

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 UN PROTOTIPO DE SECADOR DE AIRE
COMPRIMIDO DE 230 m³/h (135 CFM) SEGÚN LOS REQUERIMIENTOS DE LA
EMPRESA “COMPAIRGEN” DE LA CIUDAD DE QUITO.

AUTOR: Leonardo Israel Vega González

TUTOR: Ing. Mg. Luis Eduardo Escobar L.

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 UN PROTOTIPO DE SECADOR DE AIRE COMPRIMIDO DE 230 m³/h (135 CFM) SEGÚN LOS REQUERIMIENTOS DE LA EMPRESA “COMPAIRGEN” DE LA CIUDAD DE QUITO”. Elaborado por el señor Leonardo Israel Vega González, 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, marzo del 2016

.....

Ing. Mg. Luis Escobar

AUTORÍA DE TESIS

Declaro que el contenido del proyecto técnico: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE SECADOR DE AIRE COMPRIMIDO DE 230 m³/h (135 CFM) SEGÚN LOS REQUERIMIENTOS DE LA EMPRESA “COMPAIRGEN” DE LA CIUDAD DE QUITO”, así como sus ideas, opiniones, resultados, conclusiones, son auténticos y de responsabilidad exclusiva de mi persona en calidad de autor del proyecto.

Ambato, marzo, 2016

.....
Leonardo Vega

C.I. 1600692816

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 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, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, marzo, 2016

.....

Leonardo Vega

C.I. 1600692816

DEDICATORIA

A mi pequeña hermosa que día a día fue mi motivo para abrir los ojos y despertarme con el simple propósito de ser una mejor persona y superarme para de esa manera nunca fallarle como padre. A toda mi familia por su interés y su incondicional apoyo.

AGRADECIMIENTO

Primeramente a Dios por haberme permitido llegar hasta aquí a estar a un paso de llegar a cumplir un sueño y anhelo más. A mis padres porque sé que siempre puedo contar con ellos en cualquier situación ya que sin su apoyo no estaría donde estoy ahora. A todas las personas que han sido mis profesores y han sabido hacer llegar hasta mis todos sus conocimientos, y a las personas que desinteresadamente han colaborado para desarrollar de la mejor manera esta investigación un sincero Dios les pague por su ayuda. Al Ingeniero Marcelo Santamaría gerente propietario de la empresa “COMPAIRGEN”, muchas gracias tío a usted y todo su equipo de trabajo por todo el apoyo con la construcción de la máquina. A la madre de mi hija por darme el motivo de felicidad más grande de mi vida y estar junto a mí en momentos difíciles de nuestras vidas. A toda mi familia por siempre hacerme sentir especial y querido.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

PORTADA.....	I
CERTIFICACIÓN DEL TUTOR.....	II
AUTORÍA DEL TRABAJO.....	III
DEDICATORIA.....	IV
AGRADECIMIENTO.....	V
INDICE DE FIGURAS.....	VIII
ÍNDICE DE TABLAS.....	IX
SIMBOLOGIA.....	X
RESUMEN EJECUTIVO.....	XII
1. CAPÍTULO 1: EL PROBLEMA	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
2. CAPÍTULO 2: FUNDAMENTACIÓN	3
2.1. Investigaciones previas	3
2.2. Fundamentación teórica	4
2.2.1. El aire comprimido.....	4
2.2.2. Punto de rocío	4
2.2.3. Temperatura de punto de rocío	5
2.2.4. Punto de rocío en aire comprimido	6
2.2.5. Tipos de secadores de aire comprimido.	7
2.2.6. Intercambiadores de calor	11
2.2.7. Análisis térmico de un intercambiador de calor.....	12
2.2.8. Norma ISO 7183	13

3.	CAPÍTULO 3: DISEÑO DEL PROYECTO	19
3.1.	Selección de alternativas	19
3.2.	Cálculos o Modelo Operativo	21
3.2.1.	INTERCAMBIADOR DE TUBO Y CORAZA.....	22
3.2.2.	INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS: ...	27
3.3.	Presupuesto	42
3.4.	Plan de mantenimiento	43
3.4.1.	Desarrollo de la matriz de criticidad	46
3.4.2.	Distribución y matriz de criticidad.....	49
3.4.3.	Matriz A.M.F.E.	50
3.4.4.	Plan de mantenimiento para el secador de aire comprimido.....	53
4.	CAPÍTULO 4: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	56
4.1.	Conclusiones	56
4.2.	Recomendaciones.....	57
	Bibliografía	58

ÍNDICE DE FIGURAS Y TABLAS.

Figuras:

Figura 2-1: Diagrama de fase del agua, siendo B el punto de rocío y D el punto de escarcha. Fuente: http://www.cenam.mx/simposio2008/sm_2008/memorias/m1/sm2008-M117-1098.pdf	6
Figura 2-2 Esquema de un secador de aire refrigerativo. Fuente: www.cyr sistemas.com	9
Figura 2-3, Esquema de un secador de aire comprimido desecante. Fuente: www.crsistemas.com	10
Figura 2-4; Esquema de un secador de aire por absorción; Fuente: www.cyr sistemas.com	11
Figura 2-5; Clasificación de Intercambiadores de Calor; Fuente: Y.CENGEL, Transfeencia de calor, Cuarta Edición Mexico, McGraw-Hill / Interamericana, 2004.....	12
Figura 3-1; Esquema del funcionamiento en conjunto de los intercambiadores de calor, Fuente: Leonardo Vega, Investigador.	22
Figura 3-2; Esquema del intercambiador de tubo y coraza; Fuente: Leonardo Vega, Investigador.....	27
Figura 3-3; Esquema del intercambiador de calor de tubos concéntricos; Fuente: Leonardo Vega; Investigador	34
Figura 3-4; Esquema del ciclo de funcionamiento del secador; Fuente: Leonardo Vega, Investigador	41
Figura 3-5; Variación de temperaturas en función de la temperatura entrada caliente, Fuente: Leonardo Vega, investigador.	40
Figura 3-6; Diagrama de bloques del funcionamiento del secador; Fuente: Leonardo Vega, Investigador	43
Figura 3-7; Diagrama sistemático del secador; Fuente: Leonardo Vega; Investigador.....	44
Figura 3-8; Diagrama de la unidad de secado de aire; Fuente: Leonardo Vega, Investigador.....	44

Figura 3-9; Diagrama de la unidad de refrigeración; Fuente: Leonardo Vega, Investigador.....	45
--	----

Tablas:

Tabla 2-1; Condiciones de referencia para volumen; Fuente: ISO 7183-2007.....	13
Tabla 2-2; Parámetros estándar de secadores de aire; Fuente; ISO 7183-2007.....	14
Tabla 3-1; Ponderación de los tipos de secadores; Fuente: Leonardo Vega, Investigador; Ing. Marcelo Santamaría, Gerente propietario Compairgen. (Ponderación valorada de 1-10, siendo 10 el rango más alto y 1 el más bajo)	21
Tabla 3-2; Tabla de resultados 1; Fuente: Leonardo Vega, Investigador	37
Tabla 3-3; Tabla de resultados 2; Fuente: Leonardo Vega, Investigador	38
Tabla 3-4; Cuadro comparativo de resultados; Fuente: Leonardo Vega, Investigador.....	38
Tabla 3-5; Cuadro comparativo de resultados; Dónde: 1: T entrada caliente, 2: T salida caliente, 3: T entrada frío, 4: T salida frío; Fuente; Leonardo Vega, Investigador....	39
Tabla 3-6; Presupuesto; Fuente: Leonardo Vega, Investigador	42
Tabla 3-7; Ficha de componentes de la máquina; Fuente: Leonardo Vega, Investigador	46
Tabla 3-8; Ficha de Criticidad; Fuente: Leonardo Vega, Investigador.....	48
Tabla 3-9; Valores, Criticidad VS Frecuencia; Fuente: Leonardo Vega, Investigador.....	49
Tabla 3-10; Distribución por la criticidad; Fuente: Leonardo Vega, Investigador	49
Tabla 3-11; Tabla AM.F.E. Para secador de aire comprimido, unidad de secado de aire; Fuente: Leonardo Vega; Investigador.....	51
Tabla 3-12; Tabla AM.F.E. Para secador de aire comprimido, unidad de refrigeración; Fuente: Leonardo Vega; Investigador	52
Tabla 3-13; Ejemplo de plan de mantenimiento para el secador de aire comprimido; Fuente: Leonardo Vega, Investigador	53
Tabla 3-14; Registro de mantenimiento predictivo; Fuente: Leonardo Vega, Investigador, x: Comprobar; v: Actuar	55

SIMBOLOGIA

- C_p : Calor específico del aire ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
- Re_{int} : Número de Reynolds interno de los tubos (adimensional).
- ρ_{int} : Densidad del aire a la temperatura media interna y a la presión del aire (kg/m^3).
- μ_{int} : Viscosidad del aire a la temperatura media interna y a la presión del aire. ($Pa \cdot s$)
- V_{int} : Velocidad interna. (m/s)
- Q : Caudal (Kg/s)
- d_{int} : Diámetro interno de los tubos (m).
- μ_{int} : Viscosidad del aire a la temperatura media interna y a la presión del aire. ($Pa \cdot s$)
- d_{int} : Diámetro interno de los tubos (m)
- K_{int} : Conductividad del aire ($W/(m \cdot K)$)
- h_{int} : Coeficiente de convección interna de los tubos (W/m^2)
- C y m : Se obtienen de la tabla 7.5 de la referencia [10], y más detalladamente en el Anexo B-1.
- Re_{ext} : Número de Reynolds interno de los tubos (adimensional).
- ρ_{ext} : Densidad del aire a la temperatura media externa y a la presión del aire (kg/m^3).
- μ_{ext} : Viscosidad del aire a la temperatura media externa y a la presión del aire. ($Pa \cdot s$)
- V_{ext} : Velocidad externa. (m/s)
- Q : Caudal (Kg/s)
- d_{ext} : Diámetro externo de los tubos (m).
-
- C_p : Calor específico del aire ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
- μ_{ext} : Viscosidad del aire a la temperatura media externa y a la presión del aire. ($Pa \cdot s$)
- d_{ext} : Diámetro externo de los tubos (m)
- K_{ext} : Conductividad del aire ($W/(m \cdot K)$)

- h_{ext} : Coeficiente de convección interna de los tubos (W/m^2)
- h_{int} : Coeficiente de convección de los tubos interno. (W/m^2)
- h_{ext} : Coeficiente de convección de los tubos externo. (W/m^2)
- d_{int} : Diámetro interno de los tubos. (m)
- d_{ext} : Diámetro externo de los tubos. (m)
- L : Longitud de los tubos. (m)
- n : Número de tubos.
- K_{mat} : Coeficiente de conductividad del material de los tubos. ($W/m \cdot k$)
- q : Calor del intercambiador (J/s)
- $LMTD$: Diferencia media logarítmica
- q_{tc} : Calor del intercambiador. (J/s)
- Q : Caudal. (Kg/s)
- C_p : Propiedad del aire. ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
- $W_{entrada\ secador}$: Humedad de entrada del secador.
- $W_{salida\ secador}$: Humedad de salida del secador.
- $h_{vapor\ entrada}$: Entalpía del vapor de entrada. (J)
- $h_{vapor\ salida}$: Entalpía del vapor de salida. (J)
- m_{agua} : Masa de condensado. (Kg)
- h_{agua} : Entalpía del condensado. (J)
- $T_{salida\ caliente}$: (K)
- $T_{entrada\ frío}$: (K)

RESUMEN EJECUTIVO

La presente investigación realiza el diseño y construcción de un secador de aire comprimido de 135 CFM (230 m³/h) para la empresa “COMPAIRGEN” de la ciudad de Quito, el interés de la empresa radica en tener un prototipo de este equipo para en un futuro dejar de importarlos desde el exterior y poder producirlos aquí en el país, para esto se realizó el diseño mediante programación directa en la versión académica del software EES, evaluando los parámetros críticos como son las distintas temperaturas y calores de los intercambiadores de calor, las características del programa desarrollado nos permiten variar ciertos valores lo cual es útil para posteriores investigaciones o desarrollar cambios en futuros prototipos, la construcción se realizó en los talleres de la empresa utilizando los recursos humanos y económicos de la misma, se elaboró también un plan de mantenimiento, el cual fue aprobado por la gerencia de la empresa y se empleará tanto para antiguos como para nuevos equipos, siendo todo esto de mucho beneficio para la empresa

1. CAPÍTULO 1: EL PROBLEMA

1.1. Tema

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE SECADOR DE AIRE COMPRIMIDO DE $230 \text{ m}^3/\text{h}$ (135 CFM) SEGÚN LOS REQUERIMIENTOS DE LA EMPRESA COMPAIRGEN DE LA CIUDAD DE QUITO”

1.2. Justificación

La importancia de implementar un sistema de secado a un sistema de aire comprimido es esencialmente la necesidad de retirar el exceso de agua que se encuentra en el aire, ya que esto puede tener un impacto significativo en los sistemas de aire comprimido, al implementar este sistema se obtendrá un aire comprimido tratado adecuadamente, lo cual mejorará la productividad, y eficacia del sistema así como la calidad del producto o proceso que requiera.

El interés en obtener el diseño y la implementación de este sistema para la empresa “Compairgen” radica en empezar a fabricar sus componentes y a futuro implementar una planta dedicada a la producción de estos sistemas, ya que debido al alza del precio de importación de diversos productos, entre estos el de los secadores de aire está repercutiendo directamente en el precio de sus productos. De esta manera se beneficiará tanto al gerente de la empresa como a las personas del sector ya que se abrirán nuevas plazas de trabajo, motivos por los cuales el proyecto tiene un impacto positivo.

El secador de aire deberá funcionar bajo los siguientes parámetros requeridos por la empresa:

A una presión de entrada estimada de 7 bar.

A una temperatura ambiente media de la ciudad de Quito.

En cuanto a las dimensiones aproximadamente se tiene un ancho de: 335mm, una altura de: 1055 mm, y una profundidad de: 710 mm, con un peso estimado de 93 kg, con un consumo eléctrico de 0.80 kW.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo General

- Diseñar un secador de aire comprimido para la obtención y generación de aire de buena calidad cumpliendo tanto los parámetros y requerimientos de la empresa “COMPAIRGEN” como la norma ISO 7183 para secadores de aire, en el año 2015

1.3.2. Objetivos Específicos

- Determinar el tipo de secador a construirse.
- Implementar el equipo y verificar su correcto funcionamiento.
- Desarrollar un plan de mantenimiento para el equipo.
- Analizar los parámetros del diseño mediante software (Transferencia de calor, Temperatura de entrada, temperatura de salida).

2. CAPÍTULO 2: FUNDAMENTACIÓN

2.1. Investigaciones previas

- En la Escuela Superior Politécnica del Litoral, en la facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción, se desarrolló el tema “MEJORAS EN EL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO EN UNA PLANTA INDUSTRIAL”, donde su autor: Homero Heraldo Valarezo Ortiz, realiza mediciones de consumo, cálculo de costos reales de generación y tratamiento de aire comprimido, y establece la eficiencia de la red y pérdidas inherentes, todo esto para mejorar las condiciones de toda la red de generación y tratamiento del aire, reordenamiento y reparación de la red. Estudio que resulta de mucha utilidad para la presente investigación por su acercamiento a la parte de tratamiento de aire comprimido.

- En la Escuela Politécnica Nacional, en la facultad de Ingeniería Mecánica, se desarrolló el tema “REDISEÑO DEL SISTEMA DE TRATAMIENTO, ALMACENAMIENTO, TRANSPORTE Y DISTRIBUCIÓN DE AIRE COMPRIMIDO PARA EL ÁREA DE PINTURAS Y RESINAS DE LA FÁBRICA PINTURAS CONDOR S.A. ”, donde sus autores: Diego Arturo Ortiz Zapata, y Juan Carlos Villacís Vizcaíno. Realizan estudios sobre toda la red de aire comprimido, desde su generación y tratamiento, hasta la distribución y aplicación, en, sirviendo para esta investigación esencialmente la parte de generación y tratamiento del aire comprimido.

- El Ingeniero Mecánico Edwin Estuardo Rodas Arreaga, previo a la obtención del título de Maestría en Mantenimiento Industrial en la Universidad de San Carlos de Guatemala, realizó el “ESTUDIO DEL SISTEMA DE AIRE COMPRIMIDO DE HENKEL LA LUZ S.A.” En el cual habla a breves rasgos pero de manera muy concisa y clara acerca del secador de aire comprimido que utiliza la empresa mencionada, y sobre su plan de mantenimiento, lo cual es muy útil para esta investigación.

- En la Universidad de Talca en Chile, En la Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Civil-Industrial la estudiante, Ana Andrea Soto Vázquez previo la obtención de su título desarrolló “PROPUESTA DE REDISEÑO DE LA RED DE AIRE COMPRIMIDO DE INDUSTRIAS CERRESITA S.A.” donde realiza un estudio especialmente en la parte del secado de aire, ya que la empresa solía tener problemas de humedad, lo que ocasionaba serias pérdidas, siendo esta investigación útil para el presente trabajo.

2.2. Fundamentación teórica

2.2.1. El aire comprimido

El aire comprimido se refiere a aire de la atmósfera que ha sido sometido a presiones de hasta 12 bar por medio de un compresor, en la mayoría de aplicaciones, el aire no sólo se comprime sino que también se minimiza la cantidad de humedad y se filtra. [1]

El aire, como se sabe, es un gas casi perfecto caracterizándose esencialmente por su fluidez, compresibilidad y elasticidad. La fluidez permite a sus partículas no ofrecer resistencia al deslizamiento; la compresibilidad hace que una determinada cantidad de gas pueda reducir su volumen si este se encuentra en un lugar cerrado; la elasticidad permite que al aire comprimido en ese mismo lugar ejerza sobre sus paredes una cierta fuerza. [1]

El uso del aire comprimido implica también su tratamiento ya que pocas son las aplicaciones que se puede usar el aire comprimido directamente de la salida del compresor, habitualmente es necesario tratar al menos la eliminación de polvo y contaminantes mediante filtros ubicados en distintas partes de la red, así como del agua condensada o en vapor mediante un secador de aire comprimido ubicado después del compresor. [1]

2.2.2. Punto de rocío

El punto de rocío es cuando el vapor de agua que hay en la atmósfera (aire), o medio de trabajo se condensa y según la temperatura que se encuentre se puede formar escarcha, neblina o rocío. [2]

En el aire existe vapor de agua, cuya cantidad está vinculada al nivel de humedad existente en el lugar. Cuando la humedad relativa alcanza el 100%, se produce la saturación del aire y se alcanza el punto de rocío. [2]

Es de suma importancia resaltar que la humedad relativa es el vínculo entre la cantidad de vapor de H₂O en el aire y la cantidad máxima de H₂O que podría haber con la misma temperatura. Es decir, cuando se dice que hay una humedad relativa del 75% a 15°C se está mencionando que el aire alberga 75% de la cantidad máxima de vapor de agua que puede tener a dicha temperatura, y el momento que esta humedad llega al 100% con la misma temperatura se alcanzaría el “punto de rocío”

En conclusión el punto de rocío llega, cuando se incrementa la humedad relativa y la temperatura no varía o cuando la temperatura desciende pero se mantiene la humedad relativa. [2]

2.2.3. Temperatura de punto de rocío

La temperatura del punto de rocío es la temperatura umbral a partir de la cual, si la disminuimos se empieza a condensar la humedad del aire, pasando al estado líquido. Por ejemplo si pusieramos un vaso de agua caliente en una habitación cuya temperatura ambiente fuera de 24°C y cuya humedad relativa fuera del 50%, el agua del vaso se evaporaría paulatinamente en el ambiente. Si enfriamos el vaso gradualmente con hielo, cuando la superficie del vaso alcance los 13°C, el agua empezará a formar gotitas en el vaso. La humedad de la habitación se recolectará también en el interior del vaso cuyo nivel de agua empezara a aumentar. Esta temperatura, a la que se condensa en forma de gotitas el agua que contiene el aire, se denomina temperatura de punto de rocío del aire. [2]

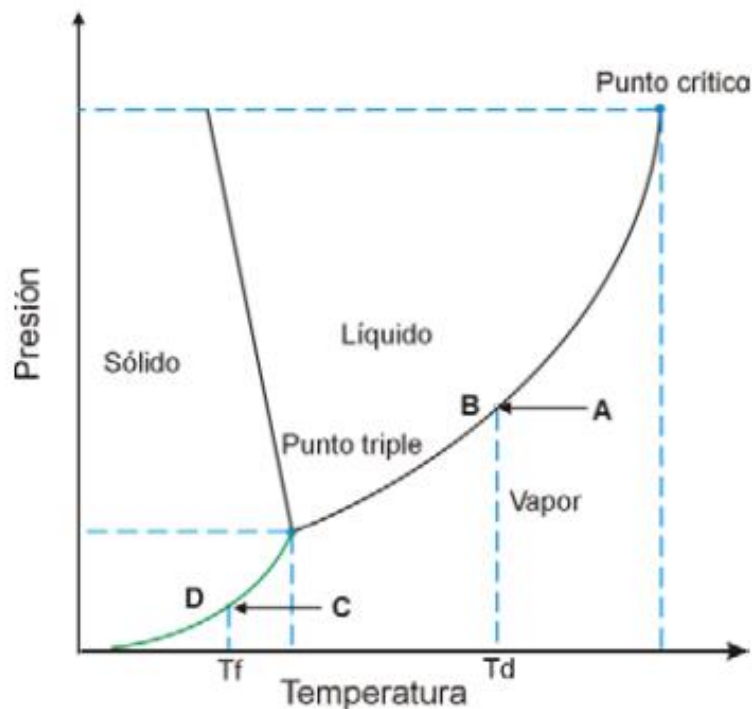


Figura 2-1: Diagrama de fase del agua, siendo B el punto de rocío y D el punto de escarcha. Fuente: http://www.cenam.mx/simposio2008/sm_2008/memorias/m1/sm2008-M117-1098.pdf.

2.2.4. Punto de rocío en aire comprimido

El término "punto de rocío a presión" es utilizado cuando se mide la temperatura del punto de rocío de gases a presiones más elevadas que la presión atmosférica. Refiriéndose a la temperatura del punto de rocío de un gas bajo presión, esto es importante ya que, al cambiar la presión de un gas, se modifica la temperatura del punto de rocío mismo. [2]

Si se aumenta la presión de un gas, se incrementa también la temperatura de punto de rocío del mismo, pongamos como ejemplo aire con una presión atmosférica de 1013,3 mbar y una temperatura de punto de rocío de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($14\text{ }^{\circ}\text{F}$). La presión parcial del vapor de agua (indicada con el símbolo "e") es de 2,8 mbar. Si este aire se comprime y la presión total se duplica a 2026,6 mbar entonces, según la ley de Dalton, la presión parcial del vapor de agua, e, también se duplica a un valor de 5,6 mbar. La temperatura del punto de rocío correspondiente a 5,6 mbar es aproximadamente $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($30\text{ }^{\circ}\text{F}$), con lo cual resulta evidente que al incrementar la presión del aire también se incrementó la temperatura del punto de rocío del aire. Por el contrario, al expandir un gas

comprimido a presión atmosférica se reducen las presiones parciales de todos los gases que lo componen, incluido el vapor de agua, y, por lo tanto, disminuye la temperatura del punto de rocío del gas. La relación entre la presión total y la presión parcial del vapor de agua, e, puede expresarse de la siguiente manera para un gas ideal:

$$P1 / P2 = e1 / e2 \quad 2-1$$

Dónde:

- P1: presión parcial antes de comprimir.
- P2: presión parcial después de comprimir.
- e1: presión parcial del vapor de agua antes de comprimir.
- e2: presión parcial del vapor de agua después de comprimir.

La importancia de la temperatura del punto de rocío en el aire comprimido depende del uso que se le vaya a dar al aire. En muchos casos como en compresores portátiles para herramientas neumáticas, sistemas de inflado de cubiertas en estaciones de servicio, etc. el punto de rocío no es crítico. Pero en otros casos, el punto de rocío es importante ya que los conductos que transportan el aire pueden estar expuestos a temperaturas bajo cero y un punto de rocío alto puede derivar en el congelamiento y el bloqueo de los conductos. En muchas fábricas modernas se utilizan el aire comprimido para operar una serie de equipos, algunos de los cuales pueden experimentar un mal funcionamiento si se forma condensación en sus piezas internas. Ciertos procesos sensibles al agua (por ejemplo, la pulverización de pintura), requieren que el aire comprimido cumpla con ciertas especificaciones puntuales de secado. Un aire seco también ayuda a alargar la vida útil de mecanismos y partes de la red de aire comprimido evitando la corrosión. Por último, en los procesos médicos y farmacéuticos, el vapor de agua y otros gases pueden considerarse contaminantes ya que se requiere un alto nivel de pureza. [2]

2.2.5. Tipos de secadores de aire comprimido.

- **Secador de aire comprimido Refrigerativo**

La capacidad recomendada para estos secadores 10 m³/h hasta 12500 m³/h, con una presión máxima de hasta 40 bar y un punto de rocío: +2, +3 °C.

El aire contiene agua en forma de vapor. El aire a menor temperatura es capaz de retener menor cantidad de ese vapor. Esta propiedad se aprovecha para el secado de aire por efecto de sistemas de refrigeración. En una primera instancia el aire húmedo pasa por un pre enfriador donde el aire comprimido baja su temperatura para aprovechar la baja temperatura del aire saliente del proceso de secado. Luego, el aire pre enfriado ingresa al evaporador/secador del equipo donde se llega a una temperatura (baja) tal que el aire no puede contener la cantidad de vapor original (conocida como temperatura de rocío). El agua se separa del aire escapando por una trampa de forma continua al exterior.

El aire enfriado y ahora "seco" sale del secador pero, aprovechando la baja temperatura que tiene, intercambia calor (enfriía) con el aire de ingreso. La corriente de aire a secar puede fluctuar, por lo que el secador dispone de un control continuo de capacidad que se adapta constantemente a las características del caudal de aire. [3]

Siendo sus principales características:

- El intercambiador de calor (evaporador) enfría el aire comprimido a la temperatura del punto de rocío que se necesita.
- Asegura que las gotas del líquido condensado no se reintegren al sistema de aire.
- Mantiene una consistente temperatura de evaporación en un amplio rango de carga de trabajo y condiciones ambientales.
- Ofrece años de servicio sin problemas.

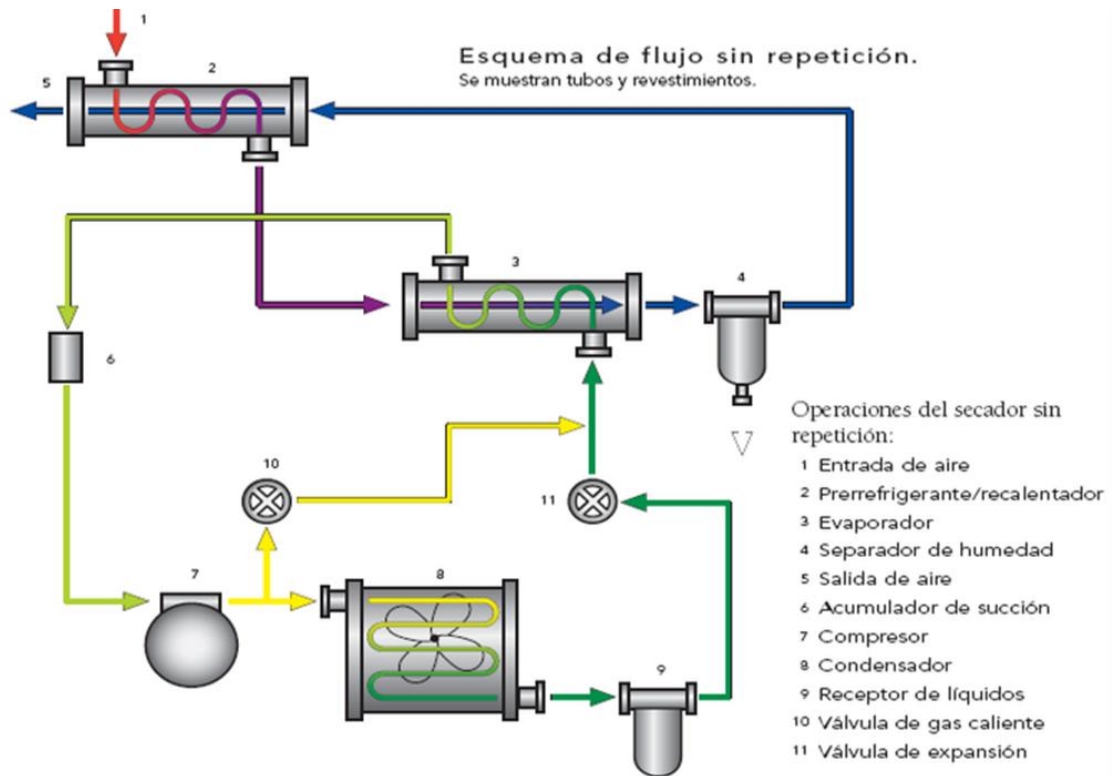


Figura 2-2 Esquema de un secador de aire refrigerativo. Fuente: www.cyristemas.com

- **Secador de aire comprimido desecante o por adsorción**

Este tipo de secadores de aire proveen temperaturas de punto de rocío a presión de -40°C , -73°F (-40°F -100°F) o más bajas, su principio de funcionamiento se basa en un sólido desecante el cual atrapa la humedad del aire.

El aire comprimido pasa a través de una torre llena con material desecante. Se adsorbe el vapor de agua en la superficie del desecante. La adsorción ocurre hasta que se alcanza un equilibrio entre la presión de vapor de agua en el aire y en la superficie desecante. Después se extrae el vapor de agua de los poros del desecante mediante el proceso de regeneración. [3]

Normalmente los secadores desecantes se utilizan para obtener temperaturas de punto de rocío por debajo de la temperatura de congelación o para:

- Aplicaciones en exteriores
- Líneas de aire comprimido expuestas a bajas temperaturas o en áreas sin calefacción

- Instrumentos, controles, impulsores, etc. que específicamente requieran aire ultra seco

Características del Desecante (Alúmina Activada)

- Adsorbe agua hasta el 40% de su peso
- Un gramo tiene un área superficial de casi 355 m² (o 1.75 millones de pies cuadrados por libra)
- La superficie de cada esfera de desecante es muy irregular con muchas hendiduras o poros.

