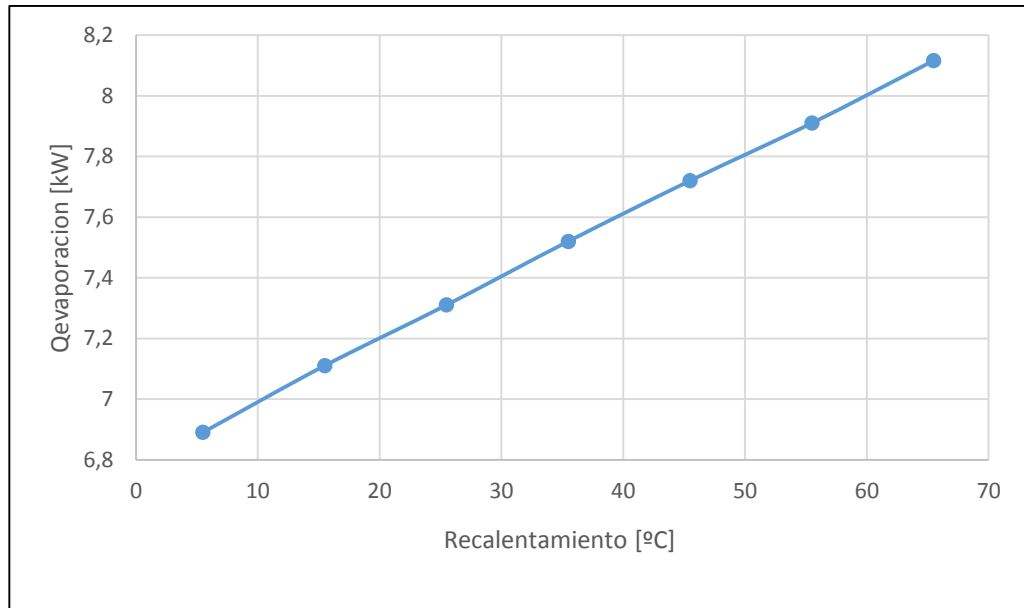


Gráfico N° 14. Qevaporación vs Recalentamiento
Fuente: Autor.

De los gráficos 13 y 14 se puede comprobar el comportamiento descrito con anterioridad. Desde un punto de vista de la termodinámica este resultado es congruente con el segundo principio, pues al aumentar el recalentamiento existe transferencia entre dos focos con un menor salto térmico.

Caso 2. Sistema real de refrigeración.

El objetivo es determinar la influencia del recalentamiento en una instalación frigorífica que opera en ciclo simple.

El problema consiste en calcular, dadas unas dimensiones de evaporador, un modelo de compresor, una temperatura de consigna de la cámara y un recalentamiento a la salida del evaporador, la temperatura de evaporador y el COP de sistema. Hipótesis de cálculo.

1. El compresor elegido para la acumulación es un Tecumseh FH2480Z, el mismo que tiene la instalación experimental.
2. La temperatura de condensación se supone constante e igual a 40°C.
3. El área total de intercambiador se fija en 5m².
4. No existe pérdida de carga en el evaporador.
5. La temperatura de la cámara se toma de -10°C.

6. El coeficiente medio de convección se toma de $2000\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$ según [5], y de $200\text{W}/\text{m}^2.\text{K}$ para régimen bifásico y vapor respectivamente.

$$A_{total} = A_{bif} + A_v \quad (5)$$

$$Q_{bif} = A_{bif} * h_{bif} * (T_{camara} - T_{evaporador}) \quad (6)$$

$$Q_v = A_v * h_v * \left(T_{camara} - \left(T_{evaporador} + \frac{\Delta T}{2} \right) \right) \quad (7)$$

$$Q_v = \dot{m}(h_3 - h_{sat}) \quad (8)$$

$$Q_{bif} + Q_v = Q_{evap} \quad (9)$$

$$h_2 = \text{entalpia}(T = T_{cond}, x = 0) \quad (10)$$

$$h_{sat} = \text{entalpia}(T = T_{evap}, x = 1) \quad (11)$$

$$P_{evap} = P_{sat}(T = T_{evap}) \quad (12)$$

$$h_{3, ensayo} = \text{entalpia}(T = 20^\circ\text{C}, P = P_{evap}) \quad (13)$$

$$h_{3, real} = \text{entalpia}(T = T_{evap} + \Delta T, P = P_{evap}) \quad (14)$$

$$P_{3, ensayo} = \text{densidad}(T = 20^\circ\text{C}, P = P_{evap}) \quad (15)$$

$$P_{3, real} = \text{densidad}(T = T_{evap} + \Delta T, P = P_{evap}) \quad (16)$$

$$Q_{evap, ensayo} = \text{interpolarcompresor}(T_{evap}) \quad (17)$$

$$\dot{m}, ensayo = \frac{Q_{evap, ensayo}}{h_{3ensayo} - h_2} \quad (18)$$

$$\dot{m} = \dot{m}, ensayo * \frac{P_{3real}}{P_{3ensayo}} \quad (19)$$

$$Q_{evap} = \dot{m}(h_{3real} - h_2) \quad (20)$$

La ecuación 5 muestra la compatibilidad de área en el intercambiador. La ecuación 6 y 7 expresan la transferencia de calor por convección para la parte bifásica y de vapor del intercambiador. La ecuación 8 muestra el calor necesario de recalentamiento. La ecuación 9 es la curva de compresor. Para cada iteración, los valores de \dot{m} y Q_{evap} se calculan a partir de las ecuaciones 10 a 20.

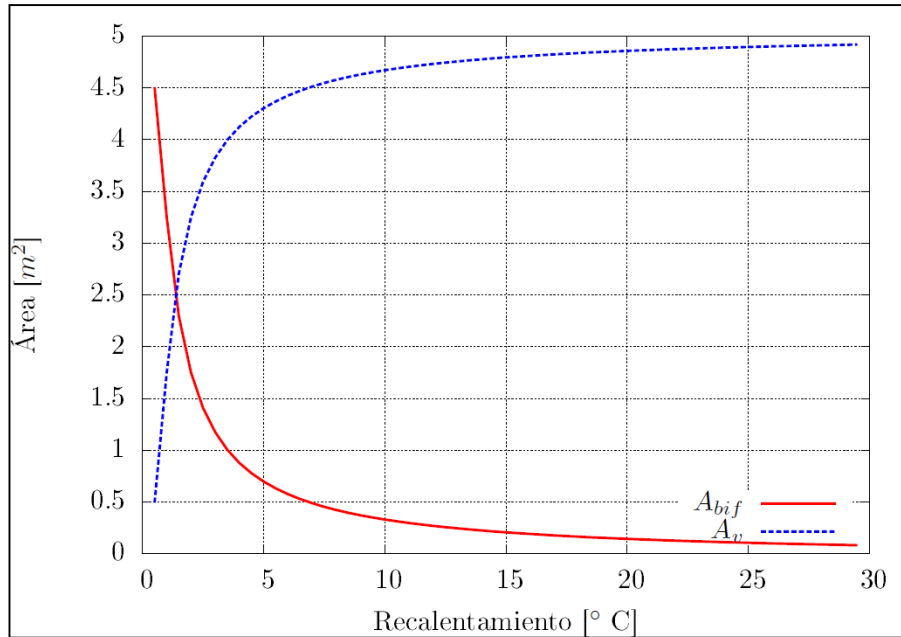


Gráfico N° 15. Área vs Recalentamiento
Fuente: Autor

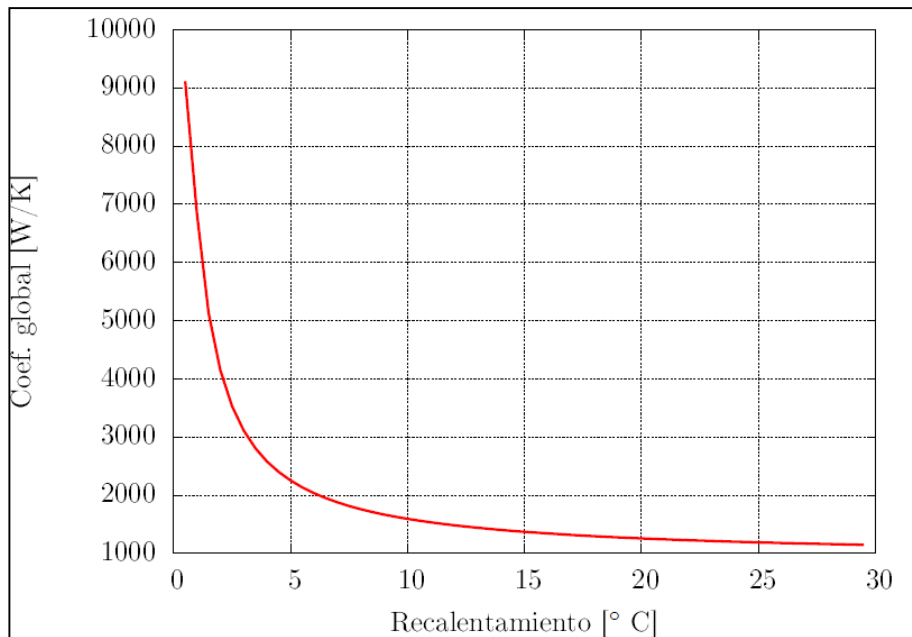


Gráfico N° 16. A*U vs Recalentamiento
Fuente: Autor

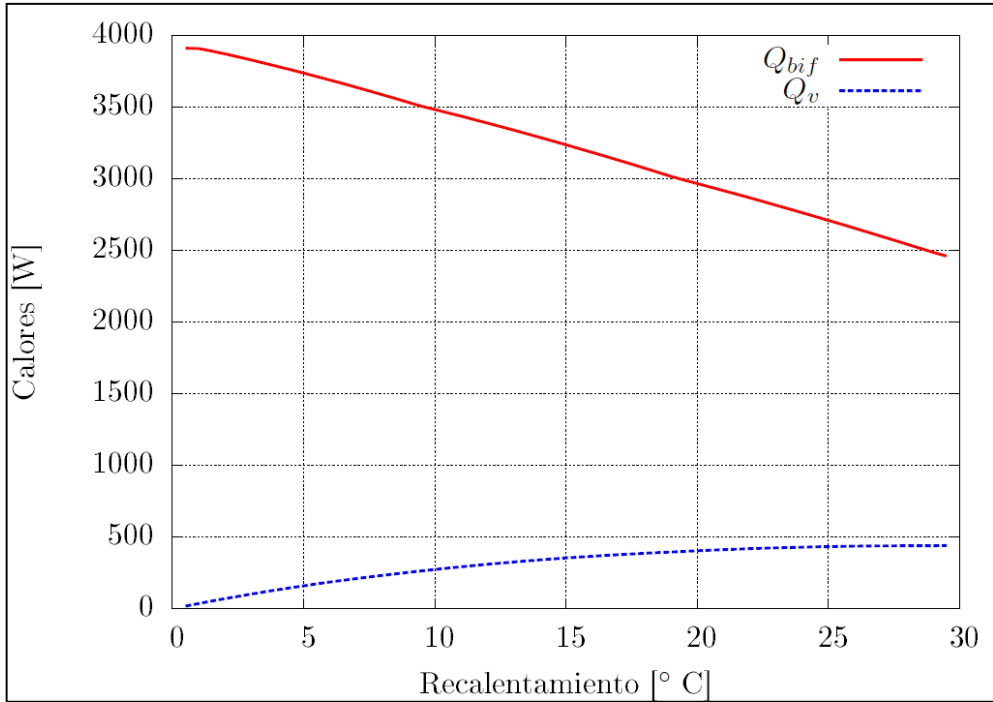


Gráfico N° 17. Calores vs Recalentamiento
Fuente: Autor

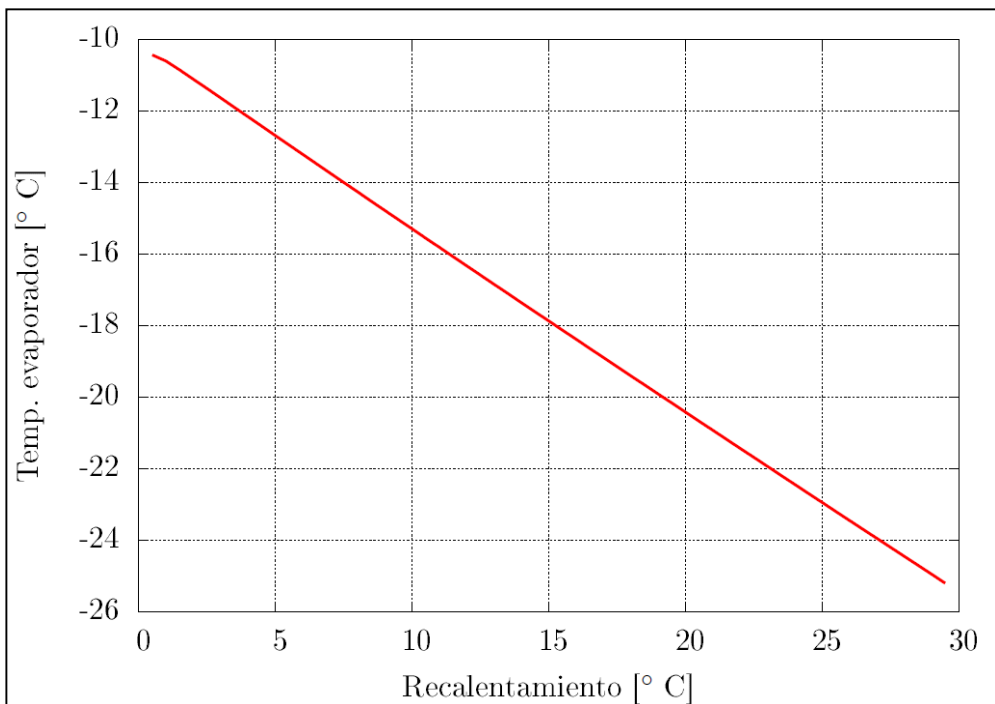


Gráfico N° 18. Temperatura de evaporación vs Recalentamiento
Fuente: Autor

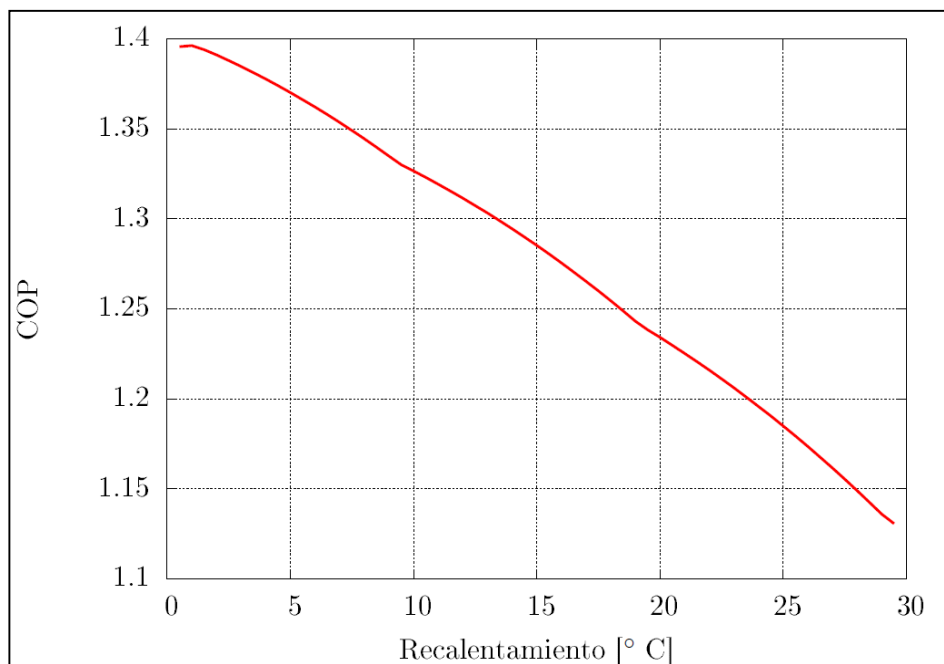


Gráfico N° 19. COP vs Recalentamiento

Fuente: Autor

Los resultados obtenidos de las ecuaciones (5) a la (20) son mostrados en los gráficos 15 a 19. En la gráfica 15 se representa el área de evaporador empleada para flujo bifásico, así como para vapor. Se tiene para valores pequeños de recalentamiento la práctica totalidad del evaporador se encuentra operando en flujo bifásico, ocurriendo lo opuesto para valores altos de recalentamiento. La influencia del área ocupada en flujo bifásico tiene una repercusión directa en el coeficiente global de transferencia de calor, como se deduce del gráfico 16. La evolución del calor absorbido en régimen bifásico y de vapor sobrecalentado se ha representado en la gráfico 17. Este último aumenta con el recalentamiento, mientras que el primero, debido a la disminución del caudal másico, también ve disminuido su valor. La evolución de temperatura de evaporador se muestra en la gráfico 18. Debido a la disminución del coeficiente global de transferencia de calor, la temperatura de evaporador decrece para valores altos de recalentamiento, de acuerdo a la descripción realizada en la parte introductoria.

La minimización del recalentamiento a valores que permitan una operación estable del ciclo es lo que ha motivado el presente estudio.

2.2.5. ESTUDIO MECÁNICO DE PLACAS PLANAS.

La pertinencia de este apartado viene requerida por la geometría de la válvula de expansión propuesta, los detalles constructivos de ésta pueden encontrarse en el apartado correspondiente a la descripción de la instalación.

El diseño mecánico de la válvula incluye calcular el espesor de placas circulares sometidas a presión. En la referencia [5] se incluye del cálculo requerido por fórmulas de resistencia de materiales (momento flector, deformación máxima y tensión máxima) de acuerdo a las ecuaciones siguientes.

$$D = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \quad (21)$$

Donde:

- D= constante de cálculo.
- E= módulo de Young.
- t= espesor
- ν = módulo de Poisson

Según el gráfico 20 la deformación máxima y la tensión máxima se obtienen a partir de las ecuaciones.

$$y_c = -\frac{qa^4}{64D} \quad (22)$$

Donde:

- y_c = deformación máxima
- q= valor de carga uniformemente distribuida
- a= radio
- D= constante de cálculo

Además,

$$M_{max} = \frac{qa^2(1+\nu)}{16} \quad (23)$$

Donde:

- Mmax= momento flector máximo
- ν = módulo de Poisson
- a = radio

$$\sigma_{max} = \frac{6Mmax}{t^2} \quad (24)$$

Donde:

σ_{max} = Tensión Máxima

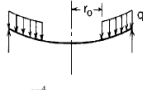
| <p>10. Uniformly distributed pressure from r_o to a</p>  <p> $LT_y = \frac{-qr^4}{D} G_{11}$ $LT_\theta = \frac{-qr^3}{D} G_{14}$ $LT_M = -qr^2 G_{17}$ $LT_Q = \frac{-q}{24}(r^2 - r_o^2)(r - r_o)^3$ </p> | <p>10a. Simply supported</p> <p> $y_o = 0, M_{r_o} = 0$ $y_c = \frac{-qa^4}{2D} \left(\frac{L_{12}}{1+\nu} - 2L_{11} \right)$ $M_c = qa^2 L_{17}$ $\theta_o = \frac{q}{8Da(1+\nu)}(a^2 - r_o^2)^2$ $Q_o = \frac{-q}{2a}(a^2 - r_o^2)$ </p> | <p> $y = K_y \frac{qa^4}{D}, \theta = K_\theta \frac{qa^3}{D}, M = K_M qa^2$ </p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>r_o/a</th> <th>0.0</th> <th>0.2</th> <th>0.4</th> <th>0.6</th> <th>0.8</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>K_y</td> <td>-0.06370</td> <td>-0.05767</td> <td>-0.04221</td> <td>-0.02303</td> <td>-0.00677</td> </tr> <tr> <td>K_θ</td> <td>0.09615</td> <td>0.08862</td> <td>0.06785</td> <td>0.03839</td> <td>0.01246</td> </tr> <tr> <td>K_M</td> <td>0.20625</td> <td>0.17540</td> <td>0.11972</td> <td>0.06215</td> <td>0.01776</td> </tr> </tbody> </table> <p>Note: If $r_o = 0, G_{11} = \frac{1}{64}, G_{14} = \frac{1}{16}, G_{17} = \frac{(3+\nu)}{16}$ $y_c = \frac{-qa^4(5+\nu)}{64D(1+\nu)}, M_c = \frac{qa^2(3+\nu)}{16}, \theta_o = \frac{qa^3}{8D(1+\nu)}$</p> | r_o/a | 0.0 | 0.2 | 0.4 | 0.6 | 0.8 | K_y | -0.06370 | -0.05767 | -0.04221 | -0.02303 | -0.00677 | K_θ | 0.09615 | 0.08862 | 0.06785 | 0.03839 | 0.01246 | K_M | 0.20625 | 0.17540 | 0.11972 | 0.06215 | 0.01776 |
|---|--|---|----------|----------|----------|-----|-----|-----|-------|----------|----------|----------|----------|----------|------------|---------|---------|---------|---------|---------|-----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | r_o/a | 0.0 | 0.2 | 0.4 | 0.6 | 0.8 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| K_y | -0.06370 | -0.05767 | -0.04221 | -0.02303 | -0.00677 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| K_θ | 0.09615 | 0.08862 | 0.06785 | 0.03839 | 0.01246 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| K_M | 0.20625 | 0.17540 | 0.11972 | 0.06215 | 0.01776 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| | <p>10b. Fixed</p> <p> $y_o = 0, \theta_o = 0$ $y_c = \frac{-qa^4}{2D}(L_{14} - 2L_{11})$ $M_c = qa^2(1+\nu)L_{14}$ $M_{r_o} = \frac{-q}{8a^2}(a^2 - r_o^2)^2$ </p> | <table border="1"> <thead> <tr> <th>r_o/a</th> <th>0.0</th> <th>0.2</th> <th>0.4</th> <th>0.6</th> <th>0.8</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>K_y</td> <td>-0.01563</td> <td>-0.01336</td> <td>-0.00829</td> <td>-0.00344</td> <td>-0.00054</td> </tr> <tr> <td>K_M</td> <td>0.08125</td> <td>0.06020</td> <td>0.03152</td> <td>0.01095</td> <td>0.00156</td> </tr> <tr> <td>K_{M_o}</td> <td>-0.12500</td> <td>-0.11520</td> <td>-0.08820</td> <td>-0.05120</td> <td>-0.01620</td> </tr> </tbody> </table> <p>Note: If $r_o = 0, G_{11} = \frac{1}{64}, G_{14} = \frac{1}{16}, G_{17} = \frac{(3+\nu)}{16}$ $y_c = \frac{-qa^4}{64D}, M_c = \frac{qa^2(1+\nu)}{16}, M_{r_o} = \frac{-qa^2}{8}$</p> | r_o/a | 0.0 | 0.2 | 0.4 | 0.6 | 0.8 | K_y | -0.01563 | -0.01336 | -0.00829 | -0.00344 | -0.00054 | K_M | 0.08125 | 0.06020 | 0.03152 | 0.01095 | 0.00156 | K_{M_o} | -0.12500 | -0.11520 | -0.08820 | -0.05120 | -0.01620 |
| r_o/a | 0.0 | 0.2 | 0.4 | 0.6 | 0.8 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| K_y | -0.01563 | -0.01336 | -0.00829 | -0.00344 | -0.00054 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| K_M | 0.08125 | 0.06020 | 0.03152 | 0.01095 | 0.00156 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| K_{M_o} | -0.12500 | -0.11520 | -0.08820 | -0.05120 | -0.01620 | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |

Gráfico N° 20. Fórmulas para cálculo de espesor para una placa circular con una presión uniformemente distribuida.

Fuente: [5]

2.2.6. SOLDADURA

En el proceso de construcción de los distintos equipos que conforman el banco de pruebas existe la necesidad de soldar materiales disimilares. El proceso de soldadura oxiacetilénica es típicamente utilizado para este propósito. El material de aporte recomendado para uniones latón-cobre, acero-cobre y latón-acero son varilla base plata. Debido al coste y difícil disponibilidad de dichas varillas se ha realizado un estudio previo para comprobar la viabilidad de soldadura con la solución de varilla en base a latón y cobre fosforoso. Los particulares de dicho estudio quedan detallados en el anexo 3. Como conclusiones, las varillas de cobre fosforoso no han dado buen resultado para las uniones de materiales férreos. Las varillas de latón han dado resultado satisfactorio para todos los materiales citados con anterioridad



Gráfico N° 21. Soldadura de cobre / cobre
Fuente: Autor.

2.2.7. ANÁLISIS ESTADÍSTICO DE DATOS OBTENIDOS

La evaluación del diseño y funcionamiento de la válvula viene impuesta por el análisis sistemático de los datos medidos en la instalación experimental. Los datos de relevancia medidos son la presión y temperatura a la salida del evaporador.

Tabla 2. Rangos y errores de los sensores de medida

| Sensor | Rango | Error |
|--------------------------------|-----------|--------|
| Sonda de temperatura PT100 | -50/50 °C | ± 0.5% |
| Sensor presión piezo-resistivo | 0-30 bar | ± 0.8% |

Fuente: [7]

Dado que la instalación está monitoreada a través de un PLC de forma continua y dado que toda estrategia de control en un sistema térmico producirá oscilaciones alrededor de la consigna, el análisis estadístico sirve para de estudiar si se ha alcanzado un estado estacionario de operación.

El concepto de análisis estadístico parte del registro de todos los datos medidos por el PLC. La idea es definir un intervalo de tiempo, en los que existe tanto un número suficiente de medidas.

CAPÍTULO III

3. DISEÑO DEL PROYECTO

3.1. SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS:

En la actualidad los sistemas de refrigeración, necesitan un control de temperatura exacto que se ajusten a las necesidades del producto que se vaya a refrigerar, por este fin las electroválvulas más utilizadas son:

- Electroválvulas de expansión a pasos.
- Electroválvulas de expansión a pulsos.
- Electroválvula de expansión Térmica (propuesta en el proyecto).

Para encontrar la mejor alternativa analizaremos los siguientes puntos:

- Costo (ver anexo 1).
- Mantenimiento.
- Rango de aplicación.
- Innovación.

Mediante el método de criterios ponderados se procederá a decidir la mejor alternativa.

Criterios ponderados.

Es un instrumento muy utilizado que muestra los posibles resultados que se puedan conseguir, si variamos las ponderaciones o valoraciones de nuestros criterios.

Se basa en unas tablas donde cada válvula se confronta con las otras, evaluando cada criterio para cada uno, siendo los puntajes de 0 a 2, donde 0 es muy malo y 2 es muy bueno.

Mantenimiento.

Conjunto de acciones desarrolladas con el fin, de que el equipo o máquina funcione de la mejor manera o cómo estaba funcionando antes de que se dañe [7].

Las válvulas de expansión a pasos y a pulsos tienen sistemas mecánicos complejos los cuales son muy difíciles de dar mantenimiento por eso tienen un puntaje bajo.

Rango de aplicación.

De acuerdo a la potencia frigorífica en las que puede trabajar normalmente la válvula. Se espera que la válvula propuesta pueda trabajar en cualquier rango de potencia frigorífica por eso tiene un puntaje de 2.

Innovación.

Apostar por crear productos con nueva tecnología y con valor agregado es lo que se valora en este ítem por lo cual las tres válvulas propuestas tienen un puntaje de 2.

Tabla 3. Matriz de criterios ponderados.

| Peso de cada criterio | 35% | | 25% | | 15% | | 25% | | - | 100% |
|--|-------|------|---------------|------|---------------------|------|------------|-----|-----|-------------------|
| Alternativas/Criterios | Costo | | Mantenimiento | | Rango de Aplicación | | Innovación | | Pts | Puntos ponderados |
| Electroválvulas de expansión a Pasos. | 0 | 0 | 1 | 0,25 | 1 | 0,15 | 2 | 0,5 | 4 | 0,9 |
| Electroválvulas de expansión a Pulsos. | 1 | 0,35 | 0 | 0 | 1 | 0,15 | 2 | 0,5 | 4 | 1 |
| Electroválvula de expansión Térmica. | 2 | 0,7 | 1 | 0,25 | 2 | 0,3 | 2 | 0,5 | 7 | 1,75 |

Fuente: Autor.

En la tabla anterior se puede observar la matriz de criterios ponderados, donde evaluamos los criterios de costo que tiene un peso de criterio de 35%, mantenimiento 25%, rango de aplicación 15% e innovación 25%, de las diferentes electroválvulas de expansión. Teniendo como mejor ponderada a la válvula de expansión térmica con un puntaje de 7 en puntos normales y 1.75 en puntos ponderados.

3.2. DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN EXPERIMENTAL.

La instalación experimental servirá como un banco de pruebas de válvulas de expansión, para lo cual se construyó un intercambiador de calor, que permitirá aprovechar el calor del condensador y aplicarlo al evaporador, evitando la acumulación de hielo y así no parar el sistema, ya que altera su normal funcionamiento.

El paradigma de diseño de la instalación propuesta, es por un lado la simplicidad, bajo costo y fácil capacidad de regulación del calor de evaporador. Para lo cual se optó por instalar un intercambiador de calor entre el condensador y el evaporador de tal manera que el calor de primero pudiera ser aprovechado por el segundo sin necesidad de una fuente externa de energía.

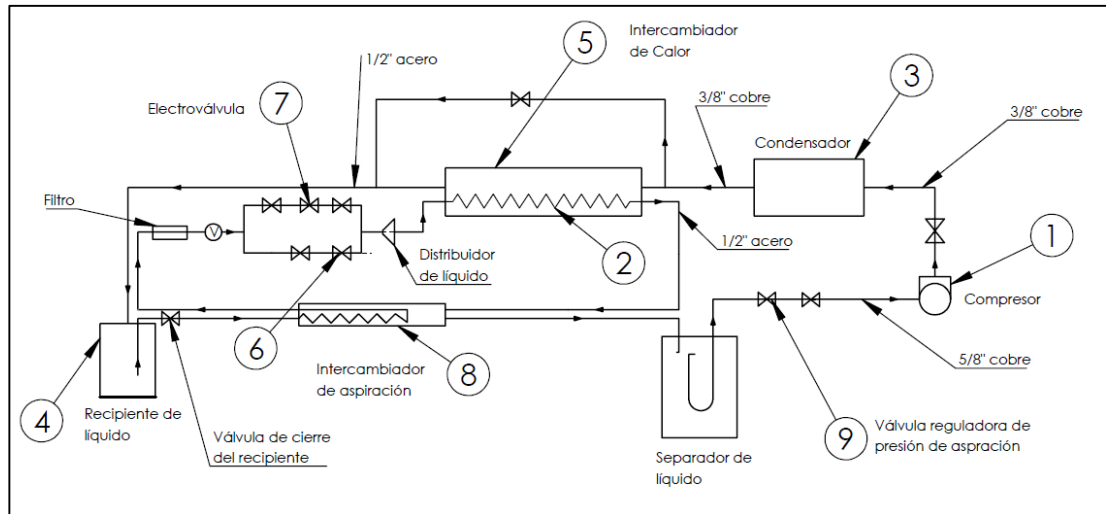


Gráfico N° 22. Esquema del sistema de refrigeración.

Fuente: Autor.

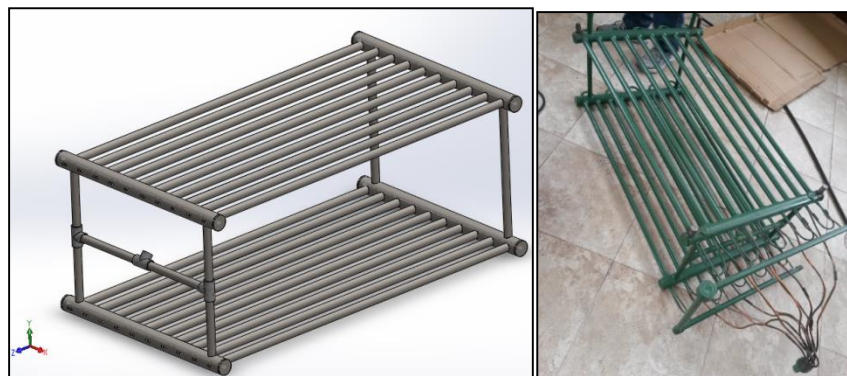


Gráfico N° 23. Intercambiador de calor.

Fuente: Autor.

El intercambiador de calor (5) se muestra en el gráfico 23. El diseño elegido es tipo carcasa-tubo, por ser este tipo de intercambiador capaz de ser construido en los laboratorios de la Facultad de Ingeniería Mecánica. La carcasa está fabricada de tubo de acero de $\frac{1}{2}$ in y los tubos internos son de cobre de $\frac{1}{4}$ in, 2 por cada tubo de acero. El intercambiador es de 4 pasos y 10 circuitos. Todos los circuitos están alimentados por un distribuidor de flujo con el fin de que todos ellos tengan el mismo flujo másico.



Gráfico N° 24. Válvula de regulación de presión.
Fuente: Autor.

La válvula (9) se corresponde con la mostrada en el gráfico 24, esta válvula es de tipo reguladora de presión. El motivo de su instalación en el sistema se basa en poder variar la capacidad del compresor mediante una reducción de la presión de aspiración. De esta manera el compresor puede trabajar a capacidad nominal, así como a capacidad mínima (correspondiente a temperatura de evaporación de -40°C).

La válvula de expansión propuesta (7) se ha esquematizado en el gráfico 25, siendo los detalles internos mostrados en el gráfico 26, a partir de las cuales el funcionamiento de la válvula propuesta puede ser discutido. El fluido, cuya entrada y salida se corresponde con (6) y (7), circula entre la pieza (4) y la platina (2). La membrana (5) se puede deformar por efecto de la presión existente en la toma (8). Dicha deformación empuja la platina (2) hacia la pieza (4) con lo que el flujo de refrigerante entre dichas piezas se ve restringido. Regulada la presión existente en la toma (8) se controlará la deformación de la membrana y con ello el flujo del refrigerante a través de las piezas (2) y (4). La toma (8) está conectada por medio de un tubo capilar a un bulbo, lleno por un fluido de control en estado bifásico. El módulo termoelectrónico, por medio de un controlador electrónico, regula la temperatura del bulbo, con ello la presión del fluido de control.

Para llegar a este diseño se realizó una fase de prueba y error con distintas geometrías, según se detalla a continuación.

1. Válvula con planta rectangular y membrana de cobre de 0.15 mm. El problema de este diseño está en la dificultad de la soldadura de las platinas principales con la membrana de cobre al fundirse esta última con el calor aplicado por la soldadura oxiacetilénica.
2. Válvula con planta rectangular y membrana de acero de 0.2 mm. Este prototipo falló por tolerancias erróneas de montaje.
3. Válvula con planta rectangular y membrana de acero de 0.2 mm. Esta válvula logró regular el caudal, en una prueba con agua a presión, el inconveniente que se presentó fue que el rango de regulación fue reducido.
4. Y finalmente se probó con la válvula con planta circular y membrana de acero de 0.2 mm. Este diseño reguló satisfactoriamente un caudal de agua a presión por lo que se decidió probar en la instalación.

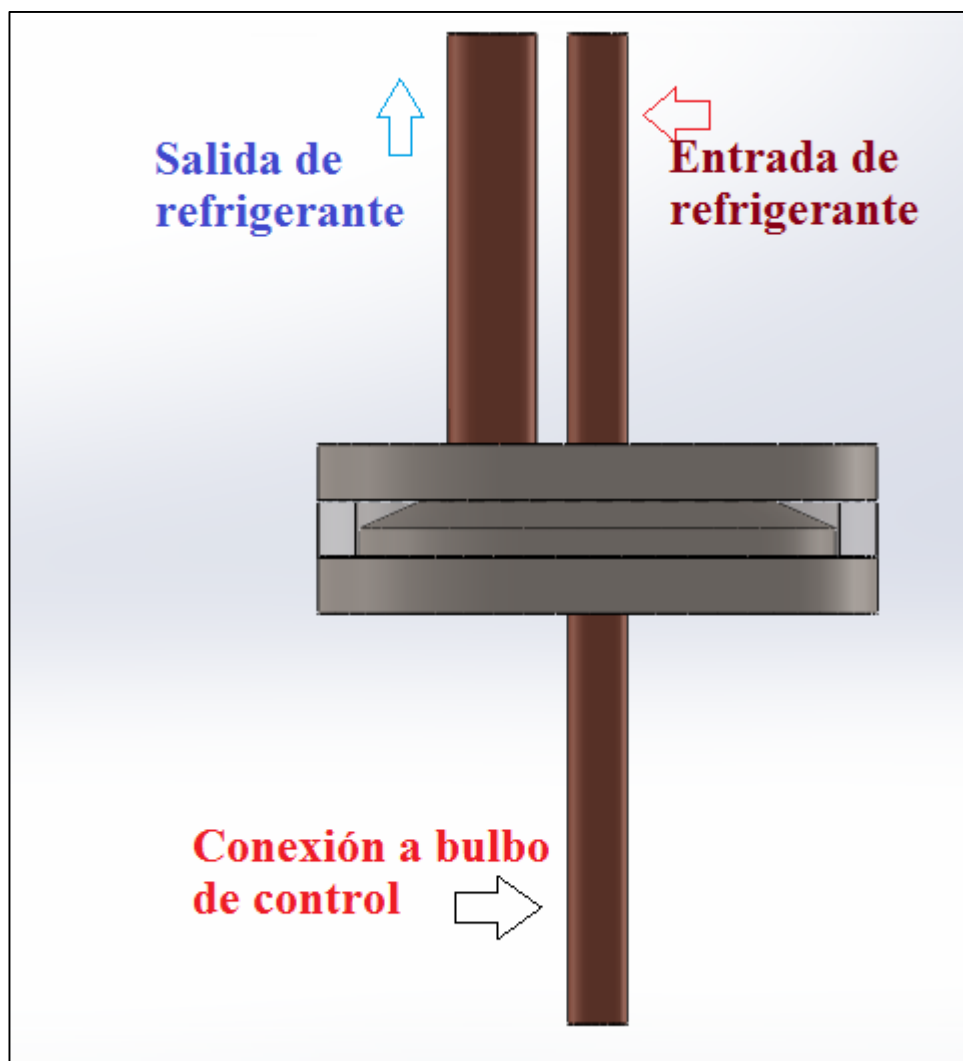


Gráfico N° 25. Esquema del cuerpo de la válvula de expansión.
Fuente: Autor.