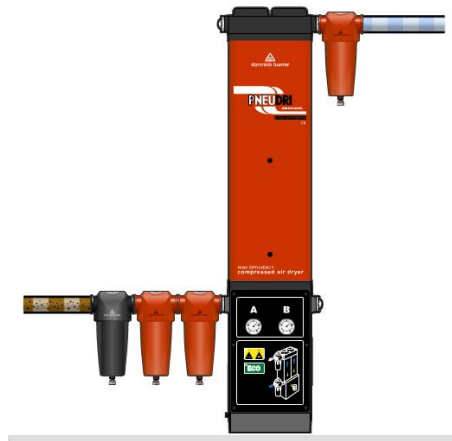


Figura 2-3, Esquema de un secador de aire comprimido desecante. Fuente: www.cyristemas.com

• Secador por absorción

EL secado por absorción es un proceso netamente químico ya que el aire pasa por una masa de sustancias. Un secador de absorción es un secador de aire comprimido que extrae vapor de agua del aire comprimido, en el que el absorbente se combina químicamente con el vapor de agua y entra en solución. La solución hidratada se drena; el absorbente normalmente no se recupera. [3]

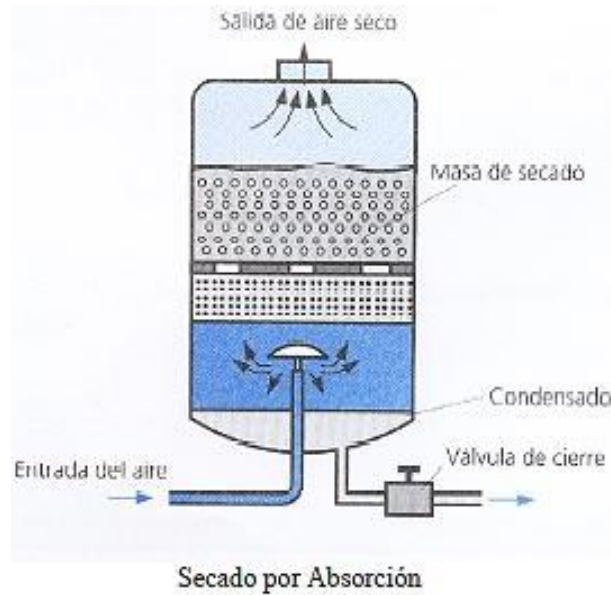


Figura 2-4; Esquema de un secador de aire por absorción; Fuente: www.cyristemas.com

2.2.6. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son máquinas que nos facilitan el intercambio de energía entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que estos se mezclen entre sí. [4]

En la práctica los intercambiadores de calor son de uso común en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento de aire, hasta los procesos químicos y la producción de energía, en un intercambiador la transferencia de calor suele comprender *convección* en cada fluido y *conducción* a través de las paredes que los separan. [4]

Entre los más comunes tenemos los intercambiadores de calor de coraza, tubular y multitubular, donde la transferencia de calor generalmente se realiza mediante convección y/o conducción desde un fluido de mayor temperatura a otro de menor, estando separados por una pared metálica, siendo esta la principal característica para establecer una clasificación que es: Intercambiadores de calor de tubos e intercambiadores de calor de placas. [4]

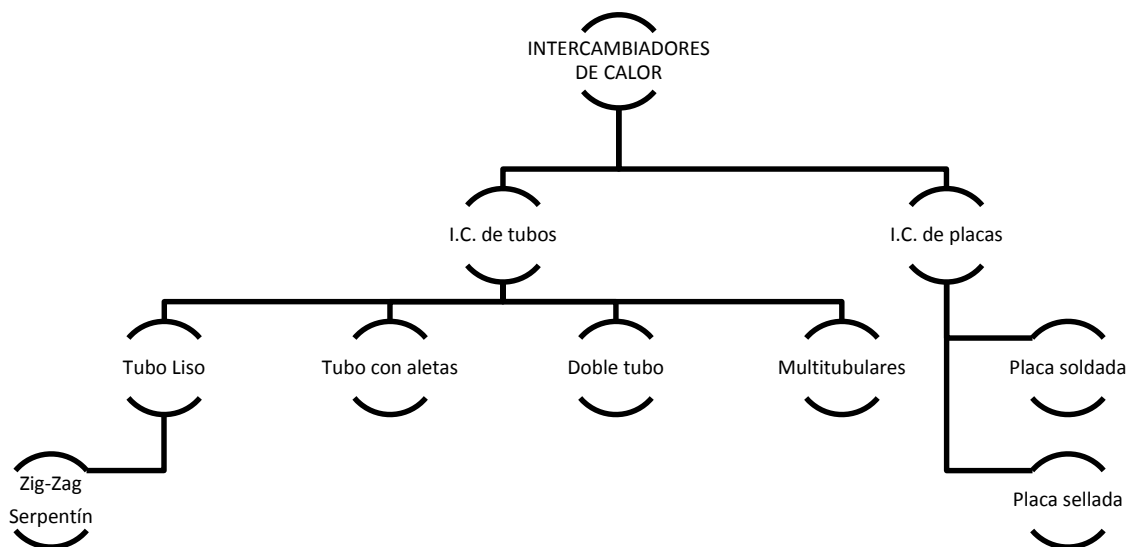


Figura 2-5; Clasificación de Intercambiadores de Calor; Fuente: Leonardo Vega, Investigador

2.2.7. Análisis térmico de un intercambiador de calor

El objetivo de realizar un análisis térmico de un intercambiador de calor es expresar la cantidad de calor transferido Q , del fluido que tiene mayor cantidad de energía al que tiene menor cantidad, en función del coeficiente global de transferencia de calor, del área de transferencia de calor A , y de las temperaturas de entrada y salida de los dos fluidos, y haciendo un balance de energía da como resultado:

$$m_c \cdot C_{pc} \cdot (T_{c, entr} - T_{c, sal}) = m_f \cdot C_{pf} \cdot (T_{f, entr} - T_{f, sal}) \quad 2-2$$

Dónde,

- m_c : Flujo másico del fluido caliente; ($\text{Kg} \cdot \text{s}^{-1}$)
- C_{pc} : Calor específico del fluido caliente; ($\text{J} \cdot \text{Kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
- $T_{c, entr}$: Temperatura de entrada del fluido caliente; (K)
- $T_{c, sal}$: Temperatura de salida del fluido caliente; (K)
- m_f : Flujo másico del fluido frío; ($\text{Kg} \cdot \text{s}^{-1}$)
- C_{pf} : Calor específico del fluido frío; ($\text{J} \cdot \text{Kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)
- $T_{f, entr}$: Temperatura de entrada del fluido frío; (K)
- $T_{f, sal}$: Temperatura de salida del fluido frío; (K)

El producto $m \cdot C_p$ aparece con frecuencia en los análisis térmicos de intercambiadores de calor y se denomina capacidad calorífica o térmica de flujo de corriente, C , y es la cantidad de calor que la corriente gana o pierde cuando hay una diferencia de temperatura de 1 K. [4]

2.2.8. Norma ISO 7183

La norma ISO 7183 sirve como punto de partida para el diseño de secadores de aire comprimido ya que especifica la mayoría de los parámetros necesarios, los cuáles se presentarán a continuación mediante una serie de tablas y gráficos tomados de la misma. [5]

Tabla 2-1; Condiciones de referencia para volumen; Fuente: ISO 7183-2007.

Temperatura del aire	20°C
Presión absoluta del aire	100 Kpa (1 bar a)
Presión relativa de vapor de agua	0

2.2.8.1. Parámetros de clasificación estándar.

Los parámetros estándares, son necesarios para definir el rendimiento de un secador de aire, y para comparar un secador con otro, los parámetros de calificación estándar se supone que son tomados con: 100% de caudal nominal, operando a 24 horas al día y 7 días a la semana, y se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 2-2; Parámetros estándar de secadores de aire; Fuente; ISO 7183-2007

Cantidad	Unidad	Valor			Tolerancia
		Opción A	Opción B	Opción C	
Temperatura de entrada	°C	35	38	45	± 2
Presión de entrada, man.	KPa (bar)	700 (7)	700 (7)	700 (7)	± 14 (0,14)
Humedad relativa de entrada	%	100	100	100	± 0,5
Temperatura de entrada del aire o gas de refrigeración (donde sea aplicable)	°C	25	38	35	± 3
Temperatura de entrada del líquido de refrigeración (Donde sea aplicable)	°C	25	29	25	± 3
Temperatura ambiente	°C	25	38	35	± 3
Flujo de entrada del secador	% Del caudal nominal	100	100	100	± 3

2.2.8.2. Pruebas de rendimiento.

Los siguientes datos son requeridos para todos los secadores de aire comprimido, cuando se inicia su funcionamiento o se quiere comparar uno en uso:

- Punto de rocío
- Caudal
- Presión
- Consumo de energía
- Pérdida de aire en el sistema
- Temperatura de salida
- Emisión de ruido

2.2.8.3. Punto de rocío, caudal y temperatura de salida.

La medición del punto de rocío debe hacer en el caudal nominado indicado por el secador, tomando en cuenta los estándares de la tabla 2-3, si se dispone de un equipo de medición este debe ser utilizado como se muestra en el Anexo A-1, sin embargo la disposición del mismo puede variar dependiendo del secador de aire a ser probado. [5]

2.2.8.4. Caída de presión.

La caída de presión es la pérdida total entre la entrada y la salida del aire en el secador. La presión es medida en el caudal nominal del secador y tomando en cuenta los parámetros estándar de la tabla 2-3. Los filtros de entrada y salida deben ser incluidos en la caída de presión siempre y cuando sean parte del secador. En el anexo A-2 se detalla la manera de medición de la caída de presión. [5]

2.2.8.5. Consumo eléctrico

El consumo de energía eléctrica del secador consiste en la suma total de todas las diferentes formas de energía de entrada del mismo, por ejemplo un secador de aire por adsorción consume una entrada de vapor para la entrada de calor y un suministro energético para el funcionamiento del ventilador y del soplador, en si el informe energético debe indicar el consumo energético en un determinado número de ciclo o tiempo, generalmente en un ciclo de trabajo. [5]

Energía eléctrica (W_E): Expresada en KJ, consumida por el secador debe ser medida usando un voltímetro con una tolerancia de $\pm 1\%$ de la lectura, y se calcula por la siguiente ecuación:

$$W_E = P_{AV} \times t_{DC} \quad 2-3$$

Dónde:

- P_{AV} : es la potencia media, en un ciclo de trabajo del secador dada en Kw.
- t_{DC} : es el tiempo de un ciclo del secador (s).

Potencia media requerida: La potencia media requerida P_{AV} expresada en kilovatios es dada por la siguiente ecuación:

$$P_{AV} = \frac{W_{sum}}{t_{DC}} \quad 2-4$$

Dónde:

- W_{sum} : es la suma de todas las entradas de energía expresada en KJ
- t_{DC} : es el tiempo de un ciclo del secador (s)

2.2.8.6. Pérdidas de aire en el sistema

Algunos secadores utilizan aire comprimido proveniente de procesos de regeneración estos normalmente tiene varias pérdidas que consisten básicamente en dos:

Cambio de presión (V_{BL}): consiste en un volumen de aire comprimido que sale a la atmósfera como parte de un cambio de presión en el sistema, y ocurre cuando un recipiente a presión del secador es ventilado a la presión atmosférica. Generalmente esto sucede al inicio de la regeneración, esta pérdida viene dada por la siguiente ecuación:

$$V_{BL} = V_v \chi \left[\frac{(P_s - p_{regn})}{p_{ref}} \right] \chi n \quad 2-5$$

Dónde:

- V_v : es el volumen del recipiente a presión (m^3)
- P_s : es la presión del sistema en bar
- P_{regn} : es la presión de regeneración expresada en bar
- P_{ref} : Es la presión atmosférica de referencia expresada en bar
- n : es el número de cambios de presión que se producen en un ciclo

Pérdida por purga (V_{PL}): consiste en un caudal de aire comprimido y seco a través de las líneas de salida, el volumen total de aire desviado de la corriente de proceso y usado para la regeneración, se pierde del sistema. [5]

La medición de la taza de flujo de purga debe ser usada como las disposiciones mostradas en el anexo A-3.

Las pérdidas de aire por purga, se expresan en metros cúbicos y se calculan por la siguiente ecuación:

$$V_{PL} = q_{PF} \times t_{PF} \quad 2-6$$

Dónde:

- q_{PF} : Es el caudal de aire que sale por purga, expresado en metros cúbicos por segundo.
- t_{PF} : Es el tiempo total e que la purga es utilizada, expresado en segundos durante un ciclo completo de trabajo del secador expresado también en segundos.

2.2.8.7. Incertidumbres

Debido a la naturaleza misma de las mediciones físicas, es imposible medir una magnitud física sin error alguno, incluso determinar exactamente el error mismo que se está cometiendo en cada medición. [5]

Sin embargo, si las condiciones de la medición son suficientemente bien conocidas, es posible estimar o calcular una desviación característica del valor de medición real, de tal manera que se puede afirmar con un cierto grado de confianza en que el verdadero error es menos de dicha desviación. El valor de dicha desviación (normalmente límite de confianza del 95%) constituye un criterio de la exactitud de la medición en particular. [5]

Se supone que todos los errores sistemáticos que pueden ocurrir en la medición de las cantidades individuales, y de las características del aire pueden ser compensados por las correcciones. Una suposición adicional es que los límites de confianza en errores de lectura y de integración puede ser insignificante si el número de lecturas es suficiente. [5]

Clasificaciones y límites de error de calidad a menudo se invocan para determinar la incertidumbre de medición individual porque aparte de las excepciones, constituyen sólo una fracción de la clase de calidad o el error de límite. [5]

La información sobre la determinación de la incertidumbre de la medición de las cantidades individuales de medición y en los límites de confianza de las propiedades del gas son aproximaciones. [5]

3. CAPÍTULO 3: DISEÑO DEL PROYECTO

3.1. Selección de alternativas

La ponderación para realizar una buena selección de alternativas se la realizó basado en los siguientes criterios.

- **Alcance de aplicaciones:**

El siguiente texto es tomado de la página web de los productos “KASER compresores” (http://mx.kaeser.com/Products_and_Solutions/Compressed-air-treatment/Drying/default.asp). El cuál explica las capacidades, sus eficiencias y el alcance de aplicaciones para los distintos tipos de secadores:

- “Los económicos secadores refrigerativos, tales como los “Secotec“ de Kaeser, se emplean por lo general para secar el aire de la planta y el aire de control, y proporcionan una mínima presión de punto de rocío de +3 °C, y pueden ser utilizados en distintos tipos de condiciones ambientales, comparado con los otros tipos de secadores este tiene una mayor eficiencia.
- Regenerados sin calor o regenerados con calor, los secadores desecantes (dependiendo del volumen de flujo requerido) proporcionan una presión de punto de rocío de -70 °C y se emplean para tratar aire en aplicaciones que requieren aire sumamente seco, como en la producción de alimentos, bebidas y artefactos electrónicos. Asimismo, se usan en sistemas sujetos a condiciones de congelación, desempeñándose magníficamente en la industria farmacéutica, por ejemplo. Los secadores desecantes de Kaeser garantizan máxima eficiencia y óptima confiabilidad.
- Los secadores de membrana Kaeser se adaptan perfectamente a aplicaciones fijas o portátiles (como contenedores y camiones) en las que el espacio es esencial, o donde el aire comprimido debe secarse nuevamente luego de pasar por un secador refrigerativo, como ocurre en procesos expuestos a la congelación o durante temporadas invernales. Igualmente, son ideales para secar pequeños volúmenes de aire comprimido en puntos específicos, pues pueden instalarse directamente enseguida del equipo consumidor de aire, como ocurre con los equipos CNC.”

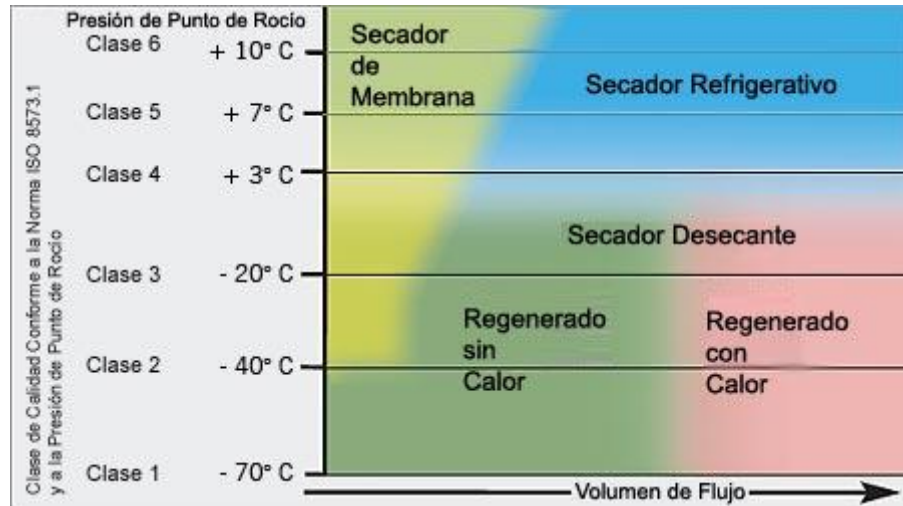


Figura 3-1; Comparación entre los distintos tipos de secadores en base al punto de rocío vs al volumen de flujo; Fuente: http://mx.kaeser.com/Products_and_Solutions/Compressed-air-treatment/Drying/default.asp

- **Costo:**

Para evaluar este parámetro se debe ser consciente de los componentes que no se pueden construir y se deben comprar de cada uno de los secadores, así como el costo de cada uno de ellos, para esto se hizo una revisión de precios en el mercado y se realizó la ponderación de la tabla 3-1.

- **Facilidad de construcción:**

La facilidad de construcción depende de la tecnología de cada secador y las herramientas y métodos de construcción que existen en el medio local para construir estos, así el secador refrigerativo consta básicamente de dos intercambiadores de calor que en el medio local se pueden fabricar, el secador desecante ya que consta de materiales químicos como la alúmina activa y elementos como filtros y bombas, se dificulta su construcción, de igual manera el secador de aire por adsorción.

Tabla 3-1; Ponderación de los tipos de secadores; Fuente: Leonardo Vega, Investigador; Ing. Marcelo Santamaría, Gerente propietario Compairgen. (Ponderación valorada de 1-10, siendo 10 el rango más alto y 1 el más bajo)

Tipo de secador	Costo	Facilidad de construcción	Alcance de aplicaciones en el medio	Total
Refrigerativo	9	7	10	26
Desecante	8	8	8	24
Adsorción	9	8	7	24

Debido a que en nuestro medio los secadores de aire comprimido refrigerativos tienen mayores aplicaciones por condiciones climáticas y utilidad, y tomando en cuenta la ponderación valorada realizada mediante el criterio y colaboración del Gerente de la empresa; en una escala del uno al diez, siendo diez la escala más alta de satisfacción y uno la mínima, se escoge ese tipo de secador para realizar el estudio de diseño y construcción.

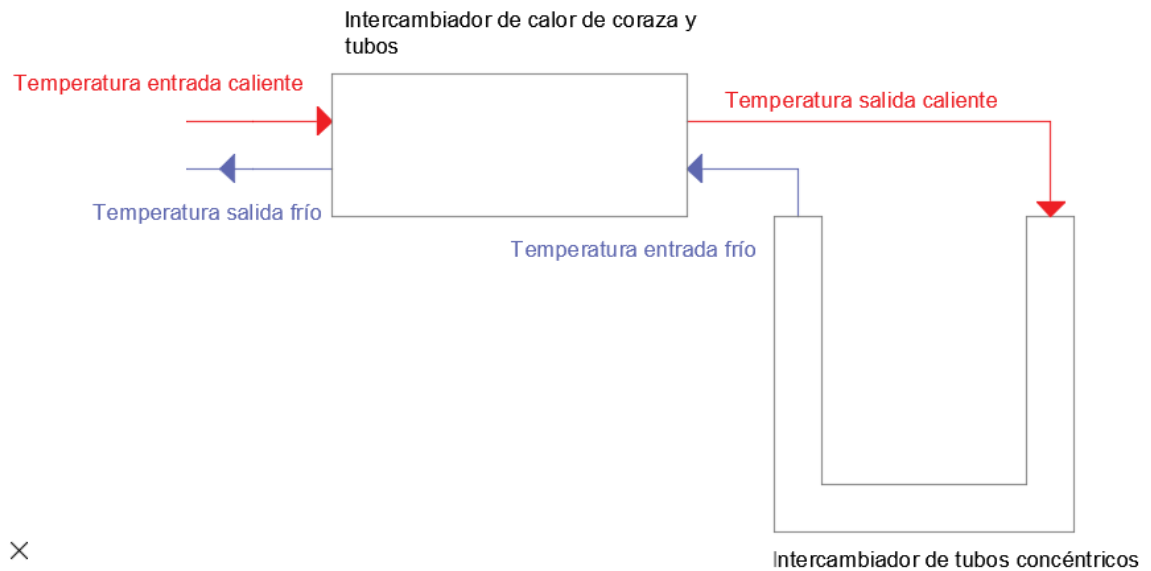
3.2. Cálculos o Modelo Operativo

Para los cálculos del modelo operativo se desarrolló un pre diseño que se presenta a continuación el cuál fue corroborado mediante programación directa de las ecuaciones de transferencia de calor, conservación de la masa y conservación de la energía en el software EES (Engineerign Equation Solver) Versión académica, el programa resultante se adjunta en el Anexo A, detallándose en esta sección los resultados obtenidos para una condición de operación dada, así como el análisis de diversos parámetros de influencia críticos para un secador de aire comprimido.

Unas nociones generales de la metodología general de cálculo utilizada en el programa se detallan a continuación:

- Se ha tomado como referencia las medidas de prototipos de secadores de aire comprimido ya utilizados por la empresa, especialmente de las dimensiones de sus intercambiadores de calor de tubo y coraza, así como el de tubos

concéntricos, de los cuales se ha evaluado parámetros importantes como son: temperaturas de entrada y salida, calores, humedades, vale la pena también explicar el funcionamiento en conjunto de los dos intercambiadores así como sus dimensiones estudiadas, todo lo cual se detalla a continuación:



×

Figura 3-2; Esquema del funcionamiento en conjunto de los intercambiadores de calor, Fuente: Leonardo Vega, Investigador.

3.2.1. INTERCAMBIADOR DE TUBO Y CORAZA.

Para el pre diseño del prototipo de este intercambiador se utilizaron los siguientes parámetros obtenidos de equipos de la empresa que se encuentran ya en funcionamiento:

- 48 tubos cuyos diámetros internos es de 0,008m. y diámetros externos de 0,01m.
- La longitud de la coraza de 0,8 m. con un diámetro externo de 0,105m.
- Material de los tubos: cobre.
- El caudal nominal del aire es: 230 m³/h.
- Temperatura salida caliente 20 °C.
- Temperatura de entrada caliente 80° C.
- Temperatura entrada frío 8°C.

Con los datos mencionados anteriormente se realizaron los siguientes cálculos para el diseño del intercambiador de tubos y coraza.

- **Coefficiente de convección (h) interno:**

Es necesario definir primero el número de Reynolds, el número de Prant, y el número de Nusselt para esto declaramos las variables necesarias como son: Densidad, viscosidad y conductividad del aire, así como el caudal para obtener la velocidad interna y el área interna de los tubos.

$$Re, int = \rho_{int} \cdot V_{int} \cdot \frac{d_{int}}{\mu_{int}} \quad 3-1$$

$$V_{int} = \frac{Q}{A_{int} \cdot \rho_{int}} \quad 3-2$$

$$V_{int} = \frac{0,06389}{0,000052027m^2 * 7,087}$$

$$V_{int} = 3,736$$

$$Re, int = 7,087 \cdot 3,736 \cdot \frac{0,008}{0,01}$$

$$Re, int = 10246$$

Dónde:

- Re, int : Número de Reynolds interno de los tubos (adimensional).
- ρ_{int} : Densidad del aire a la temperatura media interna y a la presión del aire (kg/m^3).
- μ_{int} : Viscosidad del aire a la temperatura media interna y a la presión del aire. ($Pa*s$)
- V_{int} : Velocidad interna. (m/s)
- Q : Caudal (Kg/s)
- d_{int} : Diámetro interno de los tubos (m).
- A_{int} : Área interna de los tubos (m^2).

A continuación para obtener el número de Nusselt y el coeficiente de convección interno de los tubos se ha utilizado la correlación de Dittus-Boelter [10], las cuales son:

$$Nusselt_{int} = 0,023Reynolds_{int}^{4/5} \cdot Prannt_{int}^{0,3} \quad 3-3$$

$$Prandtl_{int} = \frac{Cp \cdot \mu}{k} \quad 3-4$$

$$Prandtl_{int} = \frac{1012 \cdot 0,01}{0,024}$$

$$Prandtl_{int} = 0,8$$

$$Nusselt_{int} = 0,023(10246)^{4/5} \cdot (0,8)^{0,3}$$

$$Nusselt_{int} = 35,3$$

$$Nusselt_{int} = h_{int} \cdot d_{int} / k_{int} \quad 3-5$$

$$h_{int} = \frac{Nusselt_{int}}{d_{int} / k_{int}}$$

$$h_{int} = \frac{35,3}{0,008/0,024}$$

$$h_{int} = 122,5$$

Dónde:

- Cp : Calor específico del aire (J/Kg.K)
- μ_{int} : Viscosidad del aire a la temperatura media interna y a la presión del aire. (Pa*s)
- d_{int} : Diámetro interno de los tubos (m)
- k_{int} : Conductividad del aire (W/m·K)
- h_{int} : Coeficiente de convección interna de los tubos (W/m²)

- **Coeficiente de convección (h) externo:**

Utilizamos la ecuación 7.63 [10], utilizando el número de Prandtl igualmente llamando de la base de datos del programa con temperatura media externa y la presión de aire, como se describe a continuación:

$$h_{ext} = 1,13C \cdot 0,233Re_{ext}^m \cdot Prant_{ext}^{1/3} \quad 3-6$$

$$Re, ext = \rho_{ext} \cdot V_{ext} \cdot \frac{d_{ext}}{\mu_{ext}} \quad 3-7$$

$$V_{ext} = \frac{Q}{A_{ext} \cdot \rho_{ext}} \quad 3-8$$

$$V_{ext} = \frac{0,06389}{0,0042 * 9,452}$$

$$V_{ext} = 1,06$$

$$Re, ext = 9,452 * 1,06 * \frac{0,01}{0,00001662}$$

$$Re, ext = 9155$$

$$Prantt_{ext} = \frac{c_p * u}{k} \quad 3-9$$

$$Prantt_{int} = \frac{1012 * 0,01}{0,024}$$

$$Prantt_{int} = 0,7$$

$$h_{ext} = 1,13 * (0,356) * 0,023 * 9155^{0,580} * 0,7^{1/3}$$

$$h_{ext} = 19,16$$

Dónde:

- C y m : Se obtienen de la tabla 7.5 de la referencia [10], y más detalladamente en el Anexo B-1.
- Re, ext : Número de Reynolds interno de los tubos (adimensional).
- ρ_{ext} : Densidad del aire a la temperatura media externa y a la presión del aire (kg/m^3).
- μ_{ext} : Viscosidad del aire a la temperatura media externa y a la presión del aire. ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)
- V_{ext} : Velocidad externa. (m/s)
- Q : Caudal (Kg/s)
- d_{ext} : Diámetro externo de los tubos (m).
- C_p : Calor específico del aire ($\text{J/Kg}\cdot\text{K}$)
- μ_{ext} : Viscosidad del aire a la temperatura media externa y a la presión del aire. ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)
- d_{ext} : Diámetro externo de los tubos (m)
- K_{ext} : Conductividad del aire ($\text{W/m}\cdot\text{K}$)
- h_{ext} : Coeficiente de convección interna de los tubos (W/m^2)

- **Cálculo de UA:**

Tras obtener los coeficientes de convección externos e internos, mediante las siguientes ecuaciones calculamos el calor que se transfiere en este intercambiador:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(h_{int} * \pi * d_{int} * L * n)} + \frac{1}{(h_{ext} * \pi * d_{ext} * L * n)} + \frac{\ln\left(\frac{\frac{d_{int}}{2}}{\frac{d_{ext}}{2}}\right)}{(2 * \pi * L * K_{mat})} \quad 3-10$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(122,5 * \pi * 0,008 * L * n)} + \frac{1}{(19,6 * \pi * 0,01 * L * n)} + \frac{\ln\left(\frac{\frac{0,008}{2}}{\frac{0,01}{2}}\right)}{(2 * \pi * L * K_{mat})}$$

$$UA = 14,5$$

- **Cálculo de q y Temperaturas de salida:**

Tras obtener los coeficientes de convección externos e internos, y UA mediante las siguientes ecuaciones calculamos el calor que se transfiere en este intercambiador:

$$q = UA * LMTD \quad 3-11$$

$$q = Q(Cp * T_{entrada caliente} - Cp * T_{salida caliente}) \quad 3-12$$

$$q = -Q(Cp * T_{entrada frío} - Cp * T_{salida frío}) \quad 3-13$$

De lo cual se obtiene los siguientes resultados:

- q= 834,6 W
- T salida caliente= 310,3 K
- T salida frío= 265,7 K

Dónde:

- *hint*: Coeficiente de convección de los tubos interno. (W/m²)
- *hext*: Coeficiente de convección de los tubos externo. (W/m²)
- *dint*: Diámetro interno de los tubos. (m)
- *dext*: Diámetro externo de los tubos. (m)
- *L*: Longitud de los tubos. (m)
- *n*: Número de tubos.
- *Kmat*: Coeficiente de conductividad del material de los tubos. (W/m*k)

- q : Calor del intercambiador (J/s)
- $LMTD$: Diferencia media logarítmica

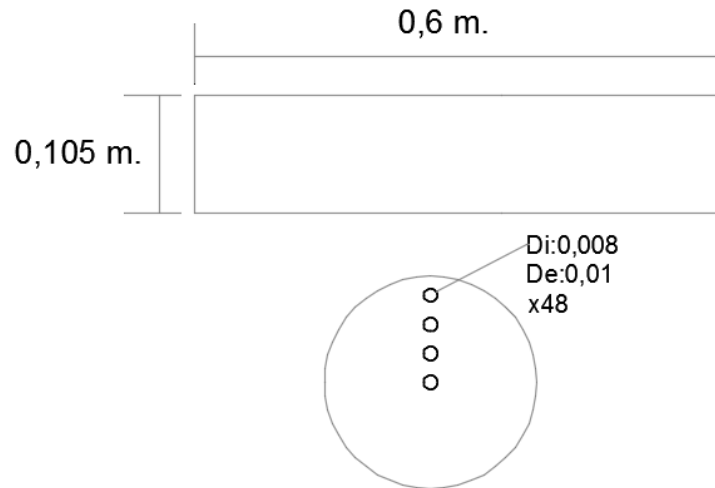


Figura 3-3; Esquema del intercambiador de tubo y coraza; Fuente: Leonardo Vega, Investigador

3.2.2. INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCÉNTRICOS:

- Este intercambiador está dispuesto en forma de U por dos razones, la primera es para aprovechar de mejor manera el espacio, y la segunda es para que en la parte inferior del mismo se aproveche el condensado para que el aire borbotee, aumentando con ello la transferencia de calor entre el aire y las paredes del tubo concéntrico, ya que el agua condensada ayuda de manera a intensificar la transferencia de calor. Para el pre diseño de este intercambiador se tomaron en cuenta las siguientes variables:
 - El largo total de los tubos es 1,150 (m).
 - Diámetro interno del tubo externo 0,057 (m).
 - Diámetro externo del tubo externo 0,06 (m).
 - Diámetro interno del tubo interno 0,032 (m).
 - Diámetro externo del tubo interno 0,0355 (m).
 - La longitud de la coraza de 0,8 m. con un diámetro externo de 0,105 (m).
 - Material de los tubos: cobre.
 - El caudal nominal del aire es: 230 (m³/h).
 - Temperatura salida caliente 20 °C.