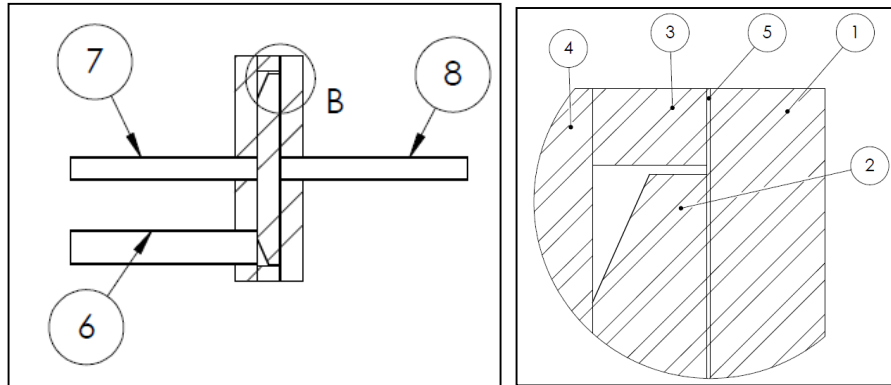


Gráfico N° 26. Electroválvula

Fuente: Autor

- | | | | |
|---|---------------------|---|-----------------------------|
| 1 | Tapa posterior | 7 | Entrada de corriente |
| 2 | Platina de cierre | 8 | Entrada del bulbo a presión |
| 3 | Anillo intermedio | | |
| 4 | Tapa superior | | |
| 5 | Membrana acero | | |
| 6 | Salida de corriente | | |

3.3. CÁLCULO O MODELO OPERATIVO:

3.3.1. CÁLCULO DE VELOCIDADES EN TUBERÍAS:

La utilización de la válvula será en un banco de pruebas, que se realizó en este estudio. El elemento central es un compresor tipo recíprocante y marca TECUMSEH y modelo fh2480z, del cual se conocen los siguientes datos:

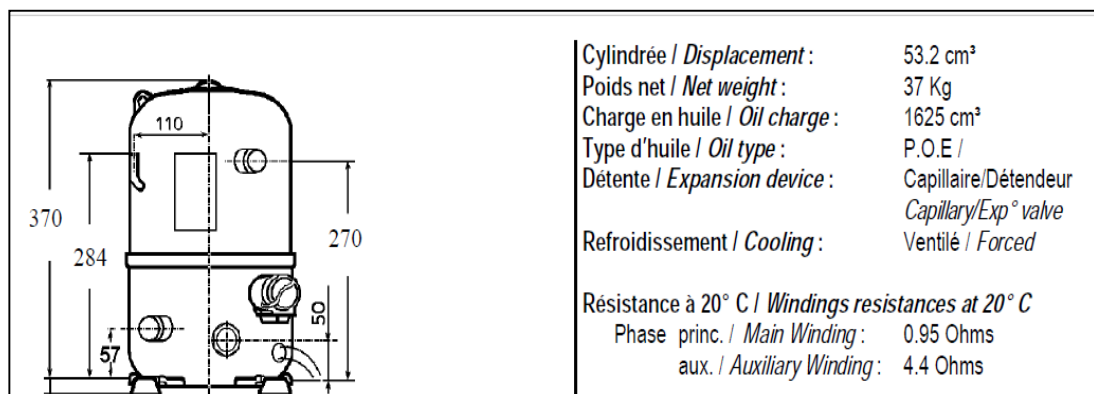


Gráfico N° 27. Hoja de datos del compresor.

Fuente: Anexo 2.

Como se muestra en el gráfico 27 el desplazamiento del compresor es de 53,2 cm², con este dato podemos sacar el caudal volumétrico de todo el sistema.

$$Q_{volumétrico} = x \cdot rpm$$

$$Q_{volumétrico} = 53.2 \times 10^{-6} \left(60 \frac{rev}{s}\right)$$

$$Q_{volumétrico} = 0.003192 \frac{m^3}{s}$$

De la hoja de datos del compresor para este proyecto se tiene las siguientes condiciones de rendimiento.

Tabla 4. Condiciones de rendimiento de compresor.

| 50 Hz R404A | | | | | | | | | |
|--------------------|--------------------|------|------|------|------|------|------|------|-------|
| 4 T condensation | 5 T évaporation | (°C) | -40 | -35 | -30 | -25 | -20 | -15 | -10 |
| 30 | 1 P frigorifique | (W) | 998 | 1457 | 1994 | 2618 | 3339 | 4166 | 5108 |
| | 2 P absorbée | (W) | 1061 | 1253 | 1446 | 1641 | 1840 | 2044 | 2253 |
| | 3 I absorbée | (A) | 4.87 | 5.67 | 6.5 | 7.34 | 8.21 | 9.11 | 10.02 |
| 40 | 1 P frigorifique | (W) | 668 | 1093 | 1580 | 2137 | 2775 | 3502 | 4327 |
| | 2 P absorbée | (W) | 1006 | 1227 | 1452 | 1682 | 1917 | 2160 | 2412 |
| | 3 I absorbée | (A) | 4.4 | 5.39 | 6.41 | 7.44 | 8.5 | 9.59 | 10.69 |
| 50 | 1 P frigorifique | (W) | | 708 | 1137 | 1621 | 2169 | 2789 | 3491 |
| | 2 P absorbée | (W) | | 1158 | 1414 | 1678 | 1950 | 2232 | 2525 |
| | 3 I absorbée | (A) | | 4.93 | 6.13 | 7.36 | 8.61 | 9.88 | 11.17 |
| 60 | 1 P frigorifique | (W) | | | 686 | 1090 | 1540 | 2047 | 2619 |
| | 2 P absorbée | (W) | | | 1337 | 1634 | 1943 | 2263 | 2598 |
| | 3 I absorbée | (A) | | | 5.66 | 7.08 | 8.52 | 9.98 | 11.46 |

1 = refrigerating capacity 2 = watt input 3 = current 4 = condensing temperature 5 = evaporating temperature

Fuente: Data sheet Compresor a 50 Hz. Anexo II.

De esta tabla se procederá a trabajar con dos condiciones extremas, para una temperatura de evaporación de -40 y para una temperatura de condensación de 40, y el segundo caso para una temperatura de evaporación de -10 y para una temperatura de condensación de 30.

3.3.1.1. CÁLCULO PARA PRIMERA CONDICIÓN.

Para un refrigerante 404A, se tiene la siguiente campana en el diagrama P-H. Con los datos para la primera condición extrema 30°C y -10 °C.

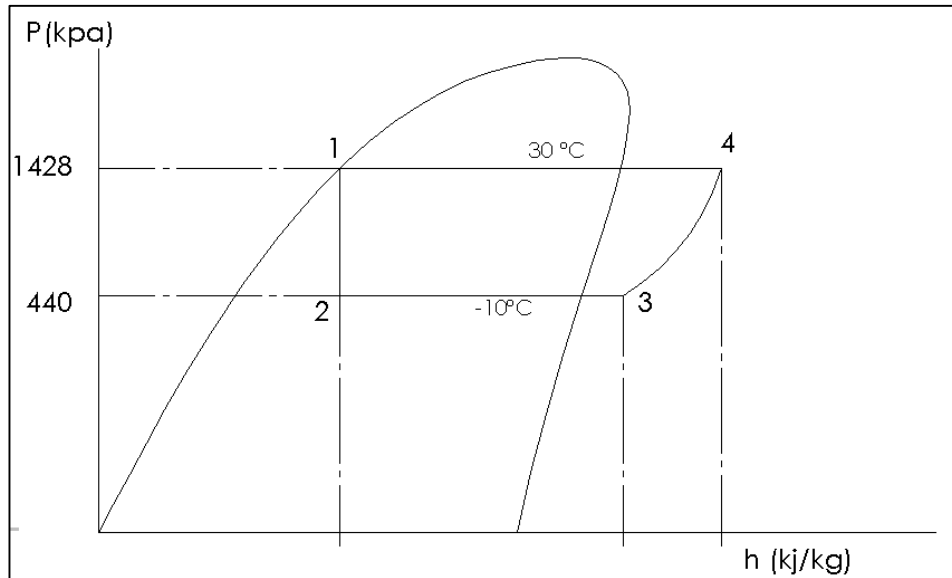


Gráfico N° 28. Diagrama P-H

Fuente: Autor.

Se tiene de las tablas para refrigerante R404A, las siguientes entalpías.

$$h_1 = h_2 = 246.2 \frac{kJ}{kg}$$

El punto 3 está calculado para una temperatura de 20°C (según norma EN12900 para ensayos de compresores) a la cual se obtuvo la tabla 4.

$$h_3 = 388.9 \frac{kJ}{kg}$$

Entropía 3 y 4 son iguales, de anexo 1.

$$s_3 = s_4 = 1.7160 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Para calcular la entalpía en el punto cuatro, tenemos entropía y presión. Interpolando obtenemos:

$$h_4 = 422.87 \frac{kJ}{kg}$$

Según tabla 2, se tiene que la capacidad de refrigeración es:

$$Q_{\text{evaporación}} = 5108 \text{ W} = 5.108 \text{ kW}$$

También,

$$Q_{\text{evaporación}} = \dot{m}_{\text{real}} (h_3 - h_2)$$

$$\dot{m}_{\text{real}} = \frac{5.108 \text{ kW}}{(388.9 - 246.2) \text{ kJ/kg}} = 0.0357 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Donde:

$$Q_{\text{evaporación}} = \text{Capacidad de refrigeración}$$

$$\dot{m}_{\text{real}} = \text{Flujo másico real}$$

$$h_3 - h_2 = \text{Entalpias}$$

Para calcular el flujo másico ideal, tenemos la ecuación de flujo másico en función de caudal volumétrico.

$$\dot{m}_{\text{ideal}} = Q_{\text{volumétrico}} * \rho_3$$

$$\dot{m}_{\text{ideal}} = Q_{\text{volumétrico}} * \frac{1}{\text{volumen}}$$

$$\dot{m}_{\text{ideal}} = 0.003192 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * \frac{1}{0.0463 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$\dot{m}_{\text{ideal}} = 0.0682 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Donde:

$$Q_{\text{evaporación}} = \text{Capacidad refrigeración}$$

$$\dot{m}_{\text{ideal}} = \text{Flujo másico ideal}$$

$$\rho_3 = \text{Densidad en el punto 3}$$

Según tabla 2, se tiene que la potencia del compresor es:

$$W_{\text{real}} = 2253 \text{ W} = 2.253 \text{ kW}$$

También,

$$W_{\text{real}} = \dot{m}_{\text{real}} (h_{4\text{real}} - h_3)$$

$$2.253 \text{ kW} = 0.0357 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (h_{4\text{real}} - 388.9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}})$$

$$2.253 \text{ kW} = 0.0357 \frac{\text{kg}}{\text{s}} h_{4\text{real}} - 13.88 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$216.136 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 0.0357 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (h_{4\text{real}})$$

$$h_{4\text{real}} = \frac{16.136 \text{ kJ/s}}{0.0357 \text{ kg/s}}$$

Donde:

$W_{\text{real}} = \text{Trabajo real del compresor}$

$\dot{m}_{\text{real}} = \text{Flujo másico real}$

$h_4 - h_3 = \text{Entalpias}$

Entonces obtenemos la entalpia en 4 real.

$$h_{4\text{real}} = 452.009 \text{ kJ/kg}$$

Podemos calcular el trabajo ideal.

$$W_{\text{ideal}} = \dot{m}_{\text{real}}(h_4 - h_3)$$

$$W_{\text{ideal}} = 0.0357 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * (422.87 - 388.9) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$W_{\text{ideal}} = 1.188 \text{ kW}$$

Donde:

$W_{\text{ideal}} = \text{Trabajo ideal del compresor}$

$\dot{m}_{\text{real}} = \text{Flujo másico real}$

$h_4 - h_3 = \text{Entalpias}$

Entonces: $W_{\text{real}} > W_{\text{ideal}}$

En la siguiente gráfico 29 se puede apreciar el esquema general del sistema de refrigeración, en el cual se detalla las dimensiones y material de cada tubería, de la cual se procederá a calcular las velocidades.

Según Dossat [3] las velocidades promedio para vapor dentro de las tuberías es 10 m/s y para líquido es de 1-2 m/s.

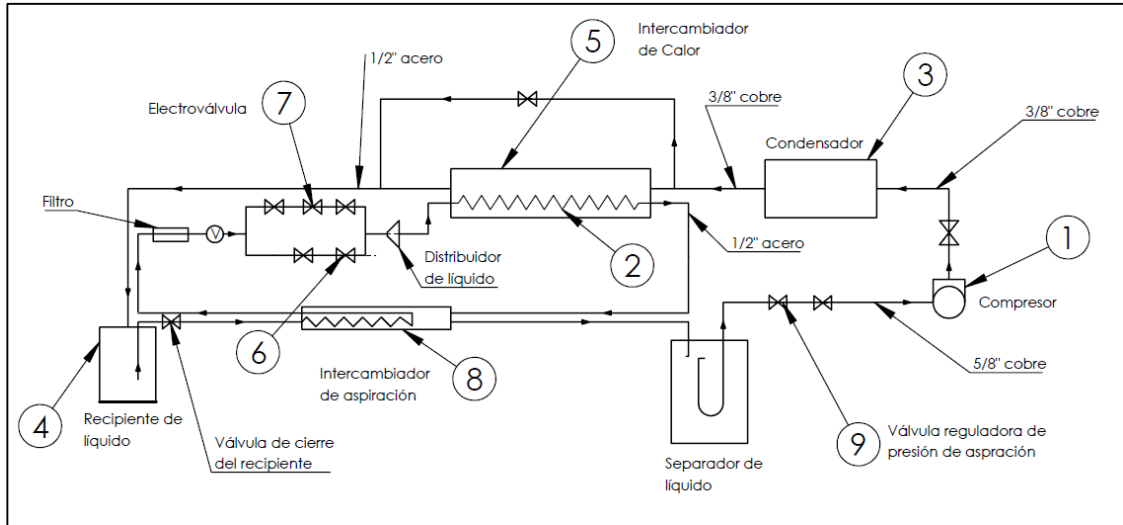


Gráfico N° 29. Esquema general del sistema de refrigeración.
Fuente: Autor.

Velocidad tubería 5/8” cobre.

Se calcula la velocidad con la que transita el fluido por la tubería de 5/8” de cobre a la entrada del compresor.

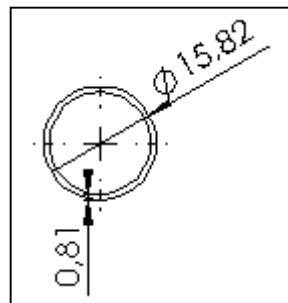


Gráfico N° 30. Dimensiones de tubería de 5/8” de cobre
Fuente: Autor.

$$\dot{m}_{real} = \rho_3 * A_1 * v_1$$

$$v_1 = \frac{\dot{m}_{real}}{\rho_3 * A_1}$$

Donde:

v_1 = velocidad del fluido.

\dot{m}_{real} = flujo másico real.

ρ_3 = densidad en el estado 3

A_1 = área de tubería.

$$A_1 = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$A_1 = \frac{\pi * (0.0142 \text{ m})^2}{4}$$

$$A_1 = 1.588 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

También,

$$\rho_3 = \frac{1}{v_3}$$

$$\rho_3 = \frac{1}{0.0549 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} = 18.21 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Entonces,

$$v_1 = \frac{0.0375 \text{ kg/s}}{(18.21 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}) * (1.583 \times 10^{-4} \text{ m}^2)}$$

$$v_1 = 12.379 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad tubería 1/2" acero.

Se calcula la velocidad con la que transita el fluido por la tubería de 1/2" de acero de la descarga del fluido en el separador de líquido en estado 3 antes de la entrada del compresor.

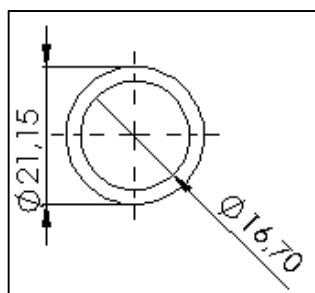


Gráfico N° 31. Dimensiones de tubería de 1/2" de acero

Fuente: Autor.

$$\dot{m}_{real} = \rho_3 * A_2 * v_2$$

$$v_2 = \frac{\dot{m}_{real}}{\rho_3 * A_2}$$

Donde:

v_2 = velocidad del fluido.

\dot{m}_{real} = flujo másico real.

ρ_3 = densidad en el estado 3.

A_2 = área de tubería de 1/2 de acero.

$$A_2 = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$A_2 = \frac{\pi * (0.0167 \text{ m})^2}{4}$$

$$A_2 = 2.19 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

También,

$$\rho_3 = \frac{1}{v_3}$$

$$\rho_3 = \frac{1}{0.0549 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} = 18.21 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Entonces,

$$v_2 = \frac{0.0375 \text{ kg/s}}{(18.21 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}) * (2.19 \times 10^{-4} \text{ m}^2)}$$

$$v_2 = 8.95 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad tubería 3/8" cobre.

Se calcula la velocidad con la que transita el fluido por la tubería de 3/8" de cobre, a la salida del compresor, en estado 4, y antes de entrar al condensador.

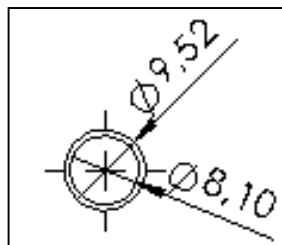


Gráfico N° 32. Dimensiones de tubería de 3/8" de cobre

Fuente: Autor.

$$\dot{m}_{real} = \rho_4 * A_3 * v_3$$

$$v_3 = \frac{\dot{m}_{real}}{\rho_4 * A_3}$$

Donde:

v_3 = velocidad del fluido.

\dot{m}_{real} = flujo másico real.

ρ_4 = densidad en el estado 4.

A_3 = área de tubería de 3/8" de acero.

$$A_3 = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$A_3 = \frac{\pi * (0.0081 \text{ m})^2}{4}$$

$$A_3 = 5.15 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

También,

$$\rho_4 = \frac{1}{v_3}$$

$$\rho_4 = \frac{1}{0.0137 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} = 72.99 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Entonces,

$$v_3 = \frac{0.0375 \text{ kg/s}}{(72.99 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}) * (5.15 \times 10^{-5} \text{ m}^2)}$$

$$v_3 = 9.497 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad tubería 3/8" cobre.

Se calcula la velocidad con la que transita el fluido por la tubería de 3/8" de cobre, a la salida del condensador, en estado 1, y antes de entrar al intercambiador de calor.

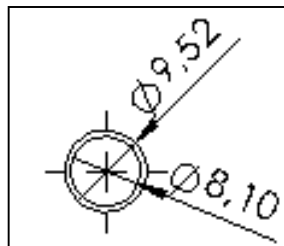


Gráfico N° 33. Dimensiones de tubería de 3/8" de cobre

Fuente: Autor.

$$\dot{m}_{real} = \rho_1 * A_4 * v_4$$

$$v_4 = \frac{\dot{m}_{real}}{\rho_1 * A_4}$$

Donde:

v_4 = velocidad del fluido.

\dot{m}_{real} = flujo másico real.

ρ_1 = densidad en estado 4.

A_4 = área de tubería de 3/8 de cobre.

$$A_4 = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$A_4 = \frac{\pi * (0.0081 \text{ m})^2}{4}$$

$$A_4 = 5.15 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

También,

$$\rho_1 = \frac{1}{v_3}$$

$$\rho_1 = 1023 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Entonces,

$$v_4 = \frac{0.0375 \text{ kg/s}}{(1023 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}) * (5.15 \times 10^{-5} \text{ m}^2)}$$

$$v_4 = 0.711 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidades en el intercambiador

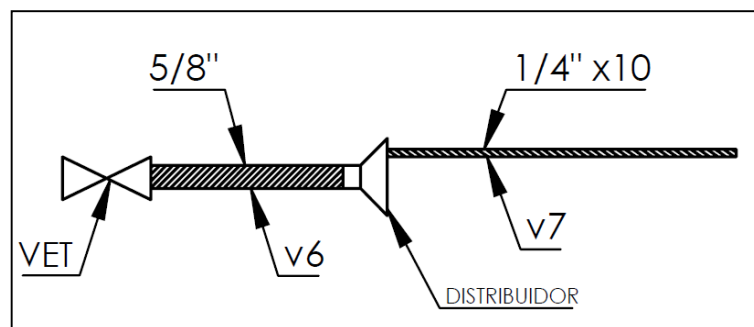


Gráfico N° 34. Dimensiones de la tubería antes y dentro del intercambiador.
Fuente: Autor.

En el gráfico 34 se tiene como datos el diámetro de 5/8" el cual es antes entrar al intercambiador de calor o sea antes del distribuidor, en esa tubería existirá una velocidad con la que circulara el fluido y a esa velocidad la llamaremos v_6 . Después que pasa el distribuidor existe una tubería de cobre más pequeña de 1/4", en la cual la velocidad con la que circula el fluido será mayor, pero igual la llamaremos v_7 .

Cálculo de la velocidad v_6 para la tubería de 5/8" de cobre.

El diámetro en milímetros de esta tubería es:

$$d_i = 14.53 \text{ mm} = 0.01453 \text{ m}$$

El flujo másico con el cual se trabajará es de:

$$\dot{m} = 0.0375 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

La densidad en el estado 2 es de:

$$\rho_2 = \frac{1}{v_{hf}} = \frac{1}{0.008 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$\rho_2 = 125 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

El área que tiene esta tubería es de:

$$A_6 = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$A_6 = 1.658 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Entonces;

$$\dot{m} = \rho_2 * A_6 * v_6$$

$$v_6 = \frac{0.0375}{125 * 1.658 \times 10^{-4}}$$

$$v_6 = 1.809 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Entrada del intercambiador

El diámetro interno en milímetros de esta tubería es:

$$d_i = 4.29 \text{ mm} = 0.00429 \text{ m}$$

El flujo másico con el cual se trabajará es de:

$$\dot{m} = 0.0375 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

La densidad en el estado 2 es de:

$$\rho_2 = \frac{1}{v_{hf}} = \frac{1}{0.008 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$\rho_2 = 125 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

El área que tiene esta tubería es de:

$$A_7 = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$A_7 = 1.445 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Pero como hay 10 tubos esta área se multiplicará por la cantidad de tubos.

$$A_{7 \times 10} = 1.445 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Entonces;

$$\dot{m} = \rho_2 * A_7 * v_7$$

$$v_7 = \frac{0.0375 \text{ kg/s}}{125 \text{ kg/m}^3 * (1.445 \times 10^{-4}) \text{ m}^2}$$

$$v_7 = 2.07 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Salida del intercambiador

El diámetro en milímetros de esta tubería es:

$$d_i = 4.29 \text{ mm} = 0.00429 \text{ m}$$

El flujo másico con el cual se trabajará es de:

$$\dot{m} = 0.0375 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

La densidad en el estado 3 es de:

$$\rho_3 = \frac{1}{v_h g}$$

$$\rho_3 = 18.25 \frac{kg}{m^3}$$

El área que tiene esta tubería es de:

$$A_7 = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$A_7 = 1.445 \times 10^{-5} m^2$$

Pero como hay 10 tubos esta área se multiplicará por la cantidad de tubos.

$$A_{7 \times 10} = 1.445 \times 10^{-4} m^2$$

Entonces;

$$\dot{m} = \rho_3 * A_7 * v_8$$

$$v_8 = \frac{0.0375 kg/s}{18.21 kg/m^3 * (1.445 \times 10^{-4}) m^2}$$

$$v_8 = 14.25 \frac{m}{s}$$

Entrada tubo de acero en el intercambiador.

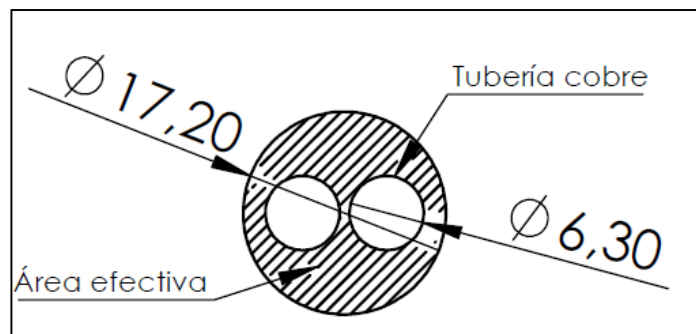


Gráfico N° 35. Área efectiva de la tubería de acero.

Fuente: Autor.

$$d_{int.acero} = 17.2 mm$$

$$d_{ext.cobre} = 6.3 mm$$

$$A_{efectiva} = A_{total} - A_{2tub.cobre}$$

$$A_{efectiva} = \frac{\pi(0.0172)^2}{4} - 2 \frac{\pi(0.0063)^2}{4}$$

$$A_{efectiva} = 1.7 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Entonces,

$$v_9 = \frac{\dot{m}}{\rho_4 * A_{efectiva}}$$

$$v_9 = \frac{0.0375 \frac{kg}{s}}{(72.49 \frac{kg}{m^3}) * 1.7 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$v_9 = 3.02 \frac{m}{s}$$

Resumen de velocidades del sistema

Tabla 5. Resumen de velocidades del sistema primera condición.

| VELOCIDAD | ESTADO DEL FLUIDO | VELOCIDAD |
|--|-------------------|-----------|
| Velocidad tubería 5/8" cobre. | Gaseoso | 12,37 m/s |
| Velocidad tubería 1/2" acero. | Gaseoso | 8,95 m/s |
| Velocidad tubería 3/8" cobre. | Gaseoso | 9,49 m/s |
| Velocidad tubería 3/8" cobre. | Líquido | 0,71 m/s |
| Tubería de 5/8" de cobre intercambiador | Mezcla | 1,81 m/s |
| Entrada del intercambiador 1/4" cobre | Mezcla | 2,07 m/s |
| Salida del intercambiador 1/4" cobre x10 | Gaseoso | 14,25 m/s |
| Entrada tubo de acero intercambiador. | Gaseoso | 3,02 m/s |

Fuente: Autor.

En la tabla 5 se muestran las velocidades del refrigerante dependiendo de su estado para todas las tuberías del sistema de refrigeración, que según Dossat están dentro de los parámetros aceptables de diseño. Alrededor de 10 m/s para gas y de 1-2 m/s para líquido.

3.3.1.2. CÁLCULO PARA SEGUNDA CONDICIÓN.

Luego para un refrigerante 404A, se tiene la siguiente campana en el diagrama P-H. Con los datos para la segunda condición extrema 40°C y -40°C.

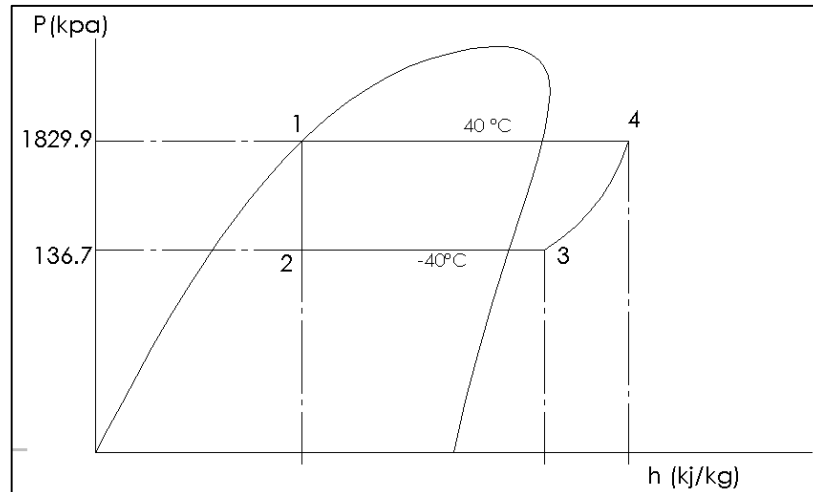


Gráfico N° 36. Diagrama P-h

Fuente: Autor.

Se tiene de Anexo 1. Las siguientes entalpías.

$$h_1 = h_2 = 263.8 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_3 = 392.8 \frac{kJ}{kg}$$

Entropía 3 y 4 son iguales, de anexo 1.

$$s_3 = s_4 = 1.8259 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Para calcular la entalpía en el punto cuatro, tenemos entropía y presión. Interpolando obtenemos:

$$h_4 = 462.92 \frac{kJ}{kg}$$

Según tabla 2, se tiene que la capacidad de refrigeración es:

$$Q_{\text{evaporación}} = 668 \text{ W} = 0.668 \text{ kW}$$

También,

$$Q_{\text{evaporación}} = \dot{m}_{\text{real}} (h_3 - h_2)$$

$$\dot{m}_{\text{real}} = \frac{0.668 \text{ kW}}{(392.8 - 263.8) \text{ kJ/kg}} = 0.00517 \frac{kg}{s}$$

Para calcular el flujo másico ideal, tenemos la ecuación de flujo másico en función de caudal volumétrico.

$$\dot{m}_{ideal} = Q_{volumétrico} * \rho_3$$

$$\dot{m}_{ideal} = Q_{volumétrico} * \frac{1}{volumen}$$

$$\dot{m}_{ideal} = 0.003192 \frac{m^3}{s} * \frac{1}{0.1434 m^3/kg}$$

$$\dot{m}_{ideal} = 0.0222 \frac{kg}{s}$$

Según tabla 2, se tiene que la potencia del compresor para esta segunda condición extrema es:

$$W_{real} = 1006 W = 1.006 kW$$

También,

$$W_{real} = \dot{m}_{real} (h_{4real} - h_3)$$

$$1.006 kW = 0.00517 \frac{kg}{s} (h_{4real} - 392.8 \frac{kJ}{kg})$$

$$1.006 kW = 0.00517 \frac{kg}{s} h_{4real} - 2.030 \frac{kJ}{s}$$

$$3.036 \frac{kJ}{s} = 0.00517 \frac{kg}{s} (h_{4real})$$

Entonces obtenemos la entalpia en 4 real.

$$h_{4real} = 587.23 kJ/kg$$

Podemos calcular el trabajo ideal.

$$W_{ideal} = \dot{m}_{real} (h_4 - h_3)$$

$$W_{ideal} = 0.00517 \frac{kg}{s} * (462.92 - 392.8) \frac{kJ}{kg}$$

$$W_{ideal} = 0.362 kW$$

Entonces: $W_{real} > W_{ideal}$

En el gráfico 37 se puede apreciar el esquema general del sistema de refrigeración, en el cual se detalla las dimensiones y material de cada tubería, de la cual se procederá a calcular las velocidades.

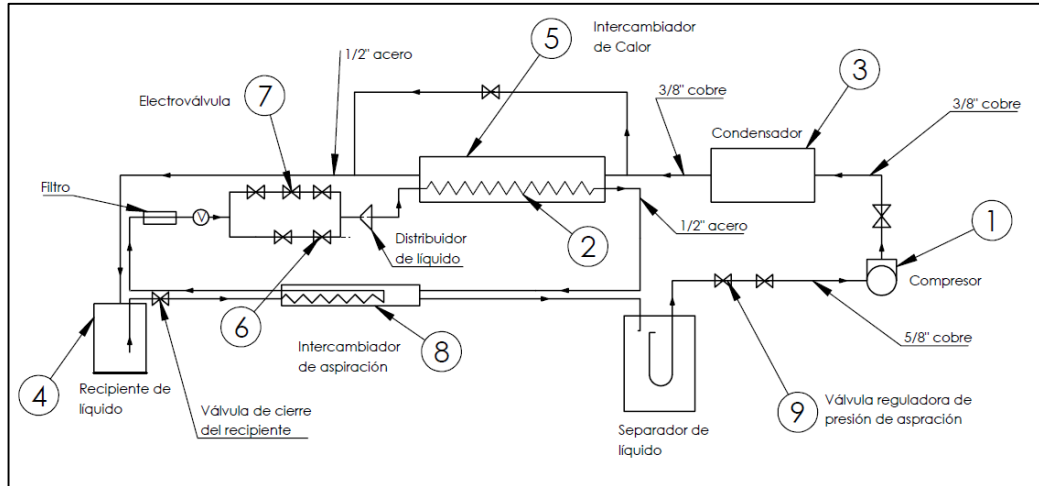


Gráfico N° 37. Esquema general del sistema de refrigeración.
Fuente: Autor.

Velocidad tubería 5/8" cobre.

Se calcula la velocidad con la que transita el fluido por la tubería de 5/8" de cobre a la entrada del compresor.

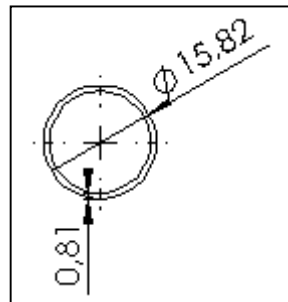


Gráfico N° 38. Dimensiones de tubería de 5/8" de cobre
Fuente: Autor.

$$\dot{m}_{real} = \rho_3 * A_1 * v_1$$

$$v_1 = \frac{\dot{m}_{real}}{\rho_3 * A_1}$$

Donde:

v_1 = velocidad del fluido.

m_{real} = flujo másico real.

ρ_3 = densidad en el estado 3

A_1 = área de tubería.

$$A_1 = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$A_1 = \frac{\pi * (0.0142 \text{ m})^2}{4}$$

$$A_1 = 1.588 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

También,

$$\rho_3 = \frac{1}{v_3}$$

$$\rho_3 = \frac{1}{0.1878 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} = 5.3248 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Entonces,

$$v_1 = \frac{0.00517 \text{ kg/s}}{(5.324 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}) * (1.588 \times 10^{-4} \text{ m}^2)}$$

$$v_1 = 6.133 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad tubería 1/2" acero.

Se calcula la velocidad con la que transita el fluido por la tubería de 1/2" de acero de la descarga del fluido en el separador de líquido en estado 3 antes de la entrada del compresor.

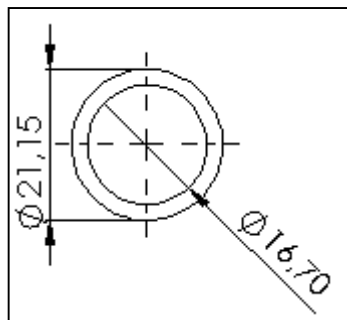


Gráfico N° 39. Dimensiones de tubería de 1/2" de acero

Fuente: Autor.

$$\dot{m}_{real} = \rho_3 * A_2 * v_2$$

$$v_2 = \frac{\dot{m}_{real}}{\rho_3 * A_2}$$

Donde:

v_2 = velocidad del fluido.

\dot{m}_{real} = flujo másico real.

ρ_3 = densidad en el estado 3.

A_2 = área de tubería de 1/2" de acero.

$$A_2 = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$A_2 = \frac{\pi * (0.0167 \text{ m})^2}{4}$$

$$A_2 = 2.19 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

También,

$$\rho_3 = \frac{1}{v_3}$$

$$\rho_3 = \frac{1}{0.1878 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} = 5.3248 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Entonces,

$$v_2 = \frac{0.0375 \text{ kg/s}}{(5.3248 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}) * (2.19 \times 10^{-4} \text{ m}^2)}$$

$$v_2 = 4.55 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad tubería 3/8" cobre.

Se calcula la velocidad con la que transita el fluido por la tubería de 3/8" de cobre, a la salida del compresor, en estado 4, y antes de entrar al condensador.

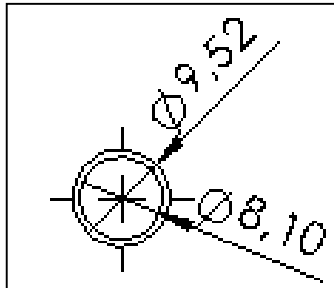


Gráfico N° 40. Dimensiones de tubería de 3/8" de cobre
Fuente: Autor.

$$\dot{m}_{real} = \rho_4 * A_3 * v_3$$

$$v_3 = \frac{\dot{m}_{real}}{\rho_4 * A_3}$$

Donde:

v_3 = velocidad del fluido.

\dot{m}_{real} = flujo másico real.

ρ_4 = densidad en estado 4.

A_3 = área de tubería de 3/8" de cobre.

$$A_3 = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$A_3 = \frac{\pi * (0.0081 \text{ m})^2}{4}$$

$$A_3 = 5.15 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

También,

$$\rho_4 = \frac{1}{v_3}$$

$$\rho_4 = \frac{1}{0.0102 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} = 98.039 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Entonces,

$$v_3 = \frac{0.0375 \text{ kg/s}}{(98.039 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}) * (5.15 \times 10^{-5} \text{ m}^2)}$$

$$v_3 = 1.02 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad tubería 3/8" cobre.

Se calcula la velocidad con la que transita el fluido por la tubería de 3/8" de cobre, a la salida del condensador, en estado 1, y antes de entrar al intercambiador de calor.

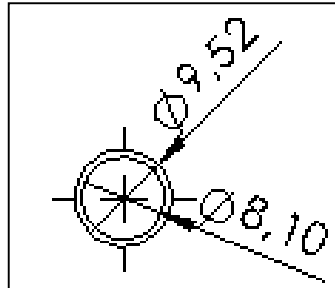


Gráfico N° 41. Dimensiones de tubería de 3/8" de cobre

Fuente: Autor.

$$\dot{m}_{real} = \rho_1 * A_4 * v_4$$

$$v_4 = \frac{\dot{m}_{real}}{\rho_1 * A_4}$$

Donde:

v_4 = velocidad del fluido.

\dot{m}_{real} = flujo másico real.

ρ_1 = densidad en estado 4.

A_4 = área de tubería de 3/8" de cobre.

$$A_4 = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$A_4 = \frac{\pi * (0.0081 \text{ m})^2}{4}$$

$$A_4 = 5.15 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

También,

$$\rho_1 = \frac{1}{v_3}$$

$$\rho_1 = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Entonces,

$$v_4 = \frac{0.0375 \text{ kg/s}}{(1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}) * (5.15 \times 10^{-5} \text{ m}^2)}$$

$$v_4 = 0.728 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidades en el intercambiador

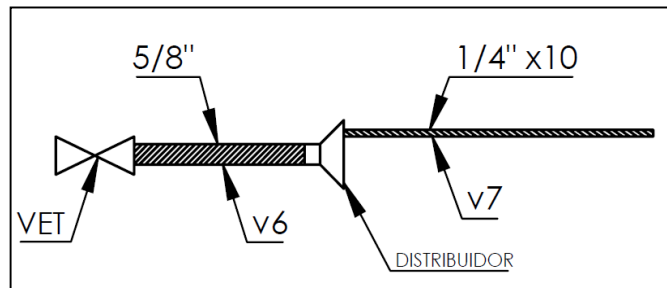


Gráfico N° 42. Dimensiones de la tubería antes y dentro del intercambiador.
Fuente: Autor.

En el gráfico 42 se tiene como datos el diámetro de 5/8" el cual es antes entrar al intercambiador de calor o sea antes del distribuidor, en esa tubería existirá una velocidad con la que circulara el fluido y a esa velocidad la llamaremos v6. Después que pasa el distribuidor existe una tubería de cobre más pequeña de 1/4", en la cual la velocidad con la que circula el fluido será mayor, pero igual la llamaremos v7.

Cálculo de la velocidad v6 para la tubería de 5/8" de cobre.

El diámetro en milímetros de esta tubería es:

$$d_i = 14.53 \text{ mm} = 0.01453 \text{ m}$$

El flujo másico con el cual se trabajará es de:

$$\dot{m} = 0.00517 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

La densidad en el estado 2 es de:

$$\rho_2 = \frac{1}{v_{hf}} = \frac{1}{0.008 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$\rho_2 = 125 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

El área que tiene esta tubería es de:

$$A_6 = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$A_6 = 1.658 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Entonces;

$$\dot{m} = \rho_2 * A_6 * v_6$$

$$v_6 = \frac{0.00517}{125 * 1.658 \times 10^{-4}}$$

$$v_6 = 0.249 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Entrada del intercambiador

El diámetro en milímetros de esta tubería es:

$$di = 4.29 \text{ mm} = 0.00429 \text{ m}$$

El flujo másico con el cual se trabajará es de:

$$\dot{m} = 0.00517 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

La densidad en el estado 2 es de:

$$\rho_2 = \frac{1}{v_{hf}} = \frac{1}{0.008 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$\rho_2 = 125 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

El área que tiene esta tubería es de:

$$A_7 = \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$A_7 = 1.445 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Pero como hay 10 tubos esta área se multiplicará por la cantidad de tubos.

$$A_{7 \times 10} = 1.445 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Entonces;

$$\dot{m} = \rho_2 * A_7 * v_7$$
$$v_7 = \frac{0.00517 \text{ kg/s}}{125 \text{ kg/m}^3 * (1.445 \times 10^{-4}) \text{ m}^2}$$
$$v_7 = 0.286 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Salida del intercambiador

El diámetro en milímetros de esta tubería es:

$$di = 4.29 \text{ mm} = 0.00429 \text{ m}$$

El flujo másico con el cual se trabajará es de:

$$\dot{m} = 0.00517 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

La densidad en el estado 3 es de:

$$\rho_3 = \frac{1}{v_h g}$$
$$\rho_3 = 5.3248 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

El área que tiene esta tubería es de:

$$A_8 = \frac{\pi * d^2}{4}$$
$$A_8 = 1.445 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Pero como hay 10 tubos esta área se multiplicará por la cantidad de tubos.

$$A_{8 \times 10} = 1.445 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Entonces;

$$\dot{m} = \rho_3 * A_8 * v_8$$
$$v_8 = \frac{0.00517 \text{ kg/s}}{5.3248 \text{ kg/m}^3 * (1.445 \times 10^{-4}) \text{ m}^2}$$
$$v_8 = 6.719 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Entrada tubo de acero en el intercambiador.

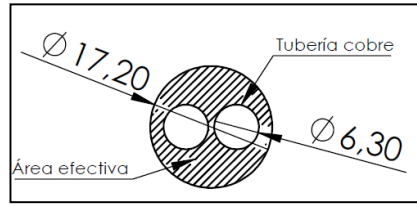


Gráfico N° 43. Área efectiva de la tubería de acero.
Fuente: Autor.

$$d_{int.acero} = 17.2 \text{ mm}$$

$$d_{ext.cobre} = 6.3 \text{ mm}$$

$$A_{efectiva} = A_{total} - A_{2tub.cobre}$$

$$A_{efectiva} = \frac{\pi(0.0172)^2}{4} - 2 \frac{\pi(0.0063)^2}{4}$$

$$A_{efectiva} = 1.7 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Entonces,

$$v_9 = \frac{\dot{m}}{\rho_4 * A_{efectiva}}$$

$$v_9 = \frac{0.00517 \frac{kg}{s}}{(98.034 \frac{kg}{m^3}) * 1.7 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$v_9 = 0.3102 \frac{m}{s}$$

Resumen de velocidades del sistema

Tabla 6. Resumen de velocidades del sistema segunda condición.

| VELOCIDAD | ESTADO DEL FLUIDO | VELOCIDAD |
|--|-------------------|-----------|
| Velocidad tubería 5/8" cobre. | Gaseoso | 6,13 m/s |
| Velocidad tubería 1/2" acero. | Gaseoso | 4,55 m/s |
| Velocidad tubería 3/8" cobre. | Gaseoso | 1,02 m/s |
| Velocidad tubería 3/8" cobre. | Líquido | 0,72 m/s |
| Tubería de 5/8" de cobre intercambiador | Mezcla | 1,80 m/s |
| Entrada del intercambiador 1/4" cobre | Mezcla | 2,07 m/s |
| Salida del intercambiador 1/4" cobre x10 | Gaseoso | 6,17 m/s |
| Entrada tubo de acero intercambiador. | Gaseoso | 0,31 m/s |

Fuente: Autor.

Este punto de diseño se corresponde con las condiciones más favorables de operación, de cuyos cálculos se deduce que las velocidades dentro de la tubería son inferior al límite recomendado.

3.3.2. CÁLCULO DE LA LONGITUD DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

Esta sección del documento está destinada a calcular la longitud del intercambiador de calor. De acuerdo con los datos del compresor que se tiene para este proyecto se procederá a realizar los cálculos necesarios para obtener la longitud adecuada para el sistema de refrigeración, según esto mostramos el esquema de cómo se quiere que sea el intercambiador de calor.

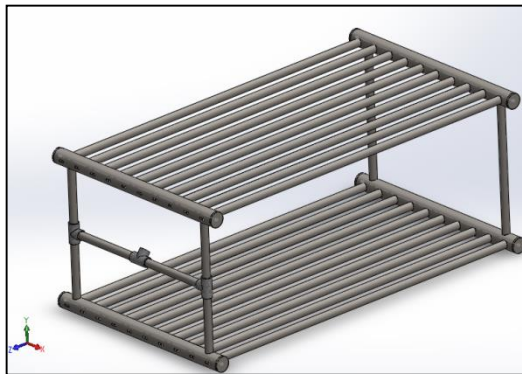


Gráfico N° 44. Diagrama del intercambiador de calor.
Fuente: Autor.

Ecuación para coeficiente global de transferencia de calor:

$$\frac{1}{AU} = \frac{1}{h_{int} * A_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi KL} + \frac{1}{h_{ext} * A_{ext}} \quad (25)$$

Donde:

- U= coeficiente global de transferencia de calor.
- h_{int} = coeficiente de convección interno
- h_{ext} = coeficiente de convección externo
- A_{int} = área tubería interna
- A_{ext} = área tubería externa
- r_1, r_2 = radios interno y externo.
- K= conductividad del material (cobre).
- L= longitud del intercambiador

Ecuación para calcular transferencia total de calor

$$q = AU * \frac{(\Delta T1 - \Delta T2)}{\ln\left(\frac{\Delta T1}{\Delta T2}\right)} = AU * (T_{cond} - T_{evap}) \quad (26)$$

Donde:

- q = transferencia total de calor.
- $\Delta T1, \Delta T2$ = diferencia de temperaturas.

Ecuación para calcular Nusselt según Ditus-Boelter [8]

$$Nu = 0.023 * Re^{\frac{4}{5}} * Pr^n \quad (27)$$

Donde:

- Nu = Nusselt
- Re = Reynolds
- Pr = Prandtl
- n = constante.

Ecuación para calcular Reynolds.

$$Re = \frac{\delta * v_3 * d}{u} \quad (28)$$

Donde:

- d = diámetro interior.
- v_3 = velocidad del fluido en el estado 3
- δ = Densidad de refrigerante R404A
- u = viscosidad cinemática

Ecuación para calcular Nusselt en función de los coeficientes de conducción y convección.

$$Nu = \frac{hd}{k} \quad (29)$$

Donde:

- Nu = Nusselt

- h=coeficiente de convección
- k=coeficiente de conducción
- d=diámetro interno.

Cálculo de la longitud de intercambiador sin recalentamiento en el evaporador.

Según [9], se estima que para el estado bifásico el coeficiente de convección esta alrededor de los 2000 W/m². °K

$$\frac{1}{AU} = \frac{1}{h_{int} * A_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi KL} + \frac{1}{h_{ext} * A_{ext}}$$

$$\frac{1}{AU} = \frac{1}{2000 * (\pi \cdot \text{din.} \cdot L)} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi KL} + \frac{1}{2000 * (\pi \cdot \text{din.} \cdot L)}$$

$$\frac{1}{AU} = \frac{1}{L} \left(\frac{1}{2000 * \pi \cdot \text{din.}} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi K} + \frac{1}{2000 * \pi \cdot \text{din.}} \right)$$

$$\frac{1}{AU} = \frac{1}{L} \left(\frac{1}{2000 * \pi * 4.93 \times 10^{-3}} + \frac{\ln\left(\frac{6.35}{4.93}\right)}{2\pi K} + \frac{1}{2000 * \pi * 4.93 \times 10^{-3}} \right)$$

$$\frac{1}{AU} = \frac{1}{L} (0.03228 + 1.34 \times 10^{-4} + 0.025)$$

$$AU = \frac{L}{0.0574}$$

Luego,

$$q = AU * \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = AU * (T_{cond} - T_{evap})$$

Reemplazando AU,

$$q = \frac{L}{0.0574} * (T_{cond} - T_{evap})$$

$$L = q * \frac{0.0574}{(T_{cond} - T_{evap})}$$

Entonces para una condición extrema de $q= 5108\text{W}$, una $T_{\text{cond}}= 30^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{evap}}= 10^{\circ}\text{C}$ se tiene que:

$$L = 5108 * \frac{0.0574}{40}$$

$$L = 7.33 \text{ m}$$

Y para la otra condición extrema de $q= 668 \text{ W}$, una $T_{\text{cond}}= 40^{\circ}\text{C}$ y $T_{\text{evap}}=-40^{\circ}\text{C}$ se tiene que:

$$L = 668 * \frac{0.0574}{80}$$

$$L = 0.479 \text{ m}$$

Esto quiere decir que para que el intercambiador funcione correctamente, en el caso de que el sistema no tenga recalentamiento, la longitud del intercambiador de calor debería ser mayor a 7.33 m

Cálculo de la longitud de intercambiador con recalentamiento en el evaporador.

Esta vez se procederá a calcular la longitud de evaporador para un recalentamiento de 10°C se estima que el intercambiador tiene 90% de vapor y 10 % de fluido en estado bifásico, entonces se procede a calcular para las condiciones extremas del compresor. Estas condiciones se corresponden con la operación más desfavorable del evaporador donde la mayor parte de éste está lleno de vapor.

Caso 1: Tcondensación= 30°C , Tevaporación=- 10°C

Entonces se procederá a encontrar el coeficiente de convección dentro del intercambiador para la combinación de vapor más bifásico.

$$\frac{1}{h_{\text{int}}A_{\text{int}}} = \left(\frac{1}{h_{\text{int}}A_{\text{int}}}\right)_{\text{bifásico}} + \left(\frac{1}{h_{\text{int}}A_{\text{int}}}\right)_{\text{vapor}}$$

$$\frac{1}{h_{\text{int}}A_{\text{int}}} = \frac{1}{h_{\text{int}}(\pi d(0.1L))} + \frac{1}{h_{\text{int}}(\pi d(0.9L))} \quad (30)$$

Como para el cálculo anterior se estima para bifásico $h= 2000\text{w/m}^2.\text{k}$

Y para vapor se procede a calcular mediante Nusselt y Reynolds.

$$Nu = 0.023 * Re^{\frac{4}{5}} * Pr^n$$

$$n = 0.4 \text{ para calentamiento}$$

$$Pr = 0.9$$

Para calcular Re se ocupa la ecuación 28.

$$Re = \frac{\delta_{T-10} * v_3 * d}{u}$$

$$u = 10.49 \times 10^{-6} \text{ Pa.s para R404A}$$

$$\delta_{T-10} = \frac{1}{0.0463} = 21.6 \text{ kg/m}^3$$

$$v_3 = \frac{0.0375 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4}{10(21.6 \text{ kg/m}^3)\pi(4.93 \times 10^{-3})^2}$$

$$v_3 = 9.09 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Entonces,

$$Re = \frac{21.6 \text{ kg/m}^3 * 9.09 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 4.93 \times 10^{-3}}{10.49 \times 10^{-6} \text{ Pa.s}}$$

$$Re = 92276.06$$

Donde,

$$Nu = 0.023 * 92276.06^{\frac{4}{5}} * 0.9^{0.4}$$

$$Nu = 206.77$$

Igualando con ecuación 29 se tiene:

$$Nu = \frac{hd}{k}$$

$$h = \frac{Nu * k}{d}$$

$$h = \frac{206.77 * 0.0115}{4.93 \times 10^{-3}}$$

$$h = 482.33 \frac{W}{m^2K}$$

Reemplazando en ecuación 30 se tiene que

$$\frac{1}{h_{intA_{int}}} = \frac{1}{h_{int}(\pi d(0.1L))} + \frac{1}{h_{int}(\pi d(0.9L))}$$

$$\frac{1}{h_{intA_{int}}} = \frac{1}{2000(\pi d(0.1L))} + \frac{1}{482.33(\pi d(0.9L))}$$

$$\frac{1}{h_{intA_{int}}} = \frac{1}{L} \left(\frac{1}{2000 * \pi * 4.93 \times 10^{-3} * 0.1} + \frac{1}{482.33 * \pi * 4.93 \times 10^{-3} * 0.9} \right)$$

$$\frac{1}{h_{intA_{int}}} = \frac{1}{L} (0.471)$$

Reemplazamos en el cálculo anterior de coeficiente global así:

$$\frac{1}{AU} = \frac{1}{L} (0.471 + 1.34 \times 10^{-4} + 0.025)$$

$$\frac{1}{AU} = \frac{1}{L} (0.496)$$

$$AU = \frac{L}{0.496}$$

Reemplazando en la ecuación 26

$$q = AU * (T_{cond} - T_{evap})$$

$$q = \frac{L}{0.496} * (T_{cond} - T_{evap})$$

$$L = q * \frac{0.496}{(T_{cond} - T_{evap})}$$

Entonces para una condición extrema de $q = 5108W$, una $T_{cond} = 30^{\circ}C$, $T_{evap} = -10^{\circ}C$ se tiene que:

$$L = 5108 * \frac{0.496}{40}$$

$$L = 63.3 m$$

Caso 2: Tcondensación= 40°C, Tevaporación= -40°C

Entonces se procederá a encontrar el coeficiente de convección dentro del intercambiador para la combinación de vapor más bifásico.

Como para el cálculo anterior, se estima que para bifásico $h = 2000 \text{ w/m}^2 \cdot \text{k}$

Y para vapor se procede a calcular mediante Nusselt y Reynolds.

$$Nu = 0.023 * Re^{\frac{4}{5}} * Pr^n$$

$$n = 0.4 \text{ para calentamiento}$$

$$Pr = 0.89$$

Para calcular Reynolds se ocupa la ecuación 28.

$$Re = \frac{\delta_{T-40} * v_3 * d}{u}$$

$$u = 9.78 \times 10^{-6} \text{ Pa.s para R404A}$$

$$\delta_{T-40} = \frac{1}{0.1434} = 6.97 \text{ kg/m}^3$$

$$v_3 = \frac{0.00517 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 4}{10(6.97 \text{ kg/m}^3) \pi (4.93 \times 10^{-3})^2}$$

$$v_3 = 0.97 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Entonces,

$$Re = \frac{6.97 \text{ kg/m}^3 * 0.97 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 4.93 \times 10^{-3}}{9.78 \times 10^{-6} \text{ Pa.s}}$$

$$Re = 3408.10$$

Donde,

$$Nu = 0.023 * 3408.10^{\frac{4}{5}} * 0.9^{0.4}$$

$$Nu = 14.77$$

Igualando con ecuación 29 se tiene:

$$Nu = \frac{hd}{k}$$

$$h = \frac{Nu * k}{d}$$

$$h = \frac{14.77 * 0.00876}{4.93 \times 10^{-3}}$$

$$h = 26.24 \frac{W}{m^2 K}$$

Reemplazando en ecuación 30 se tiene que

$$\frac{1}{h_{int} A_{int}} = \frac{1}{h_{int}(\pi d(0.1L))} + \frac{1}{h_{int}(\pi d(0.9L))}$$

$$\frac{1}{h_{int} A_{int}} = \frac{1}{2000(\pi d(0.1L))} + \frac{1}{482.33(\pi d(0.9L))}$$

$$\frac{1}{h_{int} A_{int}} = \frac{1}{L} \left(\frac{1}{2000 * \pi * 4.93 \times 10^{-3} * 0.1} + \frac{1}{482.33 * \pi * 4.93 \times 10^{-3} * 0.9} \right)$$

$$\frac{1}{h_{int} A_{int}} = \frac{1}{L} (0.3228 + 2.733)$$

$$\frac{1}{h_{int} A_{int}} = \frac{1}{L} (3.056)$$

Reemplazamos en el cálculo anterior de coeficiente global así:

$$\frac{1}{AU} = \frac{1}{L} (3.056 + 1.34 \times 10^{-4} + 0.025)$$

$$\frac{1}{AU} = \frac{1}{L} (3.081)$$

$$AU = \frac{L}{3.081}$$

Reemplazando en la ecuación 26

$$q = AU * (T_{cond} - T_{evap})$$

$$q = \frac{L}{3.081} * (T_{cond} - T_{evap})$$

$$L = q * \frac{3.081}{(T_{cond} - T_{evap})}$$

Y para la otra condición extrema de $q = 668 \text{ W}$, una $T_{cond} = 40^\circ\text{C}$, $T_{evap} = -40^\circ\text{C}$ se tiene que:

$$L = 668 * \frac{3.081}{80}$$

$$L = 25.72 \text{ m}$$

Entonces el rango en el que puede estar la longitud del intercambiador es $L = 63.3 \text{ m}$ y $L = 25.72 \text{ m}$. Por lo que se construyó un intercambiador de 40 m de longitud, limitándose el funcionamiento del sistema en las condiciones más desfavorables.

3.3.3. DISEÑO ELÉCTRICO.

Las conexiones eléctricas se realizaron de acuerdo a los gráficos 45 y 46 para control y potencia respectivamente. El controlador que se utilizó para medir la presión y la temperatura se desarrolló a partir de una placa de prototipo STM32-401RE. La presión se mide con una resolución de 17 bits con un señor manométrico de marca Jhonson Control con un rango de -1 a 8 bar con error sobre fondo de escala de 0.1% . La temperatura se mide con un sensor tipo PT-100 de marca Italcoppie de 4 hilos clase A, con una resolución de 22 bits y con un error sobre fondo de escala del 0.1% el rango de medición es de -100 a 100°C .

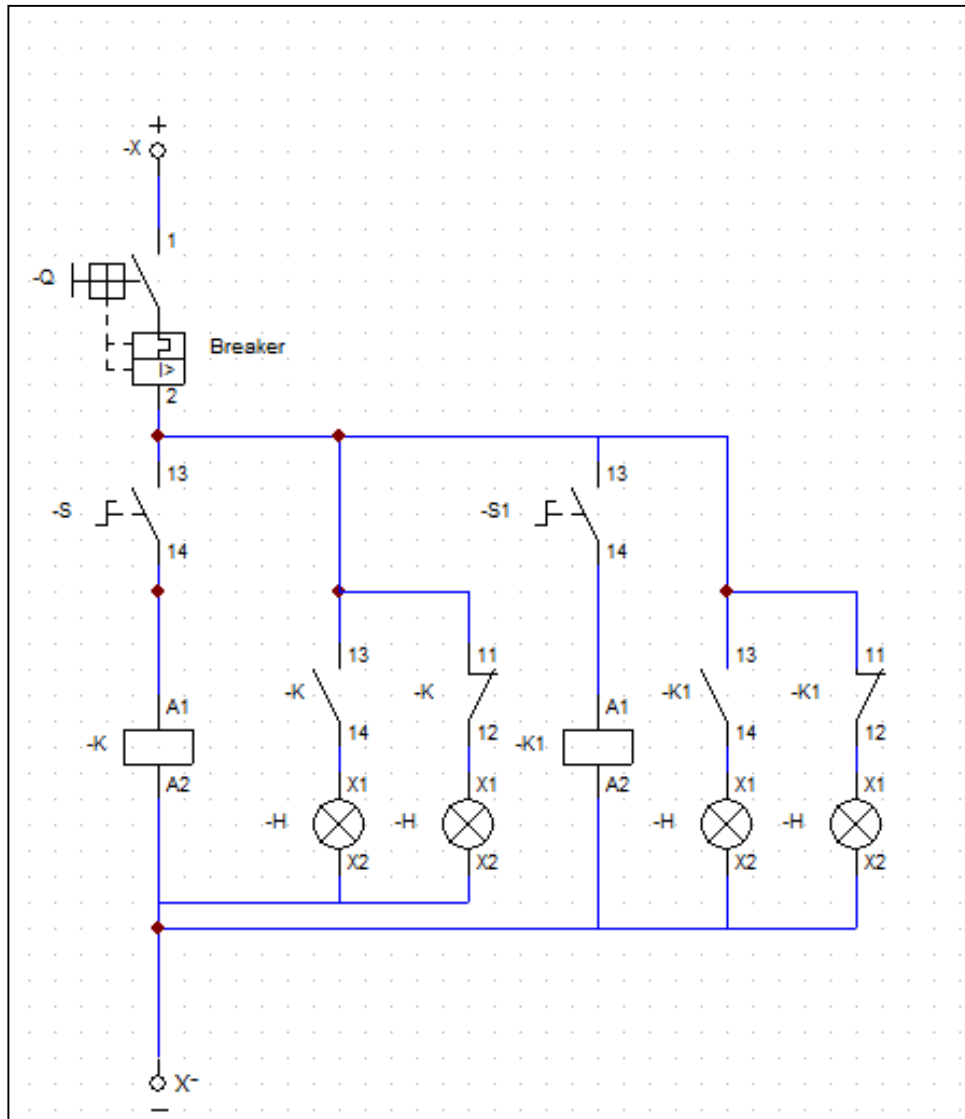


Gráfico N° 45. Diagrama de control del sistema
Fuente: Autor.

Del diagrama de control se puede ver que el sistema cuenta con dos pulsadores s y s1, dos contactores k y k1, y dos luces indicadoras para cada contactor. El pulsador s activa la bobina k, correspondiente al compresor. El pulsador s1 activa la bobina k1 que a su vez activa el motor del ventilador del condensador. Las luces de indicación están conectadas a las compuertas normalmente abierta y cerradas de cada bobina respectivamente.

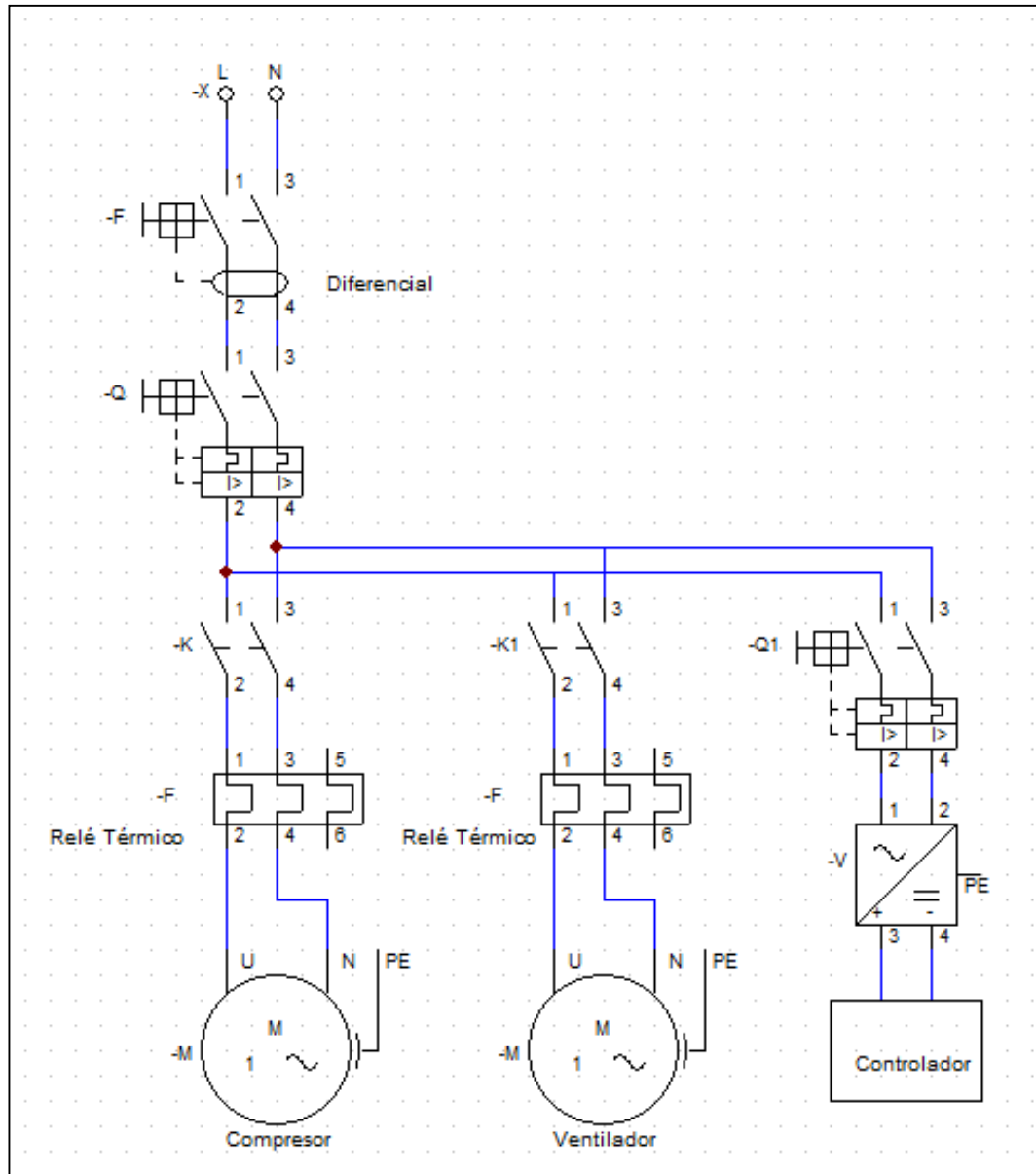


Gráfico N° 46. Diagrama de potencia
Fuente: Autor.

La manera de cómo se puede controlar que abra o cierre la electroválvula es calentando el fluido que está dentro del bulbo, para esto se utiliza un módulo termoelectrónico el cual tiene la capacidad de aumentar su temperatura de un lado mientras disminuye la de otro lado, si la temperatura del lado que está en contacto con el bulbo aumenta, eleva la presión de este último empujando la pieza de cierre contra la pared superior, bloqueando el paso de fluido al evaporador.

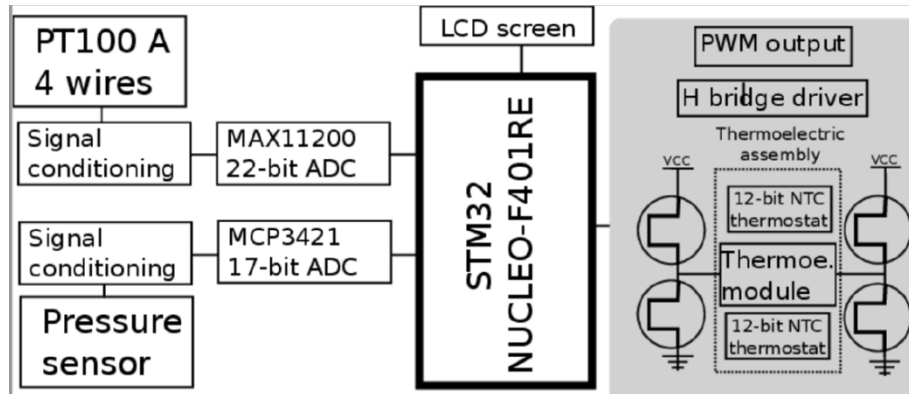


Gráfico N° 47. Diagrama del controlador del recalentamiento.
Fuente: Autor.

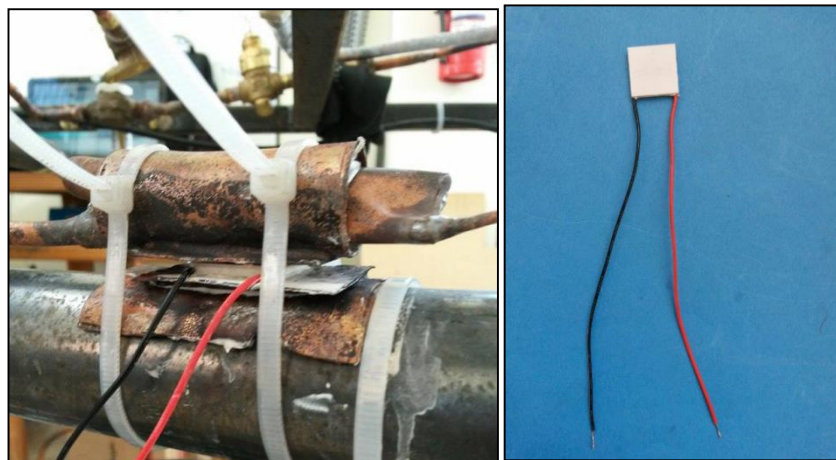


Gráfico N° 48. Montaje del módulo termoeléctrico.
Fuente: Autor.

3.3.4. CÁLCULO MECÁNICO ELECTROVÁLVULA

El espesor de las platinas con que está fabricada la electroválvula se calcula para una presión de diseño de 40 bar. Dado que se dispone de planchas de 6 mm de espesor, se probará si dicho valor es suficiente para aguantar la presión de diseño. De la ecuación 21, encontramos la constante de cálculo D. Donde el módulo de elasticidad para el acero es igual a $E= 210000 \text{ Mpa}$ y el módulo de Young $\nu=0.3$

$$D = \frac{Et^3}{12(1 - \nu^2)}$$

Entonces;

$$D = \frac{(210000 \times 10^6)(0.006)^3}{12(1 - 0.3^2)}$$

$$D = 4153.84$$

De la ecuación 22 se tiene que:

$$yc = \frac{qa^4}{64D}$$

$$yc = \frac{40 \times 10^5 \times 0.032^4}{64(4153.84)}$$

$$yc = 1.7 \times 10^{-5} \text{ m}$$

De la ecuación 23 podemos obtener el momento flector máximo.

$$M_{max} = \frac{qa^2(1 + \nu)}{16}$$

$$M_{max} = 343.28 \text{ N.m}$$

Y de la ecuación 24 calculamos el esfuerzo máximo

$$\sigma_{max} = \frac{6M_{max}}{t^2}$$

$$\sigma_{max} = 57.2 \text{ Mpa}$$

La tensión para la presión de diseño es de 57,2 Mpa, aplicando un factor de seguridad del 100% (presión de rotura) quedaría una tensión máxima admisible de 114,4 Mpa. Dado que el acero A36 tiene un punto de límite elástico de 250MPa, el diseño cumple con los requerimientos de cálculo.

3.3.5. DIAGRAMA DE PROCESO DE CONSTRUCCIÓN

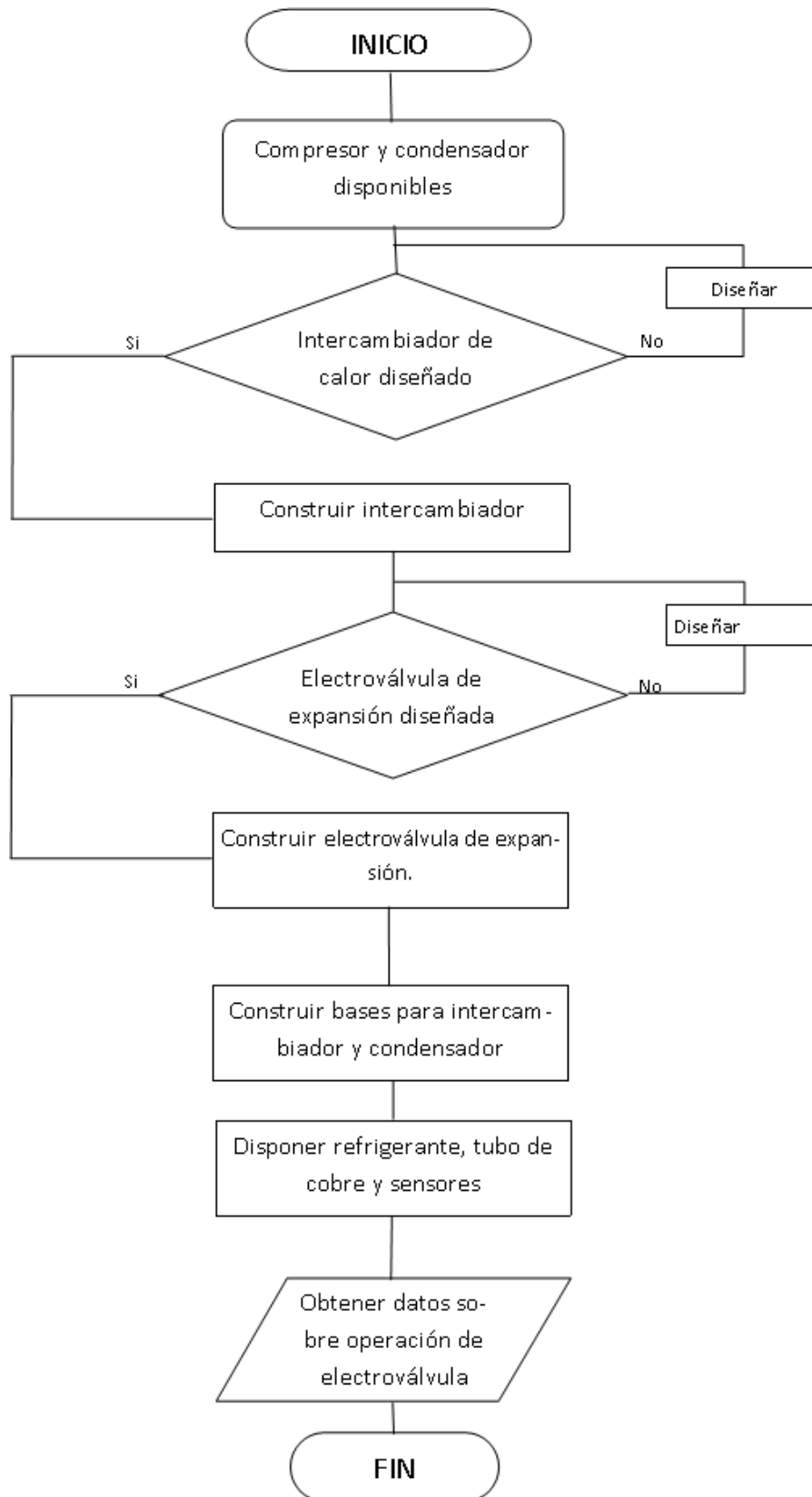


Gráfico N° 49. Diagrama de proceso del estudio.
Fuente: Autor.