- Temperatura de entrada caliente 80° C.
- Temperatura entrada frío 8°C

- **Cálculo de calor:**

Para calcular el calor debemos dividir este en calor sensible y calor latente, ya que existe un cambio de fase (aire en condensado).

$$q_{tc} = q_{sensible} + q_{latente} \quad 3-14$$

$$q_{sensible} = Q * (c_p * T_{salida\ caliente} - c_p * T_{entrada\ frio}) \quad 3-15$$

$$q_{sensible} = 0,06389 * (1020 * 310,3 - 1020 * 252,9)$$

$$q_{sensible} = 834,6$$

$$q_{latente} = Q ((W_{entrada\ secador} * h_{vapor\ entrada}) - (W_{salida\ secador} * h_{vapor\ salida})) - m_{agua} * h_{agua} \quad 3-16$$

$$q_{latente} = 0,06389((0,01 * 2,5698e6) - (0,0056 * 2,46e6)) - 0,00027 * 86744$$

$$q_{latente} = 3741$$

$$q_{tc} = 834,6 + 1648$$

$$q_{tc} = 5389$$

Dónde:

- q_{tc} : Calor del intercambiador. (J/s)
- Q : Caudal. (Kg/s)
- C_p : Propiedad del aire. (J·kg⁻¹·K⁻¹)
- $W_{entrada\ secador}$: Humedad de entrada del secador.
- $W_{salida\ secador}$: Humedad de salida del secador.
- $h_{vapor\ entrada}$: Entalpía del vapor de entrada. (J)
- $h_{vapor\ salida}$: Entalpía del vapor de salida. (J)
- m_{agua} : Masa de condensado. (Kg)
- h_{agua} : Entalpía del condensado. (J)
- $T_{salida\ caliente}$: (K)
- $T_{entrada\ frío}$: (K)

- **Cálculo de las temperaturas:**

En este caso tenemos dos temperaturas medias, la temperatura interior del tubo interior, y la temperatura interior del tubo exterior, y con estas temperaturas obtenemos la temperatura media logarítmica (LMTD) como se describen a continuación:

$$T_{media_{int}} = (T_{salida\ caliente} + T_{entrada\ frío})/2$$

3-17

$$T_{media_{int}} = (310 + 252,9)/2$$

$$T_{media_{int}} = 281,6$$

$$T_{media_{ext}} = T_e + 273,15$$

3-18

$$T_{media_{ext}} = 276,5$$

$$LMTD = \frac{T_{entrada\ frío} + T_{salida\ caliente}}{2} - T_{media\ ext} \quad 3-19$$

Dónde:

- *T media int*: Temperatura media interior del tubo interior.
- *T media ext*: Temperatura media interior del tubo exterior.
- *Te*: Temperatura de evaporación del refrigerante, depende del tipo de compresor a utilizarse, hojas técnicas de compresores en el Anexo C

- **Compresor frigorífico:**

Para obtener la temperatura de evaporación del refrigerante debemos saber ciertas características técnicas de cada compresor, en este caso se ha tomado la posibilidad de utilizar dos compresores frigoríficos de los cuales sus hojas técnicas se adjuntan en el Anexo C, y se debe calcular su caudal volumétrico de la siguiente manera:

$$Desplazamiento = 112,5/1^6 \quad 3-20$$

$$Q_{vol} = Desplazamiento * 30 \quad 3-21$$

$$Q_{vol} = 0,0033$$

$$m1 = Q_{vol} * \rho_{aspiración} \quad 3-22$$

$$m1 = 0,05464$$

$$Q_{\text{evaporador}} = C1 + C2 * Te + C4 * Te^2 + C7 * Te^3 + (C3 + C5 * Te + C8 * Te^2) * Tc + (C6 + C9 * Te) * Tc^2 + C10 * Te^3 \quad 3-23$$

Dónde:

- *Desplazamiento*: Característica técnica de cada compresor, revisar hoja técnica.
- *Q vol*: Caudal volumétrico, el factor 30 depende de las características técnicas de cada compresor.
- *m1*: Caudal másico.
- *ρ aspiración*: Densidad del refrigerante a la temperatura de evaporación, la misma que depende del compresor a utilizarse.
- *C1, C2, C3, C4, C5, C6, C7, C8, C9, 10*: Valores tomados de catálogos del Anexo C
- *Te*: Temperatura de evaporación.
- *Tc*: Temperatura de condensación

• **Cálculo de h externa del tubo interno:**

Para el cálculo del coeficiente de convección entre el refrigerante R22 y la pared del tubo se ha utilizado la correlación propuesta en la figura 14 del paper “Experimental Thermal and Fluid Science” que se adjunta en el Anexo D, en el cual se tiene una gráfica del coeficiente de convección en función de la velocidad, la cual se ha modelado mediante un polinomio de tercer orden, con las siguientes ecuaciones:

$$MV1 = \frac{m1}{\pi \left(\left(dint^{\frac{2}{4}} \right) - \left(dext^{\frac{2}{4}} \right) \right)} \quad 3-24$$

$$MV1 = \frac{0,05464}{\pi \left(\left(0,057^{\frac{2}{4}} \right) - \left(0,0355^{\frac{2}{4}} \right) \right)}$$

$$MV1 = 34,98$$

$$MV = \frac{MV1 * dext}{0,007}$$

$$3-25$$

$$MV = 177,4$$

Dónde:

- *MVI*: Factor inicial para hacer similitud del diámetro interno al externo

- MV : Variable para entrar al polinomio de ajuste de la gráfica 3-1

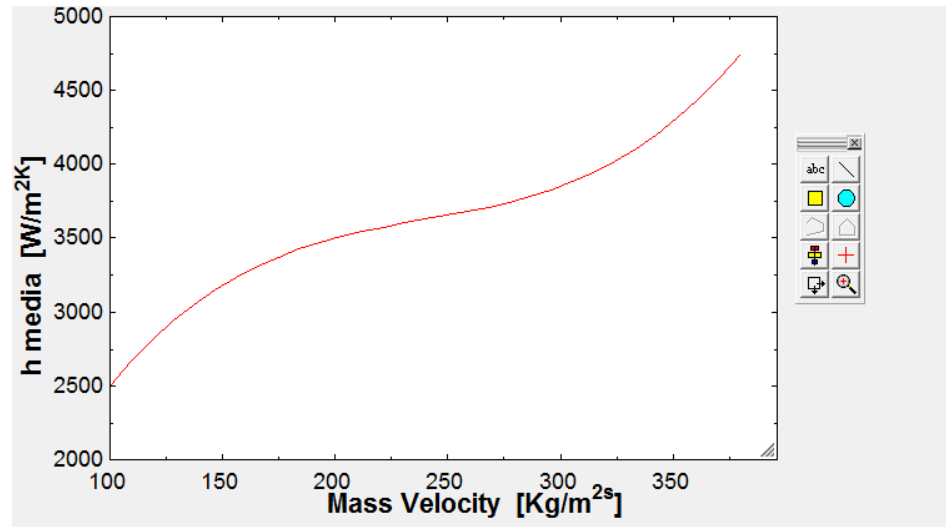


Gráfico 3-1; MV (masa por velocidad) en función de h externa del tubo interno; Fuente: Leonardo Vega Investigador

De la anterior gráfica con la ayuda del programa se puede obtener el siguiente polinomio que es la ecuación de la curva:

$$h_{ext} = -769,048 + 49,4325MV - 0,1944MV^2 + 0,00026MV^3 \quad 3-26$$

$$h_{ext} = 4725 (W/m^2)$$

- **Cálculo del coeficiente de convección interna del tubo interno:**

Debido a que sigue existiendo aire que borbotea en agua, la transferencia de calor entre agua y aire se supone infinita debido a que el área es muy grande, y calculamos con las siguientes ecuaciones:

$$Nusselt_{int} = 0,233Reynolds_{int}^{4/5} \cdot Prandtl_{int}^{0,4} \quad 3-27$$

$$Nusselt_{int} = h_{int} \cdot d_{int} / k_{int} \quad 3-28$$

$$Re_{int} = \rho_{int} \cdot V_{int} \cdot \frac{d_{int}}{\mu_{int}}$$

$$V_{int} = \frac{0,0638}{A_{int} * 7,7}$$

$$V_{int} = 1,13$$

$$Re_{int} = 1000 * 1,13 * \frac{0,032}{0,0006827}$$

$$Re_{int} = 529661,637$$

$$Prandtl_{int} = 4,54$$

$$Nusselt_{int} = 0,023(529661,637)^{4/5} \cdot 4,54^{0,4}$$

$$Nusselt_{int} = 253,5$$

Reemplazamos este valor en la ecuación 3-28 y despejamos $hint$

$$hint = \frac{Nusselt_{int} * k_{int}}{d_{int}} \quad 3-29$$

$$hint = \frac{253,5 * 0,6276}{0,032}$$

$$hint = 4971,76$$

Dónde:

- h_{int} : Coeficiente de convección interna del tubo interno. (W/m²)
- V_{int} : Velocidad del flujo interno (m/s)
- $Prandtl$: Número de Prandtl a temperatura media interna

• **Cálculo del calor del intercambiador:**

Finalmente para el cálculo del calor debemos encontrar el valor de UA como se muestra a continuación:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(h_{int} * \pi * d_{int} * L * n)} + \frac{1}{(h_{ext} * \pi * d_{ext} * L * n)} + \frac{\ln\left(\frac{\frac{d_{int}}{2}}{\frac{d_{ext}}{2}}\right)}{(2 * \pi * L * K_{mat})} \quad 3-30$$

$$q = UA * LMTD \quad 3-31$$

Despejamos UA de 3-27 y reemplazamos en 3-26. Y despejamos q de la nueva ecuación 3-28

$$\frac{1}{q/LMTD} = \frac{1}{(h_{int} * \pi * d_{int} * L * n)} + \frac{1}{(h_{ext} * \pi * d_{ext} * L * n)} + \frac{\ln\left(\frac{\frac{d_{int}}{2}}{\frac{d_{ext}}{2}}\right)}{(2 * \pi * L * K_{mat})} \quad 3-32$$

$$q = \frac{LMTD}{\frac{1}{(h_{int} * \pi * d_{int} * L * n)} + \frac{1}{(h_{ext} * \pi * d_{ext} * L * n)} + \frac{\ln\left(\frac{d_{int}}{d_{ext}}\right)}{(2 * \pi * L * K_{mat})}} \quad 3-33$$

$$q = \frac{15,88}{\frac{1}{(3609 * \pi * 0,057 * 1,15 * 2)} + \frac{1}{(2848 * \pi * 0,06 * 1,15 * 2)} + \frac{\ln\left(\frac{0,057}{0,06}\right)}{(2 * \pi * 1,15 * 395,6)}}$$

$$q = \frac{15,88}{0,0006737 + 0,0008098 + \frac{0,0512}{(2854,12)}}$$

$$q = 5389$$

Dónde:

- *hint*: Coeficiente de convección de los tubos interno. (W/m²)
- *hext*: Coeficiente de convección de los tubos externo. (W/m²)
- *dint*: Diámetro interno de los tubos. (m)
- *dext*: Diámetro externo de los tubos. (m)
- *L*: Longitud de los tubos. (m)
- *n*: Número de tubos.
- *Kmat*: Coeficiente de conductividad del material de los tubos. (W/m*k)
- *q*: Calor del intercambiador (W)
- *LMTD*: Diferencia media logarítmica

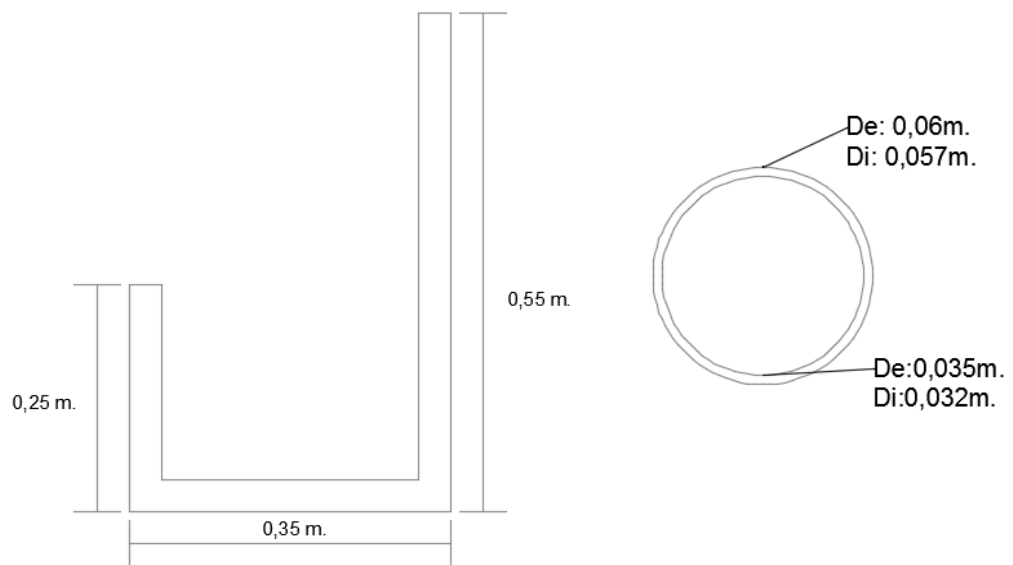


Figura 3-4; Esquema del intercambiador de calor de tubos concéntricos; Fuente: Leonardo Vega; Investigador

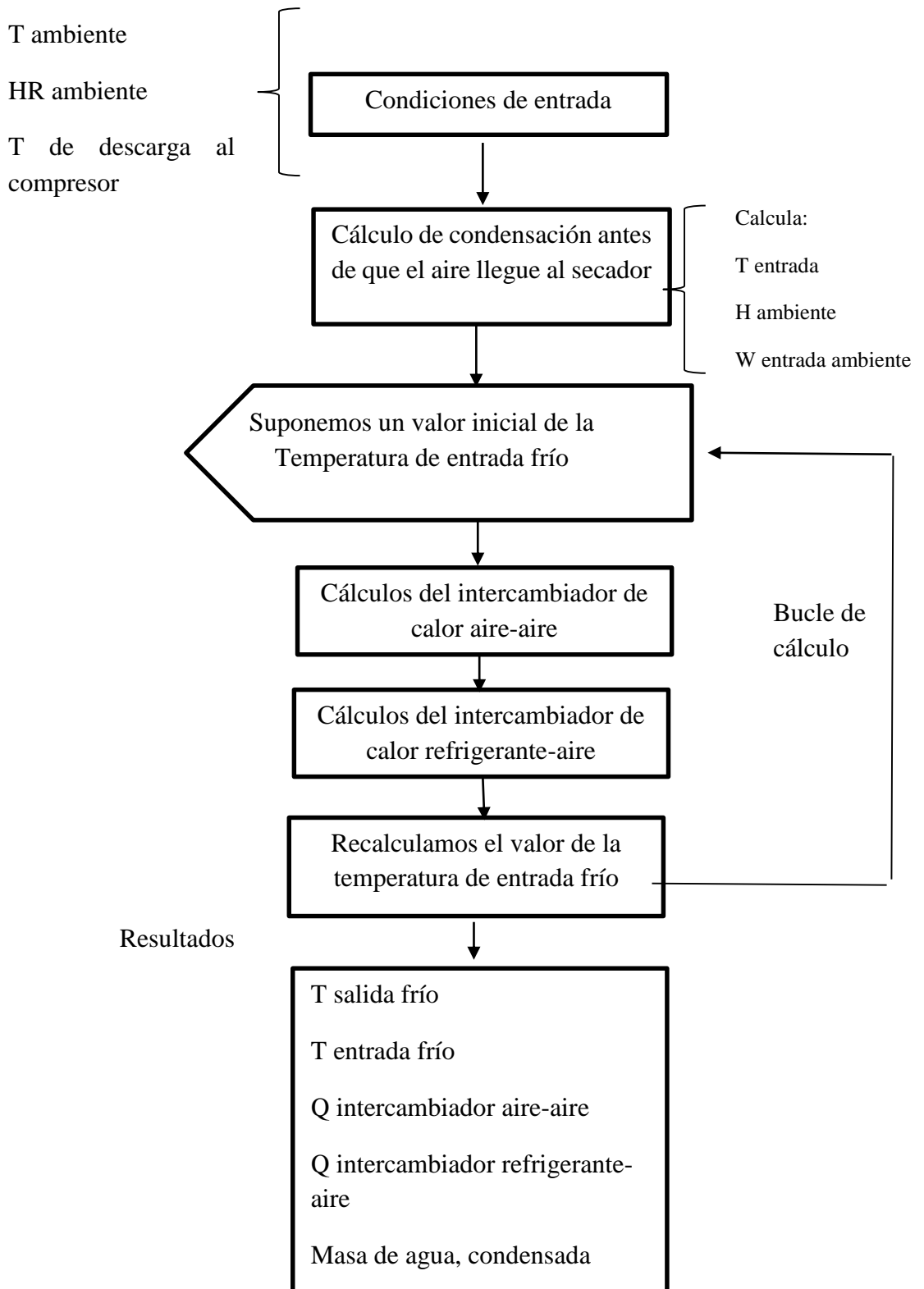
- **Descripción y funcionamiento del programa:** El programa inicia con un condicional y un cálculo para saber si el aire se condensa antes de entrar al secador, el cual determina que el aire entra saturado al secador de aire comprimido.

Luego tenemos las condiciones ambientales, ya que el equipo puede funcionar en cualquier lugar sujeto a cambios climáticos como la temperatura ambiental y la humedad relativa que este caso son de la ciudad de Quito y se tomaron de la página <http://es.climate-data.org/location/1012/>, que son:

- Temperatura ambiente anual promedio: 13,6 °C
- Humedad relativa anual promedio: 90%
- Humedad específica del aire ambiente: 0,0088
- Presión parcial del vapor ambiente: 1402

Cabe recalcar que se puede cambiar para cualquier dato de cualquier ciudad donde el equipo vaya a funcionar. A continuación definimos las variables que se requieren y se describieron anteriormente acerca de la geometría de los intercambiadores de calor para posteriormente realizar los cálculos pertinentes,

a continuación se presenta un diagrama de flujo que explica el funcionamiento del programa.



- Originalmente el programa calcula las temperaturas: Temperatura salida caliente, Temperatura entrada frío y Temperatura salida frío. Y los calores de cada intercambiador, los cuales se presentan en la siguiente tabla de resultados:

Tabla 3-2; Tabla de resultados1; Fuente: Leonardo Vega, Investigador

	K	°C	J/s
Temperatura entrada caliente	352,2	79,05	-
Temperatura salida caliente	334,9	61,75	-
Temperatura entrada frío	252,9	-20,25	-
Temperatura Salida frío	271,2	-1,95	-
Calor Intercambiador Coraza y tubos	-	-	1189
Calor intercambiador Tubos concéntricos	-	-	6937

- En este punto es necesario decir que nuestros intercambiadores de calor funcionan de manera correcta, ya que como se puede apreciar en los resultados la temperatura de entrada frío es de 252,9 K que son aproximadamente -20,25 °C, lo que quiere decir que enfría hasta puntos de congelación, cosa que no es demasiado buena, para controlar esto se debe regular el funcionamiento del sistema de forma que la consiga de una temperatura de trabajo, que en este caso es la “temperatura de entrada frío” sea a 281,2 K, 8°C. Tomando esta temperatura de operación se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 3-3; Tabla de resultados 2; Fuente: Leonardo Vega, Investigador

	K	°C	J/s
Temperatura entrada caliente	343,2	70,05	-
Temperatura salida caliente	340,5	67,35	-
Temperatura entrada frío	281,2	8,05	-
Temperatura Salida frío	293,8	20,65	-
Calor Intercambiador Coraza y tubos	-	-	825,4
Calor intercambiador Tubos concéntricos	-	-	5418

- **Comparación de resultados:**

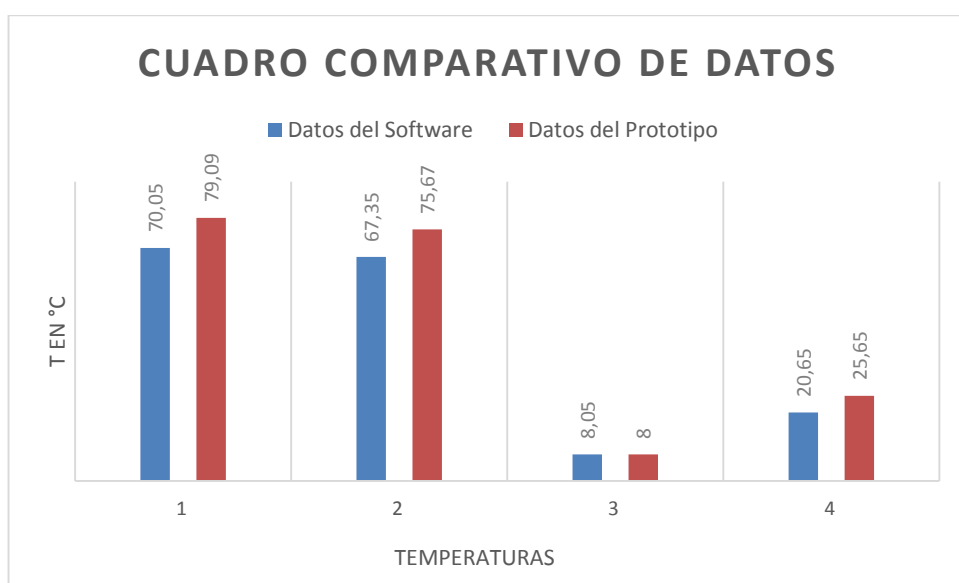
A continuación se presenta un cuadro comparativo de los resultados obtenidos en el software y los resultados obtenidos en las pruebas realizadas en el prototipo construido.

Tabla 3-4; Cuadro comparativo de resultados; Fuente: Leonardo Vega, Investigador

	SOFTWARE		PROTOTIPO	
	K	°C	K	°C
Temperatura entrada caliente	343,2	70,05	352,24	79,09
Temperatura salida caliente	340,5	67,35	348,82	75,67

Temperatura entrada frío	281,2	8,05	281,15	8
Temperatura Salida frío	293,8	20,65	298,8	25,65

Figura 3-5; Cuadro comparativo de resultados; Dónde: 1: T entrada caliente, 2: T salida caliente, 3: T entrada frío, 4: T salida frío; Fuente; Leonardo Vega, Investigador.



- Lo que nos dice que el programa y el prototipo funcionan de manera satisfactoria. Una vez validado el funcionamiento del programa, se pueden realizar estudios paramétricos del sistema variando alguna variable de influencia.

Para un secador dado, las variables de influencia fundamentales están relacionadas con las condiciones ambientales y la temperatura de entrada del aire al secador. Tomando esta última como la más relevante por ser la que impondrá mayor carga térmica al sistema, se ha simulado su influencia desde un valor de 290 K a 360K. Los resultados se pueden ver en la figura 3-5, en que se ha representado la temperatura de entrada caliente, frente al resto de temperaturas del sistema, comprobándose que el sistema trabaja de manera

satisfactoria para todas ellas, es decir, es capaz de mantener una temperatura de rocío de 8°C a la salida del secador para cualquier condición de operación.

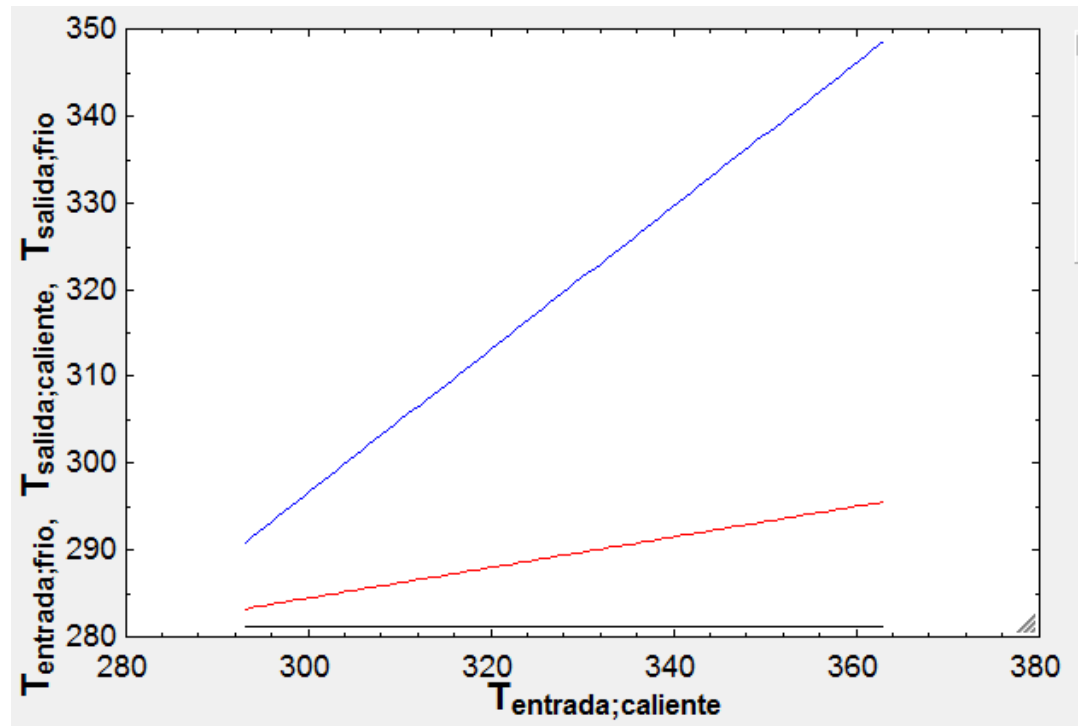


Figura 3-6; Variación de temperaturas en función de la temperatura entrada caliente en K, Fuente: Leonardo Vega, investigador.

---- T entrada frío, ----- T salida frío, ----- T salida caliente

- En esta gráfica se puede observar las diferentes temperaturas de funcionamiento en función de la temperatura de entrada caliente, que viene siendo la temperatura a la cual el aire sale del compresor hacia el secador.
- **Ciclo frigorífico:**
El ciclo frigorífico del secador se explica mediante el siguiente gráfico:

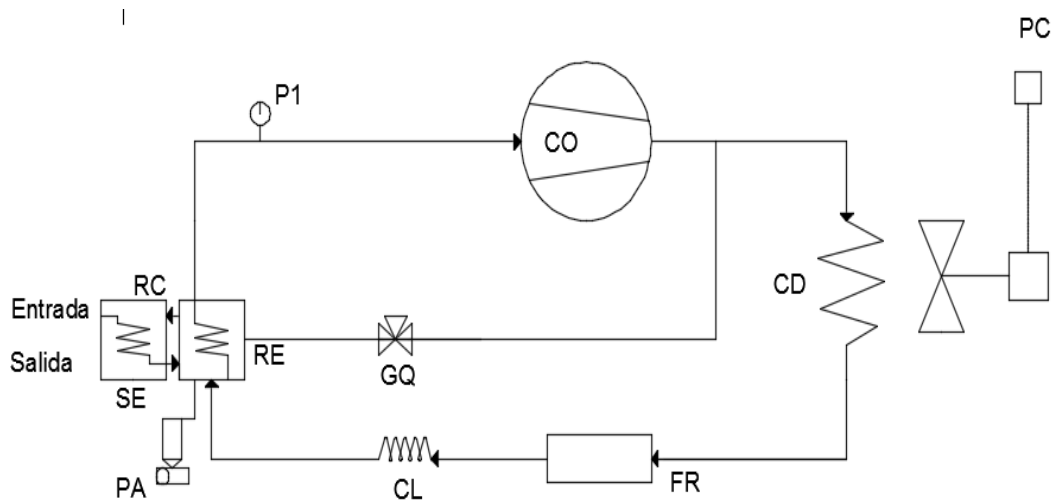


Figura 3-7; Esquema del ciclo de funcionamiento del secador; Fuente: Leonardo Vega, Investigador

Dónde:

- RC: Intercambiador de calor, con una amplia superficie de intercambio, Proporciona una mayor caída de la temperatura de entrada del aire comprimido en el evaporador, reduciendo al mínimo el trabajo del sistema de refrigeración y proporcionando el máximo ahorro de energía eléctrica.
- RE: Es un intercambiador de calor que contiene una superficie fría cubierta internamente por el refrigerante mantenido a una cierta presión, el refrigerante pasa de líquido a vapor para extraer el calor del aire en el proceso de evaporación.
- CO: Compresor frigorífico, aspira el vapor de refrigerante en la presión de evaporación, reprimiendo a una presión más alta con el fin de facilitar su condensación.
- CD: Es un intercambiador de calor en el que se da la condensación del refrigerante causado por la circulación de aire ambiente.
- CL: Capilar controla la cantidad de refrigerante líquido admitido en el evaporador.
- FR: Filtro de refrigerante tiene con material higroscópico internamente para retener contaminantes.
- SE: Separador de condensado con filtro separador de partículas.

- PA: Purgador.
- P1: Manómetro para indicar la presión de evaporación.
- PC: Presostato de control de la presión, apaga el ventilador del condensador siempre que la presión de evaporación caiga debajo del valor pre establecido.
- CQ: Válvula de gas caliente que regula automáticamente la operación del sistema frigorífico.

En el programa desarrollado se puede realizar el cálculo empleando tres tipos de compresores cuyas hojas técnicas se adjuntan en el Anexo C, pero se eligió el compresor TECUMSEH AJEK510TGZ, por las características que ofrece y especialmente las temperaturas de trabajo

3.3. Presupuesto

Tabla 3-5; Presupuesto; Fuente: Leonardo Vega, Investigador

ITEM	DESCRIPCIÓN	COSTO (\$)
1	Recopilación de información	100
2	Internet	100
3	Copias	50
4	Transporte	150
5	Impresiones	90
6	Costos varios	75
7	Intercambiador de calor	450
8	Válvulas de purga	250
9	Refrigerante	100
10	Capilares	300
11	Filtros	175
12	Mano de obra	350
TOTAL		2190

3.4. Plan de mantenimiento

El mantenimiento es un conjunto de técnicas y sistemas que ayudan a prevenir las averías, efectuar revisiones y realizar tareas eficaces para evitar imprevistos, dividiéndose en varios tipos de mantenimientos con la finalidad de mantener la completa productividad de las empresas ayudando a prestar una mejor calidad de servicios para las industrias.

A continuación se muestra el diagrama de funcionamiento de bloques del secador, el mismo que resulta muy útil para ya que cada flecha muestra una conexión y por ende si una de estas se corta, el equipo falla.

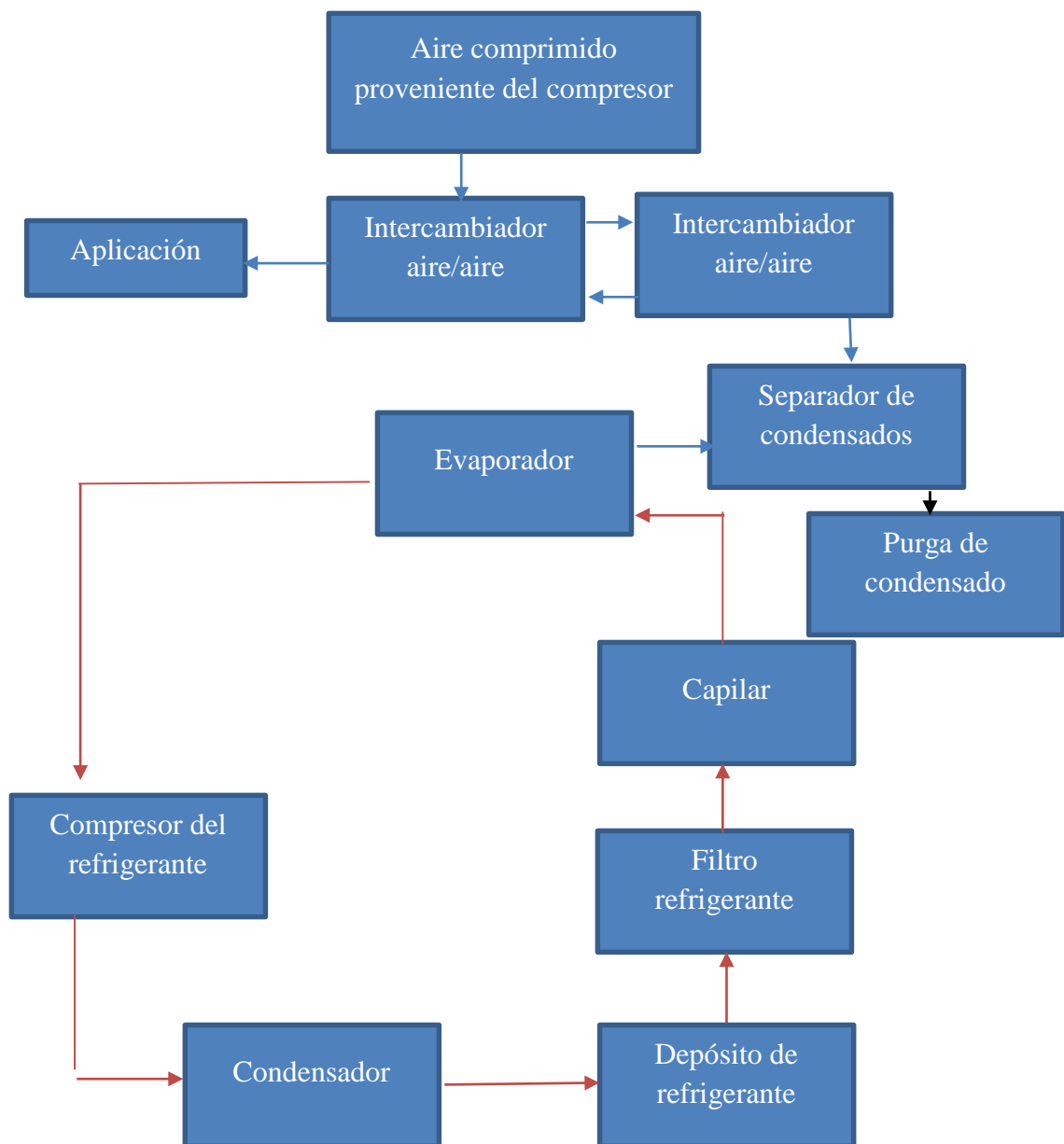


Figura 3-8; Diagrama de bloques del funcionamiento del secador; Fuente: Leonardo Vega, Investigador

- FLUJO DE AIRE COMPRIMIDO →
- FLUJO DE REFRIGERANTE →
- FLUJO DE CONDENSADOS →

En los siguientes diagramas se muestra los subsistemas y funciones que tiene el secador, lo cual es de ayuda para la identificación de problemas:

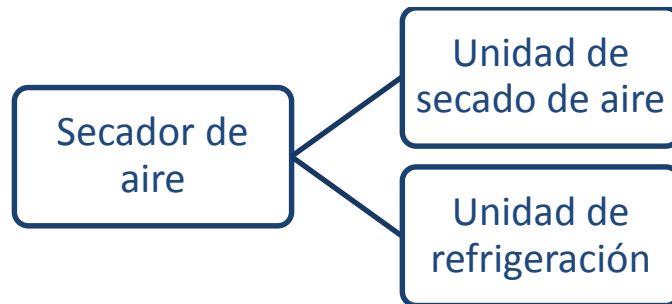


Figura 3-9; Diagrama sistemático del secador; Fuente: Leonardo Vega; Investigador

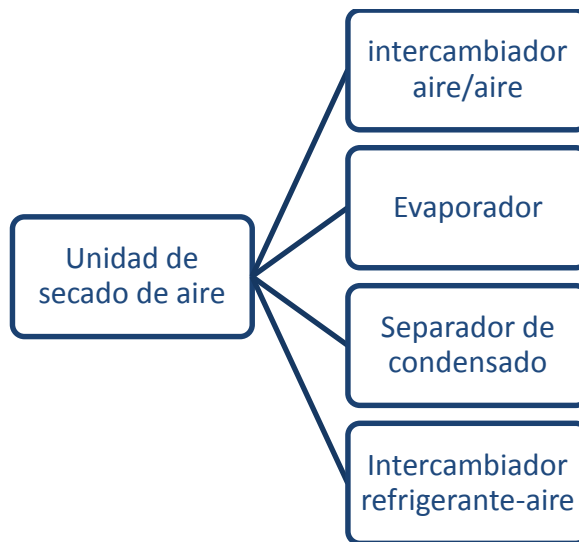


Figura 3-10; Diagrama de la unidad de secado de aire; Fuente: Leonardo Vega, Investigador

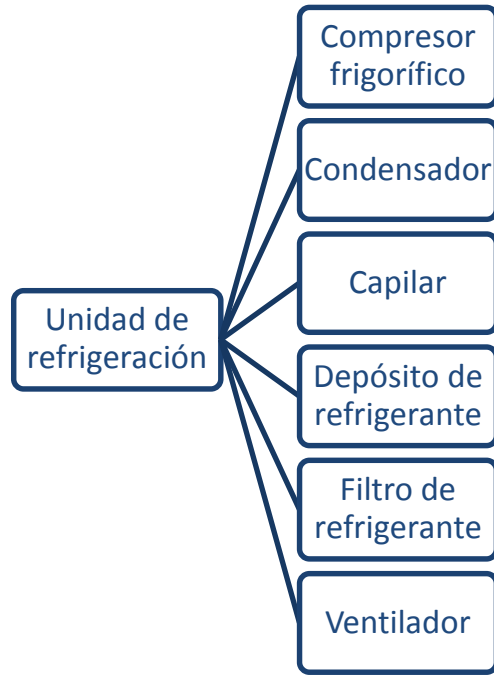



Figura 3-11; Diagrama de la unidad de refrigeración; Fuente: Leonardo Vega, Investigador

Tabla 3-6; Ficha de componentes de la máquina; Fuente: Leonardo Vega, Investigador

Máquina	Código de la máquina	Componentes	Código de los componentes
Secador de aire comprimido de 230 m ³ /h	SA - 001	Intercambiador de calor ref-aire	S-SEC-000
		Intercambiador de calor aire/aire	S – SEC – 001
		Evaporador	S – SEC – 002
		Separador de condensado	S – SEC – 003
		Compresor frigorífico	S – REF – 001
		Condensador	S – REF – 002
		Válvula de expansión	S – REF – 003
		Depósito de refrigerante	S – REF – 004
		Filtro de refrigerante	S – REF – 005
		Ventilador	S – REF – 006

3.4.1. Desarrollo de la matriz de criticidad

A continuación se detalla la ecuación con la que se consigue la criticidad, este método fue desarrollado por un grupo de consultoría inglesa denominado: The Woodhouse Partnership Limited [Woodhouse Jhon. “Criticality Analysis Revisited”, The Woodhouse Partnership Limited, Newbury, England 1994].

A continuación se presenta de forma detallada la expresión mencionada:

Criticidad total = Frecuencia x Consecuencias de fallas..... (I)

Frecuencia = Rango de fallas en un tiempo determinado (fallas/año)

Consecuencias = ((Impacto Operacional x Flexibilidad) + Costos

De Mtto. + Impacto Seguridad, Ambiente e Higiene) (\$, \$US)

En el Anexo E se determina los valores empleados para la matriz de criticidad

Tabla 3-7; Ficha de Criticidad; Fuente: Leonardo Vega, Investigador

COMPAIRGEN S.A.	LÍNEA DE PRODUCCIÓN SECADOR DE AIRE COMPRIMIDO DE 230m ³ /h MATRIZ DE CRITICIDAD	HOJA 1 DE 1					CÁLCULO DE CRITICIDAD	
		TIPO DE MANTENIMIENTO						
SISTEMAS	ELEMENTOS	FFF	IP	FO	CM	SHA	CONSECUENCIA	CRITICIDAD
Unidad de secado de aire	Intercambiador de calor aire/aire	1	6	4	1	2	27	27
	Evaporador	1	4	4	1	2	19	19
	Separador de condensado	1	6	2	1	2	15	15
Unidad de refrigeración	Compresor frigorífico	1	4	1	1	2	7	7
	Condensador	1	2	2	1	2	7	7
	Válvula de expansión	1	2	1	1	2	5	5
	Depósito de refrigerante	3	2	1	1	2	5	15
	Filtro de refrigerante	3	1	1	1	2	4	12
	Ventilador	3	1	1	1	2	4	12

3.4.2. Distribución y matriz de criticidad

Tabla 3-8; Valores, Criticidad VS Frecuencia; Fuente: Leonardo Vega, Investigador

4			
3		S – REF – 004 S – REF – 005 S – REF – 006	
2			
1	S – REF – 001 S – REF – 002 S – REF – 003	S – SEC – 003	S – SEC – 001 S – SEC – 002
	0-9	10-18	19-27

Tabla 3-9; Distribución por la criticidad; Fuente: Leonardo Vega, Investigador

Equipo	Código	No Crítico	Semicrítico	Crítico
Intercambiador de calor aire/aire	S – SEC – 001		X	
Evaporador	S – SEC – 002		X	
Separador de condensado	S – SEC – 003	X		
Compresor frigorífico	S – REF – 001	X		
Condensador	S – REF – 002	X		
Válvula de expansión	S – REF – 003	X		
Depósito de refrigerante	S – REF – 004		X	
Filtro de refrigerante	S – REF – 005		X	
Ventilador	S – REF – 006		x	

3.4.3. Matriz A.M.F.E.

Para los valores de la matriz A.M.F.E. se evalúan tres parámetros que son: severidad, incidencia y detección. Evaluados siempre en una escala de 0-10

Severidad (S): Determina los modos de falla basándose en requerimientos funcionales y sus efectos. Ejemplos de modos de fallos son: cortocircuitos eléctricos, corrosiones o deformaciones.

Incidencia (O): En este paso se necesita observar la causa del fallo y determinar con qué frecuencia ocurre. La causa de un fallo es un punto débil del diseño. Ejemplos de causas son: algoritmos erróneos, voltaje excesivo o condiciones de funcionamiento inadecuadas.

Detección (D): Cuando las acciones adecuadas se han determinado, es necesario comprobar su eficiencia y realizar una verificación del diseño. Debe seleccionarse el método de inspección adecuado.

Al analizar los resultados del AMFE se deberá actuar en aquellos puntos prioritarios para la optimización del diseño del producto/servicio. Estos puntos son los que tienen un NPR elevado y los de Índice de Gravedad más grande.

Tabla 3-10; Tabla AM.F.E. Para secador de aire comprimido, unidad de secado de aire; Fuente: Leonardo Vega; Investigador.












SISTEMA: Secador de aire comprimido				FACILITADOR:		Fecha:		HOJA 1 DE 1	
SUBSISTEMA: Secado de aire				AUDITOR:		Fecha:			
Código	Elemento	Función	Problema	Causa	Efecto	S	O	D	NP R
S – SEC – 001	Intercambiador de calor aire/aire	Disminuye la temperatura del aire comprimido	Intercambiador obstruido	Suciedad	Pérdida de carga de aire	7	5	4	140
S – SEC – 002	Evaporador	Enfría el aire comprimido hasta una temperatura aproximada de 3°C	Aire comprimido no se enfría	Válvula de expansión dañada	No existe condensado, no se seca el aire	8	4	4	128
				Falta refrigerante					
S – SEC – 003	Separador de condensado	Separa los condensados de agua y aceite del aire comprimido	No hay condensado en la purga	Vida útil cumplida	Aire húmedo no se seca	8	5	3	120

Tabla 3-11; Tabla AM.F.E. Para secador de aire comprimido, unidad de refrigeración; Fuente: Leonardo Vega; Investigador

SISTEMA: Secador de aire comprimido					FACILITADOR:	Fecha:			HOJA 1 DE 1
SUBSISTEMA: Unidad de refrigeración					AUDITOR:	Fecha:			
Código	Elemento	Función	Problema	Causa	Efecto	S	O	D	NP R
S – REF – 001	Compresor frigorífico	Comprime el líquido refrigerante	Compresor ruidoso	Deterioro	No hay circulación de refrigerante	7	4	3	83
S – REF – 002	Condensador	Condensa el vapor	Condensador sucio	Impurezas	Punto de rocío alto	8	5	4	140
S – REF – 003	Válvula de expansión	Controla el caudal de refrigerante	No disminuye carga térmica	Muelle fatigado	No existe control de flujo de refrigerante	6	4	5	120
S – REF – 004	Depósito de refrigerante	Contiene el refrigerante	Fisuras, fugas	Golpes	Pérdida de refrigerante	6	1	2	12
S – REF – 005	Filtro de refrigerante	Filtra el refrigerante	Filtro saturado	Presencia de impurezas	Daño de válvula de expansión	7	5	3	105
S – REF – 006	Ventilador	Genera aire de enfriamiento para el condensador	Ventilador averiado	Motor averiado	Temperatura de refrigerante alta	6	4	1	24

3.4.4. Plan de mantenimiento para el secador de aire comprimido

Tabla 3-12; Ejemplo de plan de mantenimiento para el secador de aire comprimido; Fuente: Leonardo Vega, Investigador

								
Estrategia: Mantenimiento Preventivo		Resumen:					Responsable:	
		Actividades			Genera		Operador de mantenimiento	
Proceso: Mantenimiento del secador de aire comprimido		OPERACIÓN		145		Insumos: Refrigerante, agua, wipe.		
		TRANSPORTE		30				
Período: Mantenimiento cada 12 meses		ESPERA		15		Herramientas: Llave triangular, soplete, llaves hexagonales, de pico, de tubo, destornillador		
		INSPECCIÓN		25				
		ALMACENAMIENTO						
		Tiempo en minutos						
N°	DESCRPCIÓN						Tiempo en minutos	
1	Enviar orden de trabajo preventivo a los técnicos de mantenimiento		x				5	La orden debe ser clara y precisa
2	Ubicar el lugar de trabajo con herramientas	x					10	Utilizar los equipos de seguridad
3	Apagar el compresor, secador y despresurizar los equipos	x					5	Asegurarse de que el equipo este apagado
4	Retirar las cubiertas del secador	x					5	Utilizar la llave adecuada

5	Preparar equipo de limpieza	x					5	Ubicar los equipos adecuadamente
6	Limpieza general	x					20	Limpiar todo el equipo
7	Desconectar los elementos sujetos al intercambiador de calor	x					5	Verificar que todos los equipos sean desconectados
8	Aflojar los pernos de sujeción del intercambiador	x					5	Utilizar la herramienta adecuada
9	Desmontar el intercambiador	x					20	No golpear el equipo
10	Llevar el intercambiador a una fuente de agua a presión				x		5	No golpear el equipo
11	Lavar el intercambiador con agua a presión a contracorriente	x					15	No golpear el equipo
12	Dejar secar el intercambiador				x		15	Secarlo durante un período adecuado
13	Montar el intercambiador	x					10	No golpear el equipo
14	Conectar los elementos que se sujetan al intercambiador	x					5	Revisar las sujeciones de los elementos
15	Inspeccionar el trabajo realizado					x	5	Chequear los parámetros de funcionamiento
16	Colocar las cubiertas	x					5	Utilizar la herramienta adecuada
17	Verificar/Cambiar niveles de refrigerante					x	5	Revisar los parámetros de funcionamiento
18	Verificar funcionamiento del ventilador					x	5	Revisar los parámetros de funcionamiento
19	Verificar el funcionamiento del compresor refrigerante					x	5	Revisar los parámetros de funcionamiento
20	Limpieza del evaporador	x					15	Limpiar adecuadamente
21	Entrega del equipo al cliente					x	20	No golpear el equipo
22	Realizar informe de cumplimiento de trabajo	x					20	Realizar los correctivos que se crea necesario para futuros trabajos

Tabla 3-13; Registro de mantenimiento predictivo; Fuente: Leonardo Vega, Investigador, x: Comprobar; v: Actuar

Acciones de mantenimiento	Intervalo de tiempo				
	Diarias	Semanales	4 meses	12 meses	36 meses
Comprobar que el marcador de encendido/apagado esté funcionando	x				
Comprobar los indicadores del panel de control (en caso de tener panel)	x				
Comprobar el purgador		x			
Limpiar el condensador, rejilla y conexiones.			v		
Comprobar el consumo eléctrico			x		
Comprobar las pérdidas de refrigerante				x	
Mantenimiento integral del purgador				v	
Sustituir los elementos filtrantes de los filtros				v	
Comprobar las sondas de temperatura y sustituir de ser necesario				x,v	
Mantenimiento en conjunto de todos los elementos del secador					v

4. CAPÍTULO 4: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1. Conclusiones

- El diseño y construcción de un secador de aire comprimido para la empresa “COMPAIRGEN” en base a la norma ISO 7183, ha marcado como precedente que se puede desarrollar este tipo de equipos en el país.
- De las distintas tecnologías de secadores de aire disponibles y en base a criterios de, costo de construcción, alcance de aplicaciones en el medio local y mantenimiento se determinó que la opción más favorable es un secador de aire comprimido de tipo refrigerativo.
- Se realizó el montaje experimental del secador seleccionado así como un software de simulación del mismo. La comparación entre los resultados obtenidos entre los datos experimentales medidos en la instalación real y los datos obtenidos mediante la simulación del software son congruentes ya que varían en un promedio de 6%, validando el proceso numérico propuesto para la simulación de la instalación.
- El costo aproximado de fabricación del equipo fue de 2200\$ y el costo de importación es de 3300\$ aproximadamente, lo cual representa un 34% de ahorro.
- Al aumentar la temperatura de entrada el secador sigue con la misma consigna de temperatura de salida, por lo que se demuestra el funcionamiento satisfactorio del secador para distintas condiciones de operación.

4.2. Recomendaciones

- Revisar los parámetros establecidos en la norma ISO 7183 para realizar un buen diseño del secador y posteriormente las mediciones varias para revisar su correcto funcionamiento
- Analizar y estudiar el funcionamiento de los secadores refrigerativos en busca de implementación de mejora continua en su diseño y manejo.
- Para realizar las diversas mediciones de funcionamiento del secador, se recomienda revisar los esquemas del Anexo G
- Realizar a tiempo las acciones determinadas en el plan de mantenimiento para obtener un mejor funcionamiento del secador de aire comprimido.
- Actualizar y ampliar el programa para cumplir nuevas exigencias de diseño, o para la realización de nuevos diseños.
- Se recomienda no utilizar refrigerante R22 ya que la normativa al respecto indica que desde el 1 de enero de 2004 se prohíbe la manufactura de todo tipo de equipos con HCFCs (Hidroclorofluorocarbonos). El 1 de enero de 2010 estará prohibido por la UE, según Reglamento (CE) n° 1005/2009 sobre sustancias que agotan la capa de ozono, importar, producir, vender y/o usar R-22 virgen. Aún se permitirá el uso de R-22 regenerado hasta el 2015. En el Ecuador se tiene plazo para reemplazar los equipos que utilicen este tipo de refrigerante hasta 2020.
- Revisar alternativas de materiales para los intercambiadores, con el fin de evitar o minimizar problemas de corrosión.
- Aumentar el área de transferencia de calor en el intercambiador aire-aire, con el fin de aumentar su eficiencia.

Bibliografía

- [1] A. SERRANO, Neumática, España: Paranifo, 2008.
- [2] W. C. W. M. J. Whitman, Tecnología de la Refrigeración y Aire Acondicionado. Aire acondicionado III, España: Paraninfo.
- [3] C. & R. S. Y. E. S. D. C.V., «Secadores de Aire,» [En línea]. Available: <http://www.cyristemas.com/secadores.html>.
- [4] Y. CENGEL, Trasnferenca de Calor, México: McGraw-Hill/INTERAMERICANA, 2004.
- [5] ISO, «7183,» 2008.
- [6] F. D. M. Aiz, Termotécnia: Fundamentos y sistemas de transferencia de calor, Almería: Universidad De Almería, 2010.
- [7] Y. Cengel, Termodinámica, México: McGraw-Hill, 2009.
- [8] R. K. A. G. Arijit Kundu, «www.eisevier.com/locate/etfs,» [En línea].
- [9] Y. CENGEL, Termodinámica, México: McGraw-Hill/INTERAMERICANA, 2009.
- [10] F.P.INCROPERA, Fundamentos de TRasnferencia de Calor, México: Pearson, 2005.
- [11] R.L.MOTT, Mecánica de Fluidos, México: Perason, 2006.
- [12] E. VILLANUEVA, Un enfoque analítico del mantenimiento industrial, México: Grupo Patria Cultural, 2006.
- [13] J. ROLDAN, Manunal de Mantenimiento de instalaciones, España: Paranifo, 2008.
- [14] C. Brazil, Catálogo N°3. CDR Dyers.
- [15] C. Brazil, Catálogo N°4. CDR Dryers.

ANEXOS

Anexo A: Procedimiento de cálculos realizados en el software

Cálculos para averiguar si condensa antes entrar al secador

$$pv_{salida,comp} = w_{amb} \cdot \frac{p_{aire}}{0.622 + w_{amb}} \quad \text{Presión parcial de vapor de salida del compresor} \quad (16)$$

$$T_{rocio,comp} = T_{sat}(Steam_IAPWS, p = pv_{salida,comp}) \quad \text{Temperatura de rocío a la salida del compresor} \quad (17)$$

call $w_{entrada}(T_{rocio,comp}, T_{entrada,caldiente}, w_{amb}, p_{aire}, Caudal, h_{v,in}, w_{salida,secador}, h_{v,out}, h_{iq} : w_{entrada,secador}, q_{atente})$

VARIABLES

$$p_{aire} = 7 \times 10^5 \quad \text{Presión de aire del tanque} \quad (19)$$

$$n = 48 \quad \text{Número de tubos} \quad (20)$$

$$L = 0.60 \text{ [m]} \quad \text{Longitud de la carcasa} \quad (21)$$

$$d_{int} = 0.008 \text{ [m]} \quad \text{Diámetro interno de los tubos} \quad (22)$$

$$d_{ext} = d_{int} + 0.002 \text{ [m]} \quad \text{Diámetro externo de los tubos} \quad (23)$$

$$L_{buf} = 0.2 \text{ [m]} \quad \text{Longitud de baffles} \quad (24)$$

$$d_{coraza} = 0.105 \text{ [m]} \quad \text{Diámetro externo de la carcasa} \quad (25)$$

$$K_{material,tubos} = k(\text{'Copper'}, T_{media,int}) \quad \text{Coeficiente de conductividad del material de los tubos} \quad (26)$$

$$Caudal = (230/3600) \text{ [kg/s]} \quad \text{Caudal nominal aire} \quad (27)$$

$$cp = c_p(\text{Air}_{ha}, T = T_{media,int}, P = 10 \times 10^5) \quad \text{Cp del aire a T media } ^\circ\text{C} \quad (28)$$

$$T_{media,int} = \frac{T_{entrada,caldiente} + T_{salida,caldiente}}{2} \quad \text{Temperatura media interna} \quad (29)$$

$$T_{media,ext} = \frac{T_{entrada,frio} + T_{salida,frio}}{2} \quad \text{Temperatura media externa} \quad (30)$$

$$T_{entrada,caldiente} = (80 + 273.15) \text{ [K]} \quad (31)$$

Temperatura de entrada caliente

$$T_{entrada,frio} = (8 + 273.15) \text{ [K]} \quad \text{Temperatura de entrada frío} \quad (32)$$

$$q_{sensible} = Caudal \cdot (cp \cdot T_{entrada,caldiente} - cp \cdot T_{salida,caldiente}) \quad \text{Cálculo de calor sensible} \quad (33)$$

$$w_{salida,secador} = 0.622 \cdot \frac{P_{sat}(Steam_{IAPWS}, T = T_{salida,caldiente})}{p_{aire} - P_{sat}(Steam_{IAPWS}, T = T_{salida,caldiente})} \quad \text{Humedad de salida del secador} \quad (34)$$

$$h_{v,in} = h(Steam_{IAPWS}, T = T_{entrada,caldiente}, x = 1) \quad \text{Entalpia del vapor de entrada al secador} \quad (35)$$

$$h_{v,out} = h(Steam_{IAPWS}, T = T_{salida,caldiente}, x = 1) \quad \text{Entalpia del vapor de salida del secador} \quad (36)$$

$$h_{liq} = h(Steam_{IAPWS}, T = T_{salida,caldiente}, x = 0) \quad \text{Entalpia del condensado existente} \quad (37)$$

$$q = q_{latente} + q_{sensible} \quad \text{Cálculo de la temperatura de salida caliente} \quad (38)$$

$$q = -Caudal \cdot cp \cdot (T_{entrada,frio} - T_{salida,frio}) \quad \text{Cálculo de la temperatura de salida en frío} \quad (39)$$

$$LMTD = \frac{T_{entrada,caldiente} + T_{salida,caldiente}}{2.0} - \frac{T_{entrada,frio} + T_{salida,frio}}{2.0} \quad \text{Cálculo de la Diferencia de temperatura media logarítmica} \quad (40)$$

Cálculo interno de los tubos

Cálculo h interno

Cálculo de la velocidad por cada tubo → conservación masa

$$Caudal = n \cdot \rho_{int} \cdot A_{int} \cdot V_{int} \quad (41)$$

$$A_{int} = \pi \cdot \frac{d_{int}^2}{4} \quad (42)$$

$$\rho_{int} = \rho(Air_{ha}, T = T_{media,int}, P = p_{aire}) \quad \text{Densidad del aire} \quad (43)$$

$$\mu_{int} = \mu(Air_{ha}, T = T_{media,int}, P = p_{aire}) \quad \text{Viscosidad del aire} \quad (44)$$

$$k_{int} = k(Air_{ha}, T = T_{media,int}, P = p_{aire}) \quad \text{Conductividad del aire} \quad (45)$$

Cálculo del numero de Reynolds Re

$$Re_{int} = \rho_{int} \cdot V_{int} \cdot d_{int} / \mu_{int} \quad (46)$$

Cálculo del número de Prandtl Pr

$$Pr_{int} = P_r(Air_{ha}, T = T_{media,int}, P = p_{aire}) \quad (47)$$

Calculo del número de Nusselt ν , mediante la Fórmula Dittus-Boelter para obtener h_{int}

$$Nusselt_{int} = 0.023 \cdot Re_{int}^{4/5} \cdot Pr_{int}^{0.3} \quad \text{Utilizamos 0,3 para calentamiento} \quad (48)$$

$$Nussell_{int} = h_{int} \cdot d_{int} / k_{int} \quad (49)$$

Cálculo externo de los tubos

Cálculo del número de Reynolds externo

$$Re_{ext} = \rho_{ext} \cdot V_{ext} \cdot d_{ext} / \mu_{ext} \quad (50)$$

$$\rho_{ext} = \rho(Air_{ha}, T = T_{media_{ext}}, P = p_{aire}) \quad \text{Densidad del aire} \quad (51)$$

$$\mu_{ext} = \mu(Air_{ha}, T = T_{media_{ext}}, P = p_{aire}) \quad \text{Viscosidad del aire} \quad (52)$$

$$k_{ext} = k(Air_{ha}, T = T_{media_{ext}}, P = p_{aire}) \quad \text{Conductividad del aire} \quad (53)$$

$$C_{audal} = \rho_{ext} \cdot d_{coraza} / 5 \cdot L_{buf} \cdot V_{ext} \quad (54)$$