3.4. PRESUPUESTO:

Tabla 7. Presupuesto.

| Presupuesto | | | | | |
|--------------------|--------------------|-----------------|----------|-----------------------|-------------|
| Nº Elemento | Denominación | Ref. | Cantidad | Precio unitario (usd) | Total (usd) |
| | Tubería por m | 1/4" | 60 | 2,5 | 150 |
| | Tubería por m | 3/8" | 10 | 4,5 | 45 |
| | Tubería por m | 5/8" | 5 | 6 | 30 |
| | Electrodos por Kg | Rutilo y básico | 2 | 8 | 16 |
| | Válvulas asiento | Castel | 6 | 35 | 210 |
| | Visores | Danfoss | 7 | 45 | 315 |
| | Filtros | Danfoss | 1 | 60 | 60 |
| | Sonda de presión | Emersson | 1 | 100 | 100 |
| | Sondas Temperatura | Italcoppie | 1 | 150 | 150 |
| | Gas R404a por Kg | Novocool | 12 | 12 | 144 |
| | Tanque de Oxígeno | INDURA | 1 | 30 | 30 |
| | Fungible | NA | 1 | 500 | 500 |
| | | | | Total | 1750 |

Fuente: Autor.

3.5. RESULTADOS.

Los estudios experimentales consistieron en dos análisis.

1. Válvula de expansión termostática convencional.

El objeto de este análisis fue determinar las curvas características de presión y temperatura de evaporador, así como del recalentamiento en una condición típica de operación.

2. Válvula de expansión electrónica.

En este caso se replicaron las condiciones de operación en que se probó la válvula de expansión convencional, con el objeto de comparar la estabilidad de control de recalentamiento para distintos valores del mismo, fijados en el programador.

3.5.1. VÁLVULA TERMOSTÁTICA CONVENCIONAL.

Dado que la capacidad del compresor puede ser regulada por medio de la válvula de aspiración, se decidió en primer lugar empezar los ensayos a capacidad nominal del compresor. Los resultados para estos ensayos se pueden observar en los gráficos del 50 al 52, en las que se representa presión absoluta, temperatura y recalentamiento de evaporador respectivamente.

La serie medida empieza mostrando el arranque de la instalación en que inicialmente el recalentamiento es elevado por haber parado anteriormente la instalación mediante

el presostato de baja. Del gráfico 50 se ve que en el minuto 4 se abre la válvula de líquido del recipiente por lo que la presión del evaporador sube. A los 8 minutos se arranca el compresor descendiendo la presión progresivamente hasta llegar a un estado estacionario con una presión absoluta aproximada de 2.5 bar. Se puede ver que el recalentamiento es excesivamente elevado, en el rango de los 35°C. A partir de los 30 minutos se modificó el recalentamiento de la válvula de expansión fijando este al mínimo posible. Se puede notar una ligera disminución del recalentamiento, así como un pequeño aumento de la presión de evaporación. No obstante, los valores de recalentamiento siguen siendo elevados. Dos causas que pueden justificar que el recalentamiento no se pueda reducir son: que el recipiente de líquido original no es lo suficientemente grande para los cambios que se realizaron en el evaporador, ya que el volumen de éste aumentó considerablemente; y que el orificio de la válvula de expansión no está dimensionado para proporcionar la capacidad frigorífica para estas condiciones de operación. Es por ello que el siguiente estudio experimental se desarrolló para una capacidad mínima de compresión, fijando la presión de aspiración del compresor en 2 bar absolutos mediante la válvula reguladora de presión de aspiración.

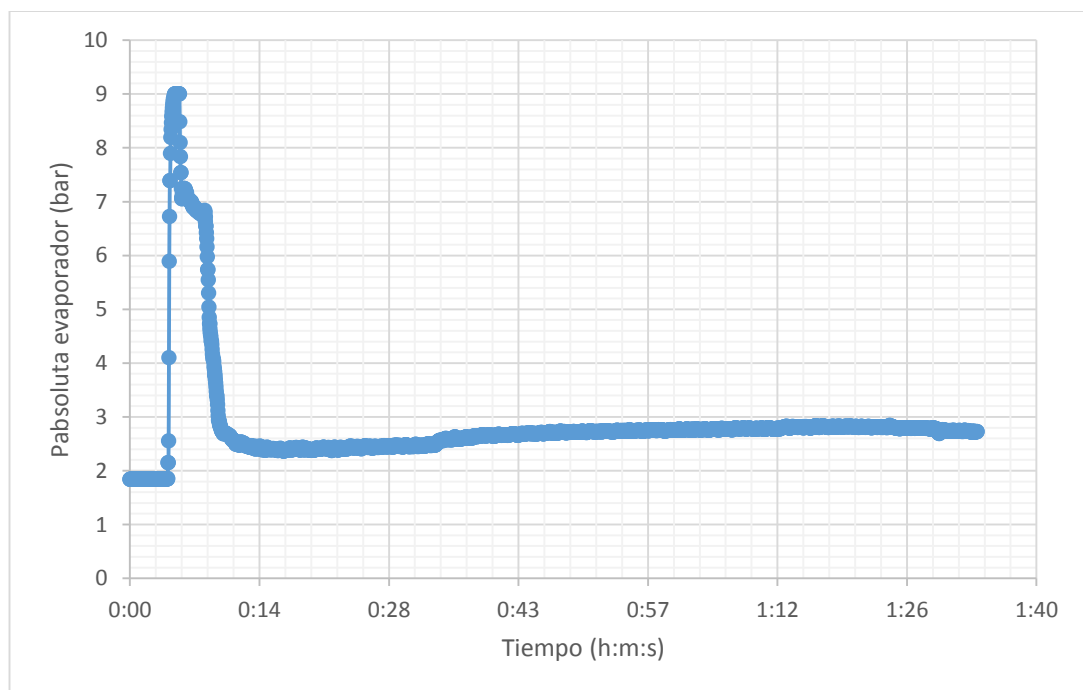


Gráfico N° 50. Presión absoluta vs Tiempo (válvula expansión termostática)
Fuente: Autor.

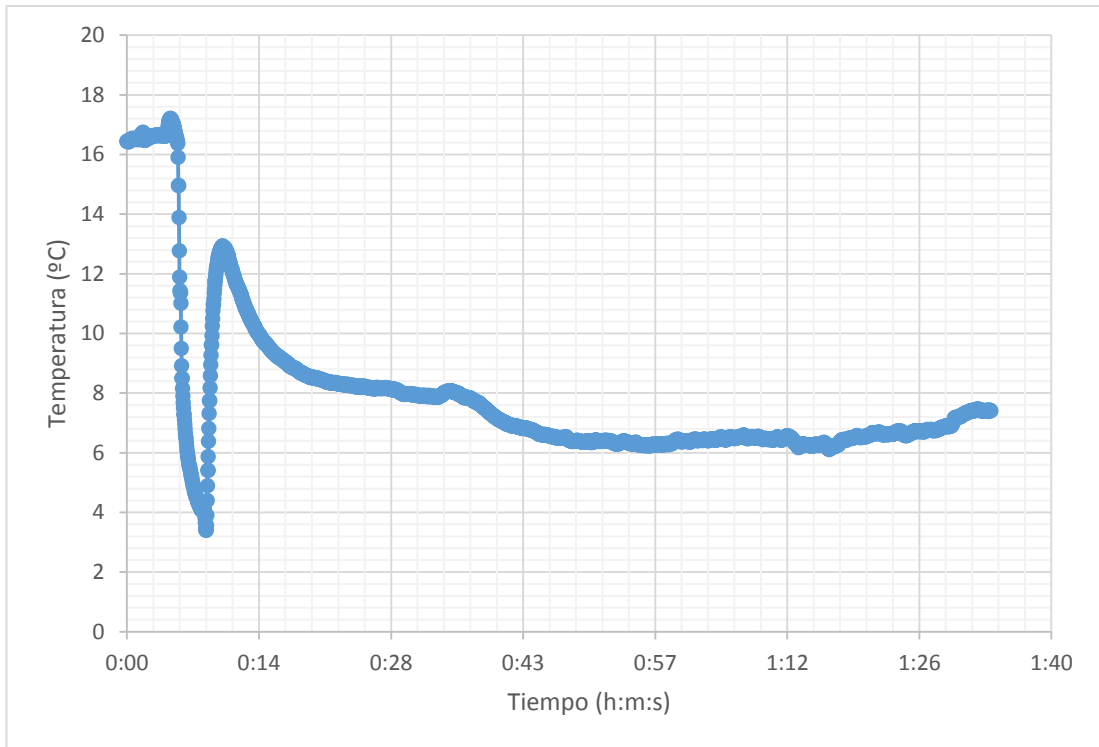


Gráfico N° 51. Temperatura vs Tiempo (válvula expansión termostática)
Fuente: Autor.

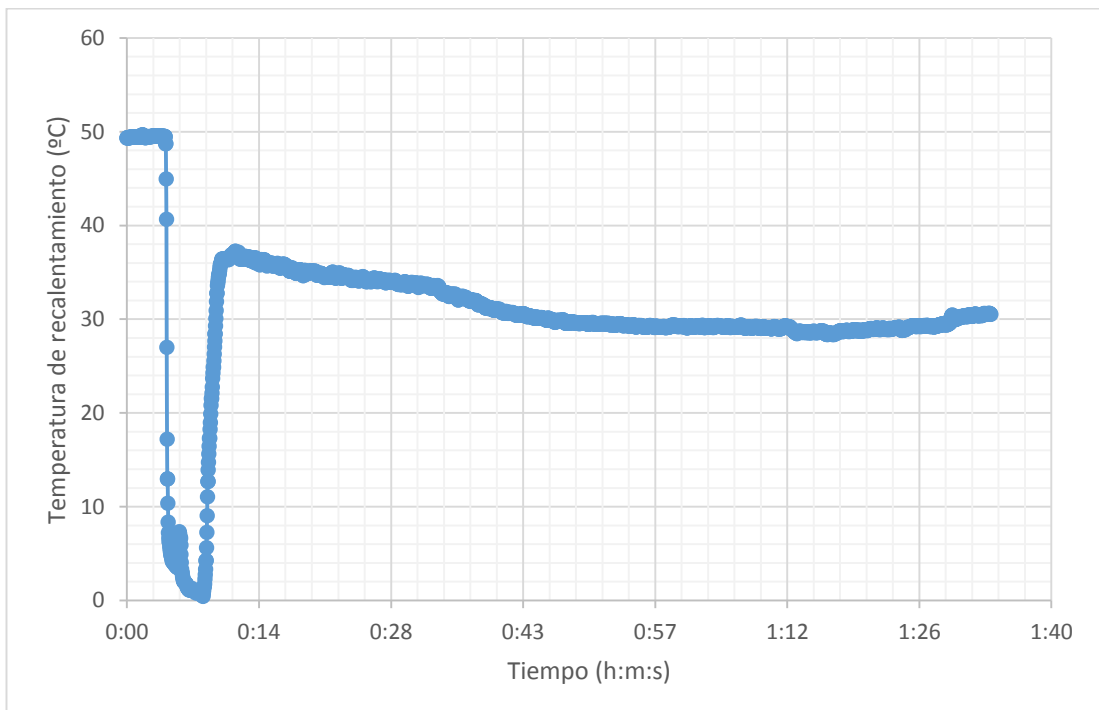


Gráfico N° 52. Temperatura de recalentamiento vs Tiempo (válvula expansión termostática)
Fuente: Autor.

Para esta nueva condición de operación (presión de aspiración 2 bar) en que la capacidad del compresor ha sido disminuida, puede verse de acuerdo a los gráficos 53 a 55, que la válvula de expansión termostática proporciona el suficiente caudal másico como para tener un funcionamiento óptimo.

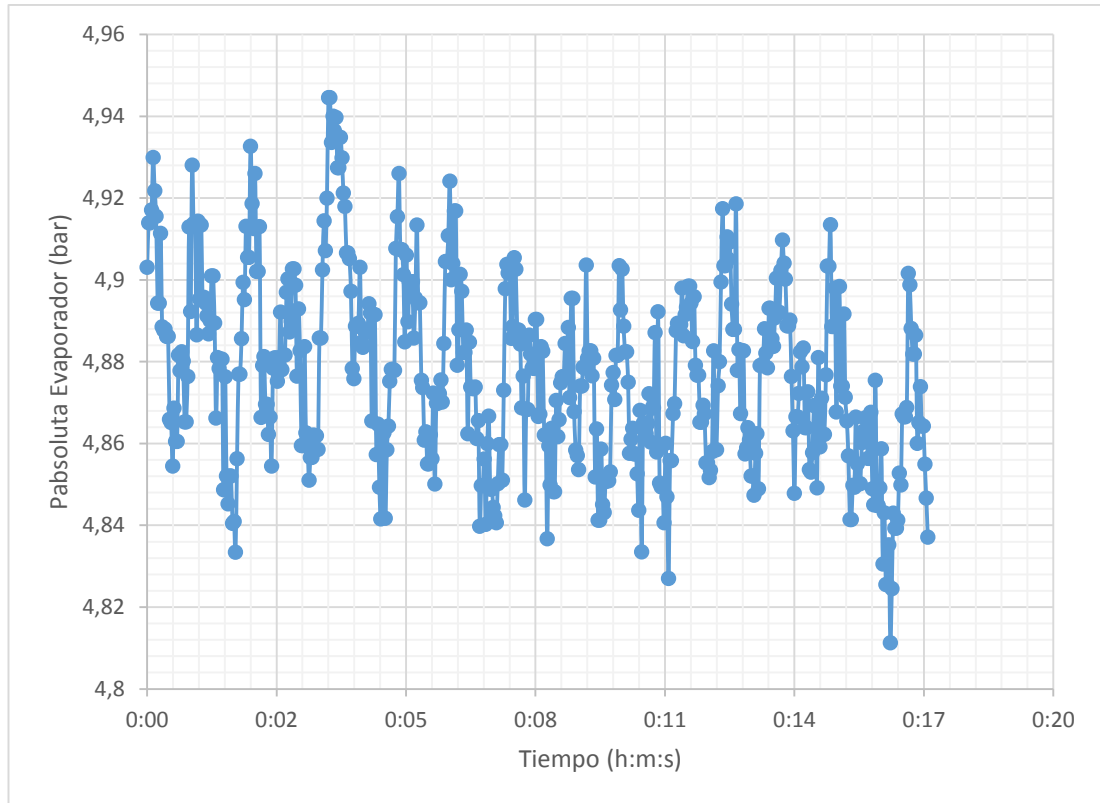


Gráfico N° 53. Presión absoluta del evaporador vs Tiempo (válvula expansión termostática)

Fuente: Autor.

Si bien todas las condiciones de operación se mantuvieron constantes puede verse la existencia de oscilaciones en el valor del recalentamiento (± 2 °C) así como de la presión y la temperatura a la salida del evaporador. Este comportamiento es típico de válvulas de expansión termostáticas, pudiendo tardar horas en alcanzar el estado estacionario. Pese a este comportamiento el valor en promedio del recalentamiento es adecuado, en torno a 10 °C.

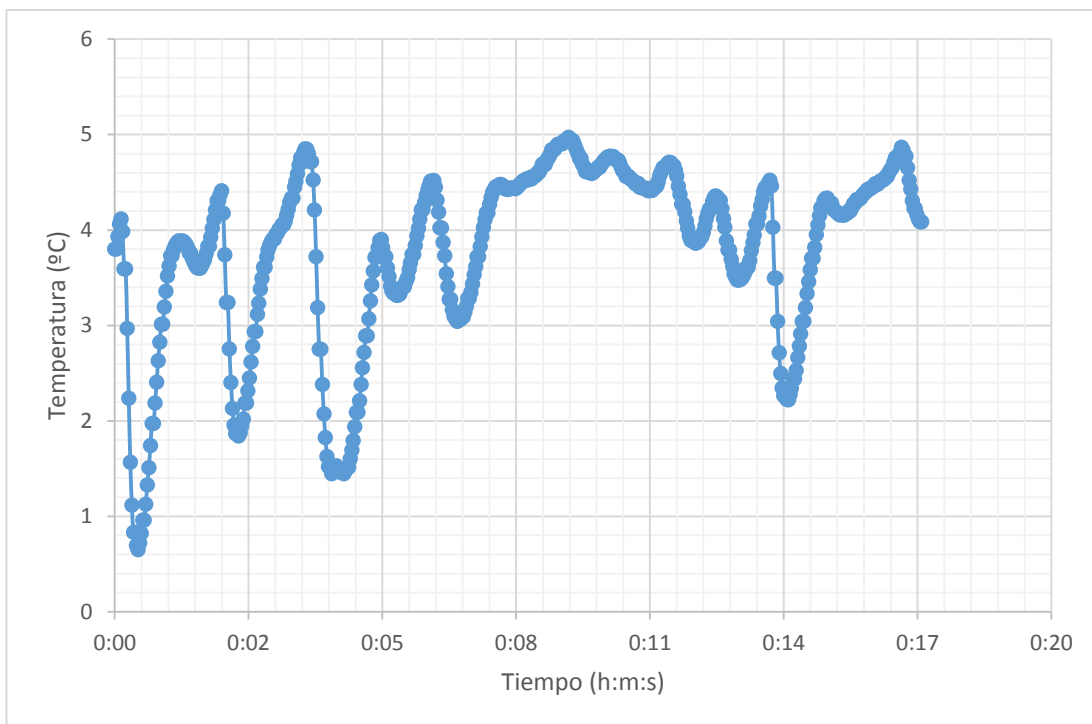


Gráfico N° 54. Temperatura vs Tiempo (válvula expansión termostática)
Fuente: Autor.

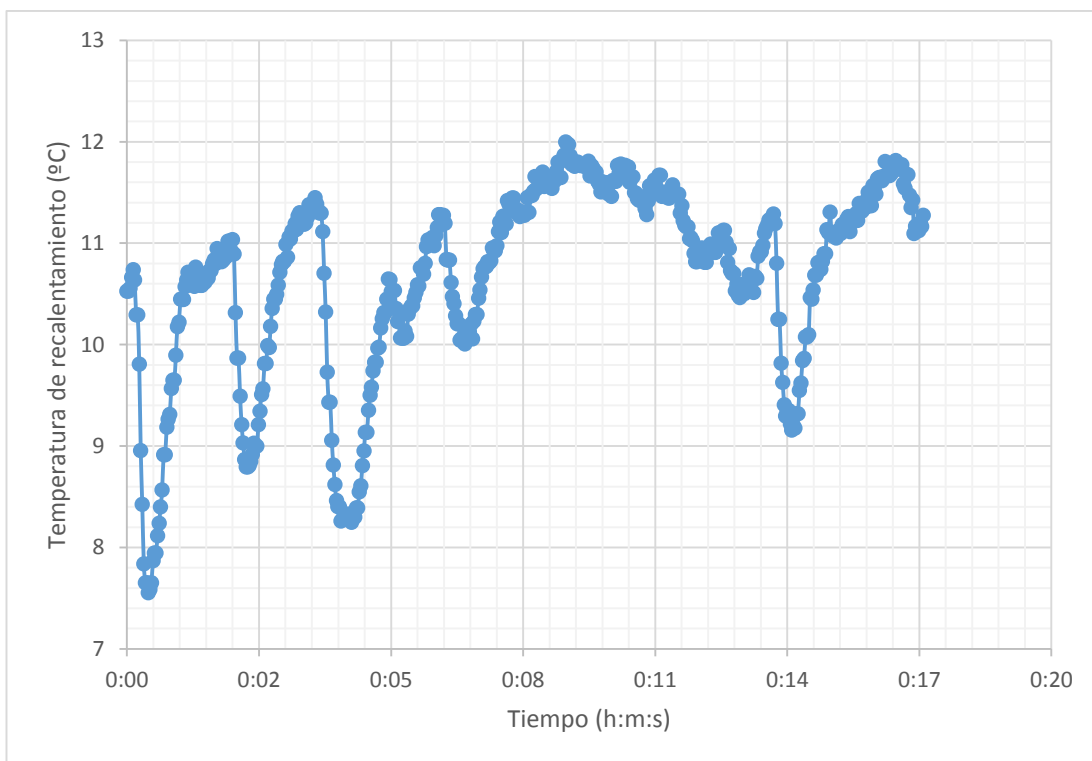


Gráfico N° 55. Temperatura de recalentamiento vs Tiempo (válvula expansión termostática)
Fuente: Autor.

3.5.2. VÁLVULA CONTROLADA ELECTRÓNICAMENTE.

Se obtuvo como resultado que el fluido dentro del bulbo influía en el cierre o apertura de la válvula propuesta, debido a eso se ensayaron varios fluidos como:

- R404A, este refrigerante es el que existe en la propio sistema, se comprobó que la válvula no abre satisfactoriamente debido a que el modulo termoelectrico era incapaz de enfriar el refrigerante del bulbo y lograr bajar su presión, por eso optamos por cargar el bulbo con compuestos menos volátiles.
- GLP, Diluyente (thinner), estos dos no conseguían cerrar la válvula por alcanzar pocas presiones.
- Finalmente se utilizó alcohol al 96% de pureza, con este último se tuvieron los datos experimentales de esta sección.

Junto con el fluido del bulbo, otro factor que influyó en el funcionamiento de la válvula fue el dispositivo de transferencia de calor entre modulo termoelectrico y el bulbo de la electroválvula. Encontrándose que la transferencia de calor no era satisfactoria por poca área de contacto entre la citada pieza y el bulbo.

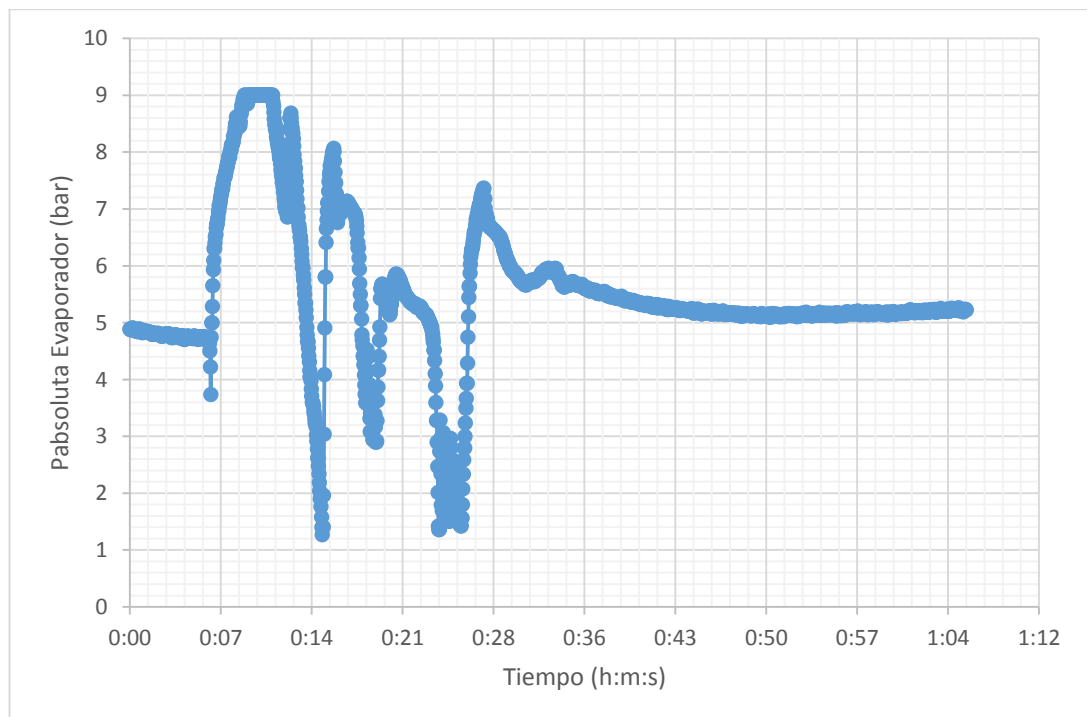


Gráfico N° 56. Presión absoluta de evaporador vs Tiempo (electroválvula)
Fuente: **Autor**

Los datos obtenidos de la prueba de la válvula de expansión controlada electrónicamente se pueden ver en las gráficas 56 a 58. En los primeros 7 minutos desde que se enciende el sistema, se trabaja con la válvula termostática, luego el sistema es cambiado a la válvula de expansión electrónica, por eso se puede ver variaciones de la presión, llegando a la presión de 9 bar (límite del sensor de presión).

Desde el minuto 7 al 28 se manipuló la válvula manual de paso, para poder regular la presión a la que puede trabajar nuestra válvula, dejando la válvula manual abierta a un cuarto de su totalidad. Desde ahí se le programa a nuestra válvula con un valor de recalentamiento de 10°C, llegando a controlar el recalentamiento satisfactoriamente.

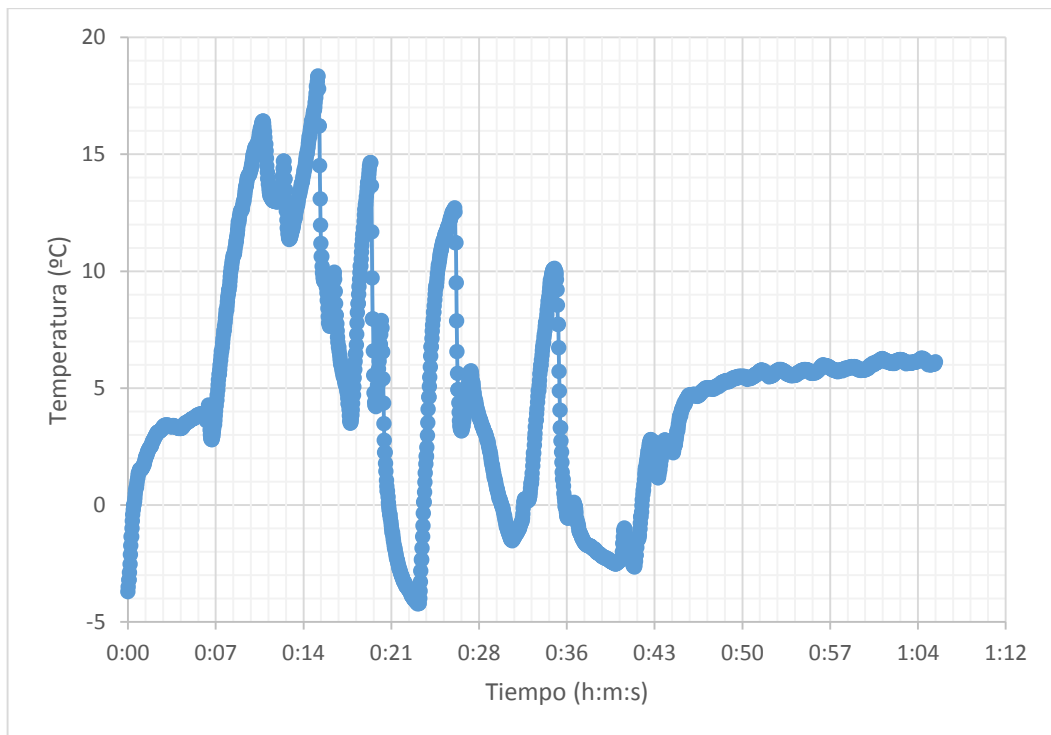


Gráfico N° 57. Temperatura vs Tiempo (electroválvula)

Fuente: Autor.

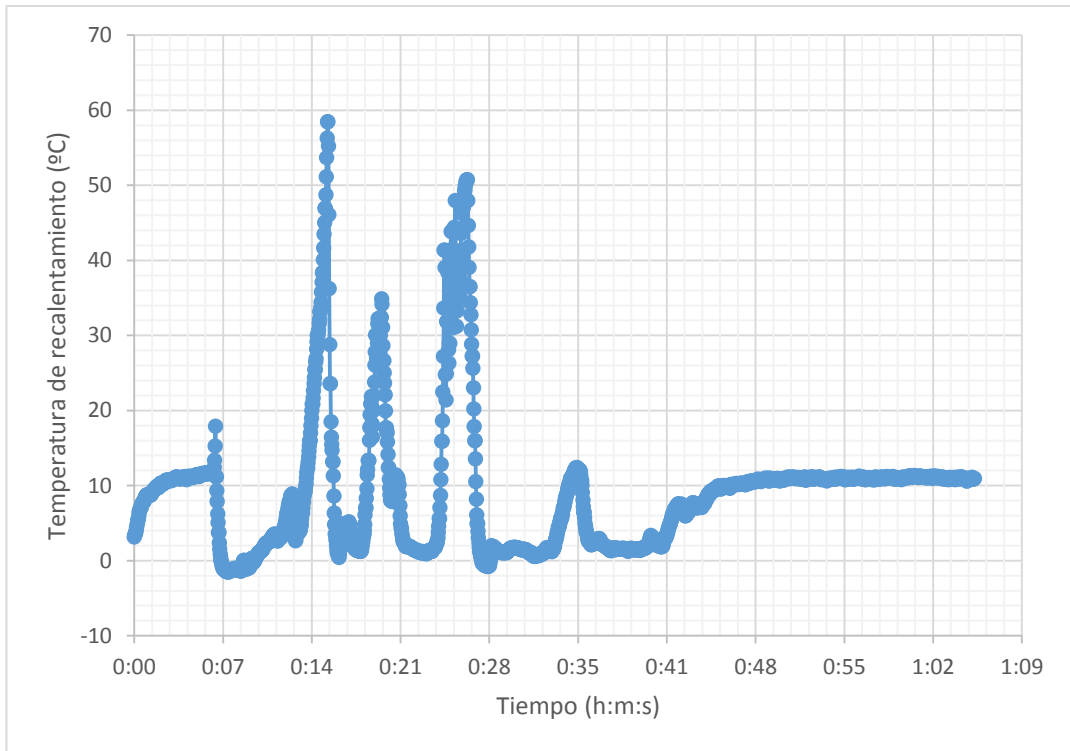


Gráfico N° 58. Temperatura de recalentamiento vs Tiempo (electroválvula)
Fuente: Autor.

CAPÍTULO IV

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. CONCLUSIONES:

- El banco de pruebas está construido con los parámetros de diseño y funciona satisfactoriamente para capacidades reducidas de compresor.
- Se probó que a las presiones de trabajo el diseño mecánico de la válvula es adecuado.
- La electroválvula que se construyó puede variar el recalentamiento del evaporador, con una velocidad lenta, debido a que el fluido dentro del tubo capilar y el bulbo no es el adecuado, para que la transferencia de calor se la necesaria para abrir o cerrar la válvula.
- El recipiente de líquido no está bien diseñado, la capacidad que puede almacenar no es suficiente para que el sistema funcione a su máxima capacidad, por esta razón se procedió a reducir la presión de aspiración del compresor mediante la respectiva válvula.
- La distribución del fluido hacia el evaporador no está correctamente instalada, ya que el fluido tiende a distribuirse en mayor cantidad por los tubos que están situados en la parte inferior del intercambiador, debido a la pérdida de carga por gravedad que sufren las tuberías superiores.

4.2. RECOMENDACIONES:

- Se recomienda la instalación de un recipiente de líquido de mayor volumen para poder trabajar a la capacidad nominal del compresor.
- Subir la posición del distribuidor para que alimente de líquido uniformemente a todos los tubos del intercambiador.
- Modificar la geometría en la que se instala el modulo termoeléctrico junto con el bulbo, para mejorar la transferencia de calor.
- Instrumentalizar la instalación con sensores de presión de alta y caudalímetro másico.

- Se podrá implementar un variador de velocidad para regular de forma precisa la capacidad del compresor.
- Hacer un estudio del recalentamiento para distintas condiciones de presión de evaporación y condensación.
- Cambiar la válvula de expansión termostática convencional por una de mayor capacidad.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Secretaria Nacional de Planificación y Desarrollo, «Transformación de la Matriz Productiva,» *Documento de Trabajo*, vol. I, p. 20, 2012.
- [2] B. Salazar, «Ingeniería Industrial,» 2012. [En línea]. Available: <http://www.ingenieriaindustrialonline.com/herramientas-para-el-ingeniero-industrial/mantenimiento/>. [Último acceso: 07 07 2016].
- [3] Dossat R.j., Principles of refrigeration, Tokyo: Jhon Wiley, 1961.
- [4] Félix Sanz, «Evolución de los sistemas de expansión seca en circuitos de refrigeración,» *Danfoss S.A.*, 2009.
- [5] A. Greco, G. P. Vanoli., «Flow-boling of R22, R134a, R507, R404A and R410A inside a smooth horizontal tube.,» *ELSIIVIER*, p. 9, 2005.
- [6] Warren C. Young, Richard Budinas, Roark's Formulas for Stress and Strain, Séptima ed., McGraw Hill, 2002.
- [7] Moffat R.J. , Describing The uncertainties in experimental results, Experimental Thermal and Fluid Science, 1988.
- [8] F. Guillermo, «Manual práctico del taller de refrigeración doméstica.,» Servicio Nacional de Aprendizaje (SENA), San Andres de Tumaco., 1998.
- [9] Frank P. Incropera & David P. DeWitt, Fundamentos de transferencia de calor, Mexico: Prentice Hall, 1999.
- [10] R. Domínguez, «Válvula de expansión Termostática,» *Energía Energética General*, 2013.
- [11] Chasik Park, Honghyun Cho, Yongtaek Lee, Yongchan Kim, «Mass flow characteristics and empirical modeling of R22 and R410A flowing through electronic expansion valves.,» *ELSEVIER*, vol. 30, pp. 1-7, 2007.

- [12] Velasco Bautista Marco Alejandro, «Estudio de un banco de pruebas de refrigeración y su aplicación en sistemas agroindustriales en la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.,» CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA, Ambato, 2011.
- [13] J.M. Choi, Y.C. Kim, «The effects of improper refrigerant charge on the performance of a heat pump with an electronic expansion valve and capillary tube,» ELSEVIER, Seoul, 2001.
- [14] Yunus Cengel, Michel A. Boles, Termodinámica, Séptima Edición ed., McGraw Hill Educación, 2012.
- [15] Katsushiko Ogata, Ingeniería de Control Moderna, Tercera ed., Prentice Hall.
- [16] Javier Garcia del Valle PhD., Mejora de la eficiencia energética de un equipo de refrigeración, FICM, Ed., Ambato: Universidad Técnica de Ambato, 2015.
- [17] C. Santiago, Teoría de la Termodinámica de Procesos, Ambato: UTA., 2010.
- [18] VALEO, «La válvula de expansión termostática,» Área empresarial Andalucía, Madrid, 1999.
- [19] Michael J. Moran & Howard N. Shapiro, Fundamentos de termodinámica técnica, Barcelona: Reverté, 2004.



ANEXOS

ANEXO 1. Precios de válvulas de expansión en euros.

«AKV»

Las válvulas de expansión electrónica AKV con control proporcional de tipo pulsante, se pueden usar con refrigerantes CFC, HCFC y HFC. Necesitan de controladores AKC-100, EKC-414 y EKC-315 (no incluidos en el precio).

Funciones de válvula solenoide y de expansión integradas. Amplia gama de regulación (10-100% de la capacidad total). Compuesta de cuerpo de válvula y bobina (independientes). Tiene orificios o pistones intercambiables que definen la capacidad.


| Capacidad máx. en kW a T° cond. de +45 °C | | | | | | Conexiones Entrada/Salida | Máx. presión de trabajo (bar) | Ref. Danfoss | | Modelo | Código | € | | |
|---|--------|--------|--------|--------|--------|------------------------------|--|--------------|--------------|----------|----------|----------|----------|----------|
| R-134a | | R-404A | | | R-407F | | | Soldar ODF | Soldar acero | | | | | |
| Te | | Te | | | Te | | | | | | | | | |
| +7 °C | -10 °C | -10 °C | -25 °C | -35 °C | -10 °C | -25 °C | 3/8"-1/2" | 42 | 068F1161 | - | AKV 10-1 | 402106 | 200,00 | |
| 0,7 | 0,7 | 0,6 | 0,5 | 0,5 | 1,2 | 1,2 | 3/8"-1/2" | 42 | 068F1164 | - | AKV 10-2 | 402108 | 200,00 | |
| 1,1 | 1,1 | 1,0 | 0,8 | 0,8 | 2 | 2 | 3/8"-1/2" | 42 | 068F1167 | - | AKV 10-3 | 402110 | 200,00 | |
| 2,7 | 2,9 | 2,6 | 2,1 | 2,0 | 5,5 | 5,4 | 3/8"-1/2" | 42 | 068F1170 | - | AKV 10-4 | 402040 | 200,00 | |
| 4,2 | 4,6 | 4,2 | 3,2 | 3,1 | 7,7 | 7,5 | 3/8"-1/2" | 42 | 068F1173 | - | AKV 10-5 | 402114 | 200,00 | |
| 6,8 | 7,2 | 6,7 | 5,1 | 5,0 | 13,7 | 13,4 | 3/8"-1/2" | 42 | 068F1176 | - | AKV 10-6 | 402117 | 200,00 | |
| 10,8 | 11,5 | 10,7 | 8,2 | 8,0 | 19,4 | 19 | 1/2"-5/8" | 42 | 068F1179 | - | AKV 10-7 | 402120 | 200,00 | |
| 21,2 | 22,5 | 20,9 | 16,3 | 14,7 | 30 | 29,3 | 3/4"-3/4" | 42 | 068F5000 | - | AKV 15-1 | 402052 | 546,00 | |
| 33,8 | 36,0 | 33,4 | 26,1 | 23,5 | 47,8 | 46,7 | 3/4"-3/4" | 42 | 068F5005 | - | AKV 15-2 | 402122 | 546,00 | |
| 53,3 | 56,6 | 52,7 | 41,1 | 37,1 | 75,2 | 73,5 | 7/8"-7/8" | 42 | 068F5010 | - | AKV 15-3 | 402123 | 546,00 | |
| 84,6 | 89,9 | 83,7 | 65,2 | 58,8 | 119,4 | 116,6 | 1 1/8"-1 1/8" | 28 | 068F5015 | - | AKV 15-4 | 402058 | 546,00 | |
| 84,6 | 89,9 | 83,7 | 65,2 | 58,8 | - | - | 1 3/8"-1 3/8" | 28 | 042H2020 | - | AKV 20-1 | 402125 | 1.171,00 | |
| | | | | | | | 1 1/4"-1 1/4" | 28 | - | 042H2021 | - | AKV 20-1 | 402131 | 1.171,00 |
| | | | | | | | 1 3/8"-1 3/8" | 28 | 042H2022 | - | AKV 20-2 | 402066 | 1.171,00 | |
| | | | | | | | 1 1/4"-1 1/4" | 28 | - | 042H2023 | - | AKV 20-2 | 402132 | 1.171,00 |
| | | | | | | | 1 5/8"-1 5/8" | 28 | 042H2024 | - | AKV 20-3 | 402126 | 1.171,00 | |
| | | | | | | | 1 1/4"-1 1/4" | 28 | - | 042H2026 | - | AKV 20-3 | 402133 | 1.171,00 |
| | | | | | | | 2 1/8"-2 1/8" | 28 | 042H2027 | - | AKV 20-4 | 402127 | 1.171,00 | |
| | | | | | | | 1 1/2"-1 1/2" | 28 | - | 042H2028 | - | AKV 20-4 | 402134 | 1.171,00 |
| | | | | | | | 2 1/8"-2 1/8" | 28 | 042H2029 | - | AKV 20-5 | 402128 | 1.171,00 | |
| | | | | | | | 2"-2" | 28 | - | 042H2030 | - | AKV 20-5 | 402135 | 1.171,00 |

Nota: con la válvula debe seleccionarse también la bobina, controlador, visualizador (display), sondas de presión y sondas de temperatura.

«ETS»

Las válvulas de expansión electrónica ETS con motor a pasos, se pueden usar con refrigerantes HFC y HCFC.

Necesitan de controladores EKD-316 para las ETS-6 y EKC-316 para el resto de los modelos (no incluidos en el precio). Amplia gama de regulación (10-100% de la capacidad total). Gran precisión para el control óptimo de inyección de líquido. La válvula se compone de cuerpo de válvula y bobina (no incluida para ETS-6). Requiere una batería o solenoide de líquido en caso de fallo de corriente.



| Cap. máx. en kW a T° cond. +32 °C | | | | | | Conexiones Entrada/Salida soldar ODF | Máx. presión de trabajo (bar) | Ref. Danfoss | Modelo | Código | € |
|--|-------|-------|-------|-------|-----------------|--|----------------------------------|-----------------|---------|----------|--------|
| R22 | R134a | R404A | R407C | R410A | Te | | | | | | |
| 2,6 | 2 | 1,8 | 2,7 | 3,1 | 1/4" x 1/4" | 45,5 | 034G5005 | ETS 6 - 10 | 402606 | 64,00 | |
| 5,8 | 4,5 | 4,1 | 5,9 | 6,8 | 1/4" x 1/4" | 45,5 | 034G5015 | ETS 6 - 14 | 402607 | 68,00 | |
| 10,3 | 8,1 | 7,3 | 10,6 | 12,1 | 1/4" x 1/4" | 45,5 | 034G5026 | ETS 6 - 18 | 402608 | 76,00 | |
| 19,6 | 15,3 | 13,8 | 20,1 | 23 | 1/4" x 1/4" | 45,5 | 034G5035 | ETS 6 - 25 | 402609 | 94,00 | |
| 28,8 | 22,5 | 20,3 | 29,6 | 33,9 | 1/4" x 1/4" | 45,5 | 034G5055 | ETS 6 - 32 | 402610 | 108,00 | |
| 39,1 | 30,6 | 27,6 | 40,2 | 46 | 1/4" x 1/4" | 45,5 | 034G5065 | ETS 6 - 40 | 402612 | 111,00 | |
| | | | | | 1/2" x 1/2" | 45,5 | 034G4209 | | 402615 | 284,00 | |
| 57 | 45 | 43 | 63 | 70 | 5/8" x 5/8" | 45,5 | 034G4210 | ETS 12,5 | 402616 | 284,00 | |
| | | | | | 7/8" x 7/8" | 45,5 | 034G4211 | | 402619 | 284,00 | |
| | | | | | 1/2" x 1/2" | 45,5 | 034G4201 | | 402638 | 284,00 | |
| 117 | 93 | 88 | 129 | 144 | 5/8" x 5/8" | 45,5 | 034G4202 | ETS 25 | 402641 | 284,00 | |
| | | | | | 7/8" x 7/8" | 45,5 | 034G4203 | | 402642 | 284,00 | |
| | | | | | 7/8" x 7/8" | 45,5 | 034G1708 | ETS 50 | 402652 | 731,00 | |
| 215 | 170 | 161,4 | 240,5 | 262,3 | 7/8" x 1-1/8" | 45,5 | 034G1705 | ETS 50 | 402653 | 731,00 | |
| | | | | | 1-1/8" x 1-1/8" | 45,5 | 034G1706 | ETS 50 | 402654 | 731,00 | |
| | | | | | 1-1/8" x 1-3/8" | 45,5 | 034G1704 | ETS 50 | 402657 | 731,00 | |
| 400,4 | 316,5 | 300,5 | 447,8 | 448,4 | 1-1/8" x 1-1/8" | 45,5 | 034G0507 | | 402655 | 870,00 | |
| | | | | | 1-1/8" x 1-3/8" | 45,5 | 034G0501 | ETS 100 | 402658 | 870,00 | |
| | | | | | 1-3/8" x 1-3/8" | 45,5 | 034G0508 | | 402656 | 870,00 | |
| 1106 | 874 | 828 | 1212 | - | 1-1/8" x 1-1/8" | 34 | 034G2600 | | 402662 | 1.372,00 | |
| | | | | | 1-3/8" x 1-3/8" | 34 | 034G2601 | ETS 250 | 402663 | 1.372,00 | |
| | | | | | 1-5/8" x 1-5/8" | 34 | 034G6002 | | 402664 | 1.372,00 | |
| 1764 | 1394 | 1320 | 1933 | - | 1-5/8" x 1-5/8" | 34 | 034G3500 | | 402665 | 2.061,00 | |
| | | | | | 2-1/8" x 2-1/8" | 34 | 034G3501 | ETS 400 | 402666 | 2.061,00 | |
| | | | | | | | 034G2200 | | 402677 | 70,00 | |
| | | | | | | | 034G2201 | | 402678 | 44,00 | |
| Si la distancia entre el controlador EKC-316 y la válvula ETS, esta comprendida entre 5 m y 50 m, debemos instalar un filtro de señal adicional, Danfoss AKA 211 | | | | | | | | 084B2238 | AKA 211 | 402278 | 138,00 |
| Para cada válvula ETS-6 se tiene que incluir la bobina de la ETS, con una long 3m, 12 VDC | | | | | | | | 034G5135 | | 402698 | 103,00 |

ANEXO 2. Data sheet del compresor FH2480Z

Compresseur / Compressor

Code tension / Voltage code : F

FH2480Z

Froid commercial négatif (BP)

Low back pressure commercial application

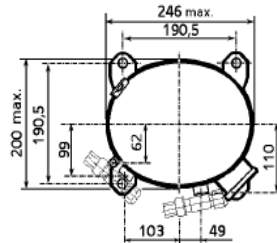
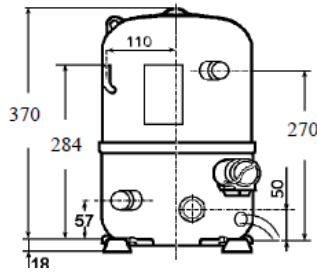
220-240V / 50Hz - 1~

R404A



N° 126GT-F - ind g

| Conditions <i>Conditions</i> | fréquence <i>frequency</i> | Prod frigorifique nominale / <i>nominal refrigerating capacity</i> | | | Puis. sonore <i>Sound level</i> |
|---------------------------------|-------------------------------|--|--------|-------|------------------------------------|
| | | Watts | Kcal/h | BTU/h | |
| EN 12900 | 50 Hz | 1093 | 940 | 3727 | NF S 31-026/ISO 3743-1 |
| Cecomaf | 50 Hz | 1467 | | | 71 dBA |



Cylindrée / *Displacement* : 53.2 cm³
 Poids net / *Net weight* : 37 Kg
 Charge en huile / *Oil charge* : 1625 cm³
 Type d'huile / *Oil type* : P.O.E /
 Détente / *Expansion device* : Capillaire/Détendeur
 Capillaire/Exp^o valve
 Refroidissement / *Cooling* : Ventilé / *Forced*

Résistance à 20° C / *Windings resistances at 20° C*

Phase princ. / *Main Winding* : 0.95 Ohms
 aux. / *Auxiliary Winding* : 4.4 Ohms

Intensité / *Current*

nom. / *Rated current RLA* : 7.2 A
 max. / *Max current* : 16 A
 dém. / *Start current LRA* : 68 A

Ap. Electrique / *Electrical equipment* : CSR

Protecteur / *Overload* : Interne / *Internal*

Relais potentiel / *Potential relay* : RVA4Q**
 enclenchement / *Pick up* : 318/347V
 déclenchement / *Drop out* : 60/121V
 Option / *optional* : 3ARR3*6AE*

Condensateur dém. / *Start capacitor* : 156 µF / 330 V

Condensateur Perm. / *Run capacitor* : 25 µF / 400 V

* EN12900: T°cond.+40°C / T°évap.-35°C/ T°gas aspirés. +20°C /
 Sous refroidissement. OK

* EN 12900 : Cond. T° +40°C / Evap. T° -35°C / Return gas T° +20°C /
 Subcooling. OK

Pour conduites Ø ext / *For tubing O.D.*

| Aspiration <i>Suction</i> | Refoulement <i>Discharge</i> | Charge <i>Process</i> |
|------------------------------|---------------------------------|--------------------------|
| 15.9 (5/8") | 12.7 (1/2") | 6.35 (1/4") |

Les caractéristiques données dans cette fiche technique peuvent évoluer sans avis préalable, avec les améliorations que "TECUMSEH EUROPE" entend toujours apporter à sa production.
 "TECUMSEH EUROPE", in a constant endeavour to improve its products reserves the right to change any information contained in this leaflet without prior warning.



| | | | | |
|----------------|---------------------------------|--------------|------------------|--------------|
| FH2480Z | Tension F : 220 - 240V 1~ 50 Hz | R404A | N°126GT-F | Ind g |
|----------------|---------------------------------|--------------|------------------|--------------|

| | | |
|---|------------------------|------|
| Les performances sont données dans les conditions EN 12900 : | Gaz aspirés : | 20°C |
| Elles sont certifiées uniquement en 50 Hz | Sous refroidissement : | 0°K |
| The performance data are in EN 12900 conditions : | Return gas : | 20°C |
| They are only certified in 50 Hz | Subcooling : | 0°K |

© Tecumseh Europe

| 50 Hz R404A | | | | | | | | | |
|--------------------|--------------------|------|------------|-------------|------------|------------|------------|------------|------------|
| 4 T condensation | 5 T évaporation | (°C) | -40 | -35 | -30 | -25 | -20 | -15 | -10 |
| 30 | 1 P frigorifique | (W) | 998 | 1457 | 1994 | 2618 | 3339 | 4166 | 5108 |
| | 2 P absorbée | (W) | 1061 | 1253 | 1446 | 1641 | 1840 | 2044 | 2253 |
| | 3 I absorbée | (A) | 4.87 | 5.67 | 6.5 | 7.34 | 8.21 | 9.11 | 10.02 |
| 40 | 1 P frigorifique | (W) | 668 | 1093 | 1580 | 2137 | 2775 | 3502 | 4327 |
| | 2 P absorbée | (W) | 1006 | 1227 | 1452 | 1682 | 1917 | 2160 | 2412 |
| | 3 I absorbée | (A) | 4.4 | 5.39 | 6.41 | 7.44 | 8.5 | 9.59 | 10.69 |
| 50 | 1 P frigorifique | (W) | | 708 | 1137 | 1621 | 2169 | 2789 | 3491 |
| | 2 P absorbée | (W) | | 1158 | 1414 | 1678 | 1950 | 2232 | 2525 |
| | 3 I absorbée | (A) | | 4.93 | 6.13 | 7.36 | 8.61 | 9.88 | 11.17 |
| 60 | 1 P frigorifique | (W) | | | 686 | 1090 | 1540 | 2047 | 2619 |
| | 2 P absorbée | (W) | | | 1337 | 1634 | 1943 | 2263 | 2598 |
| | 3 I absorbée | (A) | | | 5.66 | 7.08 | 8.52 | 9.98 | 11.46 |

1 = refrigerating capacity 2 = watt input 3 = current 4 = condensing temperature 5 = evaporating temperature

ANEXO 3. PRUEBAS DE TRACCIÓN EN SOLDADURA OXIACETILÉNICA DE ACERO/ACERO Y ACERO/COBRE.

Dentro del proyecto que se viene realizando, se ha querido ver la idoneidad de la varilla de aporte en el proceso de soldadura oxiacetilénica de acero/cobre para soldar las partes de un intercambiador de calor. Los motivos para esta práctica son fundados en que en el mercado local no se pudo conseguir varilla CuP al 15% plata. Se pasó entonces a soldar con varillas de CuZn, para ver en qué medida esto afecta la soldadura se realizó los siguientes análisis.

- Análisis metalográfico.
- Ensayo de tracción en la máquina universal.

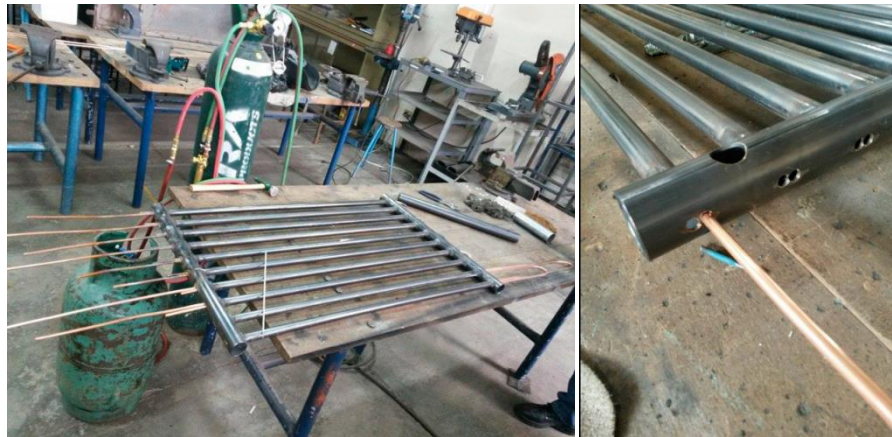


Gráfico N° 59. Construcción del intercambiador de calor
Fuente: Autor.

ENSAYO METALOGRAFICO

Para el ensayo metalográfico se soldaron recortes de tubo de cobre de 1/4' para refrigeración a un tubo de acero A36 de 1 1/4', tal y como es el montaje en la realidad.

- ❖ Para la varilla de CuP se realizaron dos soldaduras, en una fue soldadura normal, la otra se mantuvo, una vez soldada, al punto de fusión de la soldadura para ver si el tiempo de calentamiento tenía alguna influencia en las propiedades de la unión.
- ❖ Para la varilla de CuZn se realizaron varias pruebas de soldadura. El motivo de ello es que se compró una varilla que llevaba flux incorporado y otra varilla al descubierto. El modelo de la varilla es Aufhauser C681. La prueba metalográfica se realizó con la varilla al descubierto, utilizando como flux

borax del empleado con la varilla de CuP. La marca y modelo del flux son por el momento desconocidos.

En el gráfico 60 se muestran los detalles del proceso de preparación de las probetas. Puesto que al cortar el tubo a la mitad quedaban dos áreas simétricas de soldadura, una fue atacada con Nital y la otra con una composición que ataca al cobre. El tiempo de atacado es de 4 a 6 segundos aproximadamente.

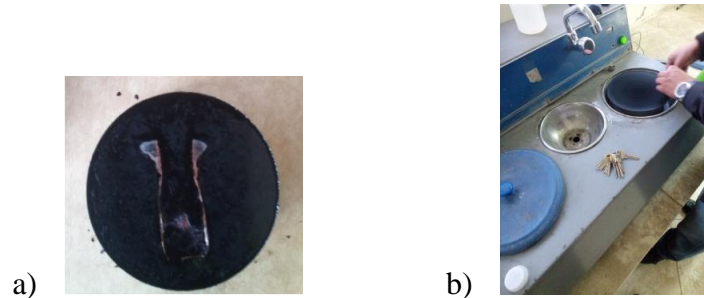


Gráfico N° 60. Preparación de la probeta para el análisis metalográfico
Fuente: Autor.

ENSAYO DE TRACCIÓN

Para el ensayo de tracción en la máquina universal se fabricaron dos probetas a partir de una pletina de acero A36 de 4 mm de espesor y 35 mm de ancho. La soldadura se realizó a solape para que el esfuerzo fuese puramente de tracción. La longitud de la soldadura en ambos casos es de 15 mm. Una apreciación que puede realizarse es que la longitud de ambas probetas no era la misma. La soldada con CuZn era considerablemente más larga.



a) Peso probeta CuP

b) Peso Probeta CuZn

Gráfico N° 61. Peso de las probetas
Fuente: Autor.

Las dos probetas tienen diferente peso y longitud, para determinar si el tamaño de la probeta influye, se debería repetir el experimento con la soldadura de CuZn en la probeta de CuP.



a) Aspecto probeta CuP

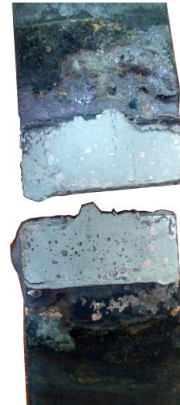


b) Aspecto Probeta CuZn

Gráfico N° 62. Aspecto de las probetas
Fuente: Autor.



a) Probeta probeta CuP



b) Aspecto zona ruptura Probeta CuP

Gráfico N° 63. Prueba de tracción de la probeta CuP
Fuente: Autor.

En el Gráfico b del gráfico 63 se puede observar, que la soldadura de CuP no es lo suficientemente compacta para soportar mucha carga.



a) Probeta probeta CuZn



b) Aspecto zona ruptura Probeta CuZn

Gráfico N° 64. Prueba de tracción de la probeta CuZn
Fuente: Autor.

RESULTADOS DE ANALISIS METALOGRAFICO.

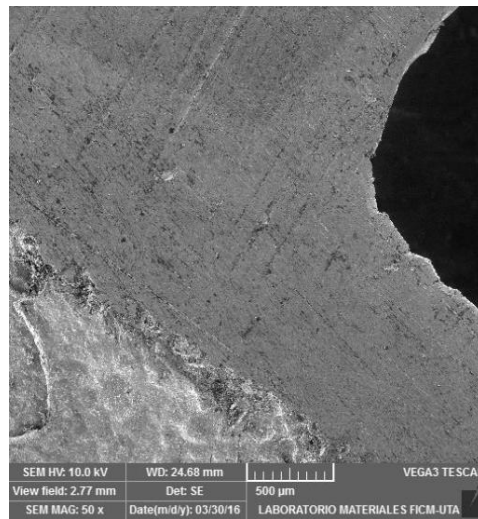
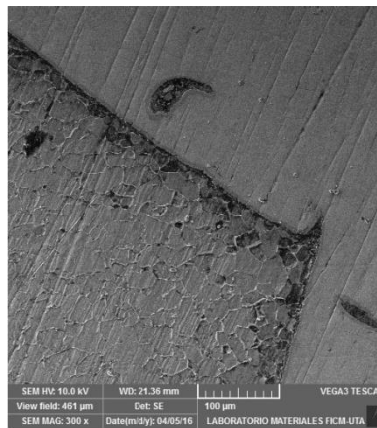


Gráfico N° 65. Vista general de la soldadura de CuP antes de ser atacada.
Fuente: Autor.



a) Vista general de la interfaz acero-soldadura atacado con solución para acero.



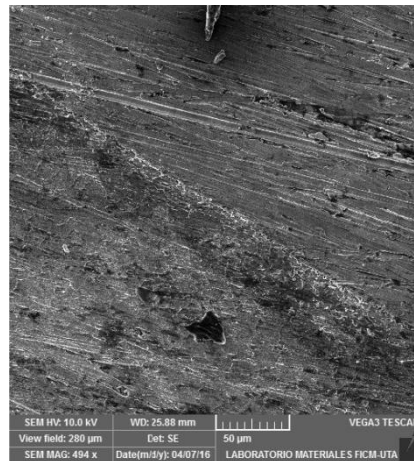
b) Vista local de la interfaz acero-soldadura atacado con la solución para cobre.

Gráfico N° 66. Gráficos al microscopio electrónico de barrido para la probeta de CuP atacado para cobre.

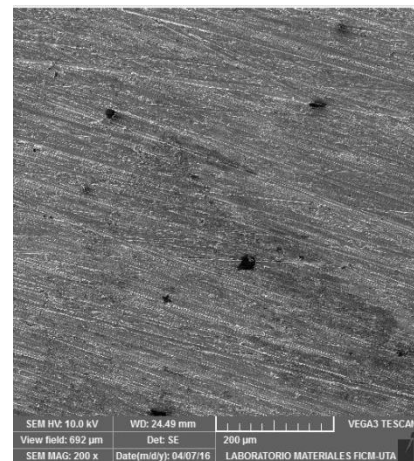
Fuente: Autor.



Gráfico N° 67. Vista general de la soldadura de CuZn antes de ser atacada.
Fuente: Autor.



a) Vista local de la interfaz acero-soldadura atacado con solución para acero.



b) Vista local de la interfaz acero-soldadura atacado con la solución para cobre.

Gráfico N° 68. Gráficos al microscopio electrónico de barrido para la probeta de CuZn atacado para cobre.

Fuente: Autor.

RESULTADOS DE ENSAYO A TRACCIÓN.

Soldadura CuP.

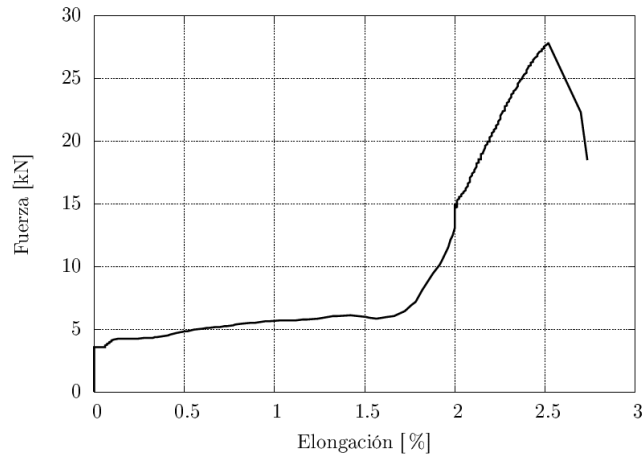


Gráfico N° 69. Diagrama tensión deformación para la probeta de CuP.

Fuente: Autor.

$$\sigma_{max} = \frac{27 \text{ kN}}{0.035 * 0.015} = 51 \text{ MPa (7460 psi)}$$

Soldadura CuZn.

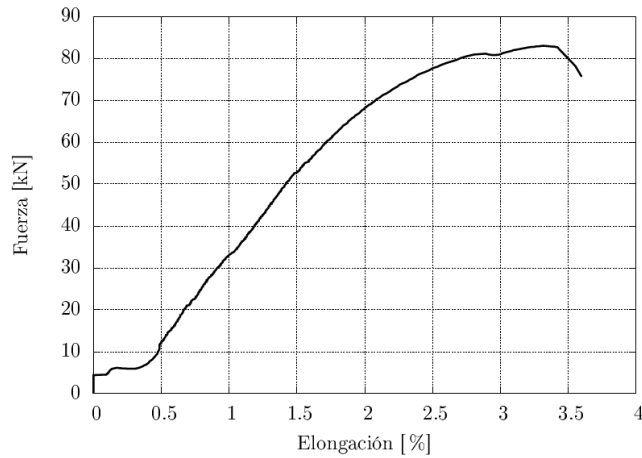


Gráfico N° 70. Diagrama tensión deformación para la probeta de CuZn.

Fuente: Autor.

$$\sigma_{max} = \frac{83 \text{ kN}}{0.035 * 0.015} = 158 \text{ MPa (22929 psi)}$$

Anexo 4. Características de varillas de soldadura



Aufhauser
Corporation
39 West Mall
Plainville, NY 11803
Telephone:
516-694-8696
800-645-9486
Fax:
516-694-8690

PhosCopper 5

◆ INTRODUCTION

Aufhauser PhosCopper 5 is used for the brazing of copper and copper alloys, brass, and bronze. It can also be used on silver, tungsten, and molybdenum. It is primarily used for the joining of copper-to-copper. PhosCopper 5 should not be used on ferrous metals or copper alloys containing more than 10% nickel because of phosphorus embrittlement due to reaction with iron or nickel. PhosCopper 5 has good flow and wetting properties on copper, brass, and bronze. Its melting characteristics are such that on the low end of its brazing temperature range it has "sluggish" flow characteristics which enables it to fill gaps better, making it ideal for loose-fitting joints. On the other hand, when brazing at the high end of its brazing temperature range, it is very fluid, making it ideal for tight-fitting joints requiring deep penetration.

◆ APPLICATIONS

- Brazing copper and copper alloys, as well as brass, bronze, silver, tungsten and molybdenum.

◆ CHEMICAL COMPOSITION

| Silver | Phosphorus | Copper | Total other |
|--------|------------|---------|-------------|
| 5.0 | 6.0 | Balance | .15 |

◆ PHYSICAL and MECHANICAL PROPERTIES

| | |
|--------------------------|---------------------------|
| Liquidus: | 1495 °F (813 °C) |
| Solidus: | 1190 °F (643 °C) |
| Brazing Range: | 1325-1500 °F (718-816 °C) |
| Specific Gravity: | 8.13 |
| Density: | 0.294 lb/cu.in. |
| Electrical Conductivity: | 9.6% IACS |
| Electrical Resistivity: | 18.1 Microhm-cm |
| Color: | Light Copper |



◆ SPECIFICATIONS MEET or EXCEED

- AWS A5.8 BCuP-3
- ASME BCuP-3
- QQ-B-650B BCuP-3
- ISO 3677: B Cu 89P Ag 645-780
- BS 1845 CP 4
- DIN 8513 LAg 5P
- NFA 81-362, 06 B2

◆ STANDARD SIZES AND DIAMETERS

- Diameters: 1/16", 3/32", 1/8", 3/16", 1/4"
- Sizes: 18", 20", 36" cut lengths
- Forms: Flat, Square, Round

◆ PROPERTIES OF BRAZED JOINTS

Generally, the joint strength using PhosCopper 5 will surpass the strengths of the base metals. Strength is a function of the base metals being joined, type of joint, design of joint, joint clearance and brazing procedures. The recommended maximum operating temperatures for PhosCopper 5 are 300 °F (continuous service) and 400 °F (short-time service). Corrosion-resistance is satisfactory except when the joint is in contact with sulfurous atmosphere (especially at elevated temperatures).

◆ ADDITIONAL INFORMATION

The phosphorus content of PhosCopper 5 acts as fluxing agent and no flux is necessary when brazing copper-to-copper joints. However, when used with a copper alloy or one of the other brazable metals, Aufhauser SilverFlux must be used to promote wetting, bonding, and flow throughout the joint. The flow point of PhosCopper 5 is 1325 °F (718 °C).



PhosCopper 0

Aufhauser
Corporation
39 West Mall
Plainville, NY 11803
Telephone:
516-694-8090
800-643-0486
Fax:
516-694-8090

◆ INTRODUCTION

Aufhauser PhosCopper 0 is primarily used for the joining of copper-to-copper on vibration free joints. It is very effective for joining tight fitting copper pipe and tubing. PhosCopper 0 should not be used on ferrous metals or copper alloys containing more than 10% nickel because of phosphorus embrittlement due to reactions with iron or nickel. PhosCopper 0 is extremely fluid at brazing temperatures and will penetrate joints with very little clearance. Best results are obtained with clearances of .001-.003". Melting of PhosCopper 0 is virtually complete at 1350 °F (732 °C). Best results are obtained when brazing slightly above this temperature.

◆ APPLICATIONS

- Brazing copper and copper alloys, as well as brass, bronze, silver, tungsten and molybdenum.

◆ CHEMICAL COMPOSITION

| <u>Phosphorus</u> | <u>Copper</u> | <u>Total other</u> |
|-------------------|---------------|--------------------|
| 7.25 | Balance | 0.15 |

◆ PHYSICAL and MECHANICAL PROPERTIES

| | |
|--------------------------|-----------------|
| Liquidus: | 1460 °F (793°C) |
| Solidus: | 1310 °F (710°C) |
| Brazing Range: | 1350-1550 °F |
| Specific Gravity: | 8.00 |
| Density: | 0.286 lb/cu.in. |
| Electrical Conductivity: | 7.5% IACS |
| Electrical Resistivity: | 23.2 Microhm-cm |
| Color: | Copper Yellow |



◆ SPECIFICATIONS MEET or EXCEED

- AWS A5.8 BCuP-2
- ASME BCuP-2
- QQ-B-650B BCuP-2
- ISO 3677: B Cu 93P 710-820
- BS 1845 CP3
- DIN 8513 LCup 7
- NFA 81-362, 07 B1

◆ STANDARD SIZES AND DIAMETERS

- Diameters: 1/16", 3/32", 1/8", 3/16", 1/4"
- Sizes: 18", 20", 36" cut lengths
- Forms: Flat, Square, Round

◆ PROPERTIES OF BRAZED JOINTS

Generally, the joint strength produced by PhosCopper 0 will surpass the strengths of the base metals. Strength is a function of the base metals being joined, type of joint, design of joint, joint clearances and brazing procedures. The recommended maximum operating temperatures for PhosCopper 0 are 300 °F (continuous service) and 400 °F (short time service). Corrosion resistance is satisfactory except when the joint is in contact with sulfurous atmosphere (especially at elevated temperatures).

◆ ADDITIONAL INFORMATION

The phosphorus content of PhosCopper 0 acts as fluxing agent and no flux is necessary when brazing copper joints. However, when used with a copper alloy or one of the other brazeable metals, Aufhauser White SilverFlux must be used to promote wetting, bonding, and flow throughout the joint. The flow point of PhosCopper 0 is 1350 °F (732 °C).



Aufhauser
Corporation
39 West Mall
Plainview, NY 11803
Telephone:
516-694-8696
800-645-9486
Fax:
516-694-8690

Low Fuming Bronze

◆ INTRODUCTION

Aufhauser Low Fuming Bronze, with its low melting point, is easily machinable and excellent for sheet metal work. This alloy possesses high tensile strength and good ductility. Weld deposits are non-porous, giving leak proof joints for water, oil or gas lines. Quick wetting action provides a sound foundation for a dependable weld. The weld deposit rapidly changes from a fluid to a plastic state; it freezes fast. Preheating is required for some applications and Aufhauser Brazing Flux is generally recommended. Joint clearances from 0.002 to 0.005 in. are suitable. Also available pre-coated with Aufhauser flux.

Major advantages

- Joints are made at lower temperature than in gas or arc welding
- Minimizes thermal stress and distortion
- Less susceptibility to cracking
- Soft and ductile weld deposits
- Easy machinability
- Low residual stress
- High strength fillets
- Simple, mobile equipment is simple for on-site repair

Metals to be braze welded

- Steels, cast irons, copper alloys, nickel alloys and stainless steel.

Uses

- production joining applications
- repairing broken or defective steel and cast iron parts
- repairing cast iron castings in the foundry
- machine shops, for correcting machining errors or modifying in-process parts
- maintenance departments and tool rooms for repairing tools and equipment
- mobile repair units (grain-harvesting crews, ship repairs)

◆ CHEMICAL COMPOSITION

| Copper | Aluminum | Iron | Lead | Manganese | Silicon | Tin | Zinc |
|-----------|----------|---------|------|-----------|---------|---------|-----------|
| 56.0-60.0 | .01 | .25-1.2 | .05 | .01-.50 | .04-.15 | .80-1.1 | Remainder |

Notes: a. Single Values are maximum, unless noted
b. Silver residual is included
c. Copper + Named elements = 99.5% min.

◆ PHYSICAL and MECHANICAL PROPERTIES

| | |
|------------------------|------------|
| Melting Point: | 1630°F |
| Solidification: | 1595°F |
| Tensile Strength, avg: | 65,000 psi |
| Elongation, in 2 in.: | 25% |
| Brinell Hardness: | 96 |



◆ SPECIFICATIONS MEET or EXCEED

- AWS A5.8 Class RBCuZn-C
- ASME SFA5.8 Class RBCuZn-C
- QQ-R-571C
- MIL-R-19631B Type RCuZn-C

◆ STANDARD SIZES AND DIAMETERS

| Diameters | Rod |
|--------------------|------------|
| 1/16", 3/32", 1/8" | 18" or 36" |
| 1/4", 3/8" | 36" |

Copper and its alloys require a relatively high heat input with shortened welding time. Higher preheat temperatures and faster welding rates than for steel are necessary.

C681: Low Fuming Bronze

www.brazing.com

DuPont™ Suva®
refrigerants

**Thermodynamic
Properties
of**

**DuPont™
Suva® 404A (HP62)**
Refrigerant

(R-404A)



The miracles of science™

Thermodynamic Properties of Suva® 404A (HP62) Refrigerant

SI Units

New tables of the thermodynamic properties of Suva® 404A (HP62) refrigerant [ASHRAE designation: R-404A (44/52/4)], a near azeotropic blend of HFC-125/HFC-143a/HFC-134a, have been developed and are presented here. These tables are based on extensive experimental measurements. Equations have been developed, based on the Peng-Robinson-Stryjek-Vera (PRSV) equation of state, which represent the data with accuracy and consistency throughout the entire range of temperature, pressure, and density presented in these tables.

Physical Properties

| | | |
|--------------------------------------|---|------------------------------|
| Chemical Formula | CHF ₂ CF ₃ /CH ₃ CF ₃ /CH ₂ FCF ₃ (44/52/4% by weight) | |
| Molecular Weight | 97.60 | |
| Boiling Point at One Atmosphere | -46.45°C | (-51.62°F) |
| Critical Temperature, T _c | 72.07°C | (161.73°F) |
| | 345.22 K | (621.40°R) |
| Critical Pressure, P _c | 3731.5 kPa (abs) | (541.2 psia) |
| Critical Density, D _c | 484.5 kg/m ³ | (30.23 lb/ft ³) |
| Critical Volume, V _c | 0.00206 m ³ /kg | (0.0331 ft ³ /lb) |

Units and Factors

| | |
|-----------------|---|
| t | = temperature in °C |
| T | = temperature in K = °C + 273.15 |
| p _f | = pressure of saturated liquid (bubble point) in kPa (abs) |
| p _g | = pressure of saturated vapor (dew point) in kPa (abs) |
| v _f | = volume of saturated liquid in m ³ /kg |
| v _g | = volume of saturated vapor in m ³ /kg |
| V | = volume of superheated vapor in m ³ /kg |
| d _f | = 1/v _f = density of saturated liquid in kg/m ³ |
| d _g | = 1/v _g = density of saturated vapor in kg/m ³ |
| h _f | = enthalpy of saturated liquid in kJ/kg |
| h _{fg} | = enthalpy of vaporization in kJ/kg |
| h _g | = enthalpy of saturated vapor in kJ/kg |
| H | = enthalpy of superheated vapor in kJ/kg |
| s _f | = entropy of saturated liquid in kJ/(kg) (K) |
| s _g | = entropy of saturated vapor in kJ/(kg) (K) |
| S | = entropy of superheated vapor in kJ/(kg) (K) |
| C _p | = heat capacity at constant pressure in kJ/(kg) (K) |
| C _v | = heat capacity at constant volume in kJ/(kg) (K) |

The gas constant, R = 8.314 J/(mole) (K)
for Suva® 404A (HP62), R = 0.0852 kJ/kg • K
One atmosphere = 101.325 kPa

Reference point for enthalpy and entropy:

$$h_f = 200 \text{ kJ/kg at } 0^\circ\text{C}$$

$$s_f = 1 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K at } 0^\circ\text{C}$$

Equations

The Peng-Robinson-Stryjek-Vera (PRSV) equation of state was used to calculate the tables of thermodynamic properties. It was chosen as the preferred equation of state because it provided an accurate fit of the thermodynamic data over the entire range of temperatures and pressures presented in these tables.

The constants for the PRSV equation of state were calculated in SI units. For conversion of thermodynamic properties to Engineering (I/P) units, conversion factors are provided for each property derived from the PRSV equation of state.