Cálculo h(coeficiente de convección) externo

$$h_{ext} = 1.13 \cdot C \cdot Re_{ext}^m \cdot \frac{Pr_{ext}^1}{3} \quad \text{Los valores de C y m se toman de la tabla 7.5 del libro de Incropera Cuara edición} \quad (55)$$

$$Pr_{ext} = Pr(Air_{ha}, T = T_{media_{ext}}, P = p_{aire}) \quad (56)$$

$$C = 0.356 \quad (57)$$

$$m = 0.580 \quad (58)$$

Cálculo UA

$$1/UA = \frac{1}{h_{int} \cdot \pi \cdot d_{int} \cdot L \cdot n} + \frac{1}{h_{ext} \cdot \pi \cdot d_{ext} \cdot L \cdot n} + \frac{\ln\left(\frac{d_{int}/2}{d_{ext}/2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{material, tubos}} \quad (59)$$

Cálculo global

$$q = UA \cdot LMTD \quad (60)$$

CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS CONCENTRICOS

VARIABLES

$$ref\$ = 'R134a' \quad \text{Tipo de refrigerante} \quad (61)$$

- $n_t = 1$ Número de tubos siempre va a ser 1 (62)
- $L_{tc} = 1.150$ [m] Longitud de los tubos concéntricos (63)
- $d_{inttc} = 0.057$ [m] Diámetro interno del tubo externo (64)
- $d_{exttc} = d_{inttc} + 0.003$ [m] Diámetro externo de lo tubo externo (65)
- $dt_{int} = 0.032$ [m] Diámetro interno del tubo interno (66)
- $dt_{ext} = dt_{int} + 0.0035$ [m] Diámetro externo del tubo interno (67)
- $K_{material,tubosc} = k$ ('Copper', $T^{media,intc}$) Coeficiente de conductividad del material de los tubos (68)
- Caudal=(230/3600)[kg/s] es el mismo caudal nominal
- $q_{tc} = q_{sensible} + q_{latente}$ Cálculo del calor (69)
- $q_{sensible} = Caudal \cdot (cp \cdot T_{salida,caliente} - cp \cdot T_{entrada,frio})$ Cálculo del calor sensible (70)
- $q_{latente} = Caudal \cdot ((w_{entrada,secador} \cdot h_{vapor,entrada,secador}) - (w_{salida,secador} \cdot h_{vapor,salida,secador})) - m_{aguatc} \cdot h_{aguatc}$ Cálculo del calor latente (71)
- $h_{vapor,entrada,secador} = h(Steam_{IAPWS}, T = T_{salida,caliente}, x = 1)$ Entalpía del vapor de entrada (72)
- $h_{vapor,salida,secador} = h(Steam_{IAPWS}, T = T_{entrada,frio}, x = 1)$ Entalpía del vapor de salida (73)
- $h_{aguatc} = h(Steam_{IAPWS}, T = T_{entrada,frio}, x = 0)$ Etalpía del condensado (74)
- $m_{aguatc} = Caudal \cdot (w_{entrada,secador} - w_{salida,secador})$ masa de agua que sale (75)
- $w_{salida,secador} = 0.622 \cdot \frac{P_{sat}(Steam_{IAPWS}, T = T_{entrada,frio})}{p_{aire} - P_{sat}(Steam_{IAPWS}, T = T_{entrada,frio})}$ Humedad de salida del secador (76)
- $T^{media,intc} = \frac{T_{salida,caliente} + T_{entrada,frio}}{2}$ Temperatura media del tubo interno, aire (77)
- $T^{media,extc} = T_e + 273.15$ Temperatura media externa, refrigerante, Te depende del compresor que se utilice para hacer el cálculo (78)
- $LMTDtc = \frac{T_{entrada,frio} + T_{salida,caliente}}{2.0} - T^{media,extc}$ Cálculo de la Diferencia de temperatura media logarítmica (79)
- Caudal volumétrico del compresor1 AGB4537YKZ
- $Desplazamiento1 = \frac{112.5}{1 \times 10^6}$ [m³] Característica técnica de cada compresor (80)

$$Q_{vol1} = Desplazamiento1 \cdot 30 \text{ [l/s]} \quad \text{Ojo el 30 puede variar depende del compresor} \quad (81)$$

$$\rho_{aspiracion1} = \rho(\text{ref}\$, T = (Te + 273.15), x = 1) \quad \text{Te depende del compresor} \quad (82)$$

$$m1 = Q_{vol1} \cdot \rho_{aspiracion1} \quad (83)$$

$$qt1 = m1 * (\text{enthalpy}(\text{ref}\$, T=(Te+273,15);x=1) - \text{enthalpy}(\text{ref}\$, T=(Tc+273,15);x=0))$$

$$MV1 = \frac{m1}{\pi \cdot \left(\left(\frac{dt_{ext}^2}{4} \right) - \left(\frac{dt_{int}^2}{4} \right) \right)} \quad (84)$$

$$MVtabla = MV1 \cdot dt_{ext} / 0.007 \quad 0,007 \text{ paper} \quad (85)$$

$$h_{extc} = -769.048 + 49.4325 \cdot MVtabla - 0.194405 \cdot MVtabla^2 + 0.000269841 \cdot MVtabla^3 \quad \text{Ecuacion cubica de la curva del paper fig 14}$$

h interna del tubo interno, hay aire que borbotea en agua, y sus aproximadamente iguales, la transferencia de calor entre agua y aire al ser el área muy grande se supone infinita

$$Nusselt_{inttc} = 0.023 \cdot Re_{inttc}^{4/5} \cdot Pr_{inttc}^{0.4} \quad \text{Utilizamos 0,4 para enfriamiento} \quad (87)$$

$$Nusselt_{inttc} = h_{inttc} \cdot dt_{int} / k_{inttc} \quad (88)$$

$$k_{intc} = k(\text{steam}_{IAPWS}, T = T_{media_{inttc}}, P = p_{aire}) \quad (89)$$

$$Vel_{intc} \cdot 10 = \frac{Caudal}{\rho_{intc} \cdot \pi \cdot \frac{dt_{int}^2}{4}} \quad (90)$$

$$Re_{inttc} = 1000 \cdot Vel_{intc} \cdot \frac{dt_{int}}{\mu(\text{steam}_{IAPWS}, T = T_{media_{inttc}}, P = p_{aire})} \quad (91)$$

$$Pr_{inttc} = Pr(\text{steam}_{IAPWS}, T = T_{media_{inttc}}, P = p_{aire}) \quad (92)$$

Cálculo1 del compresor frigorífico

$$qt1 = c1 + c2 \cdot Te + c4 \cdot Te^2 + c7 \cdot Te^3 + (c3 + c5 \cdot Te + c8 \cdot Te^2) \cdot Tc + (c6 + c9 \cdot Te) \cdot Tc^2 + c10 \cdot Tc^3 \quad \text{formula del catalogo de compresores frigorificos}$$

$$c1 = 1.358317 \times 10^4 \quad (94)$$

$$c2 = 6.419559 \times 10^2 \quad (95)$$

$$c3 = -1.343492 \times 10^2 \quad (96)$$

$$\begin{aligned}
c4 &= 9.09934 & (97) \\
c5 &= -5.267999 & (98) \\
c6 &= -1.411405 \times 10^{-3} & (99) \\
c7 &= -2 \times 10^{-16} & (100) \\
c8 &= -5.725734 \times 10^{-2} & (101) \\
c9 &= 1.37 \times 10^{-9} & (102) \\
c10 &= 9.41 \times 10^{-6} & (103) \\
Tc &= 40 & (104)
\end{aligned}$$

Cálculo2 del compresor frigorífico

$$\begin{aligned}
qt c2 &= c11+c22 \cdot Te+c44 \cdot Te^2+c77 \cdot Te^3+(c33+c55 \cdot Te+c88 \cdot Te1^2) \cdot Te1+(c66+e99 \cdot Te) \cdot Te1^2+c101 \cdot Te1^3 & \text{formula del catalogo de compresores} \\
c11 &= 9.7494 \times 10^3 & (106) \\
c22 &= 5.18122 \times 10^2 & (107) \\
c33 &= -9.6457 \times 10^1 & (108) \\
c44 &= 7.2002 & (109) \\
c55 &= -4.35023 & (110) \\
c66 &= -4.98583 \times 10^{-4} & (111) \\
c77 &= -2 \times 10^{-16} & (112) \\
c88 &= -4.3087 \times 10^{-2} & (113) \\
c99 &= 1.57 \times 10^{-10} & (114) \\
c101 &= 3.32 \times 10^{-6} & (115) \\
Tc1 &= 40 & (116) \\
Te1 &= -10 & (117)
\end{aligned}$$

Cálculo UA

$$1/U_{Atc} = \frac{1}{h_{intc} \cdot \pi \cdot d_{inttc} \cdot L_{tc} \cdot n_t} + \frac{1}{h_{extc} \cdot \pi \cdot d_{exttc} \cdot L_{tc} \cdot n_t} + \frac{\ln\left(\frac{d_{inttc}/2}{d_{exttc}/2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L_{tc} \cdot k_{material,tubostc}} \quad (118)$$

Cálculo global

$$q_{tc} = U_{Atc} \cdot LMTD_{tc} \quad (119)$$

Solution

Variables in Main program

A_{int}	$= 0.00005027$	C	$= 0.356$
$c1$	$= 13583$	$c10$	$= 0.00000941$
$c101$	$= 0.00000332$	$c11$	$= 9749$
$c2$	$= 642$	$c22$	$= 518.1$
$c3$	$= -134.3$	$c33$	$= -96.46$
$c4$	$= 9.099$	$c44$	$= 7.2$
$c5$	$= -5.268$	$c55$	$= -4.35$
$c6$	$= -0.001411$	$c66$	$= -0.0004986$
$c7$	$= -2.000 \times 10^{-16}$	$c77$	$= -2.000 \times 10^{-16}$
$c8$	$= -0.05726$	$c88$	$= -0.04309$
$c9$	$= 1.370 \times 10^{-9}$	$c99$	$= 1.570 \times 10^{-10}$
$Caudal$	$= 0.06389$ [kg/s]	cp	$= 1019$
$Desplazamiento1$	$= 0.0001125$ [m ³]	dt_{ext}	$= 0.0355$ [m]
dt_{int}	$= 0.032$ [m]	d_{coraza}	$= 0.105$ [m]
d_{ext}	$= 0.01$ [m]	d_{exttc}	$= 0.06$ [m]
d_{int}	$= 0.008$ [m]	d_{inttc}	$= 0.057$ [m]
$HR_{ambiente}$	$= 90$	$h_{aguatic}$	$= 33627$
h_{ext}	$= 18.14$	h_{extc}	$= 4725$
h_{int}	$= 124.7$	h_{intc}	$= 4971$
h_{liq}	$= 281857$	$h_{vapor,entrada,secador1c}$	$= 2.622 \times 10^6$
$h_{vapor,salida,secador1c}$	$= 2.516 \times 10^6$	$h_{v,in}$	$= 2.643 \times 10^6$
$h_{v,out}$	$= 2.622 \times 10^6$	k_{ext}	$= 0.02565$
k_{int}	$= 0.02994$	k_{intc}	$= 0.6276$
$K_{material,tubos}$	$= 393.7$	$K_{material,tubostc}$	$= 395.6$
L	$= 0.6$ [m]	$LMTD$	$= 59.32$
$LMTD_{tc}$	$= 10.49$	L_{buf}	$= 0.2$ [m]
L_{tc}	$= 1.15$ [m]	m	$= 0.58$

$m1 = 0.1166$
 $\mu_{int} = 0.0000208$
 $MVtabla = 378.6$
 $n = 48$
 $Nusselt_{inttc} = 253.5$
 $Pr_{ext} = 0.7142$
 $Pr_{inttc} = 4.545$
 $pv_{salida,comp} = 56231$
 $q = 825.4 [J/s]$
 $qtc1 = 24956$
 $qtatente = 0 [J/s]$
 $q_{sensible} = 825.4 [J/s]$
 $Q_{vol1} = 0.003375 [m^3/s]$
 $Re_{ext} = 8442$
 $Re_{inttc} = 52969$
 $\rho_{ext} = 8.505$
 $Tc = 40$
 $Te = 27.18$
 $T_{media,ext} = 287.5$
 $T_{media,int} = 346.8$
 $T_{ambiente} = 316.8$
 $T_{entrada,frio} = 281.2$
 $T_{salida,caliente} = 340.5$
 $UA = 13.91$
 $Vel_{intc} = 1.13$
 $V_{int} = 3.767$
 $w_{entrada,secador} = 0.01$
 $w_{salida,secadortc} = 0.0009548$

$\mu_{ext} = 0.00001802$
 $MV1 = 74.66$
 $m_{aguatc} = -0.001002$
 $Nusselt_{int} = 33.31$
 $n_t = 1$
 $Pr_{int} = 0.7058$
 $pv_{ambiente} = 8033$
 $paire = 700000$
 $qtc = 5418 [J/s]$
 $qtc2 = 20388$
 $qtatenttc = 1555 [J/s]$
 $q_{sensibletc} = 3863 [J/s]$
 $ref\$ = 'R134a'$
 $Re_{int} = 10183$
 $\rho_{aspiracion1} = 34.55$
 $\rho_{int} = 7.029$
 $Tc1 = 40$
 $Te1 = -10$
 $T_{media,extc} = 300.3$
 $T_{media,intc} = 310.8$
 $T_{entrada,caliente} = 353.2$
 $T_{rocio,comp} = 357.4$
 $T_{salida,frio} = 293.8$
 $UA_{tc} = 516.7$
 $V_{ext} = 1.789$
 $w_{amb} = 0.05433$
 $w_{salida,secador} = 0.02569$

Anexo B: Tabla 7.5 referencia [10], valores de C y m para la ecuación 3-4.

TABLA 7.5 Constantes de las ecuaciones 7.61 y 7.63 para el flujo de aire sobre un banco de tubos de 10 o más líneas [20]

S_L/D	S_T/D							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Alineado								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Escalonado								
0.600	—	—	—	—	—	—	0.213	0.636
0.900	—	—	—	—	0.446	0.571	0.401	0.581
1.000	—	—	0.497	0.558	—	—	—	—
1.125	—	—	—	—	0.478	0.565	0.518	0.560
1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574



Performance Data Sheet

AGB4528YKZ

General Information

Model	AGB4528YKZ	Refrigerant	R-134a
Test Condition	Tecumseh Europe	Performance Test Voltage	220V 3~ 50HZ
Return Gas	-6.7°C (20°F) SUPERHEAT	Motor Type	3PH

Performance Information

Evap Temp (°C)	Condensing Temperature (°C)				
		30	40	50	60
-6.7	Watts (Capacity)	4520	3830	3140	2450
	Watts (Power)	1600	1660	1720	1790
	Amps	7.80	7.96	8.12	8.27
-5	Watts (Capacity)	5060	4310	3550	2790
	Watts (Power)	1650	1730	1810	1880
	Amps	7.98	8.18	8.38	8.58
0	Watts (Capacity)	6860	5890	4930	3960
	Watts (Power)	1780	1910	2040	2160
	Amps	8.47	8.82	9.17	9.52
5	Watts (Capacity)	8940	7750	6550	5360
	Watts (Power)	1880	2060	2250	2430
	Amps	8.90	9.44	9.98	10.5
7.2	Watts (Capacity)	9950	8650	7350	6050
	Watts (Power)	1910	2120	2340	2550
	Amps	9.07	9.70	10.3	11.0
10	Watts (Capacity)	11300	9880	8440	6990
	Watts (Power)	1940	2190	2440	2700
	Amps	9.27	10.0	10.8	11.6
15	Watts (Capacity)	14000	12300	10600	8860
	Watts (Power)	1970	2290	2620	2950
	Amps	9.58	10.6	11.6	12.7

COEFFICIENTS	CAPACITY	POWER	CURRENT	MASS FLOW
C1	9.749438E+03	1.412774E+03	7.413441E+00	
C2	5.181224E+02	-9.018020E+00	-9.592830E-03	
C3	-9.645735E+01	1.222057E+01	3.561553E-02	

C4	7.200258E+00	-1.301176E+00	-3.553619E-03	
C5	-4.350232E+00	1.066190E+00	3.382899E-03	
C6	-4.985830E-04	7.163079E-03	-1.629770E-05	
C7	-2.000000E-16	0.000000E+00	0.000000E+00	
C8	-4.308705E-02	1.906689E-02	7.817850E-05	
C9	1.570000E-10	7.350000E-06	-1.540000E-08	
C10	3.320000E-06	-4.610000E-05	1.270000E-07	

$$\text{Value} = C1 + C2 * Te + C4 * Te^2 + C7 * Te^3 + (C3 + C5 * Te + C8 * Te^2) * Tc + (C6 + C9 * Te) * Tc^2 + C10 * Tc^3$$

Te = Evaporator Temperature

Tc = Condensing Temperature



Tecumseh

Performance Data Sheet

AGB4537YKZ

General Information

Model	AGB4537YKZ	Refrigerant	R-134a
Test Condition	Tecumseh Europe	Performance Test Voltage	220V 3~ 50HZ
Return Gas	-6.7°C (20°F) SUPERHEAT	Motor Type	3PH

Performance Information

Evap Temp (°C)	Condensing Temperature (°C)				
		30	40	50	60
-6.7	Watts (Capacity)	6640	5620	4610	3590
	Watts (Power)	2150	2240	2320	2400
	Amps	9.26	9.45	9.64	9.83
-5	Watts (Capacity)	7320	6220	5130	4030
	Watts (Power)	2220	2320	2430	2530
	Amps	9.54	9.78	10.0	10.3
0	Watts (Capacity)	9550	8210	6860	5520
	Watts (Power)	2380	2550	2720	2890
	Amps	10.3	10.7	11.1	11.6
5	Watts (Capacity)	12200	10500	8910	7290
	Watts (Power)	2510	2750	3000	3240
	Amps	10.9	11.6	12.3	12.9
7.2	Watts (Capacity)	13400	11700	9910	8160
	Watts (Power)	2540	2830	3110	3390
	Amps	11.2	12.0	12.7	13.5
10	Watts (Capacity)	15100	13200	11300	9340
	Watts (Power)	2580	2910	3250	3580
	Amps	11.5	12.4	13.4	14.3
15	Watts (Capacity)	18500	16200	13900	11700
	Watts (Power)	2610	3040	3480	3920
	Amps	11.9	13.2	14.4	15.7

COEFFICIENTS	CAPACITY	POWER	CURRENT	MASS FLOW
C1	1.358317E+04	1.887810E+03	9.007867E+00	
C2	6.419559E+02	-1.363775E+01	1.223628E-02	
C3	-1.343492E+02	1.633254E+01	4.329374E-02	

C4	9.099340E+00	-1.665077E+00	-5.255048E-03	
C5	-5.267999E+00	1.412253E+00	4.213244E-03	
C6	-1.411405E-03	9.609114E-03	-2.044090E-05	
C7	-2.000000E-16	1.000000E-16	0.000000E+00	
C8	-5.725734E-02	2.477394E-02	1.012890E-04	
C9	1.370000E-09	1.010000E-05	-1.620000E-08	
C10	9.410000E-06	-6.180000E-05	1.590000E-07	

$$\text{Value} = C1 + C2 * Te + C4 * Te^2 + C7 * Te^3 + (C3 + C5 * Te + C8 * Te^2) * Tc + (C6 + C9 * Te) * Tc^2 + C10 * Tc^3$$

Te = Evaporator Temperature

Tc = Condensing Temperature



Model: AJEK510TGZ (CAJ9510T)

Product Description

Type:	Reciprocating
Application:	MBP/HBP - Medium/High Back Pressure
Refrigerant:	R-22
Voltage/Frequency:	208-220V ~ 50Hz
Version:	N/A



Product Specifications

Performance

Condition	Test Voltage	Refrigeration Capacity			Input Power W	Efficiency			EVAP TEMP	COND TEMP	AMBIENT TEMP	RETURN GAS	LIQUID TEMP
		Btu/h	kcal/h	W		Btu/Wh	kcal/Wh	W/W					
EN12900	220V ~ 50HZ	4321	1089	1266	757	5.71	1.44	1.67	-10°C (14°F)	45°C (113°F)	32°C (90°F)	0°C (32°F)	45°C (113°F)

General

Evaporating Temp. Range:	-23.3°C to 12.8°C (-10°F to 55°F)
Motor Torque:	High Start Torque (HST)
Compressor Cooling:	Fan

Mechanical

Weight:	24
Weight Unit of Measure:	KG
Displacement (cc):	18.3
Oil Type:	Mineral
Viscosity (cSt):	68
Oil Charge (cc):	887

Electrical

Voltage Range (50 Hz):	187-242
Voltage Range (60 Hz):	N/A
Locked Rotor Amps (LRA):	30
Rated Load Amps (RLA 50 Hz):	5
Rated Load Amps (RLA 60 Hz):	5
Max. Continuous Current (MCC in Amps):	8.2
Motor Resistance (Ohm) - Main:	N/A
Motor Resistance (Ohm) - Start:	N/A
Motor Type:	CSR
Overload Type:	N/A
Relay Type:	N/A

Agency Approval

CE Listed, GOST RUSSIA Listed



Tecumseh

Performance Data Sheet

AJEK510TGZ

General Information

Model	AJEK510TGZ	Refrigerant	R-22
Test Condition	EN12900	Performance Test Voltage	220V ~ 50HZ
Return Gas	20°C (68°F) RETURN GAS	Motor Type	CSR

Performance Information

Evap Temp (°C)	Condensing Temperature (°C)				
		30	40	50	60
-23.3	Watts (Capacity)	874	760	642	521
	Watts (Power)	536	569	590	594
	Amps	2.94	3.03	3.10	3.14
-20	Watts (Capacity)	1030	899	767	635
	Watts (Power)	568	610	642	660
	Amps	3.07	3.22	3.34	3.43
-15	Watts (Capacity)	1300	1140	982	824
	Watts (Power)	613	669	718	757
	Amps	3.26	3.48	3.69	3.86
-10	Watts (Capacity)	1630	1430	1230	1040
	Watts (Power)	655	724	790	848
	Amps	3.43	3.73	4.02	4.28
-6.7	Watts (Capacity)	1880	1650	1430	1200
	Watts (Power)	680	758	834	905
	Amps	3.53	3.89	4.23	4.54
-5	Watts (Capacity)	2020	1780	1530	1290
	Watts (Power)	692	774	856	934
	Amps	3.58	3.97	4.33	4.67
0	Watts (Capacity)	2490	2180	1880	1590
	Watts (Power)	727	821	918	1010
	Amps	3.71	4.18	4.63	5.05

COEFFICIENTS	CAPACITY	POWER	CURRENT	MASS FLOW
C1	3.412263E+03	5.017818E+02	2.165645E+00	
C2	1.408384E+02	3.441526E+00	-2.342347E-02	
C3	-3.088084E+01	5.278557E+00	5.517668E-02	

C4	2.191293E+00	-2.523192E-02	-3.478531E-04	
C5	-1.384342E+00	7.958227E-03	1.618180E-03	
C6	-6.106725E-03	9.427150E-02	-1.191072E-04	
C7	1.142631E-02	3.582002E-04	0.000000E+00	
C8	-1.864332E-02	-1.112793E-03	0.000000E+00	
C9	1.944712E-03	3.278514E-03	0.000000E+00	
C10	2.546876E-04	-6.636782E-04	0.000000E+00	

$$\text{Value} = C1 + C2 * Te + C4 * Te^2 + C7 * Te^3 + (C3 + C5 * Te + C8 * Te^2) * Tc + (C6 + C9 * Te) * Tc^2 + C10 * Tc^3$$

Te = Evaporator Temperature

Tc = Condensing Temperature



Contents lists available at ScienceDirect

Experimental Thermal and Fluid Science

journal homepage: www.elsevier.com/locate/etfs

Heat transfer characteristics and flow pattern during two-phase flow boiling of R134a and R407C in a horizontal smooth tube



Arijit Kundu*, Ravi Kumar, Akhilesh Gupta

Mechanical and Industrial Engineering, Indian Institute of Technology, Roorkee 247667, India

ARTICLE INFO

Article history:

Received 15 February 2014

Accepted 31 May 2014

Available online 10 June 2014

Keywords:

Flow boiling

R134a

R407C

Smooth horizontal tube

Heat transfer coefficient

Pressure drops

Flow regimes

ABSTRACT

Experiments to measure flow boiling heat transfer coefficients and pressure drops of R134a and R407C inside a smooth horizontal tube (9.52 mm outside diameter, 1.2 m length) were performed at a refrigerant mass flux range of about 100–400 kg/m² s varying the inlet temperature of the evaporator within the range of 5–9 °C, with heat fluxes within the range 3–10 kW/m². The experimental data are described in terms of the heat transfer coefficients and pressure drop gradient as a function of the vapor quality. The experimental results clearly show that the heat transfer coefficients of R134a are always higher than those of R407C (for a minimum of +55% to a maximum of +87%) for same operating conditions. Furthermore, an assessment of predictive methods is provided for heat transfer coefficients and pressure drop gradients; also a comparison of flow regimes visualizations for R134a with a flow pattern map available in the literature has been presented.

© 2014 Elsevier Inc. All rights reserved.

1. Introduction

Evaporator is a significant and essential heat exchanger in refrigeration and air conditioning systems. A well designed evaporator improves the performance of the whole refrigeration system. Thus, an efficient evaporator should be designed to enhance the heat transfer characteristics and cycle efficiency of the system. Different methods have been used by investigators to increase the heat transfer rates in evaporators [1–6]. Conversely, the pressure drop is also usually increased by using these methods. The main objective of all the research works in this field is to obtain the highest heat transfer rate with the least pressure drop. Also, increased outlay is another concern for these enhanced conceptions. Kouhikamali et al. [7] have shown that, the reduction in evaporation pressure drop decreases the energy consumption up to 6.6%, and the system that has less pressure drop requires a lower specific heat transfer surface area up to 8% with the same energy consumption. Smooth horizontal tubes with small diameter utilized in evaporator facilitate compact arrangements, large heat transfer coefficient with less frictional pressure drop.

Flow boiling is a multifarious physical process having a wide range of applications. This process is commonly used for cooling electronic systems, nuclear systems, and mainly in refrigeration and air conditioning systems. The knowledge of two-phase flow boiling heat transfer characteristics is of major importance to opti-

mize the design of evaporators for refrigeration and air conditioning applications. Most of the publications in recent times about boiling heat transfer have been made about pure fluid, and some about refrigerant mixtures. Orian et al. [8] has cited that the heat and mass transfer processes are closely associated with the boiling phenomenon of mixtures and therefore the boiling progression is very much intricate. In some cases convective or induced flows are involved and accordingly the flow boiling process becomes even more complicated, where the flow evaporation of a pure fluid is pertained with phase change that occurs due to heat flux at a solid–liquid boundary. For single component pure refrigerants, Chen [9] has considered two main mechanisms in the process; convective boiling (macroscopic) and nucleate boiling (microscopic). As the refrigerant enters the evaporator where the vapor quality is relatively low, nucleate boiling is the dominant heat transfer mechanism. As the fluid sets ahead inside the evaporator, the vapor quality increases and the convective boiling has a major influence. Fatouh et al. [10] explained that as heat flux increases, bubble departure frequency increases in haste, and additional cavities of smaller sizes are actuated on the heated surface. As a consequence, the nucleate boiling contribution increases. Flow boiling progression of pure fluid has been distinguished by Shah [11] in three stages: one dominated by the nucleate boiling regime, a second stage of bubble suppression and a third region dominated by convective boiling; whereas Greco [12] has described that the heat transfer coefficient of refrigerant mixtures in flow boiling results from the interaction between nucleate boiling and liquid convection, and the convective part of the heat transfer process persists

* Corresponding author. Tel.: +91 844 9498 566; fax: +91 1332285665.

E-mail address: ak261dme@iitr.ac.in (A. Kundu).

Table 1
Thermo-physical and environmental properties of test refrigerants.

Property	R134a	R407C
Composition	Pure (C ₂ H ₂ F ₄)	R32 (CH ₂ F ₂), R125 (C ₂ HF ₅), R134a 23/25/52 (weight percent)
ASHRAE safety	A1	A1
ODP/GWP	0/1430	0/1774
M	102.03	86.204
P _c	40.59 bar	46.34 bar
T _c	101.06 °C	86.05 °C
C _{pf} at 1 bar	1.28 kJ/kg-K	1.3121 kJ/kg-K
ρ _f at 1 bar	1377.5 kg/m ³	1381.5 kg/m ³
h _{fg} at 1 bar	217.16 kJ/kg	249.28 kJ/kg

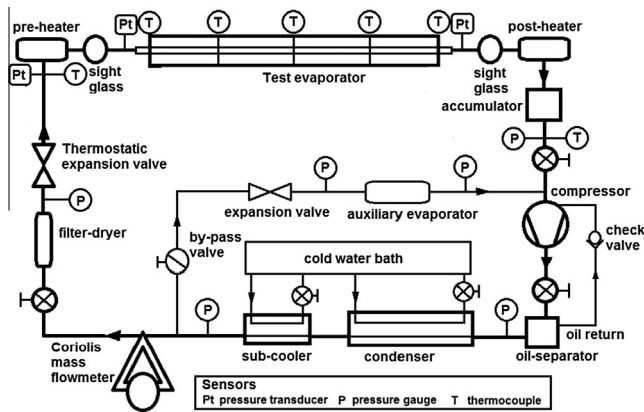


Fig. 1. Schematic of test lay-out.

Table 2
Range of test parameters.

Parameters	Range
Refrigerant mass velocity	100–400 kg/m ² s
Heat flux	3000–10,000 W/m ²
Vapor quality	0.1–0.9
Inlet temperature	5–9 °C

drop across the heater. The refrigerant flow patterns were observed through the sight glasses installed before and after the test section. To calculate enthalpy at entry to pre-heater, another pressure transducer and T-type thermocouples were fitted at a section just prior to pre-heater. The evaporator tube and heaters were well insulated with glass wool from outside to ensure adiabatic condition. Table 3 summarizes up the features of the plant instrumentation. The temperature and pressure measurement were recorded through a data acquisition system to store acquired test data to a personal computer.