1. Equation of State (PRSV)

$$P = RT/(V - b) - a/(V^2 + 2bV - b^2)$$

where P is in kPa, T is in K, V is in m³/mole, and R = 0.008314 kJ/(mole) (K). The constants a and b are calculated as follows:

$$a = \sum_{i=1}^3 \sum_{j=1}^3 x_i x_j a_{ij} \quad b = \sum_{i=1}^3 x_i b_i$$

where

$$a_{ij} = (a_i a_j)^{0.5} (1 - k_{ij}) \quad b_i = 0.077796 RT_{c_i}/P_{c_i}$$

x_i = mole fraction of component i

x_j = mole fraction of component j

$$a_i = (0.457235 R^2 T_{c_i}^2/P_{c_i}) \alpha_i$$

$$a_j = (0.457235 R^2 T_{c_j}^2/P_{c_j}) \alpha_j$$

k_{ij} = binary interaction parameter for components i and j

$$\alpha_i = [1 + \kappa_i (1 - T_{r_i}^{0.5})]^2$$

$$\kappa_i = \kappa_{0i} + \kappa_{1i} [(1 + T_{r_i}^{0.5}) (0.7 - T_{r_i})]$$

(Note: κ_i = κ_{0i} for T_r > 0.7)

$$\kappa_{0i} = 0.378893 + 1.4897153\omega_i - 0.17131848\omega_i^2 + 0.0196554\omega_i^3$$

κ_{1i} = adjustable parameter for component i

T_{ri} = T_i/T_{c_i} for component i

Values for R , T_{ci} , P_{ci} , ω_i , κ_{1i} , x_i , and k_{ij} are needed to calculate constants a and b . $R = 0.008314$ kJ/(mole) (K). The remaining constants for Suva® 404A (HP62) are summarized below:

| Component | T_{ci} | P_{ci} | ω_i | κ_{1i} | x_i |
|------------------|----------|----------|------------|---------------|---------|
| HFC-125 (i = 1) | 339.19 | 3595.0 | 0.3023 | 0.0310 | 0.35782 |
| HFC-143a (i = 2) | 346.25 | 3758.1 | 0.2529 | 0.0450 | 0.60392 |
| HFC-134a (i = 3) | 374.20 | 4056.0 | 0.3266 | -0.0060 | 0.03826 |

The binary interaction parameters, k_{ij} , for Suva® 404A (HP62) are:

| | | |
|--------------------|--------------------|--------------------|
| $k_{11} = 0.0000$ | $k_{12} = -0.0111$ | $k_{13} = -0.0024$ |
| $k_{21} = -0.0111$ | $k_{22} = 0.0000$ | $k_{23} = 0.0013$ |
| $k_{31} = -0.0024$ | $k_{32} = 0.0013$ | $k_{33} = 0.0000$ |

Ideal Gas Heat Capacity Equation (at constant pressure):

$$C_p^{\circ}(\text{mixture}) = \sum_{i=1}^3 x_i C_{pi}^{\circ}$$

$$C_{pi}^{\circ} = 4.184 (A_i + B_i T + C_i T^2 + D_i T^3 + E_i T^4 + F_i T^5)$$

where C_p° and C_{pi}° are in J/(mole) (K) and T is in K. x_i is the mole fraction of component i in the mixture [use same values listed in PRSV constants for Suva® 404A (HP62)].

A_i , B_i , C_i , D_i , E_i , and F_i are constants:

| | |
|--------------------------------|--------------------------------|
| $A_1 = 1.170144 \text{ E}+01$ | $B_1 = 0.216411 \text{ E}-01$ |
| $A_2 = 1.372849 \text{ E}+00$ | $B_2 = 0.750717 \text{ E}-01$ |
| $A_3 = 4.636855 \text{ E}+00$ | $B_3 = 0.617904 \text{ E}-01$ |
| $C_1 = 8.685258 \text{ E}-05$ | $D_1 = -1.127756 \text{ E}-07$ |
| $C_2 = -6.206979 \text{ E}-05$ | $D_2 = 2.011233 \text{ E}-08$ |
| $C_3 = -3.099070 \text{ E}-05$ | $D_3 = 0.000000 \text{ E}+00$ |
| $E_1 = 0.000000 \text{ E}+00$ | $F_1 = 0.000000 \text{ E}+00$ |
| $E_2 = 0.000000 \text{ E}+00$ | $F_2 = 0.000000 \text{ E}+00$ |
| $E_3 = 0.000000 \text{ E}+00$ | $F_3 = 0.000000 \text{ E}+00$ |

Properties calculated in SI units from the equations and constants listed above can be converted to I/P units using the conversion factors shown below. Please note that in converting enthalpy and entropy from SI to I/P units, a change in reference states must be included (from $H = 200$ and $S = 1$ at 0°C for SI units to $H = 0$ and $S = 0$ at -40°F for I/P units). In the conversion equations below, $H(\text{ref})$ and $S(\text{ref})$ are the saturated liquid enthalpy and entropy at -40°C . For Suva® 404A (HP62): $H(\text{ref}) = 145.6$ kJ/kg and $S(\text{ref}) = 0.7862$ kJ/kg \cdot K.

Conversion Factors (SI units to I/P units):

| | |
|--|---|
| P (psia) | $= P$ (kPa) $\cdot 0.14504$ |
| T ($^{\circ}\text{F}$) | $= (T$ [$^{\circ}\text{C}$] $\cdot 1.8) + 32$ |
| D (lb/ft ³) | $= D$ (kg/m ³) $\cdot 0.062428$ |
| V (ft ³ /lb) | $= V$ (m ³ /kg) $\cdot 16.018$ |
| H (Btu/lb) | $= [H$ (kJ/kg) $- H(\text{ref})] \cdot 0.43021$ |
| S (Btu/lb \cdot $^{\circ}\text{R}$) | $= [S$ (kJ/kg \cdot K) $- S(\text{ref})] \cdot 0.23901$ |
| C_p (Btu/lb \cdot $^{\circ}\text{F}$) | $= C_p$ (kJ/kg \cdot K) $\cdot 0.23901$ |
| C_v (Btu/lb \cdot $^{\circ}\text{F}$) | $= C_v$ (kJ/kg \cdot K) $\cdot 0.23901$ |

2. Vapor Pressure

$$\log_n P = A + B/T + C \log_n T + D T^2$$

For SI units

T is in K and P is in kPa (abs)

A , B , C and D are constants.

Constants for vapor pressure of saturated liquid (bubble point), p_f :

| | |
|-----------------------------|-----------------------------|
| $A = 5.56487 \text{ E}+01$ | $C = -6.58061 \text{ E}+00$ |
| $B = -3.62385 \text{ E}+03$ | $D = 1.27711 \text{ E}-05$ |

Constants for vapor pressure of saturated vapor (dew point), p_g :

| | |
|-----------------------------|-----------------------------|
| $A = 6.89227 \text{ E}+01$ | $C = -8.71773 \text{ E}+00$ |
| $B = -4.06171 \text{ E}+03$ | $D = 1.68264 \text{ E}-05$ |

For I/P units

T is in $^{\circ}\text{R}$ and P is in psia

A , B , C and D are constants.

Constants for vapor pressure of saturated liquid (bubble point), p_f :

| | |
|-----------------------------|-----------------------------|
| $A = 5.75859 \text{ E}+01$ | $C = -6.58061 \text{ E}+00$ |
| $B = -6.52292 \text{ E}+03$ | $D = 3.94176 \text{ E}-06$ |

Constants for vapor pressure of saturated vapor (dew point), p_g :

| | |
|-----------------------------|-----------------------------|
| $A = 7.21161 \text{ E}+01$ | $C = -8.71773 \text{ E}+00$ |
| $B = -7.31107 \text{ E}+03$ | $D = 5.19336 \text{ E}-06$ |

3. Density of the Saturated Liquid

$$d_f/D_c = a_0 + a_1 z + a_2 z^2 + a_3 z^3 + a_4 z^4$$

$$\text{where } z = (1 - T/T_c)^{1/3} - t_0$$

Because both density and temperature appear in the reduced form in the equation, the same constants can be used for either SI or I/P units.

d_f and D_c are in kg/m^3 in SI units and lb/ft^3 in I/P units; T and T_c are in K in SI units and $^\circ\text{R}$ in I/P units; $a_0, a_1, a_2, a_3, a_4,$ and t_0 are constants:

$$a_0 = 1.0002 \quad \text{E+00} \quad a_3 = -1.3781 \quad \text{E+01}$$

$$a_1 = 1.9300 \quad \text{E-01} \quad a_4 = 7.6142 \quad \text{E+00}$$

$$a_2 = 9.0829 \quad \text{E+00} \quad t_0 = 0.0000$$

Table 1
Suva® 404A (HP62) Saturation Properties—Temperature Table

| TEMP. °C | PRESSURE kPa | | VOLUME m ³ /kg | | DENSITY kg/m ³ | | ENTHALPY kJ/kg | | | ENTROPY kJ/(kg)(K) | | TEMP. °C |
|-------------|--------------------------|-------------------------|------------------------------|-------------------------|------------------------------|---------------------------|--------------------------|---------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|-------------|
| | LIQUID P _f | VAPOR P _g | LIQUID V _f | VAPOR V _g | LIQUID 1/V _f | VAPOR 1/V _g | LIQUID h _f | LATENT h _{fg} | VAPOR h _g | LIQUID S _f | VAPOR S _g | |
| -100 | 3.0 | 2.7 | 0.0007 | 5.3706 | 1436.6 | 0.186 | 75.6 | 229.6 | 305.2 | 0.4409 | 1.7728 | -100 |
| -99 | 3.3 | 3.0 | 0.0007 | 4.9310 | 1435.2 | 0.203 | 76.7 | 229.2 | 305.8 | 0.4472 | 1.7685 | -99 |
| -98 | 3.6 | 3.3 | 0.0007 | 4.5310 | 1433.7 | 0.221 | 77.8 | 228.7 | 306.5 | 0.4534 | 1.7644 | -98 |
| -97 | 3.9 | 3.6 | 0.0007 | 4.1701 | 1432.1 | 0.240 | 78.9 | 228.2 | 307.1 | 0.4596 | 1.7604 | -97 |
| -96 | 4.3 | 3.9 | 0.0007 | 3.8432 | 1430.4 | 0.260 | 80.0 | 227.7 | 307.7 | 0.4658 | 1.7565 | -96 |
| -95 | 4.6 | 4.3 | 0.0007 | 3.5448 | 1428.8 | 0.282 | 81.1 | 227.3 | 308.3 | 0.4719 | 1.7527 | -95 |
| -94 | 5.1 | 4.6 | 0.0007 | 3.2733 | 1427.0 | 0.306 | 82.1 | 226.8 | 308.9 | 0.4781 | 1.7489 | -94 |
| -93 | 5.5 | 5.1 | 0.0007 | 3.0257 | 1425.2 | 0.331 | 83.2 | 226.3 | 309.6 | 0.4842 | 1.7452 | -93 |
| -92 | 5.9 | 5.5 | 0.0007 | 2.7996 | 1423.3 | 0.357 | 84.4 | 225.8 | 310.2 | 0.4903 | 1.7417 | -92 |
| -91 | 6.4 | 6.0 | 0.0007 | 2.5934 | 1421.4 | 0.386 | 85.5 | 225.4 | 310.8 | 0.4963 | 1.7382 | -91 |
| -90 | 7.0 | 6.5 | 0.0007 | 2.4044 | 1419.5 | 0.416 | 86.6 | 224.9 | 311.4 | 0.5024 | 1.7347 | -90 |
| -89 | 7.5 | 7.0 | 0.0007 | 2.2321 | 1417.5 | 0.448 | 87.7 | 224.4 | 312.1 | 0.5084 | 1.7314 | -89 |
| -88 | 8.1 | 7.6 | 0.0007 | 2.0738 | 1415.4 | 0.482 | 88.8 | 223.9 | 312.7 | 0.5145 | 1.7281 | -88 |
| -87 | 8.8 | 8.2 | 0.0007 | 1.9286 | 1413.3 | 0.519 | 89.9 | 223.4 | 313.3 | 0.5205 | 1.7250 | -87 |
| -86 | 9.5 | 8.8 | 0.0007 | 1.7953 | 1411.2 | 0.557 | 91.0 | 222.9 | 314.0 | 0.5264 | 1.7219 | -86 |
| -85 | 10.2 | 9.5 | 0.0007 | 1.6728 | 1409.0 | 0.598 | 92.1 | 222.5 | 314.6 | 0.5324 | 1.7188 | -85 |
| -84 | 11.0 | 10.3 | 0.0007 | 1.5598 | 1406.8 | 0.641 | 93.3 | 222.0 | 315.2 | 0.5383 | 1.7159 | -84 |
| -83 | 11.8 | 11.1 | 0.0007 | 1.4560 | 1404.5 | 0.687 | 94.4 | 221.5 | 315.9 | 0.5443 | 1.7130 | -83 |
| -82 | 12.7 | 11.9 | 0.0007 | 1.3602 | 1402.2 | 0.735 | 95.5 | 221.0 | 316.5 | 0.5502 | 1.7101 | -82 |
| -81 | 13.6 | 12.8 | 0.0007 | 1.2718 | 1399.8 | 0.786 | 96.6 | 220.5 | 317.1 | 0.5561 | 1.7074 | -81 |
| -80 | 14.6 | 13.7 | 0.0007 | 1.1902 | 1397.4 | 0.840 | 97.8 | 220.0 | 317.8 | 0.5620 | 1.7047 | -80 |
| -79 | 15.7 | 14.7 | 0.0007 | 1.1147 | 1395.0 | 0.897 | 98.9 | 219.5 | 318.4 | 0.5678 | 1.7021 | -79 |
| -78 | 16.8 | 15.8 | 0.0007 | 1.0448 | 1392.6 | 0.957 | 100.0 | 219.0 | 319.1 | 0.5737 | 1.6995 | -78 |
| -77 | 17.9 | 16.9 | 0.0007 | 0.9801 | 1390.1 | 1.020 | 101.2 | 218.5 | 319.7 | 0.5795 | 1.6970 | -77 |
| -76 | 19.2 | 18.1 | 0.0007 | 0.9201 | 1387.6 | 1.087 | 102.3 | 218.0 | 320.4 | 0.5853 | 1.6945 | -76 |
| -75 | 20.5 | 19.3 | 0.0007 | 0.8645 | 1385.0 | 1.157 | 103.5 | 217.5 | 321.0 | 0.5911 | 1.6922 | -75 |
| -74 | 21.9 | 20.7 | 0.0007 | 0.8128 | 1382.4 | 1.230 | 104.6 | 217.0 | 321.6 | 0.5969 | 1.6898 | -74 |
| -73 | 23.3 | 22.1 | 0.0007 | 0.7648 | 1379.8 | 1.308 | 105.8 | 216.5 | 322.3 | 0.6027 | 1.6876 | -73 |
| -72 | 24.8 | 23.5 | 0.0007 | 0.7201 | 1377.2 | 1.389 | 106.9 | 216.0 | 322.9 | 0.6084 | 1.6854 | -72 |
| -71 | 26.5 | 25.1 | 0.0007 | 0.6785 | 1374.5 | 1.474 | 108.1 | 215.5 | 323.6 | 0.6142 | 1.6832 | -71 |
| -70 | 28.2 | 26.7 | 0.0007 | 0.6398 | 1371.9 | 1.563 | 109.3 | 215.0 | 324.2 | 0.6199 | 1.6811 | -70 |
| -69 | 29.9 | 28.4 | 0.0007 | 0.6036 | 1369.1 | 1.657 | 110.4 | 214.5 | 324.9 | 0.6256 | 1.6790 | -69 |
| -68 | 31.8 | 30.2 | 0.0007 | 0.5700 | 1366.4 | 1.755 | 111.6 | 214.0 | 325.5 | 0.6313 | 1.6770 | -68 |
| -67 | 33.8 | 32.1 | 0.0007 | 0.5385 | 1363.6 | 1.857 | 112.8 | 213.4 | 326.2 | 0.6370 | 1.6751 | -67 |
| -66 | 35.8 | 34.1 | 0.0007 | 0.5091 | 1360.9 | 1.964 | 113.9 | 212.9 | 326.8 | 0.6427 | 1.6732 | -66 |
| -65 | 38.0 | 36.2 | 0.0007 | 0.4816 | 1358.1 | 2.076 | 115.1 | 212.4 | 327.5 | 0.6483 | 1.6713 | -65 |
| -64 | 40.3 | 38.4 | 0.0007 | 0.4559 | 1355.2 | 2.193 | 116.3 | 211.9 | 328.2 | 0.6540 | 1.6695 | -64 |
| -63 | 42.7 | 40.7 | 0.0007 | 0.4319 | 1352.4 | 2.316 | 117.5 | 211.3 | 328.8 | 0.6596 | 1.6678 | -63 |
| -62 | 45.2 | 43.1 | 0.0007 | 0.4093 | 1349.6 | 2.443 | 118.7 | 210.8 | 329.5 | 0.6652 | 1.6661 | -62 |
| -61 | 47.8 | 45.7 | 0.0007 | 0.3881 | 1346.7 | 2.577 | 119.8 | 210.3 | 330.1 | 0.6708 | 1.6644 | -61 |
| -60 | 50.5 | 48.3 | 0.0007 | 0.3683 | 1343.8 | 2.715 | 121.0 | 209.7 | 330.8 | 0.6764 | 1.6628 | -60 |
| -59 | 53.3 | 51.1 | 0.0007 | 0.3497 | 1340.9 | 2.860 | 122.2 | 209.2 | 331.4 | 0.6820 | 1.6612 | -59 |
| -58 | 56.3 | 54.0 | 0.0007 | 0.3321 | 1337.9 | 3.011 | 123.4 | 208.6 | 332.1 | 0.6876 | 1.6596 | -58 |
| -57 | 59.4 | 57.0 | 0.0007 | 0.3157 | 1335.0 | 3.168 | 124.6 | 208.1 | 332.7 | 0.6931 | 1.6581 | -57 |
| -56 | 62.7 | 60.2 | 0.0008 | 0.3002 | 1332.1 | 3.331 | 125.8 | 207.5 | 333.4 | 0.6987 | 1.6567 | -56 |
| -55 | 66.1 | 63.4 | 0.0008 | 0.2856 | 1329.1 | 3.501 | 127.1 | 207.0 | 334.0 | 0.7042 | 1.6552 | -55 |
| -54 | 69.6 | 66.9 | 0.0008 | 0.2719 | 1326.1 | 3.678 | 128.3 | 206.4 | 334.7 | 0.7098 | 1.6539 | -54 |
| -53 | 73.3 | 70.5 | 0.0008 | 0.2590 | 1323.1 | 3.861 | 129.5 | 205.9 | 335.3 | 0.7153 | 1.6525 | -53 |
| -52 | 77.1 | 74.2 | 0.0008 | 0.2468 | 1320.1 | 4.052 | 130.7 | 205.3 | 336.0 | 0.7208 | 1.6512 | -52 |
| -51 | 81.1 | 78.1 | 0.0008 | 0.2353 | 1317.1 | 4.250 | 131.9 | 204.7 | 336.7 | 0.7263 | 1.6499 | -51 |
| -50 | 85.2 | 82.1 | 0.0008 | 0.2244 | 1314.1 | 4.456 | 133.1 | 204.2 | 337.3 | 0.7318 | 1.6487 | -50 |
| -49 | 89.5 | 86.4 | 0.0008 | 0.2142 | 1311.0 | 4.670 | 134.4 | 203.6 | 338.0 | 0.7373 | 1.6475 | -49 |
| -48 | 94.0 | 90.7 | 0.0008 | 0.2045 | 1308.0 | 4.891 | 135.6 | 203.0 | 338.6 | 0.7427 | 1.6463 | -48 |
| -47 | 98.7 | 95.3 | 0.0008 | 0.1953 | 1304.9 | 5.121 | 136.8 | 202.4 | 339.3 | 0.7482 | 1.6451 | -47 |
| -46 | 103.5 | 100.0 | 0.0008 | 0.1866 | 1301.8 | 5.359 | 138.1 | 201.8 | 339.9 | 0.7537 | 1.6440 | -46 |
| -45 | 108.6 | 104.9 | 0.0008 | 0.1784 | 1298.8 | 5.605 | 139.3 | 201.2 | 340.6 | 0.7591 | 1.6430 | -45 |
| -44 | 113.8 | 110.1 | 0.0008 | 0.1706 | 1295.7 | 5.861 | 140.6 | 200.6 | 341.2 | 0.7645 | 1.6419 | -44 |
| -43 | 119.2 | 115.4 | 0.0008 | 0.1633 | 1292.6 | 6.125 | 141.8 | 200.0 | 341.9 | 0.7700 | 1.6409 | -43 |
| -42 | 124.8 | 120.9 | 0.0008 | 0.1563 | 1289.5 | 6.399 | 143.1 | 199.4 | 342.5 | 0.7754 | 1.6399 | -42 |
| -41 | 130.6 | 126.6 | 0.0008 | 0.1496 | 1286.4 | 6.682 | 144.3 | 198.8 | 343.2 | 0.7808 | 1.6389 | -41 |

Table 1 (continued)
Suva® 404A (HP62) Saturation Properties—Temperature Table

| TEMP. °C | PRESSURE kPa | | VOLUME m ³ /kg | | DENSITY kg/m ³ | | ENTHALPY kJ/kg | | | ENTROPY kJ/(kg)(K) | | TEMP. °C |
|-------------|--------------------------|-------------------------|------------------------------|-------------------------|------------------------------|---------------------------|--------------------------|---------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|-------------|
| | LIQUID P _l | VAPOR P _g | LIQUID V _l | VAPOR V _g | LIQUID 1/V _l | VAPOR 1/V _g | LIQUID h _l | LATENT h _{lg} | VAPOR h _g | LIQUID S _l | VAPOR S _g | |
| -40 | 136.7 | 132.5 | 0.0008 | 0.1434 | 1283.2 | 6.975 | 145.6 | 198.2 | 343.8 | 0.7862 | 1.6380 | -40 |
| -39 | 142.9 | 138.6 | 0.0008 | 0.1374 | 1280.1 | 7.278 | 146.9 | 197.6 | 344.5 | 0.7916 | 1.6371 | -39 |
| -38 | 149.4 | 144.9 | 0.0008 | 0.1317 | 1277.0 | 7.592 | 148.1 | 197.0 | 345.1 | 0.7970 | 1.6362 | -38 |
| -37 | 156.1 | 151.5 | 0.0008 | 0.1263 | 1273.8 | 7.916 | 149.4 | 196.3 | 345.8 | 0.8024 | 1.6353 | -37 |
| -36 | 163.0 | 158.3 | 0.0008 | 0.1212 | 1270.7 | 8.250 | 150.7 | 195.7 | 346.4 | 0.8077 | 1.6345 | -36 |
| -35 | 170.1 | 165.3 | 0.0008 | 0.1163 | 1267.5 | 8.595 | 152.4 | 194.6 | 347.0 | 0.8150 | 1.6337 | -35 |
| -34 | 177.5 | 172.6 | 0.0008 | 0.1117 | 1264.4 | 8.951 | 153.7 | 194.0 | 347.7 | 0.8203 | 1.6330 | -34 |
| -33 | 185.2 | 180.1 | 0.0008 | 0.1073 | 1261.2 | 9.319 | 155.0 | 193.4 | 348.3 | 0.8256 | 1.6322 | -33 |
| -32 | 193.0 | 187.8 | 0.0008 | 0.1031 | 1258.0 | 9.698 | 156.3 | 192.7 | 349.0 | 0.8309 | 1.6315 | -32 |
| -31 | 201.2 | 195.8 | 0.0008 | 0.0991 | 1254.9 | 10.090 | 157.5 | 192.1 | 349.6 | 0.8362 | 1.6308 | -31 |
| -30 | 209.5 | 204.1 | 0.0008 | 0.0953 | 1251.7 | 10.492 | 159.9 | 190.3 | 350.3 | 0.8460 | 1.6301 | -30 |
| -29 | 218.2 | 212.5 | 0.0008 | 0.0917 | 1248.5 | 10.906 | 161.2 | 189.7 | 350.9 | 0.8512 | 1.6295 | -29 |
| -28 | 227.0 | 221.3 | 0.0008 | 0.0882 | 1245.3 | 11.332 | 162.5 | 189.1 | 351.5 | 0.8563 | 1.6289 | -28 |
| -27 | 236.2 | 230.3 | 0.0008 | 0.0849 | 1242.2 | 11.772 | 163.7 | 188.4 | 352.2 | 0.8615 | 1.6283 | -27 |
| -26 | 245.7 | 239.7 | 0.0008 | 0.0818 | 1239.0 | 12.225 | 165.0 | 187.8 | 352.8 | 0.8667 | 1.6277 | -26 |
| -25 | 255.4 | 249.3 | 0.0008 | 0.0788 | 1235.8 | 12.692 | 166.3 | 187.1 | 353.4 | 0.8718 | 1.6271 | -25 |
| -24 | 265.4 | 259.2 | 0.0008 | 0.0759 | 1232.5 | 13.174 | 167.6 | 186.5 | 354.0 | 0.8769 | 1.6265 | -24 |
| -23 | 275.8 | 269.4 | 0.0008 | 0.0732 | 1229.3 | 13.669 | 168.9 | 185.8 | 354.7 | 0.8821 | 1.6260 | -23 |
| -22 | 286.4 | 279.9 | 0.0008 | 0.0705 | 1226.1 | 14.180 | 170.2 | 185.1 | 355.3 | 0.8872 | 1.6255 | -22 |
| -21 | 297.4 | 290.7 | 0.0008 | 0.0680 | 1222.8 | 14.705 | 171.5 | 184.4 | 355.9 | 0.8924 | 1.6250 | -21 |
| -20 | 308.7 | 301.8 | 0.0008 | 0.0656 | 1219.6 | 15.246 | 172.8 | 183.8 | 356.5 | 0.8975 | 1.6245 | -20 |
| -19 | 320.3 | 313.3 | 0.0008 | 0.0633 | 1216.3 | 15.803 | 174.1 | 183.1 | 357.1 | 0.9026 | 1.6240 | -19 |
| -18 | 332.2 | 325.1 | 0.0008 | 0.0611 | 1213.1 | 16.376 | 175.4 | 182.4 | 357.8 | 0.9078 | 1.6235 | -18 |
| -17 | 344.5 | 337.2 | 0.0008 | 0.0589 | 1209.8 | 16.966 | 176.7 | 181.7 | 358.4 | 0.9129 | 1.6231 | -17 |
| -16 | 357.1 | 349.7 | 0.0008 | 0.0569 | 1206.5 | 17.572 | 178.0 | 180.9 | 359.0 | 0.9180 | 1.6226 | -16 |
| -15 | 370.1 | 362.5 | 0.0008 | 0.0550 | 1203.2 | 18.196 | 179.4 | 180.2 | 359.6 | 0.9231 | 1.6222 | -15 |
| -14 | 383.4 | 375.7 | 0.0008 | 0.0531 | 1199.8 | 18.838 | 180.7 | 179.5 | 360.2 | 0.9282 | 1.6218 | -14 |
| -13 | 397.1 | 389.2 | 0.0008 | 0.0513 | 1196.5 | 19.498 | 182.1 | 178.7 | 360.8 | 0.9334 | 1.6214 | -13 |
| -12 | 411.1 | 403.1 | 0.0008 | 0.0496 | 1193.2 | 20.177 | 183.4 | 178.0 | 361.4 | 0.9385 | 1.6210 | -12 |
| -11 | 425.6 | 417.4 | 0.0008 | 0.0479 | 1189.8 | 20.875 | 184.7 | 177.2 | 362.0 | 0.9436 | 1.6206 | -11 |
| -10 | 440.4 | 432.1 | 0.0008 | 0.0463 | 1186.4 | 21.593 | 186.1 | 176.5 | 362.6 | 0.9487 | 1.6202 | -10 |
| -9 | 455.6 | 447.2 | 0.0008 | 0.0448 | 1183.0 | 22.331 | 187.5 | 175.7 | 363.2 | 0.9538 | 1.6198 | -9 |
| -8 | 471.2 | 462.6 | 0.0008 | 0.0433 | 1179.6 | 23.089 | 188.8 | 174.9 | 363.8 | 0.9589 | 1.6195 | -8 |
| -7 | 487.2 | 478.5 | 0.0009 | 0.0419 | 1176.1 | 23.868 | 190.2 | 174.1 | 364.3 | 0.9641 | 1.6191 | -7 |
| -6 | 503.6 | 494.7 | 0.0009 | 0.0405 | 1172.7 | 24.669 | 191.6 | 173.3 | 364.9 | 0.9692 | 1.6188 | -6 |
| -5 | 520.5 | 511.4 | 0.0009 | 0.0392 | 1169.2 | 25.492 | 193.0 | 172.5 | 365.5 | 0.9743 | 1.6184 | -5 |
| -4 | 537.7 | 528.5 | 0.0009 | 0.0380 | 1165.7 | 26.338 | 194.4 | 171.7 | 366.1 | 0.9794 | 1.6181 | -4 |
| -3 | 555.4 | 546.1 | 0.0009 | 0.0368 | 1162.2 | 27.207 | 195.8 | 170.9 | 366.6 | 0.9846 | 1.6178 | -3 |
| -2 | 573.5 | 564.1 | 0.0009 | 0.0356 | 1158.6 | 28.100 | 197.2 | 170.0 | 367.2 | 0.9897 | 1.6175 | -2 |
| -1 | 592.1 | 582.5 | 0.0009 | 0.0345 | 1155.1 | 29.018 | 198.6 | 169.2 | 367.7 | 0.9948 | 1.6171 | -1 |
| 0 | 611.1 | 601.3 | 0.0009 | 0.0334 | 1151.5 | 29.960 | 200.0 | 168.3 | 368.3 | 1.0000 | 1.6168 | 0 |
| 1 | 630.6 | 620.7 | 0.0009 | 0.0323 | 1147.8 | 30.928 | 201.4 | 167.4 | 368.9 | 1.0051 | 1.6165 | 1 |
| 2 | 650.6 | 640.5 | 0.0009 | 0.0313 | 1144.2 | 31.923 | 202.9 | 166.5 | 369.4 | 1.0102 | 1.6162 | 2 |
| 3 | 671.0 | 660.7 | 0.0009 | 0.0304 | 1140.5 | 32.944 | 204.3 | 165.7 | 369.9 | 1.0154 | 1.6159 | 3 |
| 4 | 691.9 | 681.5 | 0.0009 | 0.0294 | 1136.8 | 33.994 | 205.7 | 164.7 | 370.5 | 1.0205 | 1.6156 | 4 |
| 5 | 713.3 | 702.7 | 0.0009 | 0.0285 | 1133.0 | 35.072 | 207.2 | 163.8 | 371.0 | 1.0257 | 1.6153 | 5 |
| 6 | 735.1 | 724.5 | 0.0009 | 0.0276 | 1129.2 | 36.179 | 208.6 | 162.9 | 371.5 | 1.0308 | 1.6150 | 6 |
| 7 | 757.5 | 746.7 | 0.0009 | 0.0268 | 1125.4 | 37.316 | 210.1 | 162.0 | 372.1 | 1.0360 | 1.6147 | 7 |
| 8 | 780.4 | 769.5 | 0.0009 | 0.0260 | 1121.6 | 38.485 | 211.6 | 161.0 | 372.6 | 1.0412 | 1.6144 | 8 |
| 9 | 803.8 | 792.7 | 0.0009 | 0.0252 | 1117.7 | 39.685 | 213.1 | 160.0 | 373.1 | 1.0464 | 1.6141 | 9 |
| 10 | 827.8 | 816.5 | 0.0009 | 0.0244 | 1113.7 | 40.917 | 214.5 | 159.1 | 373.6 | 1.0515 | 1.6138 | 10 |
| 11 | 852.2 | 840.8 | 0.0009 | 0.0237 | 1109.8 | 42.184 | 216.0 | 158.1 | 374.1 | 1.0567 | 1.6135 | 11 |
| 12 | 877.2 | 865.7 | 0.0009 | 0.0230 | 1105.7 | 43.485 | 217.5 | 157.0 | 374.6 | 1.0619 | 1.6132 | 12 |
| 13 | 902.8 | 891.1 | 0.0009 | 0.0223 | 1101.7 | 44.821 | 219.1 | 156.0 | 375.1 | 1.0671 | 1.6129 | 13 |
| 14 | 928.9 | 917.1 | 0.0009 | 0.0216 | 1097.5 | 46.194 | 220.6 | 155.0 | 375.6 | 1.0723 | 1.6126 | 14 |
| 15 | 955.6 | 943.6 | 0.0009 | 0.0210 | 1093.4 | 47.605 | 222.1 | 153.9 | 376.0 | 1.0776 | 1.6123 | 15 |
| 16 | 982.8 | 970.7 | 0.0009 | 0.0204 | 1089.1 | 49.055 | 223.6 | 152.9 | 376.5 | 1.0828 | 1.6120 | 16 |
| 17 | 1010.6 | 998.4 | 0.0009 | 0.0198 | 1084.9 | 50.545 | 225.2 | 151.8 | 377.0 | 1.0880 | 1.6116 | 17 |
| 18 | 1039.0 | 1026.7 | 0.0009 | 0.0192 | 1080.5 | 52.076 | 226.7 | 150.7 | 377.4 | 1.0933 | 1.6113 | 18 |
| 19 | 1068.1 | 1055.6 | 0.0009 | 0.0186 | 1076.1 | 53.650 | 228.3 | 149.6 | 377.9 | 1.0985 | 1.6110 | 19 |

Table 1 (continued)
Suva® 404A (HP62) Saturation Properties—Temperature Table

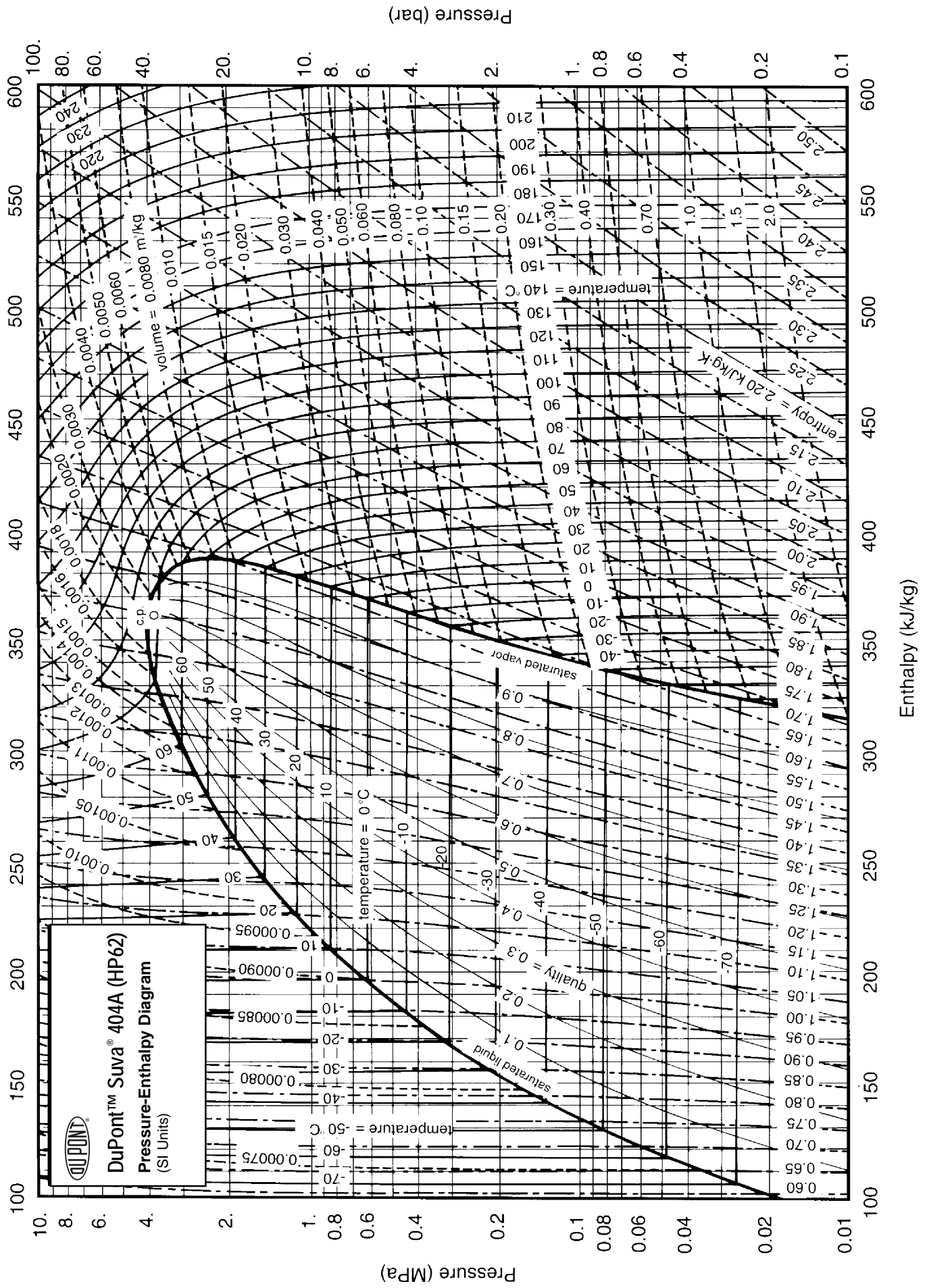
| TEMP. °C | PRESSURE kPa | | VOLUME m ³ /kg | | DENSITY kg/m ³ | | ENTHALPY kJ/kg | | | ENTROPY kJ/(kg)(K) | | TEMP. °C |
|-------------|--------------------------|-------------------------|------------------------------|-------------------------|------------------------------|---------------------------|--------------------------|---------------------------|-------------------------|--------------------------|-------------------------|-------------|
| | LIQUID P _f | VAPOR P _g | LIQUID v _f | VAPOR v _g | LIQUID 1/v _f | VAPOR 1/v _g | LIQUID h _f | LATENT h _{fg} | VAPOR h _g | LIQUID s _f | VAPOR s _g | |
| 20 | 1097.7 | 1085.1 | 0.0009 | 0.0181 | 1071.7 | 55.267 | 229.9 | 148.4 | 378.3 | 1.1038 | 1.6106 | 20 |
| 21 | 1127.9 | 1115.2 | 0.0009 | 0.0176 | 1067.2 | 56.930 | 231.5 | 147.3 | 378.7 | 1.1091 | 1.6103 | 21 |
| 22 | 1158.7 | 1145.9 | 0.0009 | 0.0171 | 1062.6 | 58.640 | 233.0 | 146.1 | 379.2 | 1.1144 | 1.6099 | 22 |
| 23 | 1190.2 | 1177.2 | 0.0009 | 0.0166 | 1057.9 | 60.398 | 234.6 | 144.9 | 379.6 | 1.1197 | 1.6095 | 23 |
| 24 | 1222.3 | 1209.2 | 0.0009 | 0.0161 | 1053.2 | 62.206 | 236.3 | 143.7 | 380.0 | 1.1250 | 1.6091 | 24 |
| 25 | 1255.0 | 1241.8 | 0.0010 | 0.0156 | 1048.4 | 64.066 | 237.9 | 142.5 | 380.4 | 1.1304 | 1.6087 | 25 |
| 26 | 1288.4 | 1275.1 | 0.0010 | 0.0152 | 1043.5 | 65.980 | 239.5 | 141.3 | 380.8 | 1.1357 | 1.6083 | 26 |
| 27 | 1322.5 | 1309.1 | 0.0010 | 0.0147 | 1038.5 | 67.949 | 241.2 | 140.0 | 381.1 | 1.1411 | 1.6079 | 27 |
| 28 | 1357.2 | 1343.7 | 0.0010 | 0.0143 | 1033.5 | 69.975 | 242.8 | 138.7 | 381.5 | 1.1465 | 1.6075 | 28 |
| 29 | 1392.6 | 1379.0 | 0.0010 | 0.0139 | 1028.3 | 72.062 | 244.5 | 137.4 | 381.9 | 1.1519 | 1.6070 | 29 |
| 30 | 1428.7 | 1415.0 | 0.0010 | 0.0135 | 1023.1 | 74.210 | 246.2 | 136.1 | 382.2 | 1.1574 | 1.6065 | 30 |
| 31 | 1465.4 | 1451.7 | 0.0010 | 0.0131 | 1017.8 | 76.422 | 247.9 | 134.7 | 382.6 | 1.1628 | 1.6060 | 31 |
| 32 | 1502.9 | 1489.1 | 0.0010 | 0.0127 | 1012.3 | 78.702 | 249.6 | 133.3 | 382.9 | 1.1683 | 1.6055 | 32 |
| 33 | 1541.1 | 1527.2 | 0.0010 | 0.0123 | 1006.8 | 81.050 | 251.3 | 131.9 | 383.2 | 1.1738 | 1.6050 | 33 |
| 34 | 1580.0 | 1566.0 | 0.0010 | 0.0120 | 1001.1 | 83.472 | 253.0 | 130.5 | 383.5 | 1.1793 | 1.6044 | 34 |
| 35 | 1619.7 | 1605.6 | 0.0010 | 0.0116 | 995.4 | 85.968 | 254.8 | 129.0 | 383.8 | 1.1848 | 1.6038 | 35 |
| 36 | 1660.1 | 1645.9 | 0.0010 | 0.0113 | 989.5 | 88.543 | 256.5 | 127.5 | 384.1 | 1.1904 | 1.6032 | 36 |
| 37 | 1701.2 | 1687.0 | 0.0010 | 0.0110 | 983.5 | 91.201 | 258.3 | 126.0 | 384.3 | 1.1960 | 1.6026 | 37 |
| 38 | 1743.1 | 1728.8 | 0.0010 | 0.0106 | 977.4 | 93.944 | 260.1 | 124.5 | 384.6 | 1.2016 | 1.6019 | 38 |
| 39 | 1785.8 | 1771.4 | 0.0010 | 0.0103 | 971.1 | 96.777 | 261.9 | 122.9 | 384.8 | 1.2073 | 1.6012 | 39 |
| 40 | 1829.2 | 1814.8 | 0.0010 | 0.0100 | 964.7 | 99.704 | 263.8 | 121.3 | 385.0 | 1.2130 | 1.6005 | 40 |
| 41 | 1873.4 | 1859.0 | 0.0010 | 0.0097 | 958.2 | 102.730 | 265.6 | 119.6 | 385.2 | 1.2187 | 1.5998 | 41 |
| 42 | 1918.4 | 1904.0 | 0.0011 | 0.0094 | 951.5 | 105.860 | 267.5 | 117.9 | 385.4 | 1.2245 | 1.5990 | 42 |
| 43 | 1964.2 | 1949.8 | 0.0011 | 0.0092 | 944.6 | 109.098 | 269.4 | 116.2 | 385.6 | 1.2303 | 1.5981 | 43 |
| 44 | 2010.8 | 1996.4 | 0.0011 | 0.0089 | 937.6 | 112.452 | 271.3 | 114.4 | 385.7 | 1.2362 | 1.5973 | 44 |
| 45 | 2058.3 | 2043.9 | 0.0011 | 0.0086 | 930.4 | 115.926 | 273.2 | 112.6 | 385.8 | 1.2421 | 1.5964 | 45 |
| 46 | 2106.6 | 2092.2 | 0.0011 | 0.0084 | 923.0 | 119.529 | 275.1 | 110.8 | 385.9 | 1.2480 | 1.5954 | 46 |
| 47 | 2155.7 | 2141.3 | 0.0011 | 0.0081 | 915.5 | 123.267 | 277.1 | 108.9 | 386.0 | 1.2540 | 1.5944 | 47 |
| 48 | 2205.6 | 2191.3 | 0.0011 | 0.0079 | 907.7 | 127.150 | 279.1 | 107.0 | 386.1 | 1.2600 | 1.5933 | 48 |
| 49 | 2256.5 | 2242.2 | 0.0011 | 0.0076 | 899.7 | 131.185 | 281.1 | 105.0 | 386.1 | 1.2662 | 1.5922 | 49 |
| 50 | 2308.2 | 2294.0 | 0.0011 | 0.0074 | 891.5 | 135.384 | 283.2 | 102.9 | 386.1 | 1.2723 | 1.5910 | 50 |
| 51 | 2360.7 | 2346.6 | 0.0011 | 0.0072 | 883.0 | 139.757 | 285.3 | 100.8 | 386.1 | 1.2786 | 1.5897 | 51 |
| 52 | 2414.2 | 2400.2 | 0.0011 | 0.0069 | 874.3 | 144.317 | 287.4 | 98.6 | 386.0 | 1.2849 | 1.5884 | 52 |
| 53 | 2468.6 | 2454.6 | 0.0012 | 0.0067 | 865.3 | 149.078 | 289.6 | 96.4 | 385.9 | 1.2913 | 1.5870 | 53 |
| 54 | 2523.8 | 2510.0 | 0.0012 | 0.0065 | 856.0 | 154.056 | 291.7 | 94.1 | 385.8 | 1.2977 | 1.5855 | 54 |
| 55 | 2580.0 | 2566.4 | 0.0012 | 0.0063 | 846.4 | 159.270 | 294.0 | 91.7 | 385.7 | 1.3043 | 1.5839 | 55 |
| 56 | 2637.1 | 2623.7 | 0.0012 | 0.0061 | 836.5 | 164.738 | 296.2 | 89.2 | 385.5 | 1.3110 | 1.5822 | 56 |
| 57 | 2695.2 | 2681.9 | 0.0012 | 0.0059 | 826.2 | 170.486 | 298.5 | 86.7 | 385.2 | 1.3178 | 1.5804 | 57 |
| 58 | 2754.2 | 2741.1 | 0.0012 | 0.0057 | 815.6 | 176.541 | 300.9 | 84.0 | 384.9 | 1.3247 | 1.5785 | 58 |
| 59 | 2814.2 | 2801.4 | 0.0012 | 0.0055 | 804.5 | 182.935 | 303.3 | 81.2 | 384.6 | 1.3317 | 1.5764 | 59 |
| 60 | 2875.1 | 2862.6 | 0.0013 | 0.0053 | 792.9 | 189.706 | 305.8 | 78.3 | 384.2 | 1.3389 | 1.5742 | 60 |
| 61 | 2937.0 | 2924.8 | 0.0013 | 0.0051 | 780.9 | 196.901 | 308.4 | 75.3 | 383.7 | 1.3463 | 1.5718 | 61 |
| 62 | 2999.9 | 2988.0 | 0.0013 | 0.0049 | 768.3 | 204.575 | 311.0 | 72.1 | 383.1 | 1.3539 | 1.5692 | 62 |
| 63 | 3063.8 | 3052.3 | 0.0013 | 0.0047 | 755.0 | 212.799 | 313.7 | 68.8 | 382.5 | 1.3617 | 1.5664 | 63 |
| 64 | 3128.7 | 3117.6 | 0.0013 | 0.0045 | 741.0 | 221.659 | 316.5 | 65.2 | 381.8 | 1.3697 | 1.5633 | 64 |
| 65 | 3194.6 | 3184.0 | 0.0014 | 0.0043 | 726.2 | 231.271 | 319.5 | 61.5 | 380.9 | 1.3781 | 1.5599 | 65 |

Table 2 (continued)
Suva® 404A (HP62) Superheated Vapor—Constant Pressure Tables

V = Volume in m³/kg H = Enthalpy in kJ/kg S = Entropy in kJ/(kg) (K) (Saturation Properties in parentheses)

| ABSOLUTE PRESSURE, kPa | | | | | | | | | | | | | TEMP. °C |
|------------------------|-----------|----------|----------|-----------|----------|----------|-----------|----------|----------|-----------|----------|--------|-------------|
| TEMP. °C | 2600.0 | | | 2800.0 | | | 3000.0 | | | 3200.0 | | | |
| | (55.59°C) | | | (58.98°C) | | | (62.19°C) | | | (65.24°C) | | | |
| | V | H | S | V | H | S | V | H | S | V | H | S | |
| (0.0062) | (385.6) | (1.5829) | (0.0055) | (384.6) | (1.5765) | (0.0049) | (383.0) | (1.5687) | (0.0043) | (380.7) | (1.5591) | | |
| 60 | 0.0066 | 392.6 | 1.6041 | 0.0056 | 386.5 | 1.5823 | — | — | — | — | — | — | 60 |
| 65 | 0.0071 | 399.8 | 1.6256 | 0.0061 | 395.0 | 1.6074 | 0.0052 | 389.0 | 1.5863 | — | — | — | 65 |
| 70 | 0.0075 | 406.5 | 1.6454 | 0.0066 | 402.4 | 1.6294 | 0.0057 | 397.7 | 1.6120 | 0.0049 | 391.9 | 1.5919 | 70 |
| 75 | 0.0079 | 413.0 | 1.6642 | 0.0070 | 409.4 | 1.6496 | 0.0062 | 405.4 | 1.6342 | 0.0054 | 400.8 | 1.6177 | 75 |
| 80 | 0.0082 | 419.3 | 1.6822 | 0.0073 | 416.1 | 1.6685 | 0.0065 | 412.5 | 1.6546 | 0.0058 | 408.6 | 1.6400 | 80 |
| 85 | 0.0086 | 425.5 | 1.6995 | 0.0077 | 422.5 | 1.6867 | 0.0069 | 419.3 | 1.6737 | 0.0062 | 415.9 | 1.6605 | 85 |
| 90 | 0.0089 | 431.6 | 1.7164 | 0.0080 | 428.8 | 1.7042 | 0.0072 | 425.9 | 1.6920 | 0.0065 | 422.8 | 1.6797 | 90 |
| 95 | 0.0092 | 437.6 | 1.7329 | 0.0083 | 435.0 | 1.7211 | 0.0075 | 432.3 | 1.7095 | 0.0068 | 429.5 | 1.6979 | 95 |
| 100 | 0.0095 | 443.6 | 1.7489 | 0.0086 | 441.1 | 1.7377 | 0.0078 | 438.6 | 1.7265 | 0.0071 | 436.0 | 1.7155 | 100 |
| 105 | 0.0097 | 449.5 | 1.7647 | 0.0088 | 447.2 | 1.7538 | 0.0081 | 444.8 | 1.7431 | 0.0074 | 442.4 | 1.7326 | 105 |
| 110 | 0.0100 | 455.4 | 1.7802 | 0.0091 | 453.2 | 1.7696 | 0.0083 | 451.0 | 1.7593 | 0.0076 | 448.7 | 1.7491 | 110 |
| 115 | 0.0103 | 461.3 | 1.7955 | 0.0094 | 459.2 | 1.7852 | 0.0086 | 457.1 | 1.7751 | 0.0079 | 454.9 | 1.7653 | 115 |
| 120 | 0.0105 | 467.1 | 1.8105 | 0.0096 | 465.2 | 1.8004 | 0.0088 | 463.2 | 1.7907 | 0.0081 | 461.1 | 1.7812 | 120 |
| 125 | 0.0108 | 473.0 | 1.8254 | 0.0099 | 471.1 | 1.8155 | 0.0090 | 469.2 | 1.8060 | 0.0083 | 467.3 | 1.7967 | 125 |
| 130 | 0.0110 | 478.9 | 1.8400 | 0.0101 | 477.1 | 1.8303 | 0.0093 | 475.3 | 1.8210 | 0.0086 | 473.4 | 1.8120 | 130 |
| 135 | 0.0113 | 484.8 | 1.8545 | 0.0103 | 483.0 | 1.8450 | 0.0095 | 481.3 | 1.8358 | 0.0088 | 479.5 | 1.8270 | 135 |
| 140 | 0.0115 | 490.6 | 1.8688 | 0.0106 | 489.0 | 1.8595 | 0.0097 | 487.3 | 1.8505 | 0.0090 | 485.6 | 1.8418 | 140 |
| 145 | 0.0118 | 496.5 | 1.8830 | 0.0108 | 494.9 | 1.8738 | 0.0099 | 493.3 | 1.8650 | 0.0092 | 491.7 | 1.8565 | 145 |
| 150 | 0.0120 | 502.4 | 1.8970 | 0.0110 | 500.9 | 1.8879 | 0.0102 | 499.3 | 1.8792 | 0.0094 | 497.7 | 1.8709 | 150 |
| 155 | 0.0122 | 508.3 | 1.9109 | 0.0112 | 506.8 | 1.9019 | 0.0104 | 505.3 | 1.8934 | 0.0096 | 503.8 | 1.8852 | 155 |
| 160 | 0.0125 | 514.2 | 1.9246 | 0.0115 | 512.8 | 1.9158 | 0.0106 | 511.4 | 1.9074 | 0.0098 | 509.9 | 1.8993 | 160 |
| 165 | 0.0127 | 520.2 | 1.9383 | 0.0117 | 518.8 | 1.9295 | 0.0108 | 517.4 | 1.9212 | 0.0100 | 516.0 | 1.9132 | 165 |
| 170 | 0.0129 | 526.1 | 1.9518 | 0.0119 | 524.8 | 1.9431 | 0.0110 | 523.4 | 1.9349 | 0.0102 | 522.1 | 1.9271 | 170 |
| 175 | 0.0131 | 532.1 | 1.9652 | 0.0121 | 530.8 | 1.9566 | 0.0112 | 529.5 | 1.9485 | 0.0104 | 528.2 | 1.9407 | 175 |
| 180 | 0.0134 | 538.1 | 1.9784 | 0.0123 | 536.8 | 1.9700 | 0.0114 | 535.5 | 1.9619 | 0.0106 | 534.3 | 1.9543 | 180 |
| 185 | 0.0136 | 544.1 | 1.9916 | 0.0125 | 542.9 | 1.9832 | 0.0116 | 541.6 | 1.9753 | 0.0108 | 540.4 | 1.9677 | 185 |
| 190 | 0.0138 | 550.1 | 2.0047 | 0.0127 | 548.9 | 1.9964 | 0.0118 | 547.7 | 1.9885 | 0.0110 | 546.5 | 1.9810 | 190 |
| 195 | 0.0140 | 556.2 | 2.0177 | 0.0129 | 555.0 | 2.0094 | 0.0120 | 553.8 | 2.0016 | 0.0111 | 552.7 | 1.9942 | 195 |
| 200 | 0.0142 | 562.2 | 2.0305 | 0.0131 | 561.1 | 2.0224 | 0.0122 | 559.9 | 2.0146 | 0.0113 | 558.8 | 2.0073 | 200 |
| 205 | 0.0144 | 568.3 | 2.0433 | 0.0133 | 567.2 | 2.0352 | 0.0123 | 566.1 | 2.0276 | 0.0115 | 565.0 | 2.0203 | 205 |
| 210 | 0.0146 | 574.4 | 2.0560 | 0.0135 | 573.3 | 2.0480 | 0.0125 | 572.2 | 2.0404 | 0.0117 | 571.2 | 2.0331 | 210 |
| 215 | — | — | — | — | — | — | 0.0127 | 578.4 | 2.0531 | 0.0119 | 577.4 | 2.0459 | 215 |
| 220 | — | — | — | — | — | — | — | — | — | 0.0120 | 583.6 | 2.0586 | 220 |

| TEMP. °C | 3400.0 | | | 3600.0 | | | | | | | | | TEMP. °C |
|-------------|-----------|----------|----------|-----------|----------|--------|--|--|--|--|--|--|-------------|
| | (68.14°C) | | | (70.92°C) | | | | | | | | | |
| | V | H | S | V | H | S | | | | | | | |
| (0.0037) | (377.1) | (1.5463) | (0.0031) | (371.0) | (1.5263) | | | | | | | | |
| 70 | 0.0041 | 383.7 | 1.5656 | — | — | — | | | | | | | 70 |
| 75 | 0.0047 | 395.3 | 1.5990 | 0.0040 | 388.1 | 1.5760 | | | | | | | 75 |
| 80 | 0.0052 | 404.2 | 1.6244 | 0.0046 | 399.1 | 1.6072 | | | | | | | 80 |
| 85 | 0.0056 | 412.1 | 1.6467 | 0.0050 | 408.0 | 1.6321 | | | | | | | 85 |
| 90 | 0.0059 | 419.5 | 1.6671 | 0.0053 | 415.9 | 1.6542 | | | | | | | 90 |
| 95 | 0.0062 | 426.5 | 1.6863 | 0.0056 | 423.3 | 1.6744 | | | | | | | 95 |
| 100 | 0.0065 | 433.3 | 1.7045 | 0.0059 | 430.4 | 1.6935 | | | | | | | 100 |
| 105 | 0.0068 | 439.9 | 1.7221 | 0.0062 | 437.2 | 1.7117 | | | | | | | 105 |
| 110 | 0.0070 | 446.3 | 1.7391 | 0.0065 | 443.9 | 1.7292 | | | | | | | 110 |
| 115 | 0.0072 | 452.7 | 1.7557 | 0.0067 | 450.4 | 1.7462 | | | | | | | 115 |
| 120 | 0.0075 | 459.0 | 1.7719 | 0.0069 | 456.9 | 1.7627 | | | | | | | 120 |
| 125 | 0.0077 | 465.3 | 1.7877 | 0.0072 | 463.3 | 1.7789 | | | | | | | 125 |
| 130 | 0.0079 | 471.5 | 1.8032 | 0.0074 | 469.6 | 1.7946 | | | | | | | 130 |
| 135 | 0.0081 | 477.7 | 1.8185 | 0.0076 | 475.9 | 1.8101 | | | | | | | 135 |
| 140 | 0.0084 | 483.9 | 1.8335 | 0.0078 | 482.1 | 1.8253 | | | | | | | 140 |
| 145 | 0.0086 | 490.0 | 1.8483 | 0.0080 | 488.3 | 1.8403 | | | | | | | 145 |
| 150 | 0.0088 | 496.2 | 1.8629 | 0.0082 | 494.6 | 1.8551 | | | | | | | 150 |
| 155 | 0.0090 | 502.3 | 1.8773 | 0.0084 | 500.8 | 1.8696 | | | | | | | 155 |
| 160 | 0.0091 | 508.4 | 1.8915 | 0.0085 | 506.9 | 1.8840 | | | | | | | 160 |
| 165 | 0.0093 | 514.6 | 1.9056 | 0.0087 | 513.1 | 1.8982 | | | | | | | 165 |
| 170 | 0.0095 | 520.7 | 1.9195 | 0.0089 | 519.3 | 1.9122 | | | | | | | 170 |
| 175 | 0.0097 | 526.8 | 1.9333 | 0.0091 | 525.5 | 1.9261 | | | | | | | 175 |
| 180 | 0.0099 | 533.0 | 1.9469 | 0.0093 | 531.7 | 1.9399 | | | | | | | 180 |
| 185 | 0.0101 | 539.1 | 1.9604 | 0.0094 | 537.9 | 1.9535 | | | | | | | 185 |
| 190 | 0.0102 | 545.3 | 1.9738 | 0.0096 | 544.1 | 1.9669 | | | | | | | 190 |
| 195 | 0.0104 | 551.5 | 1.9871 | 0.0098 | 550.3 | 1.9803 | | | | | | | 195 |
| 200 | 0.0106 | 557.7 | 2.0003 | 0.0099 | 556.5 | 1.9935 | | | | | | | 200 |
| 205 | 0.0108 | 563.9 | 2.0133 | 0.0101 | 562.8 | 2.0066 | | | | | | | 205 |
| 210 | 0.0109 | 570.1 | 2.0262 | 0.0103 | 569.0 | 2.0196 | | | | | | | 210 |
| 215 | 0.0111 | 576.3 | 2.0391 | 0.0104 | 575.3 | 2.0325 | | | | | | | 215 |
| 220 | 0.0113 | 582.6 | 2.0518 | 0.0106 | 581.6 | 2.0453 | | | | | | | 220 |
| 225 | — | — | — | 0.0107 | 587.8 | 2.0580 | | | | | | | 225 |
| 230 | — | — | — | — | — | — | | | | | | | 230 |



For Further Information:

DuPont Fluorochemicals
Wilmington, DE 19880-0711
(800) 235-SUVA
www.suva.dupont.com

Europe

DuPont de Nemours
International S.A.
2 Chemin du Pavillon
P.O. Box 50
CH-1218 Le Grand-Saconnex
Geneva, Switzerland
41-22-717-5111

Canada

DuPont Canada, Inc.
P.O. Box 2200, Streetsville
Mississauga, Ontario
Canada
L5M 2H3
(905) 821-3300

Mexico

DuPont, S.A. de C.V.
Homero 206
Col. Chapultepec Morales
C.P. 11570 Mexico, D.F.
52-5-722-1100

South America

DuPont do Brasil S.A.
Alameda Itapecuru, 506
Alphaville 06454-080 Barueri
São Paulo, Brazil
55-11-7266-8263

DuPont Argentina S.A.
Casilla Correo 1888
Correo Central
1000 Buenos Aires, Argentina
54-1-311-8167

Pacific

DuPont Australia
P.O. Box 930
North Sydney, NSW 2060
Australia
61-2-99236111

Japan

Mitsui DuPont Fluorochemicals
Co., Ltd.
Chiyoda Honsha Bldg.
5-18, 1-Chome Sarugakucho
Chiyoda-Ku, Tokyo 101-0064 Japan
81-3-5281-5805

Asia

DuPont Taiwan
P.O. Box 81-777
Taipei, Taiwan
886-2-514-4400

DuPont China Limited
P.O. Box TST 98851
1122 New World Office Bldg.
(East Wing)
Tsim Sha Tsui
Kowloon, Hong Kong
Phone: 852-734-5398
Fax: 852-236-83516

DuPont Thailand Ltd.
9-11 Floor, Yada Bldg.
56 Silom Road
Suriyawongse, Bankrak
Bangkok 10500
Phone: 66-2-238-0026
Fax: 66-2-238-4396

DuPont China Ltd.
Rm. 1704, Union Bldg.
100 Yenan Rd. East
Shanghai, PR China 200 002
Phone: 86-21-328-3738
Telex: 33448 DCLSH CN
Fax: 86-21-320-2304

DuPont Far East Inc.
6th Floor Bangunan Samudra
No. 1 JLN. Kontraktor U1/14, SEK U1
Hicom-Glenmarie Industrial Park
40150 Shah Alam, Selangor Malaysia
Phone 60-3-517-2534

DuPont Korea Inc.
4/5th Floor, Asia Tower
#726, Yeoksam-dong, Kangnam-ku
Seoul, 135-082, Korea
82-2-721-5114

DuPont Singapore Pte. Ltd.
1 Maritime Square #07 01
World Trade Centre
Singapore 0409
65-273-2244

DuPont Far East, Philippines
8th Floor, Solid Bank Bldg.
777 Paseo de Roxas
Makati, Metro Manila
Philippines
Phone: 63-2-818-9911
Fax: 63-2-818-9659

DuPont Far East Inc.
7A Murray's Gate Road
Alwarpet
Madras, 600 018, India
91-44-454-029

DuPont Far East Inc.—Pakistan
9 Khayaban-E-Shaheen
Defence Phase 5
Karachi, Pakistan
92-21-533-350

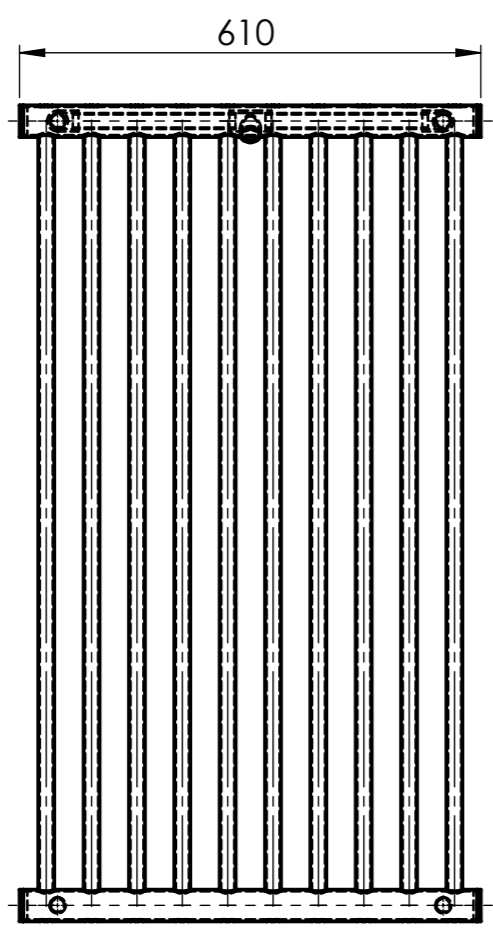
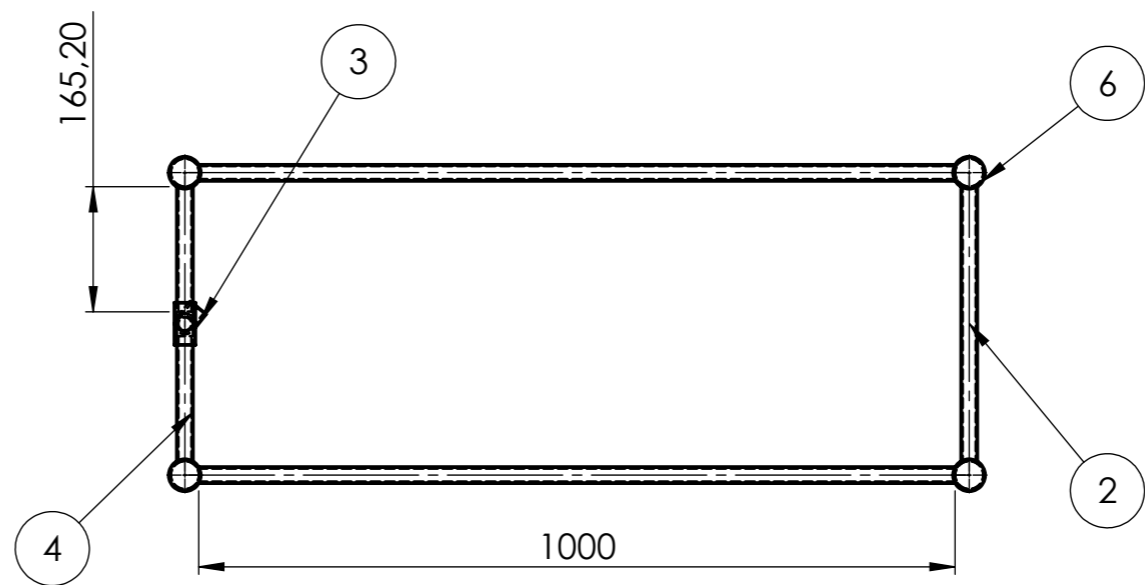
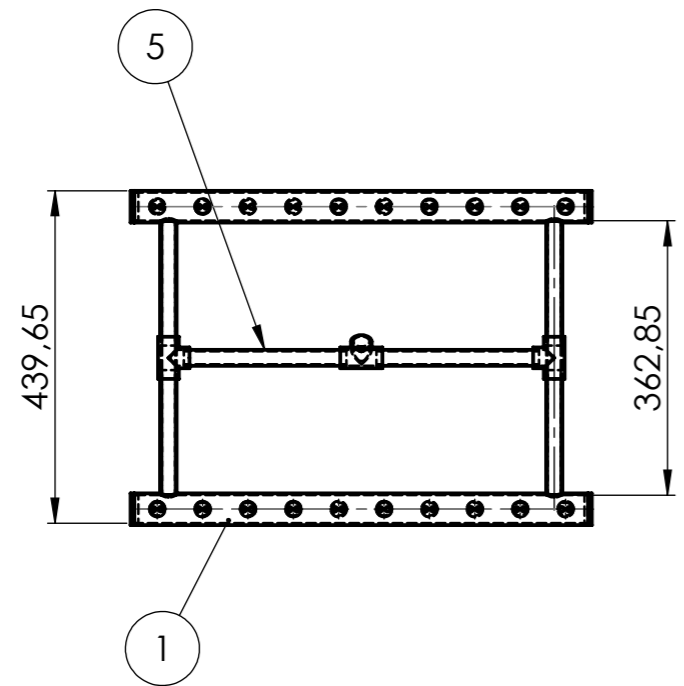
DuPont Far East Inc.
P.O. Box 2553/Jkt
Jakarta 10001, Indonesia
62-21-517-800

The information contained herein is based on technical data and tests which we believe to be reliable and is intended for use by persons having technical skill, at their own discretion and risk. Because conditions of use are outside of DuPont control, we can assume no liability for results obtained or damages incurred through the application of the data presented.

Copyright © 2005 DuPont or its affiliates. All rights reserved. The DuPont Oval Logo, DuPont™, The miracles of science™ and Suva® are registered trademarks or trademarks of DuPont or its affiliates.

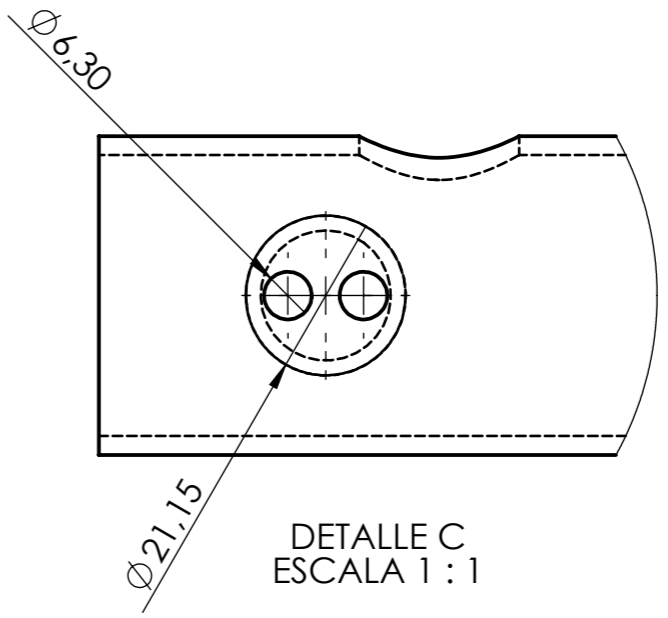
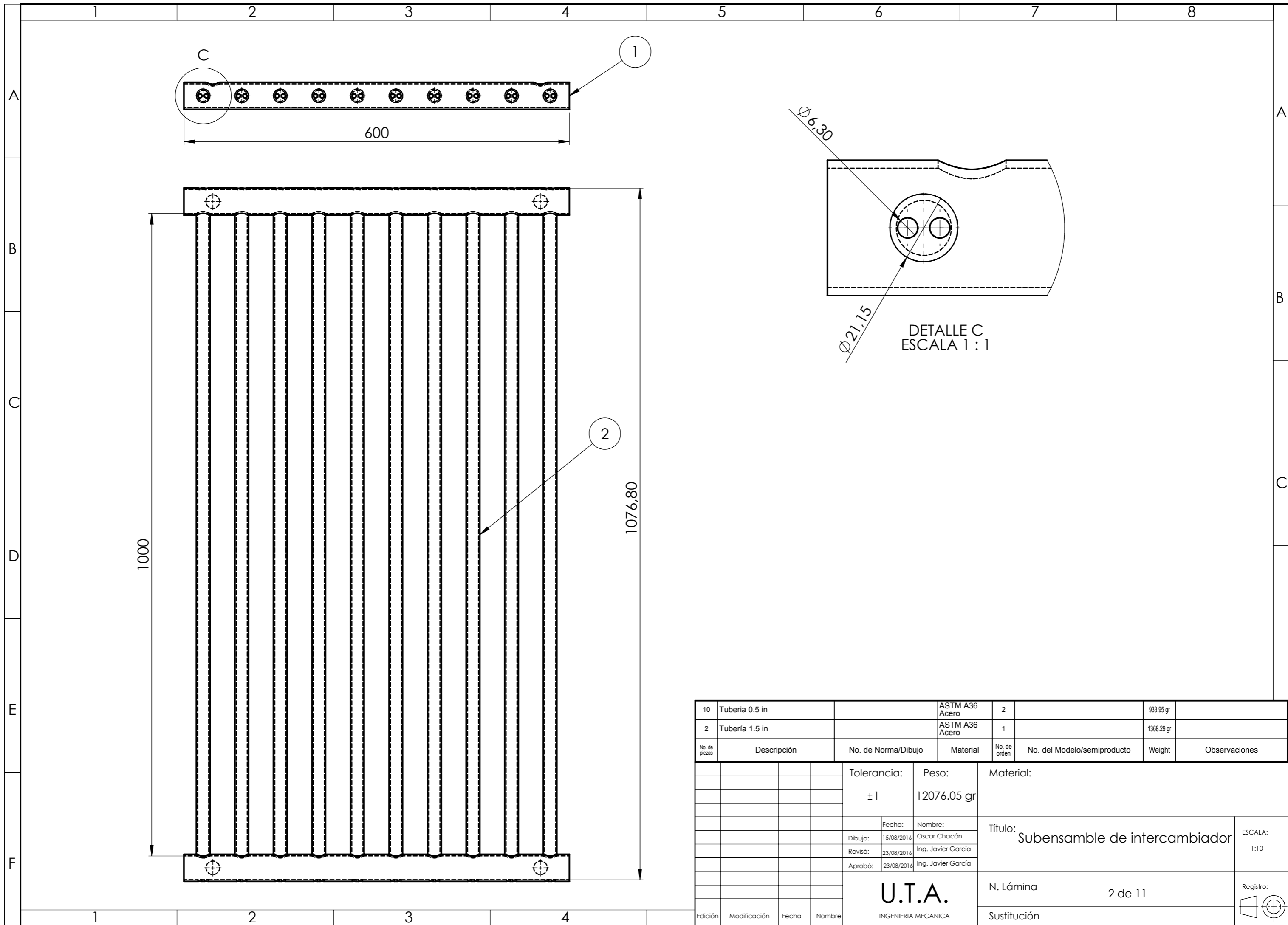
NO PART OF THIS MATERIAL MAY BE REPRODUCED, STORED IN A RETRIEVAL SYSTEM OR TRANSMITTED IN ANY FORM OR BY ANY MEANS ELECTRONIC, MECHANICAL, PHOTOCOPYING, RECORDING OR OTHERWISE WITHOUT THE PRIOR WRITTEN PERMISSION OF DUPONT.





| No. de piezas | Descripción | No. de Norma/Dibujo | Material | No. de orden | No. del Modelo/semiproducto | Peso | Observaciones |
|---------------|--------------------|---------------------|----------------------------|--------------|-----------------------------|-------------|---------------|
| 8 | Tapa tubería | | ASTM A36 Acero | 6 | | 97.31 gr | |
| 2 | Tubería 0.5x215 | | ASTM A36 Acero | 5 | | 200.80 gr | |
| 4 | Tubería 0.5x165.20 | | ASTM A36 Acero | 4 | | 154.29 | |
| 3 | T galvanizada | | Acero galvanizado | 3 | | 129.96 gr | |
| 2 | tubería 0.5x40 | | ASTM A36 Acero | 2 | | 340.01 gr | |
| 2 | intercambiador 1 | | Material <sin especificar> | 1 | | 12076.05 gr | |

| | | | | | | | |
|-------------------------------|--|--------------------|--|---------------------------------|--|-----------|--|
| Tolerancia: | | Peso: | | Material: | | | |
| ±1 | | g | | | | | |
| Fecha: | | Nombre: | | Título: Intercambiador de calor | | | |
| Dibujo: 15/08/2016 | | Oscar Chacón | | | | | |
| Revisó: 23/08/2016 | | Ing. Javier García | | | | | |
| Aprobó: 23/08/2016 | | Ing. Javier García | | ESCALA: 1:10 | | | |
| U.T.A. INGENIERIA MECANICA | | | | N. Lámina 1 de 11 | | Registro: | |
| | | | | Sustitución | | | |



| No. de piezas | Descripción | No. de Norma/Dibujo | Material | No. de orden | No. del Modelo/semiproducto | Weight | Observaciones |
|---------------|----------------|---------------------|----------------|--------------|-----------------------------|------------|---------------|
| 10 | Tubería 0.5 in | | ASTM A36 Acero | 2 | | 933.95 gr | |
| 2 | Tubería 1.5 in | | ASTM A36 Acero | 1 | | 1368.29 gr | |

| | | | | | |
|--------------------------------------|--------------------|---------------------------------------|--------|-------------|-----------|
| Tolerancia: | Peso: | Material: | | | |
| ± 1 | 12076.05 gr | | | | |
| Fecha: | Nombre: | Título: Subensamble de intercambiador | | | |
| Dibujó: 15/08/2016 | Oscar Chacón | | | | |
| Revisó: 23/08/2016 | Ing. Javier García | | | | |
| Aprobó: 23/08/2016 | Ing. Javier García | ESCALA: 1:10 | | | |
| U.T.A. INGENIERIA MECANICA | | N. Lámina | | | |
| | | 2 de 11 | | | |
| Edición | Modificación | Fecha | Nombre | Sustitución | Registro: |