3. Data reduction

The heat transfer coefficient was calculated by using following Eq. (1):

$$h_{ev} = \left[\frac{\pi D_i L (T_{w_o} - T_{Sat})}{Q} - \frac{D_i}{2} \left(\frac{\ln[D_o/D_i]}{k} \right) \right]^{-1} \quad (1)$$

This is simply based on heat generation by electrical resistance heating of heater wire outside evaporator tube wall and conduction heat flow through tube wall to the refrigerant flowing inside at steady state condition. The outside tube wall temperature, T_{w_o} , is the mean of outside wall temperature at the top, two sides of the middle and bottom of the tube at each section in the test evaporator as:

$$T_{w_o} = \frac{T_t(z) + T_{sl}(z) + T_{sr}(z) + T_b(z)}{4} \quad (2)$$

T_{Sat} is the initial saturation temperature as suggested by Sardesai et al. [13] and Jung [14]. The resistance heat flow Q , to the refrigerant from outside of the tube has been calculated by using following Eq. (3):

$$Q = V \cdot I \quad (3)$$

The vapor quality has been estimated by an energy balance over the pre-heater and test evaporator by the following Eq. (4):

$$x = \frac{1}{h_{fg}} \left[\frac{4Q}{\pi D_i^2 G} + \{h_{f,in} - h_{f,out}\} \right] \quad (4)$$

The enthalpy of refrigerant $h_{f,in}$ was found with respect to the measured temperature and pressure at entry. The enthalpy of liquid $h_{f,out}$ and the latent heat of vaporization at the test evaporator h_{fg} were calculated based on the refrigerant temperature measured.

The two-phase pressure gradient is the summation of three components: the hydrostatic pressure gradient, the acceleration pressure gradient and the frictional pressure gradient as shown in Eq. (5):

$$\left[\frac{dp}{dz} \right]_{TP} = \left[\frac{dp}{dz} \right]_G + \left[\frac{dp}{dz} \right]_A + \left[\frac{dp}{dz} \right]_F \quad (5)$$

The hydrostatic pressure drop was calculated by Eq. (6):

$$\Delta p_G = gL[\alpha \rho_g + (1 - \alpha) \rho_f] \quad (6)$$

The acceleration pressure gradient for one dimensional two-phase flow is written as Eq. (7):

$$\left[\frac{dp}{dz} \right]_A = -G^2 \frac{d}{dz} \left[\frac{(1-x)^2}{(1-\alpha)\rho_f} + \frac{x^2}{\alpha\rho_g} \right] \quad (7)$$

For void fraction (α) values, predicted correlation [15] has been used; whereas two-phase friction factor has been derived from Eq. (8):

$$\left[\frac{dp}{dz} \right]_F = \frac{2f_{TP} G^2}{D_i [\rho_f (1 - \alpha) + \rho_g \alpha]} \quad (8)$$

The error in measurement depends on the operating conditions and mostly on the accuracy of the wall temperature difference. The experimental uncertainty analysis was done by following Eq. (9) proposed by Schultz and Cole [16]:

$$U_R = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial R}{\partial V_i} U_{V_i} \right)^2} \quad (9)$$

where U_R is the estimated uncertainty in calculating the value of desired variable R , due to the independent uncertainty U_{V_i} in the primary measurement of N number of variables V_i , affecting the result. The experimental uncertainties for the sensors are listed in Table 4. Maximum uncertainty in the measurement of heat transfer coefficient is shown in Table 5.

4. Results and discussion

In the present paper, the heat transfer coefficients for flow boiling through a horizontal smooth tube are evaluated for two refrigerants; pure fluid R134a and zeotropic blend R407C, by varying the heat flux with different evaporating pressures and mass velocities while maintaining the refrigerant inlet temperature to the test evaporator between 5 °C and 9 °C. The experimental conditions are summarized in Table 6. In order to establish the integrity of the experimental set-up, the heat transfer results of the flow

Table 3
Instruments and appliances.

Quantity	Apparatus	Range	Accuracy
Temperature	T-type thermocouple	–50 °C to 250 °C	±0.2 °C
Pressure	Piezoelectric transducers	0–20 bar	±0.5% F.S.
Mass flow rate	Coriolis effect mass flow meter	0–200 kg/h	±0.2%
Voltage	AC variable voltage controller	0–220 V	±0.5%
Current	Clamp meter	0–100 A	±1.0% F.S.

Table 4
Uncertainty of variables.

Primary measurements		Derived quantities	
Parameter	Uncertainty	Parameter	Uncertainty (%)
Diameter	±2 μm	Reynolds number	±0.6
Pressure	±0.5%	Mass velocity	±0.6–2
Temperature	±0.2 °C	Heat transfer coefficient	±3.9–11
Mass flow rate	±0.2%	Vapor quality	±2.0–9.5
Heat flux	±2.1–3.6%	Electrical power	±0.80

Table 5
Maximum uncertainty in heat transfer coefficient.

G (kg/m ² s)	Q (W/m ²)	Uncertainty (%)
100	10,000	±11
200	6000	±9
300	3000	±8.5

boiling of R134a through the test evaporator tube in horizontal condition are compared with the predicted values by Liu and Winterton [17], Gungor and Winterton [18] and Kandlikar [19] correlations as shown in Fig. 2. The same comparison for R407C results with the predicted values by Liu and Winterton [17], Kandlikar [19] and Wojtan et al. [20] correlations has been depicted in Fig. 3. This confirms that the experimental results on two-phase flow and flow evaporation using the test facility and measurement system are reliable. The experimental result shows the comparison of ±30% errors for R134a with a mean deviation (MD) ranging from –3.65% to –84.46% and a mean absolute deviation (MAD) of 14.95–84.46% for R134a and ±50% errors for R407C with MD of –25.7–355.12% and MAD of 27.23–355.12% for R407C as can be seen from Figs. 4 and 5. Among them, the deviations are the smallest by using Gungor and Winterton’s correlation [18] for R134a and Wojtan and Ursebacher’s correlation [20,21] for R407C. The thermodynamic and transport properties of refrigerants were obtained from REFPROP 8.0 [22].

The latest version of the flow pattern map of Wojtan et al. [20] is used for the evaluation of two phase flow regime. Since, the heat transfer process depends upon the flow pattern; one must distinguish the flow pattern regimes during the flow boiling experiments as shown in Fig. 6 for the present study. The flow regimes’ identification criteria are the same as used in Mastrullo et al. [23]. From the maps, it can be seen that the flow pattern is stratified wavy and intermittent from the inlet section to a quality between 20% and 40%, depending on different test conditions. With increasing vapor quality, a semi-annular flow is achieved. At higher quality values (>50%), flow pattern continues to the developed annular flow, where for very high quality (>75%), the liquid film around the periphery of the tube goes away and the flow becomes annular with a partial dry-out.

From Figs. 7–9, local boiling heat transfer coefficients are reported for R407C and R134a to investigate the influence of vapor quality on heat transfer. Similar trends are observed in all the

Table 6
Experimental conditions.

Refrigerant	G (kg/m ² s)	Pev (bar)	q (kW/m ²)	Δx
R407C	100.7	6.18	2.96	0.81–0.135
	99.8	6.23	4.51	0.831–0.129
	101.1	6.40	6.01	0.859–0.138
	100.2	6.61	8.23	0.839–0.123
	99.7	6.79	9.87	0.85–0.141
	198.2	6.17	3.11	0.866–0.134
	200.4	6.24	4.56	0.874–0.128
	199.6	6.47	5.89	0.881–0.127
	201.1	6.61	8.11	0.893–0.148
	200.8	6.76	10.12	0.874–0.135
	299.6	6.15	3.01	0.879–0.131
	302.2	6.31	4.46	0.881–0.129
	300.8	6.59	6.20	0.888–0.130
	296.8	6.72	7.88	0.883–0.136
	301.9	6.86	10.20	0.892–0.129
	400.2	6.16	3.09	0.889–0.137
	398.1	6.34	4.50	0.891–0.121
	399.4	6.44	5.99	0.878–0.129
	400.9	6.62	8.09	0.883–0.131
	400.5	6.73	10.0	0.889–0.132
R134a	101.1	3.61	3.06	0.818–0.133
	100.8	3.69	4.48	0.841–0.139
	98.9	3.76	6.10	0.867–0.128
	100.2	3.87	7.78	0.859–0.143
	102.3	4.01	10.07	0.897–0.134
	199.3	3.67	2.97	0.867–0.129
	202.1	3.74	4.60	0.891–0.138
	198.5	3.77	5.99	0.89–0.131
	201.8	3.81	8.01	0.863–0.145
	197.8	3.98	9.72	0.888–0.128
	300.6	3.59	3.21	0.906–0.149
	301.0	3.68	4.50	0.876–0.136
	298.5	3.79	6.08	0.846–0.136
	301.8	3.92	8.13	0.900–0.150
	299.9	4.00	10.17	0.898–0.128
	400.1	3.48	3.01	0.887–0.132
	401.0	3.56	4.48	0.889–0.130
398.3	3.74	6.13	0.896–0.122	
400.8	3.89	7.99	0.874–0.135	
399.5	4.02	10.06	0.878–0.130	

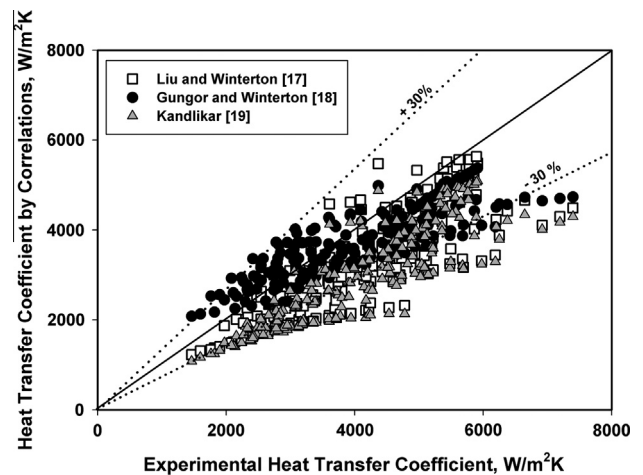


Fig. 2. Comparison of R134a data with correlations.

experiments with similar operating conditions. In Fig. 7, the heat transfer coefficients of both test refrigerants are reported in two different operating heat fluxes. Both are achieved with an almost constant refrigerant mass flux of 100 kg/m² s. In Fig. 8, the heat transfer coefficients are reported as a function of vapor quality corresponding to a mass velocity of 200 kg/m² s, a low heat flux of

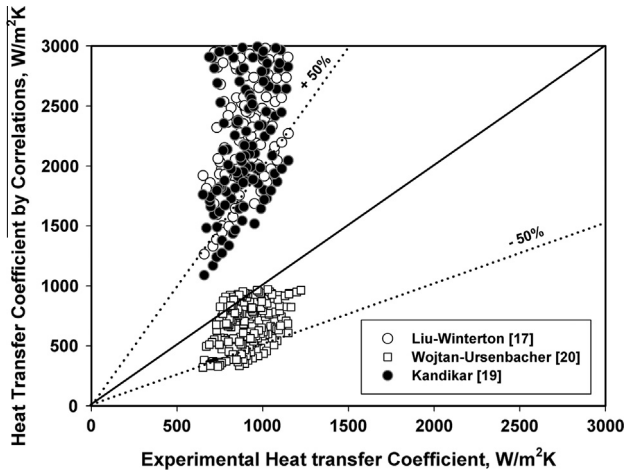


Fig. 3. Comparison of R407C data with correlations.

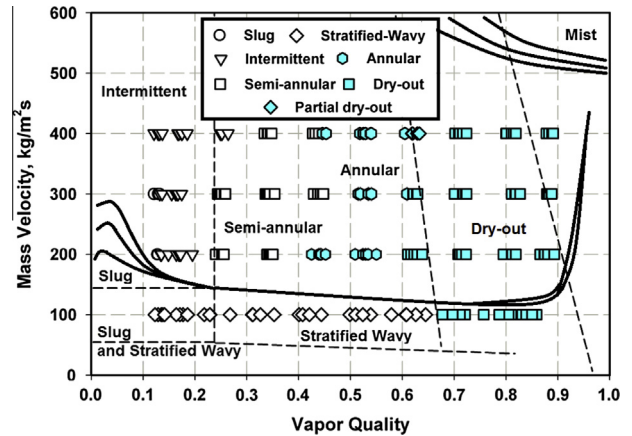


Fig. 6. Flow pattern map for present data following Wojtan-Ursenbacher-Thome model [20].

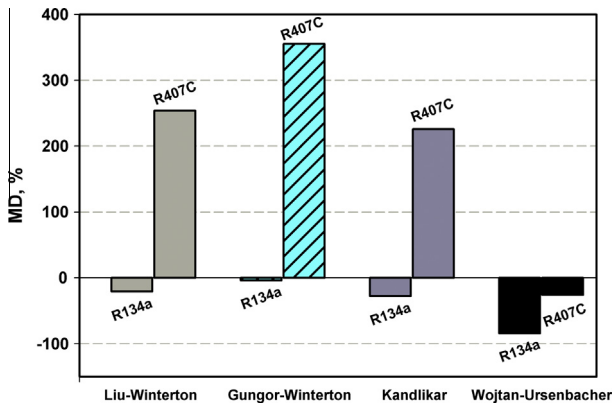


Fig. 4. Values of MD obtained by comparison of present data with correlations.

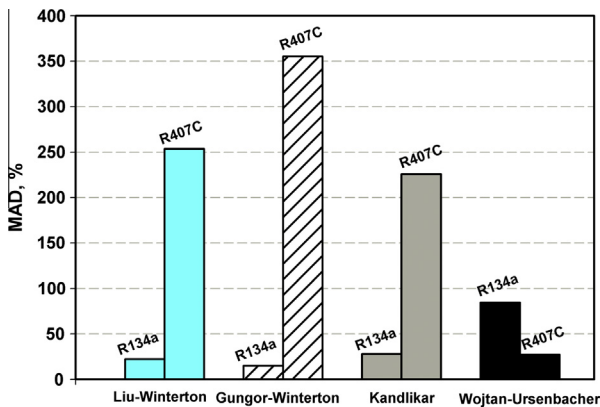


Fig. 5. Values of MAD obtained by comparison of present data with correlations.

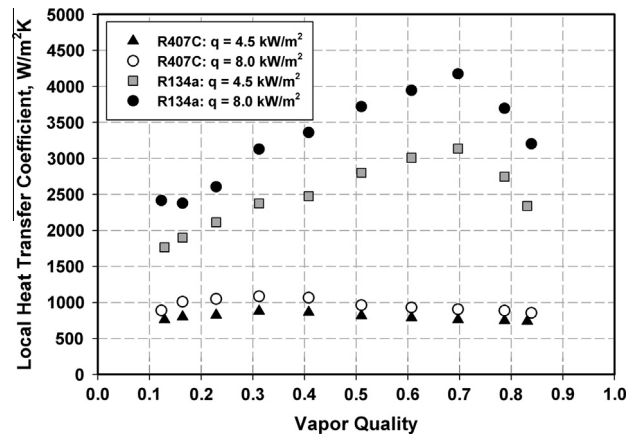


Fig. 7. Comparison of heat transfer coefficient variation with vapor quality at $G = 100 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$.

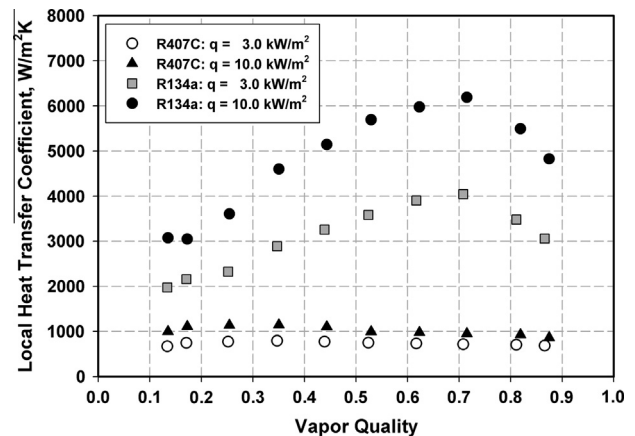


Fig. 8. Comparison of heat transfer coefficient variation with vapor quality at $G = 200 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$.

3 kW/m² and a high heat flux of 10 kW/m². In Fig. 9, the heat transfer coefficients are reported with a refrigerant mass velocity of 400 kg/m² s, a high heat flux of 10 kW/m² and medium heat flux of 6 kW/m².

In all the experimental tests, a different dependence of the heat transfer coefficients on vapor quality is evident. Indeed, at low values of heat fluxes, the heat transfer coefficient increases with increasing vapor quality. On the other hand, for very high heat flux values, the heat transfer coefficient initially decreases with quality

and then increases, presenting a local minimum in the vapor quality range between 15% and 20%. In all cases, the heat transfer coefficients suddenly drop when the liquid film disappears (for high vapor qualities), leaving the tube wall partially or totally dry. The heat transfer coefficients in flow evaporation consequence from the interaction between nucleate boiling and liquid convection.

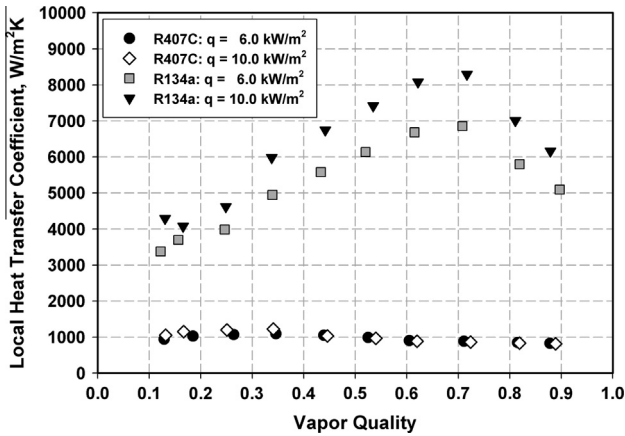


Fig. 9. Comparison of heat transfer coefficient variation with vapor quality at $G = 400 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$.

At high heat fluxes, heat transfer is predominantly predisposed by the nucleate boiling mechanism and the convective contribution to heat transfer predominates at low heat fluxes [12].

In the experimental tests where liquid convection is the main mechanism, the heat transfer coefficient increases with quality. Indeed, as the flow proceeds downstream and vaporization takes place, the void fraction increases, thus decreasing the density of the liquid–vapor mixture. As a result, the flow accelerates enhancing convective transport from the heated wall of the tube. The consequent increase in heat transfer coefficient proceeds until the liquid film disappears, leaving the tube wall partially or totally dry. In this region, the heat transfer coefficient decreases because of the low thermal conductivity of the vapor. In the evaporation process where liquid convection is the main mechanism, convective evaporation being predominant does not implicate that nucleate boiling is entirely inhibited. Under these conditions, the heat transfer coefficient increases with vapor quality as explained by Greco and Vanoli [24]. The present study also provides the same occurrence as shown in Figs. 7–9; the increment is only 15–23% for R407C; but for R134a, it is quite high as up to 65–110% more with respect to the heat transfer coefficient at very low vapor qualities in the range of 0.1–0.3 depending on heat fluxes. In order to explain the dispositions of the R407C and R134a heat transfer coefficients at low vapor qualities, it is necessary to take into account of the equilibrium bubble radius r^* which depends on the refrigerant thermo-physical properties [25]. Bubbles that are smaller in radius than r^* will collapse in a spontaneous manner, and bubbles that are bigger in radius than r^* will mature. Hence, a lower r^* implies a larger number of active nucleation (AN) sites on the heated surface for bubble formation and, therefore, a stiffer nucleate boiling contribution. The equilibrium bubble radius is directly proportional to the fluid property combination [25] as shown in Eq. (10):

$$AN = \frac{2T_{\text{sat}}\sigma_f}{h_{fg}\rho_g} \quad (10)$$

Here T_{sat} is the bubble point temperature of refrigerant on corresponding evaporating pressure expressed in Kelvin. It can be observed that for the same operating conditions, the R407C property combination AN, is slightly larger than that of R134a. As a consequence, for the same wall superheat, the nucleate boiling contribution of R134a is larger than that of R407C. In the experimental tests corresponding to high values of heat flux, at low qualities, where nucleate boiling dominates, heat transfer coefficients decrease as the effect of nucleate boiling diminishes as seen from Fig. 9. Certainly, as the quality increases in semi-annular and

annular flow region, the effective wall superheat decreases due to a thinner liquid film (with less thermal resistance) and there is an enhanced convection caused by high vapor velocity. Thus the number of active nucleation (AN) sites decreases until a transition quality is reached. Beyond the transition quality, the effective wall superheat is below the threshold value required for the bubble nucleation on the wall [12]. At higher qualities (>0.35), corresponds to convective evaporation, the heat transfer coefficients increase piercingly with quality. This increase proceeds until the liquid film starts fading from the tube wall surface ($x > 0.75$ for R134a and $x > 0.45$ for R407C).

Local boiling heat transfer coefficients are reported for R407C and R134a in Figs. 10–13 in order to exemplify the influence of mass velocity on heat transfer. The data reported for each refrigerant fluid corresponds to almost constant heat fluxes, at different refrigerant mass fluxes. The experimental data clearly show that the heat transfer coefficients increase with increasing the refrigerant mass flux. Indeed, increasing the refrigerant mass flux increase the fluid velocity, thus enhancing convective boiling. In a very low quality region, corresponding to slug flow regimes, where nucleate boiling is dominant, the influence of the refrigerant mass flux is weak and the heat transfer coefficients tend to come together for both the test fluids. The interfacial shear stress is increased by increasing the mass flux, and the bubbles on the heated surface are carried forward from the tube wall under the influence of shear stress and do not attain the larger diameters as seen in pool boiling. This effect results in slight reductions in the nucleate boiling component with increasing shear stress, which can be seen from these figures. In Figs. 10 and 11, R407C and R134a heat transfer coefficients are evaluated respectively as a function of mass flux of varying the vapor quality at an almost constant heat flux of 3 kW/m^2 . In Figs. 12 and 13, the heat transfer coefficients are evaluated as a function of mass flux of varying the vapor quality at an almost constant heat flux of 8 kW/m^2 . In these figures, the dependence of the heat transfer coefficients on mass flux is clearly shown. Due to mass transfer resistance, nucleate boiling heat transfer coefficient for zeotropic mixtures are considerably lower than pure refrigerants. At low mass velocities, major contribution to the heat transfer mechanism is the nucleate boiling. As the mass velocity increases, the mass transfer resistance to the convective boiling is reduced by the contribution of the more volatile heat transfer coefficient and a higher mass velocity inducts liquid entrainment to agitate the mass transfer resistance. The same phenomenon was described by Kattan et al. [26].

The comparison of average heat transfer coefficient with respect to mass velocity has been depicted in Fig. 14. It is seen that for zeotropic mixture R407C, increase in mass velocity from $100 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ to $400 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$, average heat transfer coefficient increases to about 5.9–12%; most of the data detains within the range of the experimental uncertainties. But for pure refrigerant R134a, the same occurs in the range of 42–93%. The heat transfer coefficients of R407C are always lower than those of R134a. Indeed, the convective contribution of R407C has been always higher than those of R134a, but the potential for higher heat transfer coefficients is diminished because of the temperature glide of about $6 \text{ }^\circ\text{C}$. Therefore, the nucleate boiling contribution to the global heat transfer coefficients is strongly reduced by diffusion and the superposition of heat transfer and mass transfer phenomena associated with the flow boiling of a zeotropic mixture decreases the heat transfer coefficient as compare to those concerning to pure fluids [12]. The present study confirms that the local heat transfer coefficients of R134a are about 55–87% more than that for R407C; whereas the average heat transfer coefficients are 76–83% more for R134a.

The frictional pressure drop gradients of R407C and R134a as a function of vapor quality for constant refrigerant mass velocity are reported in Figs. 15 and 16. The pressure drop is evaluated as the

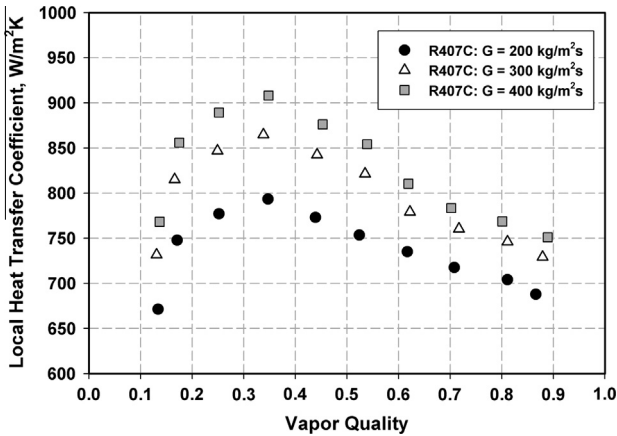


Fig. 10. Heat transfer coefficient of R407C varying mass velocity at fixed heat flux of 3 kW/m².

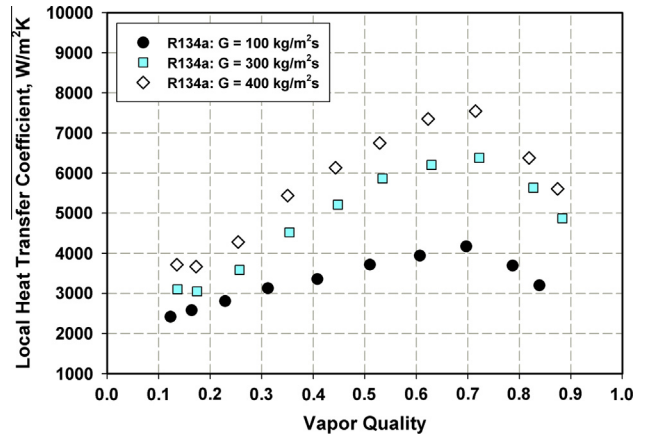


Fig. 13. Heat transfer coefficient of R134a varying mass velocity at fixed heat flux of 8 kW/m².

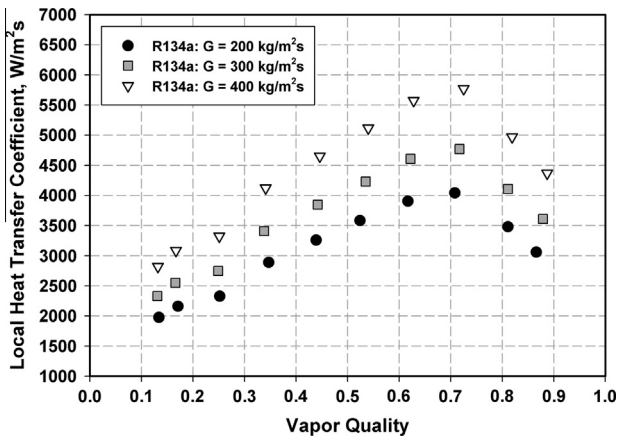


Fig. 11. Heat transfer coefficient of R134a varying mass velocity at fixed heat flux of 3 kW/m².

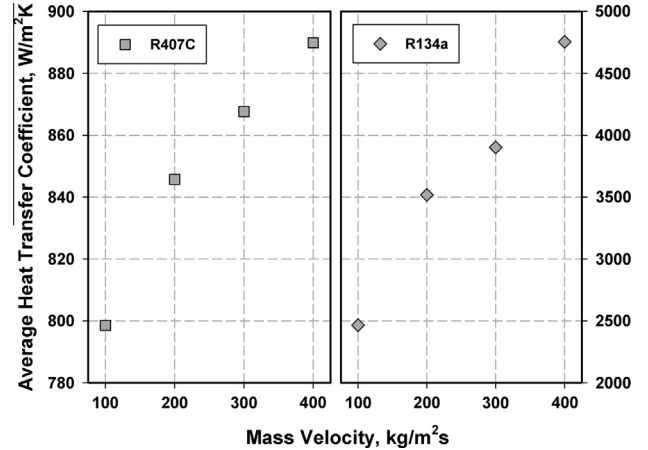


Fig. 14. Average heat transfer coefficient comparison for R407C and R134a varying mass velocity.

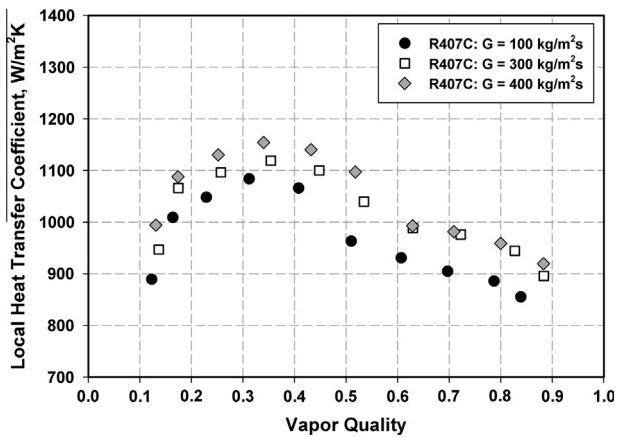


Fig. 12. Heat transfer coefficient of R407C varying mass velocity at fixed heat flux of 8 kW/m².

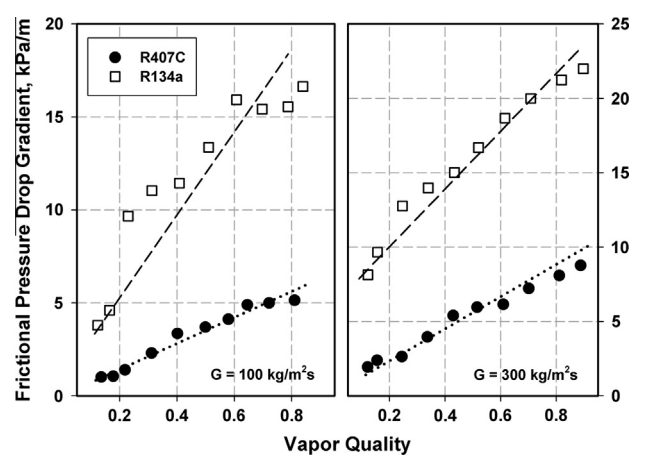


Fig. 15. Frictional pressure drop of R407C and R134a as a function of vapor quality for G = 100 kg/m² s and G = 300 kg/m² s.

pressure drop per unit length between the inlet and the exit from the test evaporator. For both refrigerants and all mass velocities, it can be observed that the pressure drop increases with both, the vapor quality and the mass velocity, and the effect of heat flux on pressure drop is very much negligible. In general, the total pressure drop is mainly caused by the frictional pressure drop. The frictional pressure drop is a change of pressure ensuing from the

energy dissipated in the flow by friction, eddying etc. [27]. As the flow goes downstream and vaporization takes place, the density of the liquid–vapor mixture decreases. As a result, the flow accelerates much more and the frictional pressure drops increases. Frictional pressure drop gradients for R134a are higher than that of R407C; just reverse the trend of heat transfer coefficient variations. The difference increases with the increase in mass flux. The growth

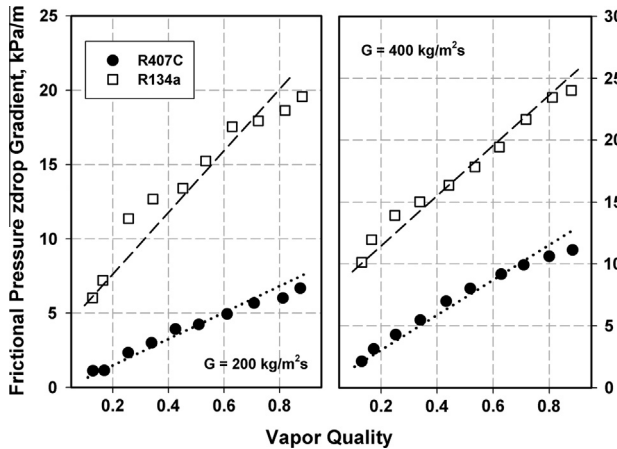


Fig. 16. Frictional pressure drop of R407C and R134a as a function of vapor quality for $G = 200 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ and $G = 400 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$.