1

2

3

4

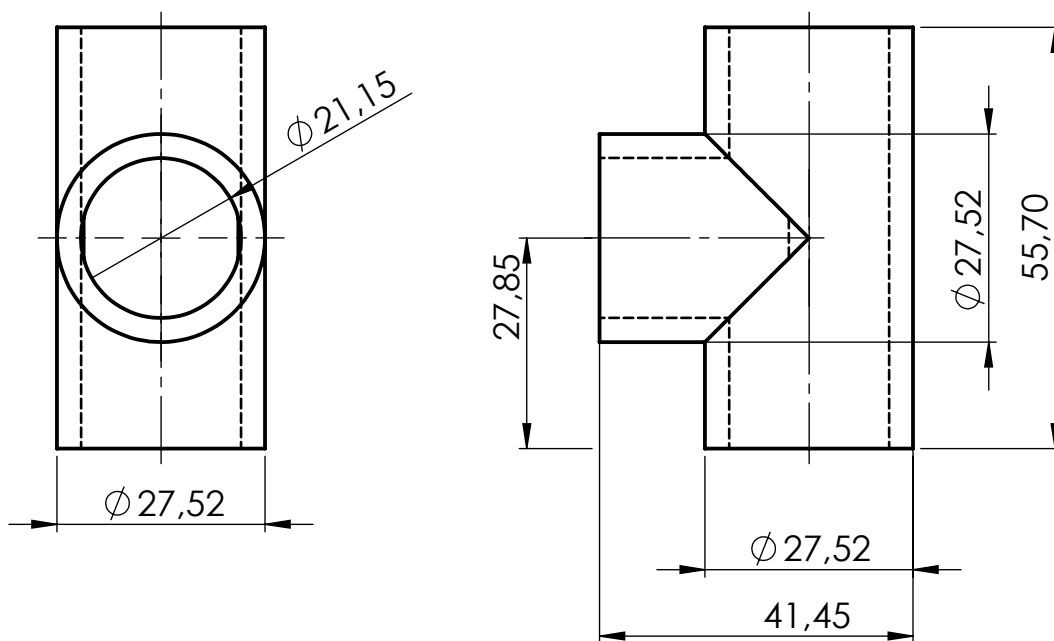
A

B

C

D

E



| | | | | | | | |
|---------|--------------|-------|--------|-------------------------------|--------------------|------------------------------------|----------------|
| | | | | Tolerancia: ± 1 | Peso: 129.96 gr | Material: Acero galvanizado | |
| | | | | Fecha | Nombre | Título: Accesorio T galvanizado | Escala: 1:1 |
| | | | | Dibujo: 15/08/2016 | Oscar Chacón | | |
| | | | | Revisó: 23/08/2016 | Ing. Javier García | | |
| | | | | Aprobó: 23/08/2016 | Ing. Javier García | | |
| | | | | U.T.A. INGENIERIA MECANICA | | N. Lámina: 3 de 11 | Registro: |
| Edición | Modificación | Fecha | Nombre | | | Sustitución: | |

1

2

3

4

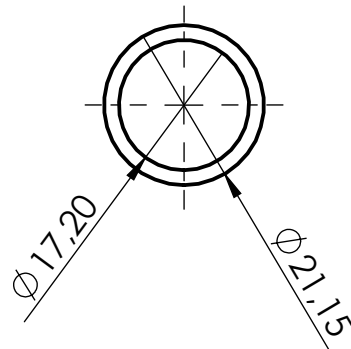
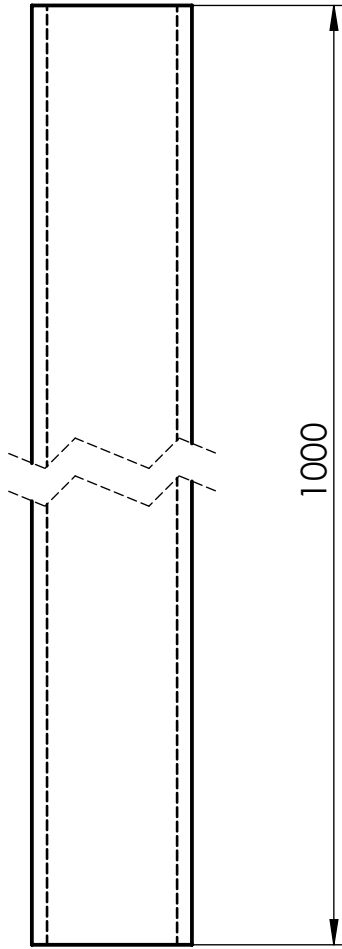
A

B

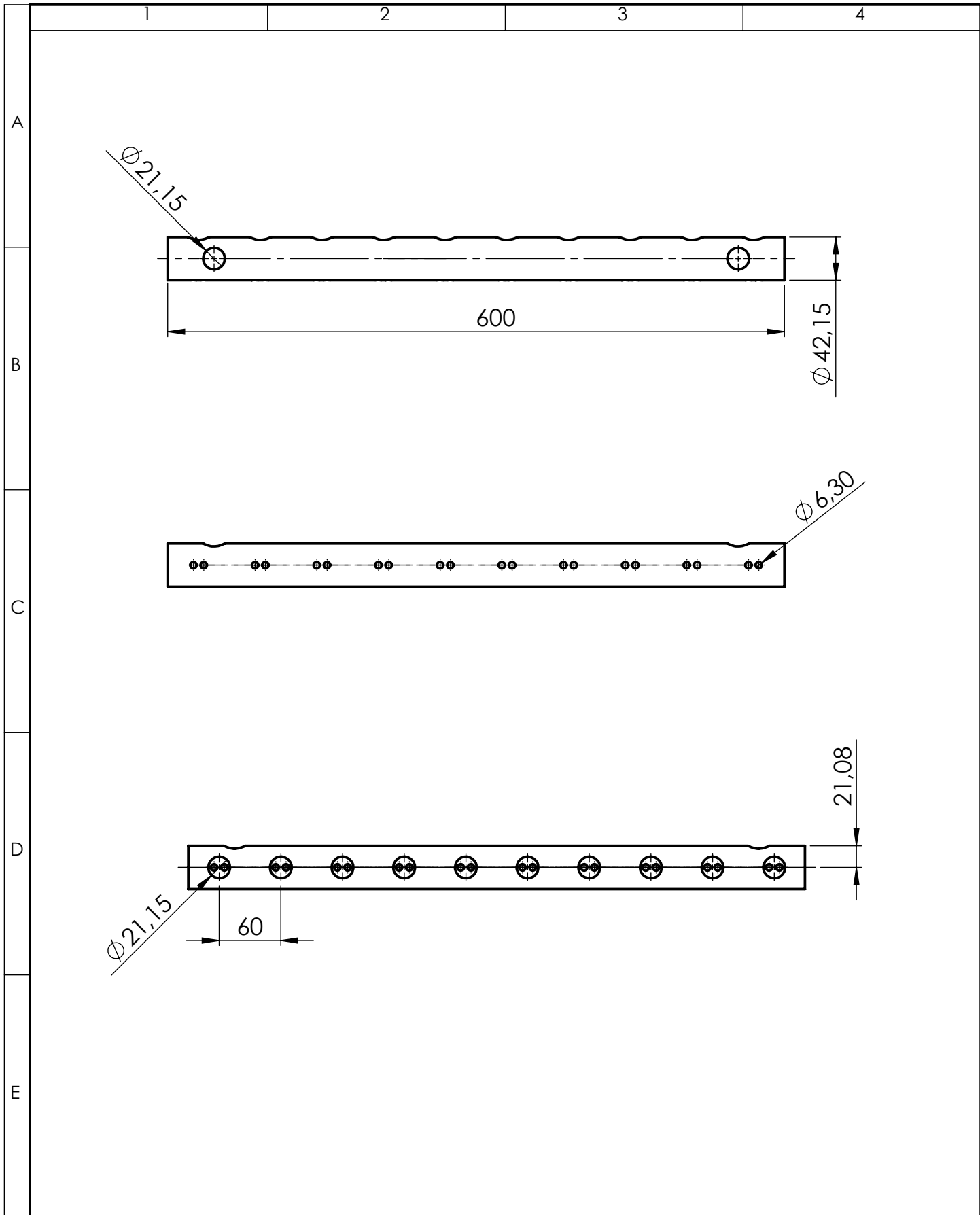
C

D

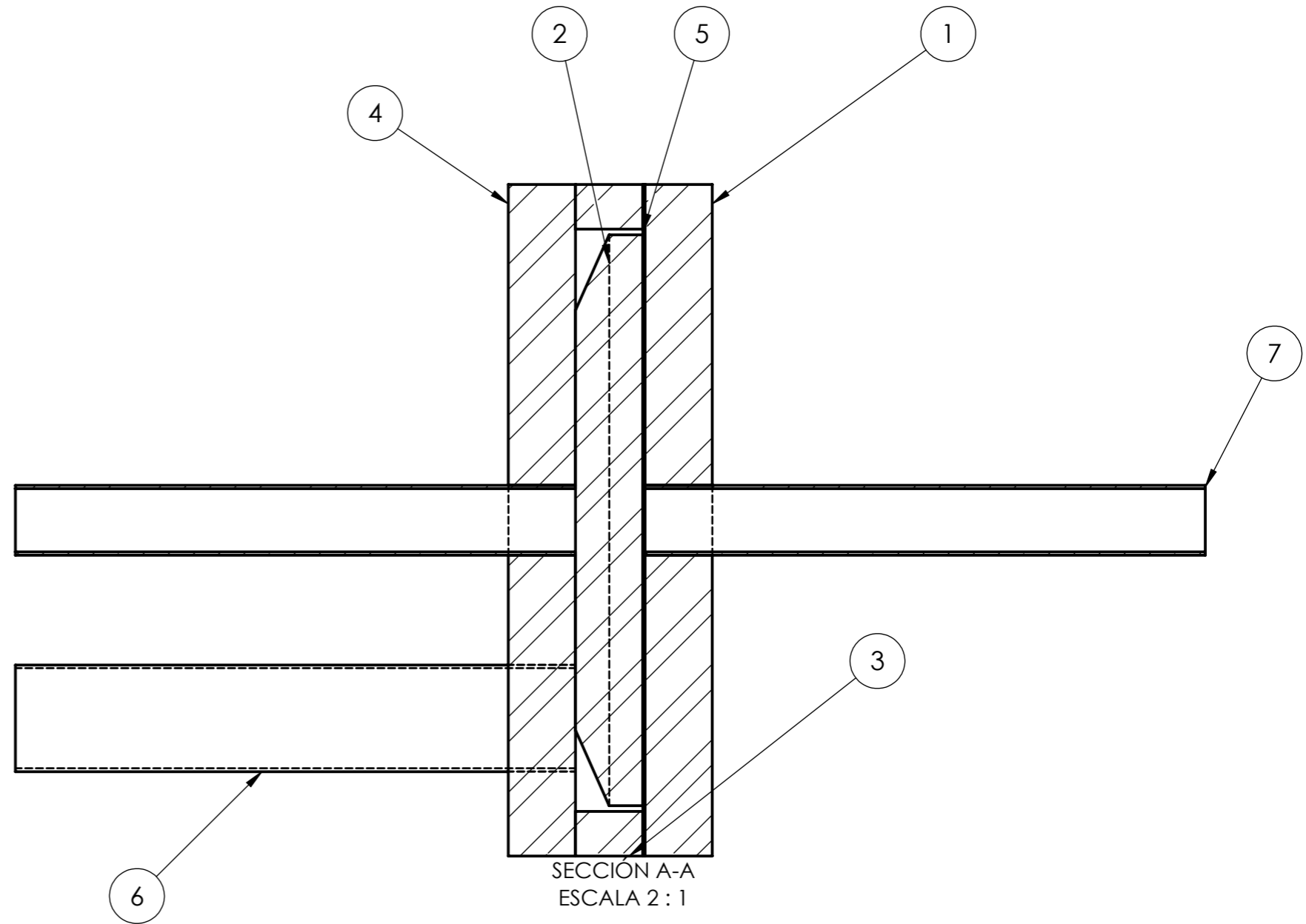
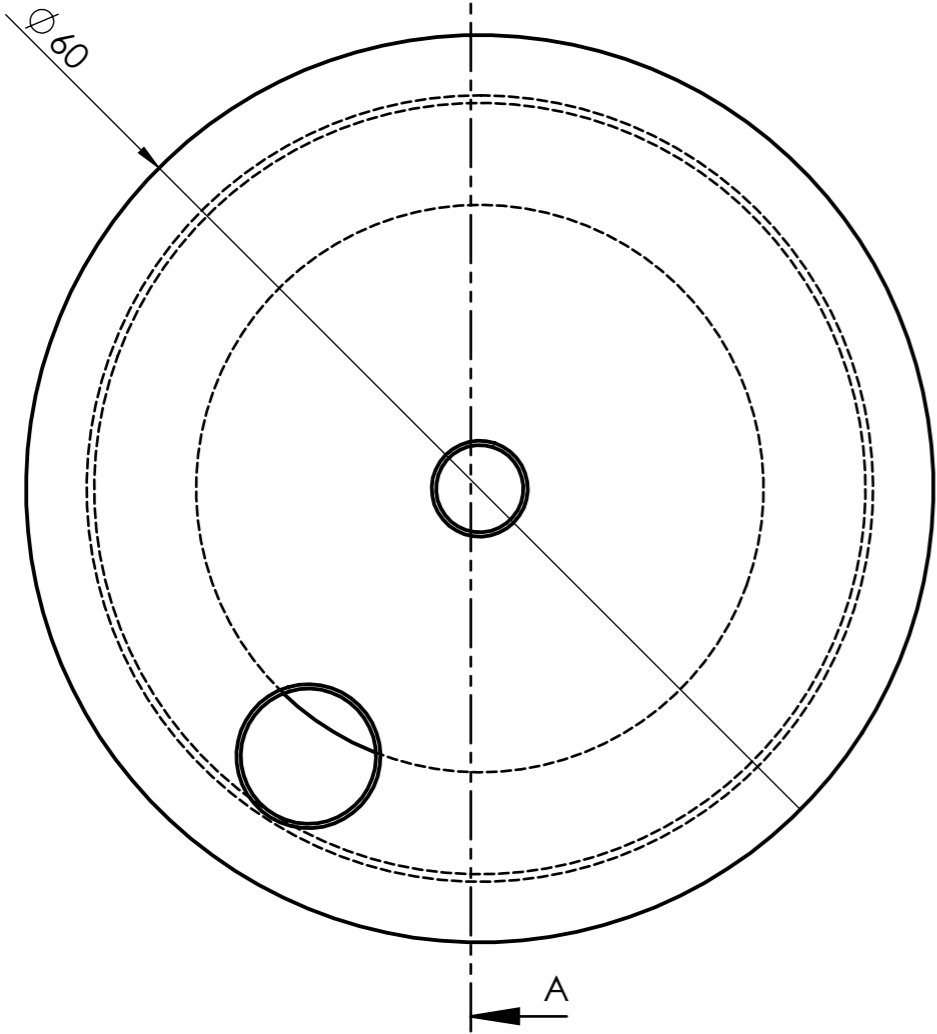
E



| | | | | | | | |
|---------|--------------|-------|--------|--------------------------------------|--------------------|-----------------------------|-----------------|
| | | | | Tolerancia: ± 1 | Peso: 933.95 gr | Material: ASTM A36 Acero | |
| | | | | Fecha | Nombre | Título: Tubería acero | Escala: 1:10 |
| | | | | Dibujo: 15/08/2016 | Oscar Chacón | | |
| | | | | Revisó: 23/08/2016 | Ing. Javier García | | |
| | | | | Aprobó: 23/08/2016 | Ing. Javier García | | |
| | | | | U.T.A. INGENIERIA MECANICA | | N. Lámina: 4 de 11 | Registro: |
| Edición | Modificación | Fecha | Nombre | | | Sustitución: | |



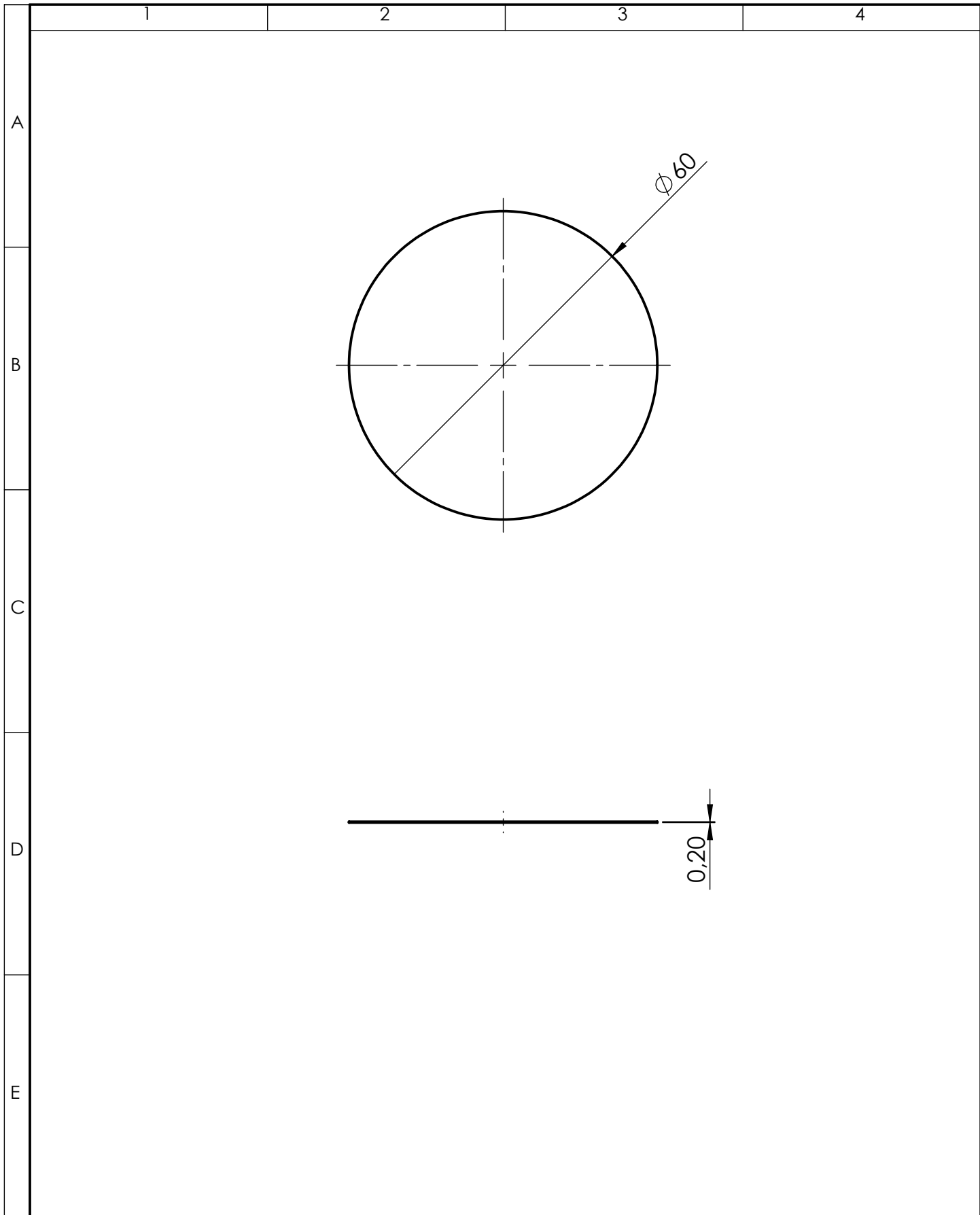
| | | | | | | | |
|---------|--------------|-------|--------|---------------------|--------------------|----------------|-----------|
| | | | | Tolerancia: | Peso: | Material: | |
| | | | | ± 1 | 1368.29 gr | ASTM A36 Acero | |
| | | | | Fecha | Nombre | Título: | Escala: |
| | | | | Dibujo: 15/08/2016 | Oscar Chacón | | |
| | | | | Revisó: 23/08/2016 | Ing. Javier García | | |
| | | | | Aprobó: 23/08/2016 | Ing. Javier García | N. Lámina: | Registro: |
| | | | | U.T.A. | | | |
| Edición | Modificación | Fecha | Nombre | INGENIERIA MECANICA | | Sustitución: | |

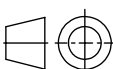


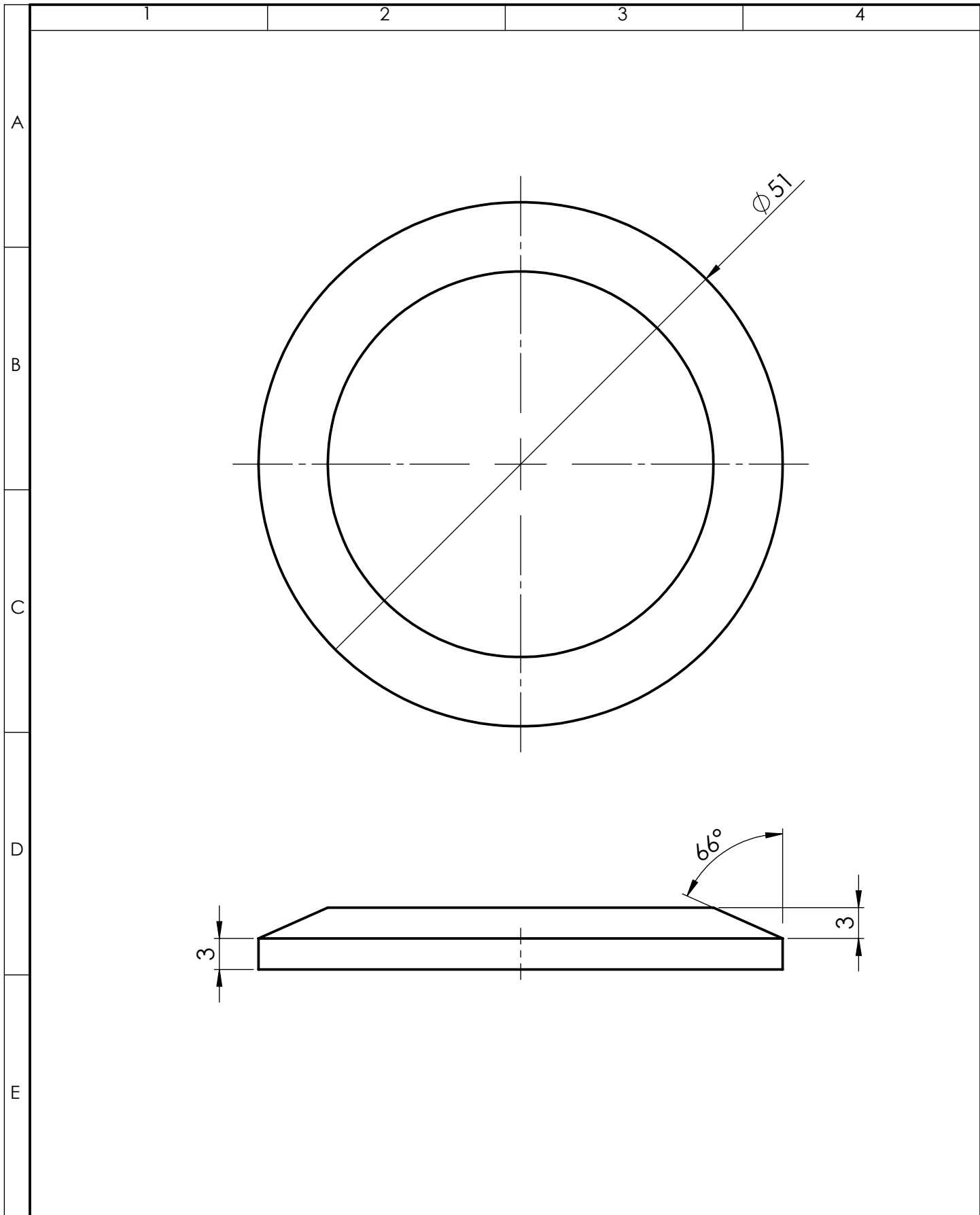
SECCIÓN A-A
ESCALA 2 : 1

| No. de piezas | Descripción | No. de Norma/Dibujo | Material | No. de orden | No. del Modelo/semiproducto | Peso | Observaciones |
|---------------|----------------------|---------------------|----------|--------------|-----------------------------|-----------|---------------|
| 2 | Tubo de cobre 6.35mm | | Cobre | 7 | | 2.48 gr | |
| 1 | Tubo de cobre 9.53mm | | Cobre | 6 | | 3.78 gr | |
| 1 | Membrana | | Acero | 5 | | 4.35 gr | |
| 1 | Tapa superior | | Acero | 4 | | 125.87 gr | |
| 1 | Tapa intermedia | | Acero | 3 | | 32.51 gr | |
| 1 | Piston | | Acero | 2 | | 83.01 gr | |
| 1 | Tapa inferior | | Acero | 1 | | 129.16 gr | |

| | | | | | | | |
|-------------------------------|--------------|--------------------|--------|-------------------------------|--|-----------|-------------|
| Tolerancia: | | Peso: | | Material: | | | |
| ±1 | | g | | | | | |
| Fecha: | | Nombre: | | Título: Sistema de la válvula | | | ESCALA: 1:2 |
| Dibujo: 15/08/2016 | | Oscar Chacón | | | | | |
| Revisó: 23/08/2016 | | Ing. Javier García | | | | | |
| Aprobó: 23/08/2016 | | Ing. Javier García | | | | | |
| U.T.A. INGENIERIA MECANICA | | | | N. Lámina | | 6 de 11 | |
| | | | | Sustitución | | Registro: | |
| Edición | Modificación | Fecha | Nombre | | | | |



| | | | | | | | |
|---------|--------------|-------|--------|---------------------|--------------------|--------------|---|
| | | | | Tolerancia: | Peso: | Material: | |
| | | | | ± 1 | 4.35 gr | Acero A36 | |
| | | | | Fecha | Nombre | Título: | Escala: |
| | | | | Dibujó: 15/08/2016 | Oscar Chacón | | |
| | | | | Revisó: 23/08/2016 | Ing. Javier García | | |
| | | | | Aprobó: 23/08/2016 | Ing. Javier García | N. Lámina: | Registro: |
| | | | | U.T.A. | | | |
| Edición | Modificación | Fecha | Nombre | INGENIERIA MECANICA | | Sustitución: |  |



| | | | | | | | |
|---------|--------------|-------|--------|--------------------------------------|--------------------|------------------------|----------------|
| | | | | Tolerancia: ± 1 | Peso: 83.01 gr | Material: Acero A36 | |
| | | | | Fecha | Nombre | Título: Pistón | Escala: 2:1 |
| | | | | Dibujo: 15/08/2016 | Oscar Chacón | | |
| | | | | Revisó: 23/08/2016 | Ing. Javier García | | |
| | | | | Aprobó: 23/08/2016 | Ing. Javier García | N. Lámina: 8 de 11 | Registro: |
| Edición | Modificación | Fecha | Nombre | U.T.A. INGENIERIA MECANICA | | Sustitución: | |

1

2

3

4

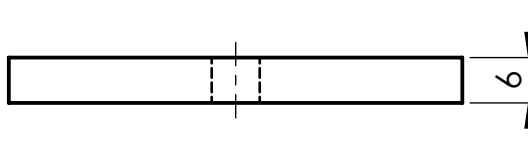
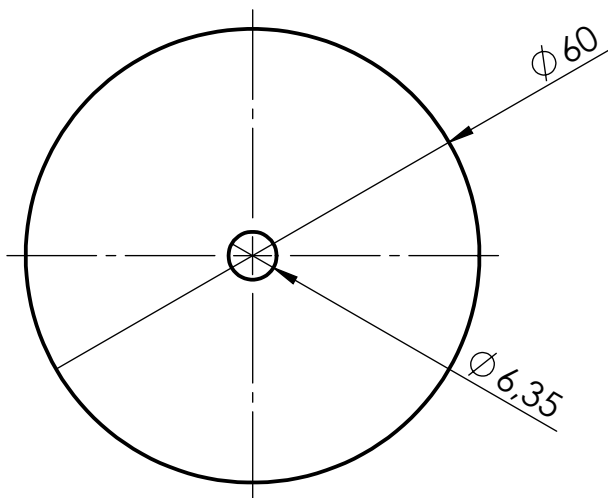
A

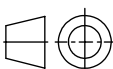
B

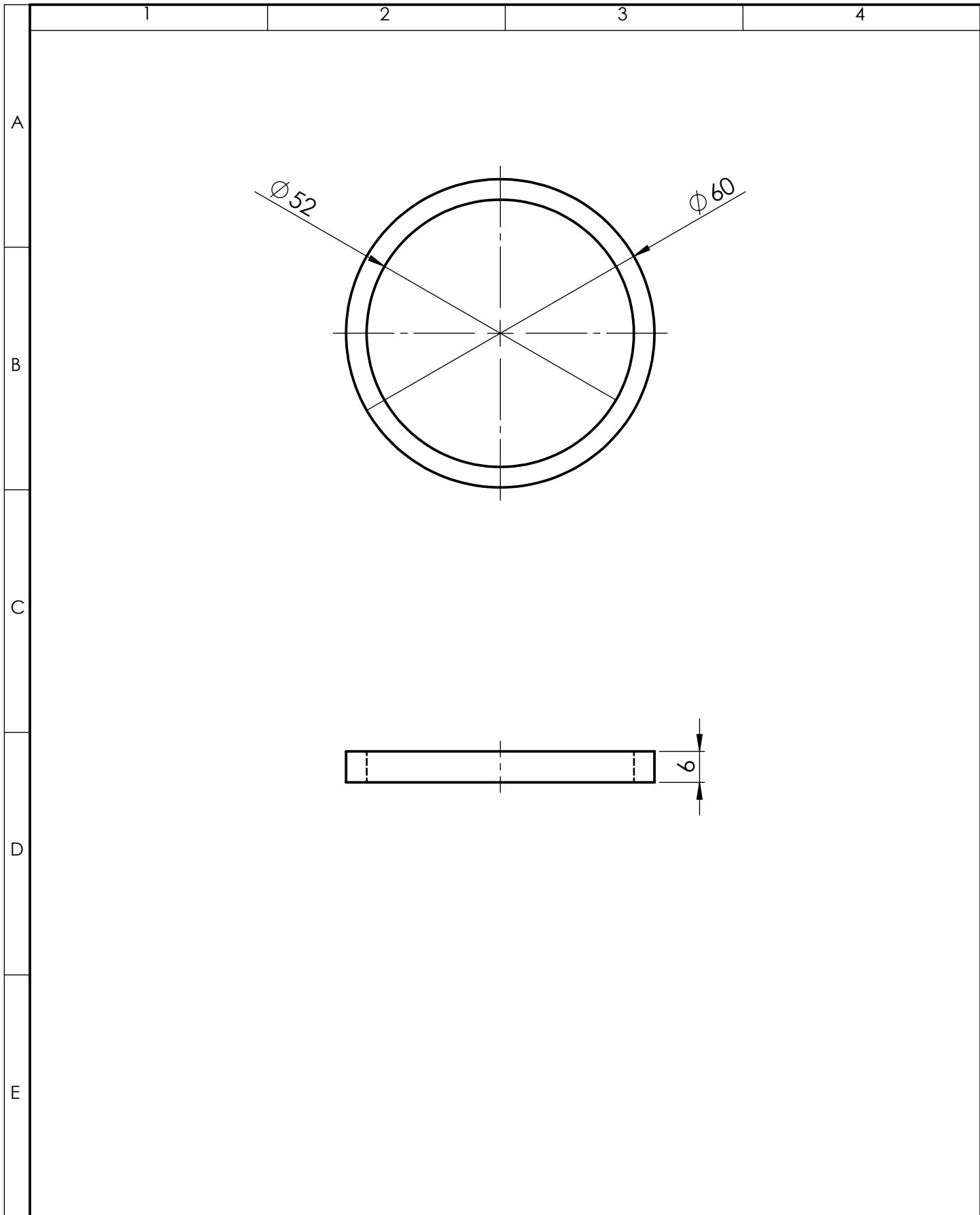
C

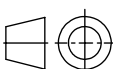
D

E



| | | | | | | | |
|---------|--------------|-------|---------|---------------------|--------------------|--------------------|---|
| | | | | Tolerancia: | Peso: | Material: | |
| | | | | ± 1 | 129.16 gr | Acero A36 | |
| | | | | Fecha | Nombre | Título: | Escala: |
| | | | Dibujo: | 15/08/2016 | Oscar Chacón | | |
| | | | Revisó: | 23/08/2016 | Ing. Javier García | | |
| | | | | Aprobó: | 23/08/2016 | Ing. Javier García | Registro: |
| | | | | U.T.A. | | N. Lámina: | |
| | | | | INGENIERIA MECANICA | | 9 de 11 |  |
| Edición | Modificación | Fecha | Nombre | | | Sustitución: | |



| | | | | | | | |
|---------|--------------|-------|--------|--------------------------------------|--------------------|----------------------------|---|
| | | | | Tolerancia: ± 1 | Peso: 32.51 gr | Material: Acero A36 | |
| | | | | Fecha | Nombre | Título: Tapa intermedia | Escala: 1:1 |
| | | | | Dibujo: 15/08/2016 | Oscar Chacón | | |
| | | | | Revisó: 23/08/2016 | Ing. Javier García | | |
| | | | | Aprobó: 23/08/2016 | Ing. Javier García | N. Lámina: 10 de 11 | Registro: |
| Edición | Modificación | Fecha | Nombre | U.T.A. INGENIERIA MECANICA | | Sustitución: |  |

1

2

3

4

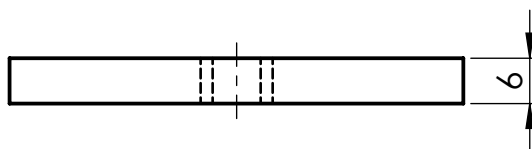
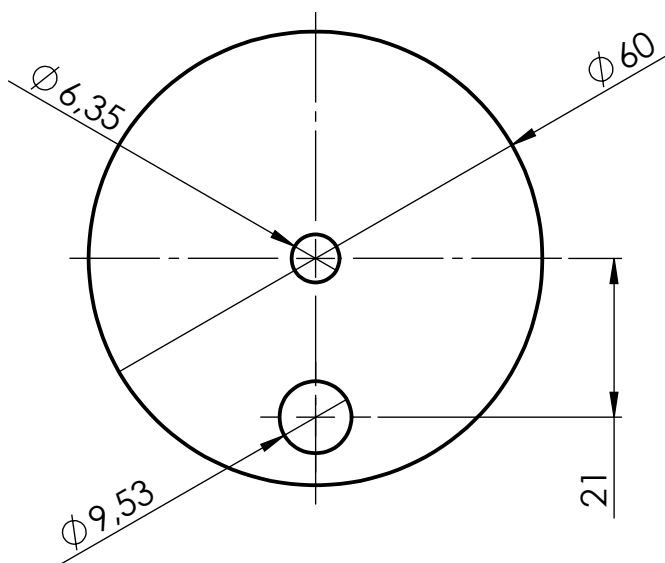
A

B

C

D

E



| | | | | | | | |
|---------|--------------|-------|--------|-------------------------------|--------------------|--------------------------|----------------|
| | | | | Tolerancia: ± 1 | Peso: 125.87 gr | Material: Acero A36 | |
| | | | | Fecha | Nombre | Título: Tapa superior | Escala: 1:1 |
| | | | | Dibujo: 15/08/2016 | Oscar Chacón | | |
| | | | | Revisó: 23/08/2016 | Ing. Javier García | | |
| | | | | Aprobó: 23/08/2016 | Ing. Javier García | | |
| | | | | U.T.A. INGENIERIA MECANICA | | N. Lámina: 11 de 11 | Registro: |
| Edición | Modificación | Fecha | Nombre | | | Sustitución: | |

Urkund Analysis Result

Analysed Document: OSCAR_CHACON_TESIS_REV1.pdf (D22490077)
Submitted: 2016-10-18 15:13:00
Submitted By: jav.garcia@uta.edu.ec
Significance: 5 %

Sources included in the report:

CAPITULOS I,II,III,IV FINALarreglado.pdf (D21293651)
Tesis-Joaquin-Charvet.pdf (D21450665)
INFORME FINALf.urkund.pdf (D19364351)

Instances where selected sources appear:

8