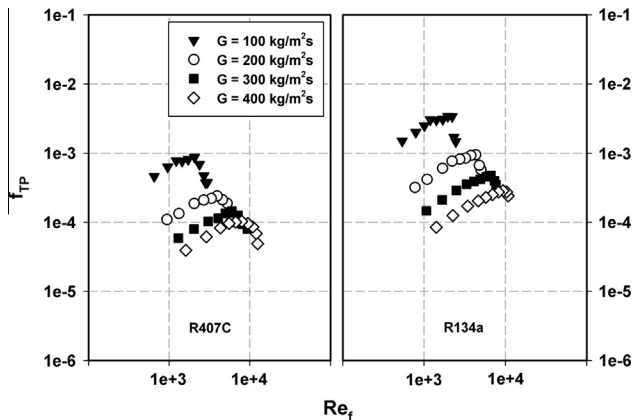


Fig. 17. Two-phase friction factors for R407C and R134a as a function of Reynolds number.

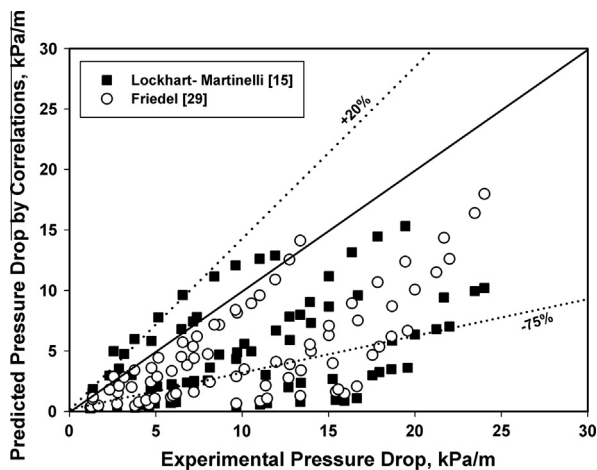


Fig. 18. Comparison of pressure drop data with correlations.

in flow pattern is the main cause. The delay in flow pattern can be explained by the mixture property of zeotropic refrigerants. The density difference in volatile elements may cause lower mean liquid velocity [28] and thus, delay in flow pattern transitions for refrigerant mixtures. Considering all the experiments conducted, it can be observed that for the variation of the mass velocity from $100 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ to $400 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$, the R407C frictional pressure drops

lower by a factor ranging from 53% to 86% with respect to those for R134a with the mean value ranges between 59% and 72%.

Two phase friction factors for R134a are relatively higher than that for R407C for all mass velocities. Fig. 17 shows the two-phase friction factors defined by Eq. (8) plotted against Re_f for both R407C and R134a. Friction factors for refrigerant mixtures depend on Reynolds number due to non-linear variations of physical properties [28]. Present experimental pressure drop data are compared with Lockhart-Martinelli [15] and Friedel correlation [29] as shown in Fig. 18; the results assure with an error range for an MD on -45% and -52% , respectively.

5. Conclusions

An experimental plant has been established in the refrigeration laboratory of Indian Institute of Technology Roorkee, India for evaluating the heat transfer performance of pure and mixed refrigerants during flow boiling. Local heat transfer coefficients and frictional pressure drop of pure fluid R134a and zeotropic mixture R407C, in flow evaporation through a horizontal smooth tube were measured in the evaporating pressure range of 3.48–6.86 bar, the heat flux from 3 to 10 kW/m^2 and the mass velocity from 100 to $400 \text{ kg/m}^2 \text{ s}$ with the temperature at the entry to the test evaporator was maintained the same for both the fluid between 5°C and 9°C depending on evaporative pressures. The effect of mass velocity, heat flux, and vapor quality on evaporative heat transfer coefficient and pressure drop has been investigated for different flow regimes.

The experimental results indicate that the heat transfer coefficients increase with mass velocity and heat flux. Also the local heat transfer coefficient increases for both the refrigerants before the dry-out occurs. The nature of the increment in heat transfer coefficient with respect to mass velocity, heat flux and vapor quality varies with the flow patterns for different refrigerants considered for test. The increase in heat transfer coefficient was at much lower quality for R407C than R134a mainly due to the nature of the contribution of nucleate boiling to the evaporation progression of the refrigerants. The heat transfer coefficients of pure fluid R134a are higher than that of refrigerant blend R407C for all mass velocities and heat fluxes and the difference increases with the increase in mass velocities. The frictional pressure drop gradients of R134a are higher than R407C for all mass velocities; where the pressure drops of both refrigerants depends merely negligible on heat flux variations.

References

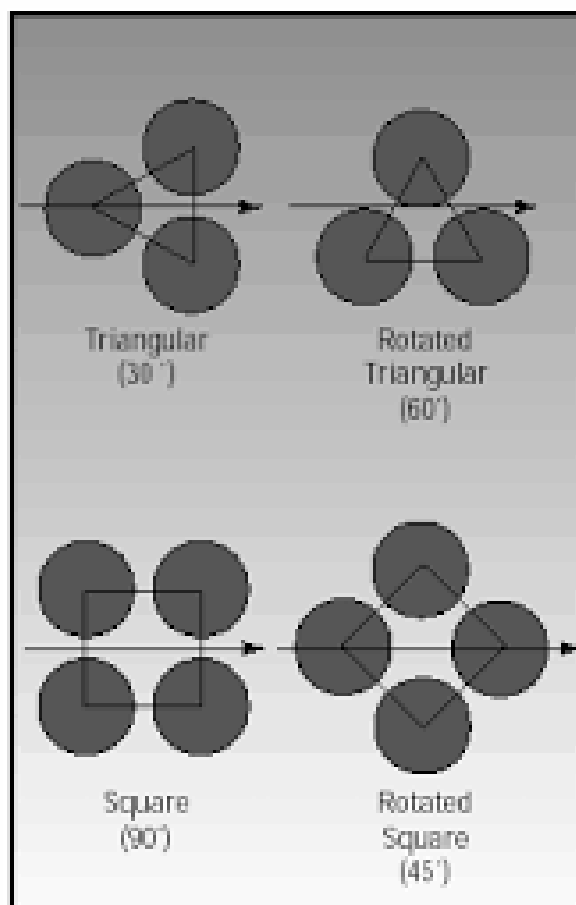
- [1] J.C. Passos, V.F. Kuser, P. Haberschill, M. Lallemand, Convective boiling of R407c inside horizontal micro-fin and plain tubes, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 27 (2003) 705–713.
- [2] L.M. Chamra, R.L. Webb, M.R. Randlett, Advanced micro-fin tubes for evaporation, *Int. J. Heat Mass Transfer* 39 (1996) 1827–1838.
- [3] C.B. Tibirica, G. Ribatski, Flow boiling in micro-scale channels-synthesized literature review, *Int. J. Refrig.* 36 (2013) 301–324.
- [4] J.H. Hong, C.H. Park, H.Y. Kwak, Forced convective boiling in vertical tube for binary refrigerant mixtures of R-11 and R-113, *KSME Int. J.* 12 (1998) 493–503.
- [5] R.S. Reid, M.B. Pate, A.E. Bergles, A comparison of augmentation techniques during in-tube evaporation of R-113, *J. Heat Transfer* 113 (1991) 451–458.
- [6] R.L. Webb, Principles of Enhanced Heat Transfer, Wiley, New York, 1994, 3–11.
- [7] R. Kouhikamali, A.S. Kojidi, M. Asgari, F. Alamolhoda, The effect of condensation and evaporation pressure drop on specific heat transfer surface area and energy consumption in MED-TVC plants, *Desalination Water Treatment* 46 (2012) 68–74.
- [8] G. Orian, M. Jelinek, A. Levy, Flow boiling of binary solution in horizontal tube, *Energy* 35 (2010) 35–44.
- [9] J.C. Chen, Correlation for boiling heat-transfer to saturated fluids in convective flow, *Indust. Eng. Pro. Des. Develop* 5 (1966) 322–329.
- [10] M. Fatouh, A.B. Helali, M.A.M. Hassan, A. Abdala, Heat transfer characteristics of R410A during its evaporation inside horizontal tube, *Int. J. Energy Environ.* 2 (2011) 701–716.

- [11] M.M. Shah, Chart correlation for saturated boiling heat-transfer: equations and further study, *ASHRAE Trans.* 88 (1982) 185–196.
- [12] A. Greco, Convective boiling of pure and mixed refrigerants: an experimental study of the major parameters affecting heat transfer, *Int. J. Heat Mass Trans.* 51 (2008) 896–909.
- [13] R.G. Sardesai, R.A.W. Shock, D. Butterworth, Heat and mass transfer in multicomponent condensation and boiling, *Heat Trans. Eng.* 3 (1982) 104–114.
- [14] D.G. Jung, Mixtures effects on horizontal convective boiling heat transfer. Ph.D. thesis, University of Maryland, College Park, MD 1988, p. 185.
- [15] R.W. Lockhart, R.C. Martinelli, Proposed correlation of data for isothermal two phase two-component flow in pipe, *Chem. Eng. Prog.* 45 (1949) 39–48.
- [16] R.R. Schultz, R. Cole, Uncertainty analysis in boiling nucleation, *AIChE Symp. Series* 75 (189) (1979) 32–38.
- [17] Z. Liu, R.H.S. Winterton, General correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation, *Int. J. Heat Mass Transfer* 34 (1991) 2759–2766.
- [18] K.E. Gungor, R.H.S. Winterton, Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data, *Chem. Eng. Res. Des.* 65 (2) (1987) 148–156.
- [19] S.G. Kandlikar, A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes, *J. Heat Transfer* 112 (1990) 219–228.
- [20] L. Wojtan, T. Ursenbacher, J.R. Thome, Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part I – a new diabatic two-phase flow pattern map, *Int. J. Heat Mass Transfer* 48 (2005) 2955–2969.
- [21] L. Wojtan, T. Ursenbacher, J.R. Thome, Investigation of flow boiling in horizontal tubes: Part II – development of a new heat transfer model for stratified-wavy, dryout and mist flow regimes, *Int. J. Heat Mass Transfer* 48 (2005) 2970–2985.
- [22] E.W. Lemmon, M.L. Huber, M.O. McLinden, Reference fluid thermodynamic and transport properties (REFPROP), version 8.0, in NIST Standard Reference Database 23. Gaithersburg, MD: National Institute of Standards and Technology, 2007.
- [23] R. Mastrullo, A.W. Mauro, J.R. Thome, D. Toto, G.P. Vanoli, Flow pattern maps for convective boiling of CO₂ and R410A in a horizontal smooth tube: experiments and new correlations analyzing the effect of the reduced pressure, *Int. J. Heat Mass Trans.* 55 (2012) 1519–1528.
- [24] A. Greco, G.P. Vanoli, Flow-boiling of R22, R134a, R507, R404A and R410A inside a smooth horizontal tube, *Int. J. Refrig.* 28 (2005) 872–880.
- [25] V.P. Carey, *Liquid-Vapor Phase Change Phenomena*, second ed., Hemisphere Publishing Corporation, New York, 2007.
- [26] N. Kattan, J.R. Thome, D. Favrat, Flow boiling in horizontal tubes. Part I-development of a diabatic two-phase flow pattern map, *J. Heat Transfer* 120 (1) (1998) 140–147.
- [27] C. Aprea, A. Greco, A. Rosato, Comparison of R407C and 417A heat transfer coefficients and pressure drops during flow boiling in a horizontal smooth tube, *Energy Conv. Manage.* 49 (2008) 1629–1636.
- [28] C. Wang, C. Chiang, Two phase heat transfer characteristics of R22/R407C in a 6.5-mm smooth tube, *Int. J. Heat Fluid Flow* 18 (1997) 550–558.
- [29] L. Friedel, Improved friction pressure drop correlations for horizontal and vertical two phase pipe flow, European Two-Phase Flow Group Meeting, Paper E2, Ispra, Italy, 1979.

Anexo E: De acuerdo a trabajos desarrollados se asumen los siguientes valores de cuantificación criterio de cuantificación para el desarrollo de la matriz de criticidad.

CRITERIOS PARA DETERMINAR CRITICIDAD	SÍMBOLO	CUANTIF.
Frecuencias de falla	FFF	
4-7 o más fallas al año		4
2-4 fallas/año		3
1-2 fallas/año		2
1 falla al año		1
Impacto operacional	IP	
Parada inmediata de toda la empresa		10
Parada de la planta (recuperable en otra planta)		6
Impacto a niveles de producción o calidad		4
Repercute a costos operacionales		2
No genera efectos significativos		1
Flexibilidad Operacional	FO	
No hay forma de recuperación		4
Hay opción de repuesto compartido		2
Función de repuesto disponible		1
Costo de Mantenimiento	CM	
Mayor a \$20.000		2
Menor a \$20.000		1
Impacto en la seguridad ambiental y humana	SHA	
Afecta la seguridad humana tanto externa como interna		8
Afecta el ambiente con daños irreversibles		6
Afecta las instalaciones causando daños severos		4
Provoca daños menores		2
Provoca impacto ambiental que no va a la norma		1
No provoca ningún daño a personas, instalaciones o ambiente		0

Anexo F: Disposiciones de arreglos de tubos para intercambiadores de calor de tubos y coraza.



Anexo G: Fotos



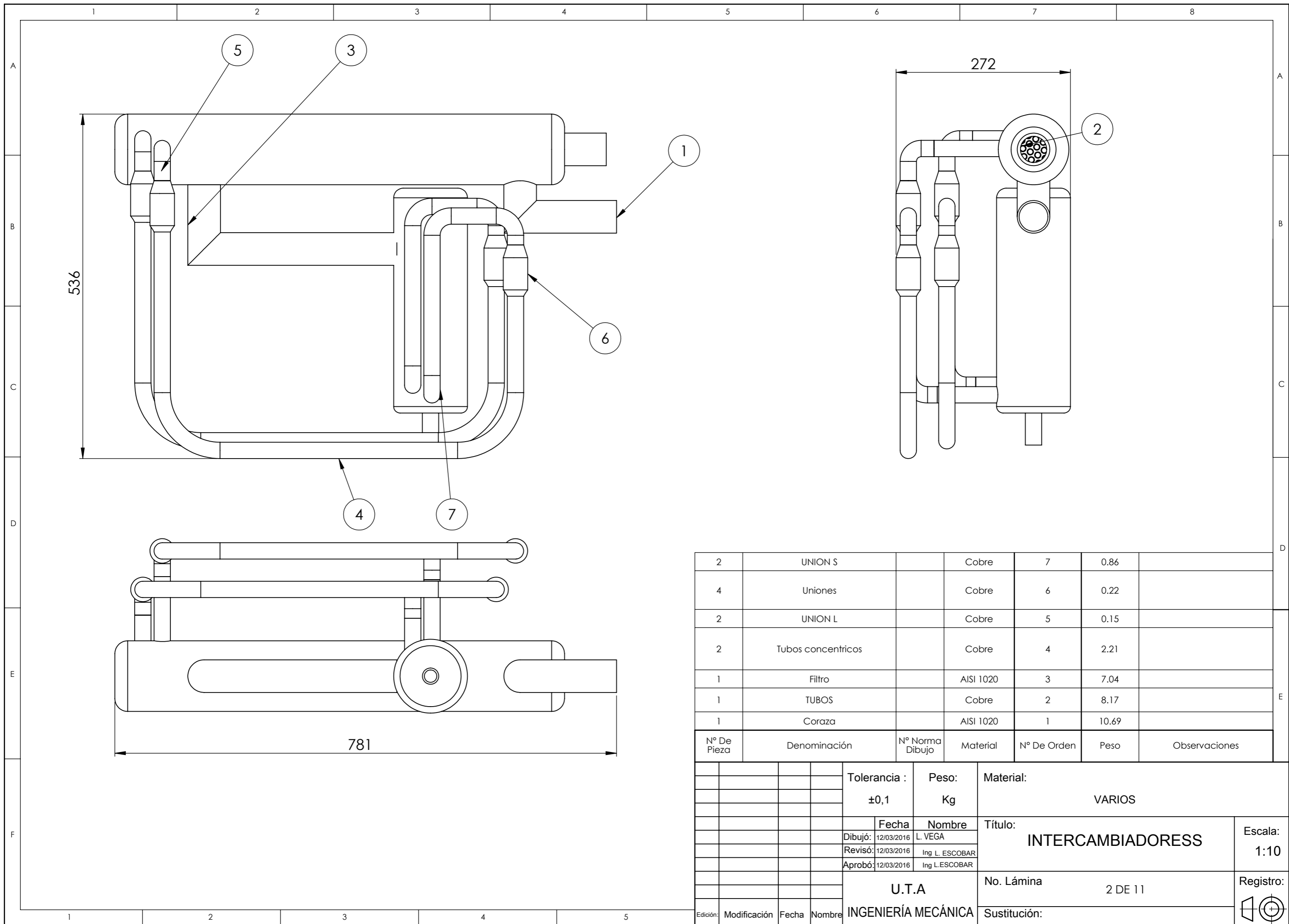






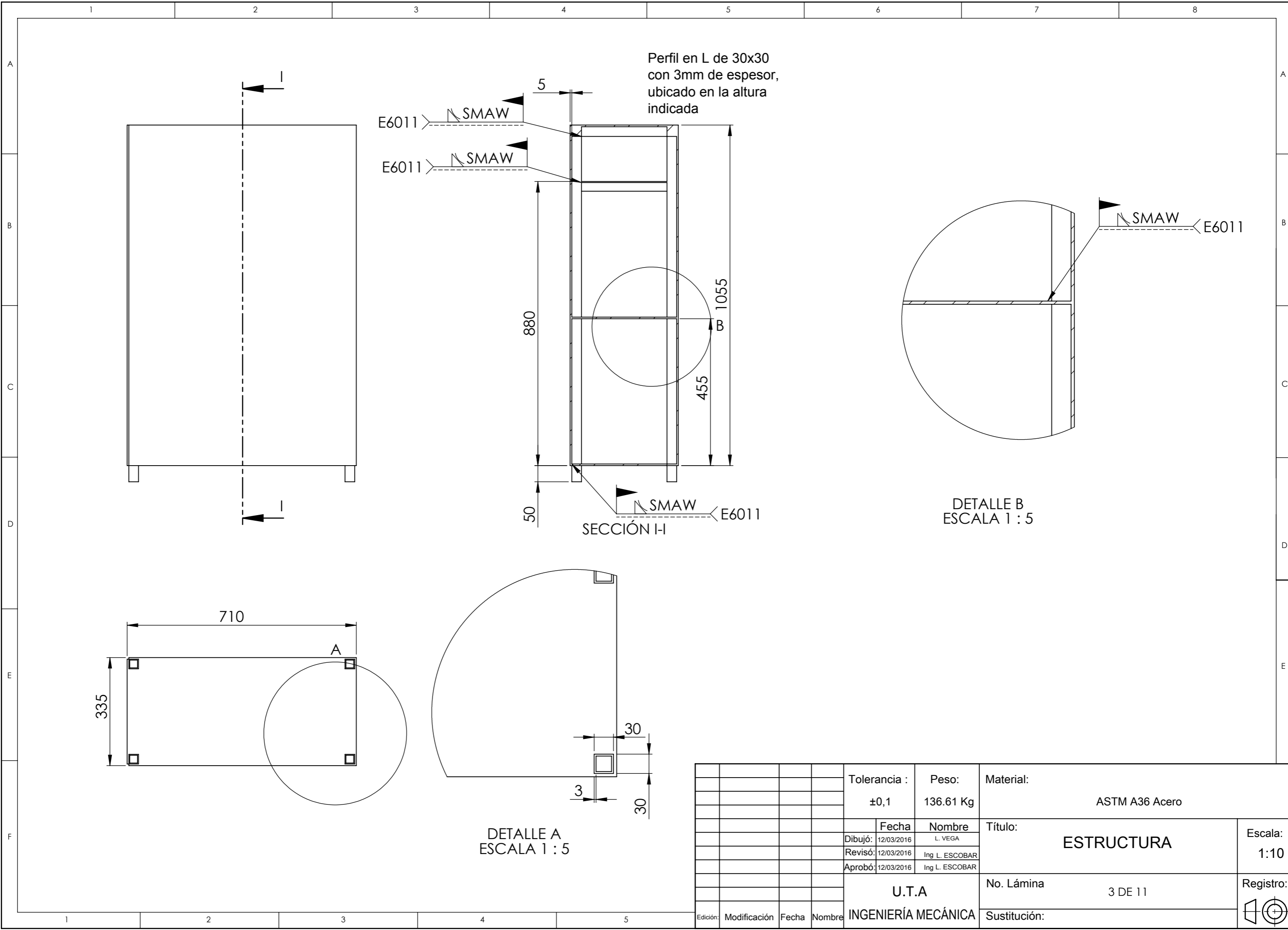


Anexo H: Planos y esquemas

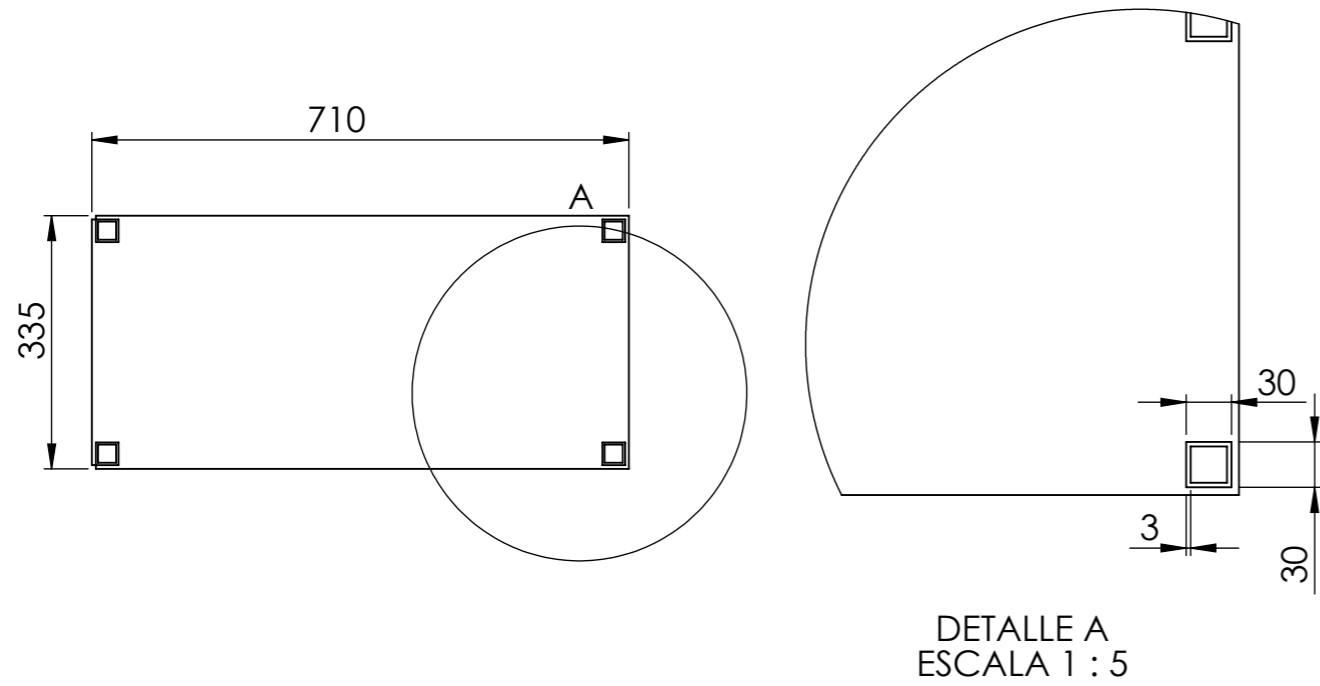
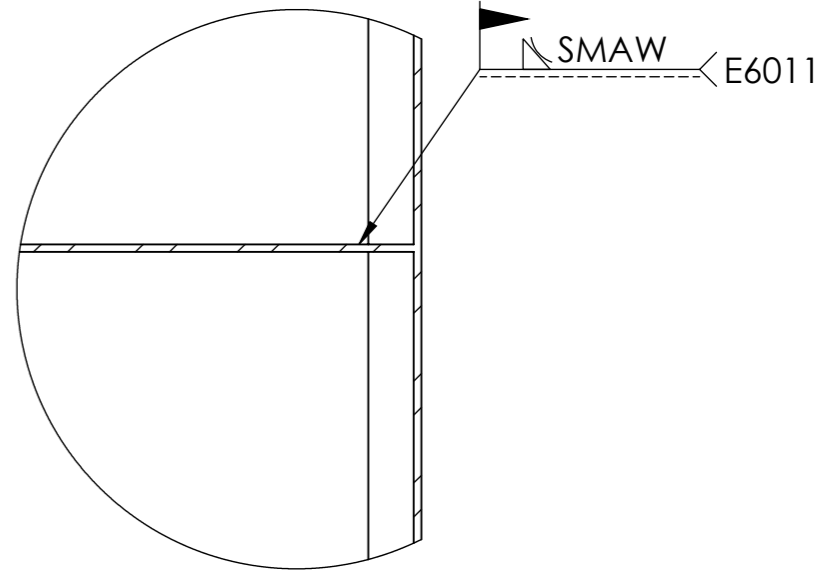
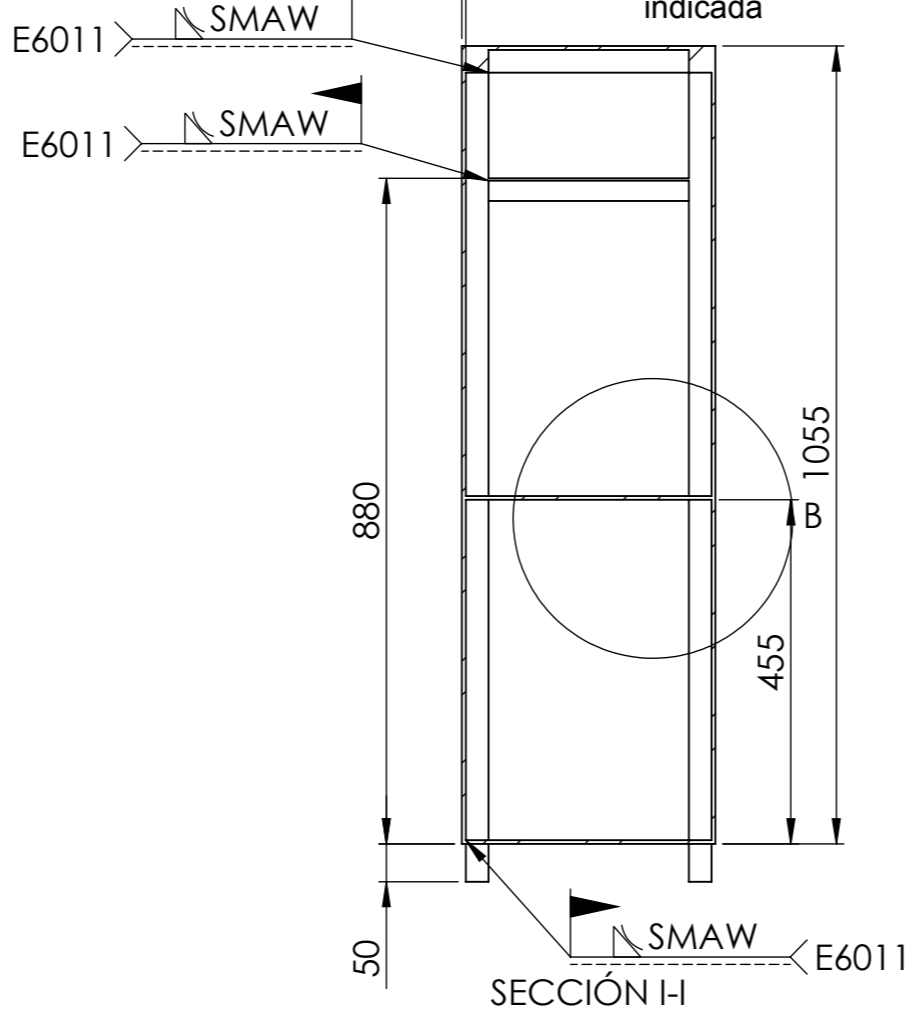


N° De Pieza	Denominación	N° Norma Dibujo	Material	N° De Orden	Peso	Observaciones
2	UNION S		Cobre	7	0.86	
4	Uniones		Cobre	6	0.22	
2	UNION L		Cobre	5	0.15	
2	Tubos concéntricos		Cobre	4	2.21	
1	Filtro		AISI 1020	3	7.04	
1	TUBOS		Cobre	2	8.17	
1	Coraza		AISI 1020	1	10.69	

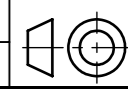
Tolerancia :		Peso:		Material:			
±0,1		Kg		VARIOS			
Fecha		Nombre		Título:		Escala: 1:10	
Dibujó: 12/03/2016		L. VEGA		INTERCAMBIADORESS			
Revisó: 12/03/2016		Ing L. ESCOBAR					
Aprobó: 12/03/2016		Ing L. ESCOBAR		No. Lámina		Registro: 	
		U.T.A		2 DE 11			
Edición:	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERÍA MECÁNICA			Sustitución:

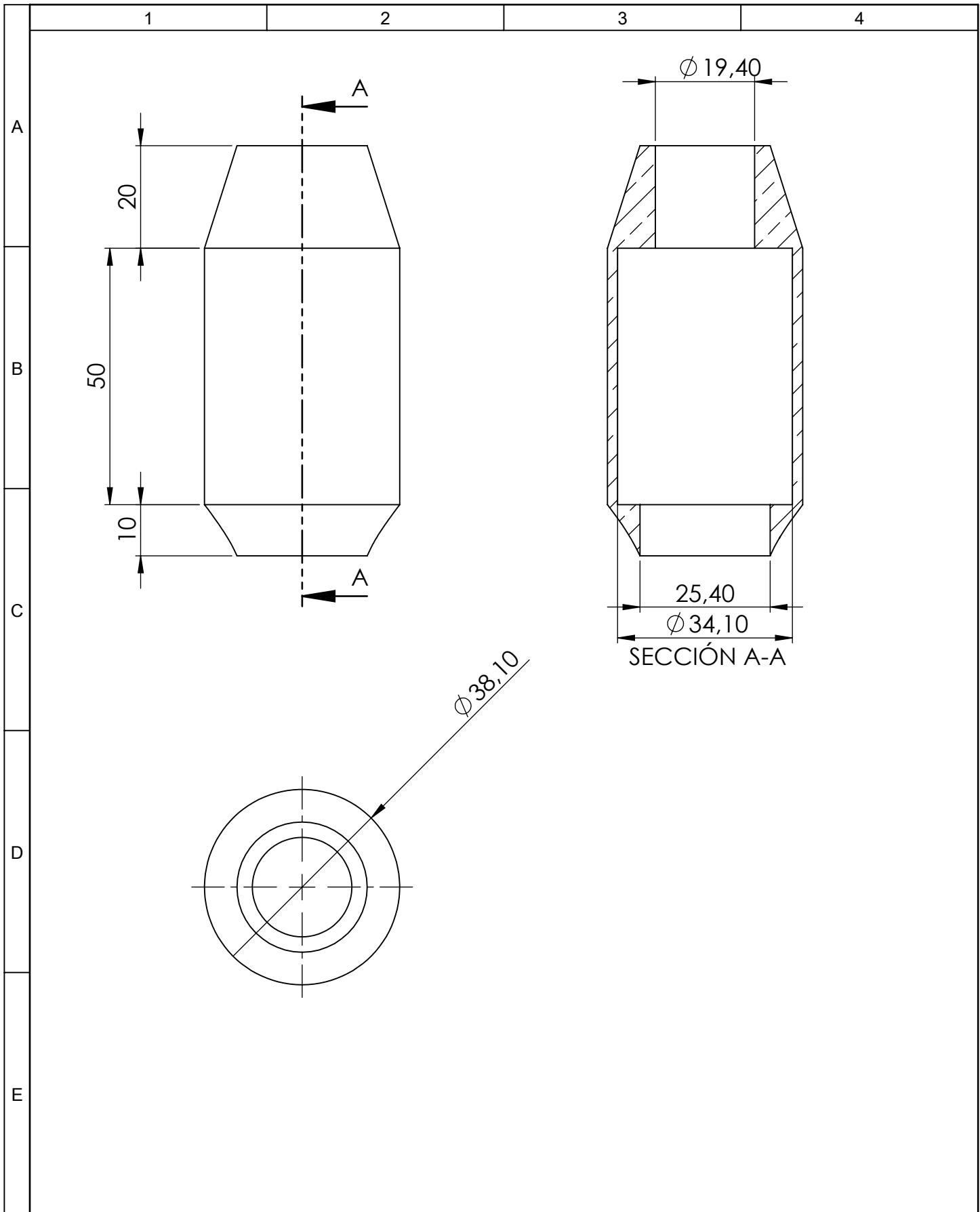


Perfil en L de 30x30
con 3mm de espesor,
ubicado en la altura
indicada

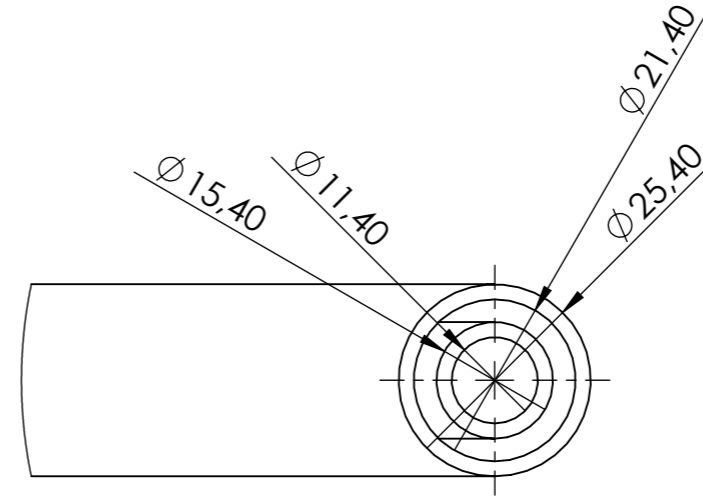
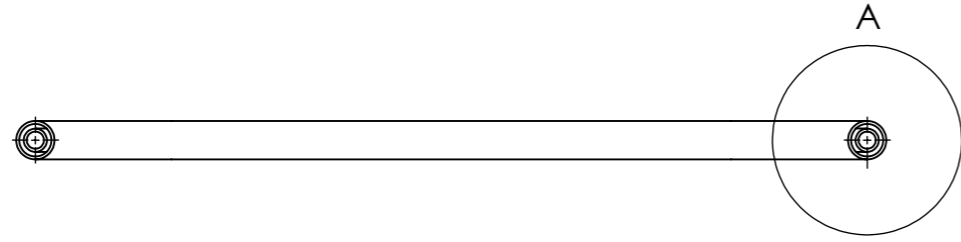


				Tolerancia : ±0,1	Peso: 136.61 Kg	Material: ASTM A36 Acero	
						Título: ESTRUCTURA	Escala: 1:10
				Dibujó: 12/03/2016	Nombre: L. VEGA		
				Revisó: 12/03/2016	Ing L. ESCOBAR		
				Aprobó: 12/03/2016	Ing L. ESCOBAR		
				U.T.A		No. Lámina	3 DE 11
				INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:	

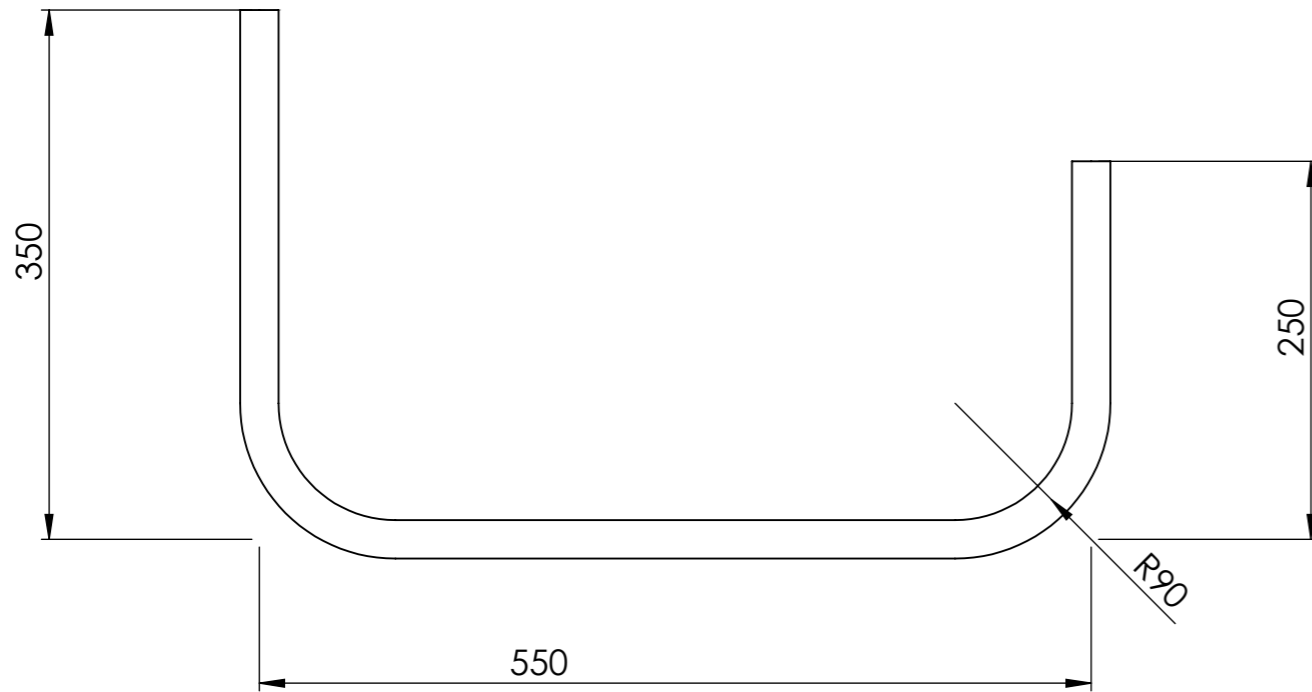




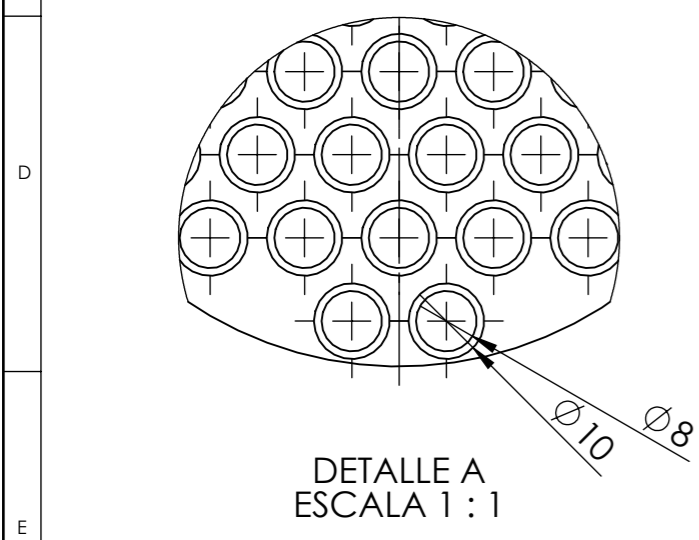
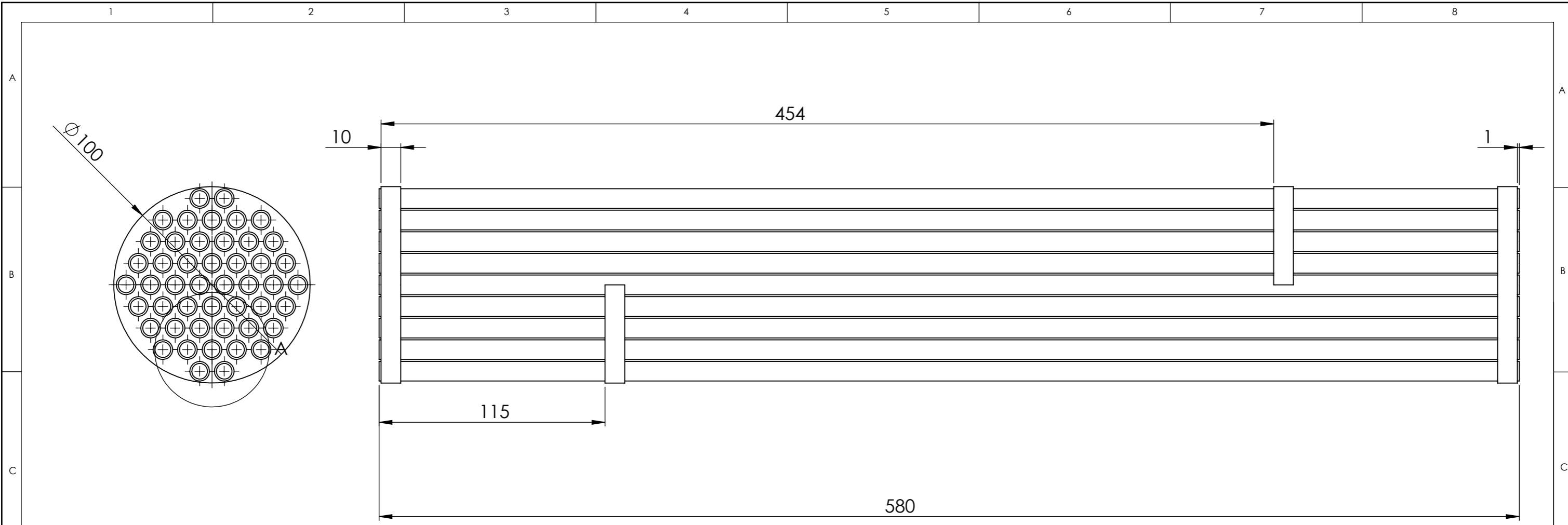
				Tolerancia :	Peso:	Material:	
				$\pm 0,1$	0.22 Kg	Cobre	
				Fecha	Nombre	Título :	
				Dibujó: 12/03/2016	L. VEGA	Uniones	
				Revisó: 12/03/2016	Ing L. ESCOBAR		
				Aprobó: 12/03/2016	Ing L. ESCOBAR		
				U.T.A		No. Lámina	4 DE 11
Edición:	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERÍA MECÁNICA		(Sustitución)	
						Registro: 	



DETALLE A
ESCALA 1 : 1

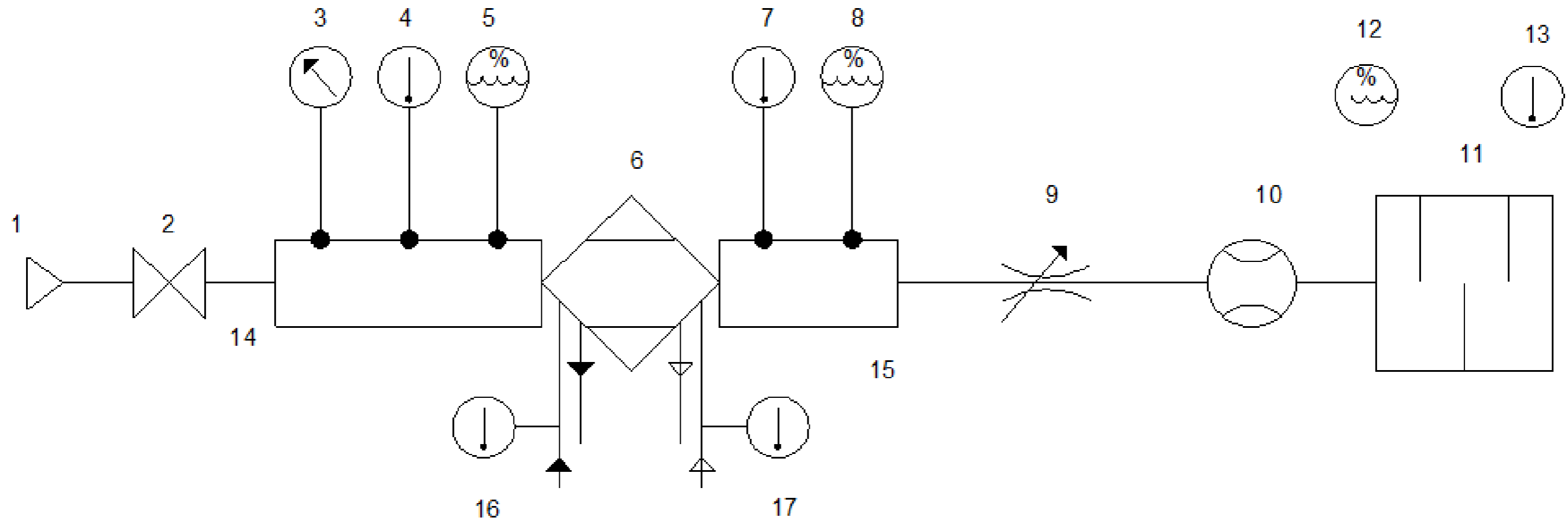


				Tolerancia :	Peso:	Material:			
				$\pm 0,1$	2.21 Kg	Cobre			
					Fecha	Nombre	Título:		Escala: 1:5
				Dibujó:	12/03/2016	L. VEGA	Tubos concentricos		
				Revisó:	12/03/2016	Ing L. ESCOBAR			
				Aprobó:	12/03/2016	Ing L. ESCOBAR			
					U.T.A		No. Lámina	5 DE 11	Registro:
					INGENIERÍA MECÁNICA		Sustitución:		
Edición:	Modificación	Fecha	Nombre						



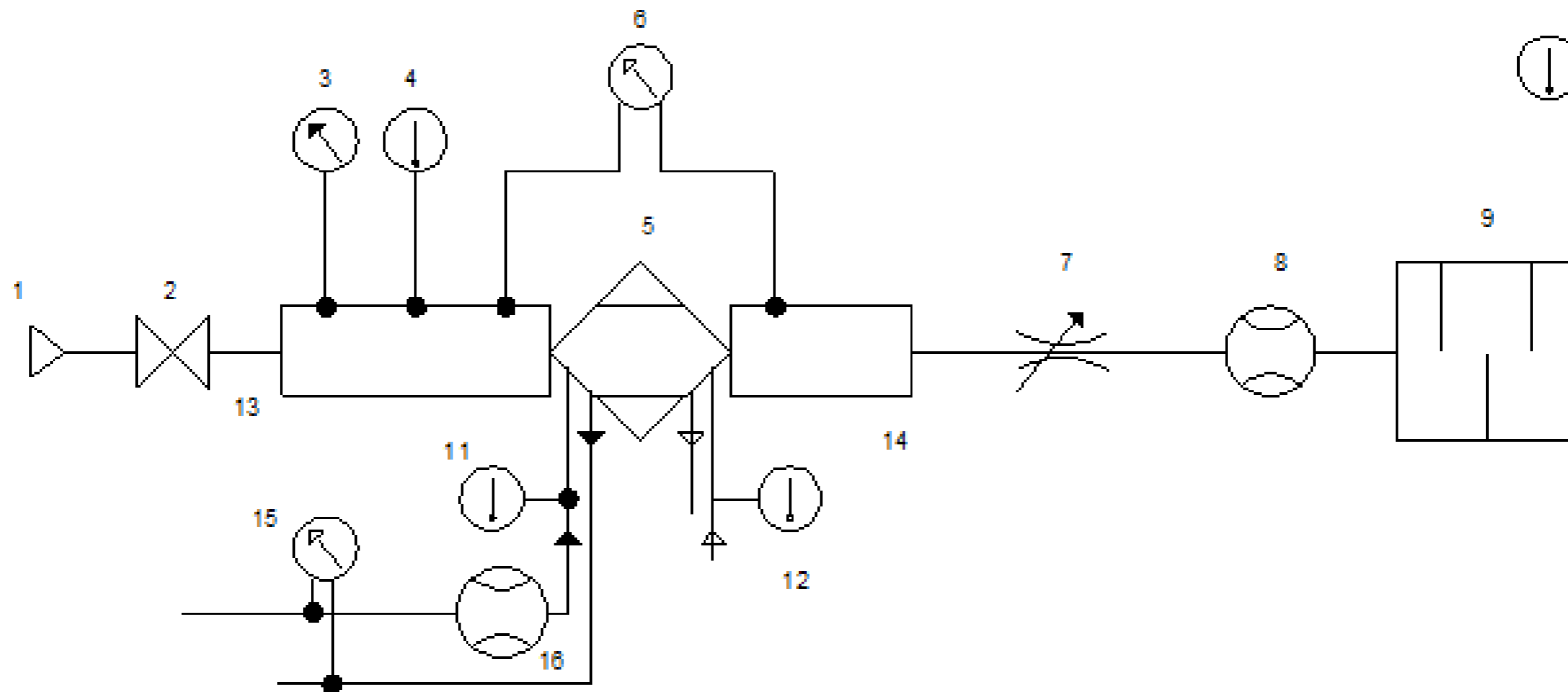
La disposición de los tubos es en triángulo a 30°, los tipos de disposiciones se pueden encontrar en el Anexo F

				Tolerancia : ±0,1	Peso: 8.17 Kg	Material: Cobre	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:
				Dibujó: 12/03/2016	L. VEGA	TUBOS	1:5
				Revisó: 12/03/2016	Ing L. ESCOBAR		
				Aprobó: 12/03/2016	Ing L. ESCOBAR		
				U.T.A		No. Lámina	Registro:
				INGENIERÍA MECÁNICA		8 DE 11	
Edición:	Modificación	Fecha	Nombre	Sustitución:			



- | | |
|--|--|
| <ul style="list-style-type: none"> 1.- Suministro de aire comprimido 2.- Válvula de cierre 3.- Medición de la presión de entrada 4.- Medición de la temperatura de entrada 5.- Contenido de humedad de entrada 6.- Secador bajo prueba 7.- Medición del punto de rocío 8.- Medición de la temperatura de salida 9.- Válvula de control de flujo | <ul style="list-style-type: none"> 10.- Medición de caudal 11.- Silenciador 12.- Medición de la humedad relativa 13.- Medición de la temperatura ambiente 14.- Tubo de medición de la presión de entrada 15.- Tubo de medición de la presión de salida 16.- Medidor de la temperatura de entrada del agua de refrigeración 17.- Medidor de la temperatura de entrada del aire o gas de refrigeración |
|--|--|

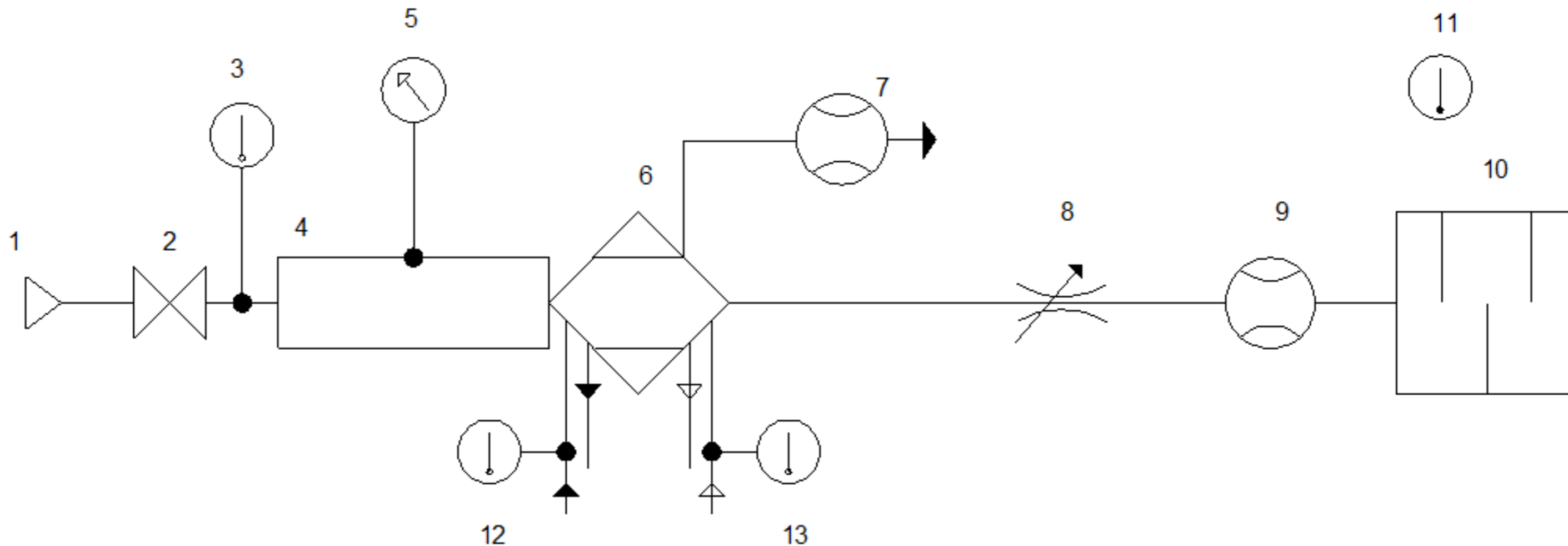
				Tolerancia :	Peso:	Material:	
				±0,1	-	-	
				Fecha	Nombre	Título:	
				Dibujó: 12/03/2016	L. Vega	Punto de Rocío y Caudal	
				Revisó: 12/03/2016	Ing L. ESCOBAR	Escala:	
				Aprobó: 12/03/2016	Ing L. ESCOBAR	1:10	
				U.T.A		No. Lámina	9 DE 11
				INGENIERÍA MECÁNICA		Registro:	
Edición:	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:	



- 1.- Suministro de aire comprimido
- 2.- Válvula de cierre
- 3.- Medición de la presión de entrada
- 4.- Medición de la temperatura de entrada
- 5.- Secador bajo prueba
- 6.- Medidor de caída de presión
- 7.- Válvula de control de flujo
- 8.- Medidor de caudal
- 9.- Silenciador

- 10.- Medición de la temperatura d de ambiente
- 11.- Medidor de la temperatura de entrada del agua de refrigeración
- 12.- Medidor de la temperatura de entrada de aire o gas de refrigeración
- 13.- Tubo de medición de la presión de entrada
- 14.- Tubo de medición de la presión de salida
- 15.- Medidor de caída de presión (lado del agua)
- 16.- Sensor de flujo (lado del agua)

				Tolerancia :	Peso:	Materia:	
				±0,1	-	-	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala:
				Dibujó: 12/03/2016	L. Vega	Caida de Presión	1:10
				Revisó: 12/03/2016	Ing L. ESCOBAR		
				Aprobó: 12/03/2016	Ing L. ESCOBAR		
				U.T.A		No. Lámina	Registro:
				INGENIERÍA MECÁNICA		10 DE 11	
Edición:	Modificación	Fecha	Nombre			Sustitución:	



- 1.- Suministro de aire comprimido
- 2.- Válvula de cierre
- 3.- Medición de la temperatura de entrada
- 4.- Tubo de medición de presión
- 5.- Medidor de presión de entrada
- 6.- Secador bajo prueba
- 7.- Medidor de flujo de purga o barrido de gas
- 8.- Válvula de control de flujo
- 10.- Silenciador
- 11.- Medidor de temperatura ambiente
- 12.- Medidor de temperatura del agua de refrigeración
- 13.- Medidor de la temperatura de entrada del aire o gas de refrigeración

				Tolerancia :	Peso:	Materia:			
				±0,1	-	-			
				Fecha	Nombre	Título: Pérdidas por Purga		Escala: 1:10	
			Dibujó:	12/03/2016	L. Vega				
			Revisó:	12/03/2016	Ing L. ESCOBAR				
			Aprobó:	12/03/2016	Ing L. ESCOBAR				
U.T.A						No. Lámina	11 DE 11		Registro:
INGENIERÍA MECÁNICA						Sustitución:			
Edición:	Modificación	Fecha	Nombre						

**DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE SECADOR DE AIRE
COMPRESIDO DE 135 CFM (230 m³/h) SEGÚN LOS REQUERIMIENTOS DE
LA EMPRESA “COMPAIRGEN” DE LA CIUDAD DE QUITO**

- **Resumen.-**

Los secadores de aire comprimido son parte esencial en la red de distribución de aire en fábricas y empresas. En esta investigación, el diseño que fue elaborado en el Software EES versión académica, realizando estudios paramétricos sobre la influencia de las variables más importantes de diseño sobre el desempeño del secador. La construcción que se realizó en las instalaciones de la empresa “COMPAIRGEN” de la ciudad de Quito, obteniendo datos totalmente favorables entre el diseño y los resultados experimentales del prototipo real.

- **Summary.-**

Compressed air dryers are an essential part in the distribution of air in factories and enterprises. In this investigation the software EES academic versión was used in order to analyze parametric variations on the the most important variables on the performance of the dryer. The construction was carried out in the premises of "COMPAIRGEN", company located in Quito, getting totally favorable results between the software results and experimental data.

- **Introducción.-**

El aire comprimido se refiere a aire de la atmósfera que ha sido sometido a presión por medio de un compresor, en la mayoría de aplicaciones, el aire no sólo se comprime sino que también desaparece la humedad debido al condensado que este lleva y se lo filtra ya que este condensado puede ocasionar daños en las diversas aplicaciones del aire. Por ello es necesario la implementación de secadores de aire comprimido que generalmente se ubican entre la salida de aire del compresor y la salida de aire a la aplicación.

En la presente investigación se desarrolló el diseño y construcción de un prototipo de secador de aire comprimido, determinando el tipo de secador a construirse, para posteriormente implementarlo y verificar su correcto funcionamiento, desarrollando un plan de mantenimiento para alargar la vida útil de estos equipos y realizando análisis en Software para evaluar parámetros críticos del diseño.

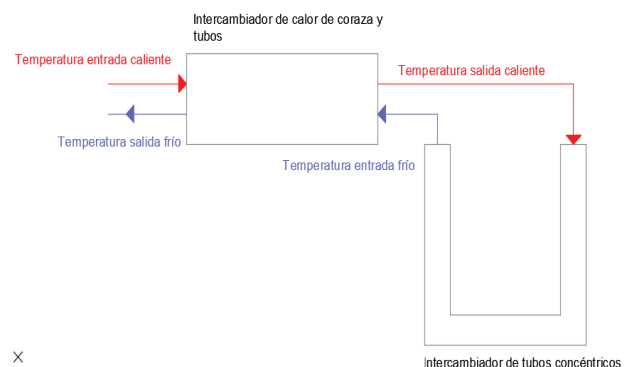
- **Metodología.-**

Los cálculos del modelo operativo se realizaron en el software mediante programación directa siguiendo el siguiente orden:

- Se ha tomado como referencia las medidas de prototipos de secadores de aire comprimido ya utilizados por la empresa, especialmente de las dimensiones de sus intercambiadores de calor de tubo y coraza, así como el de

tubos concéntricos, de los cuales se ha evaluado parámetros importantes como son: temperaturas de entrada y salida, calores, humedades, vale la pena también explicar el funcionamiento en conjunto de los dos intercambiadores así como sus dimensiones estudiadas, todo lo cual se detalla a continuación:

Figura 1; Esquema del funcionamiento en conjunto de los intercambiadores de calor, Fuente: Leonardo Vega, Investigador.



- **Intercambiador de tubo y coraza.**

Este intercambiador consta de 48 tubos cuyos diámetros internos es de 0,008m. Y sus diámetros externos de 0,01m. La longitud de la coraza es de 0,6 m. con un diámetro externo de 0,105m. Los cálculos realizados para este intercambiador se dividen en dos partes, el primero para el coeficiente de convección (h) interno, y el segundo para el externo, todo esto para calcular el calor en este intercambiador.

- **Coficiente de convección (h) Interno:**

Es necesario definir primero el número de Reynolds, el número de Pranttt, y el número de Nusselt para esto declaramos las variables necesarias como son: Densidad, viscosidad y conductividad del aire, así como

el caudal para obtener la velocidad interna y el área interna de los tubos.

$$Re_{int} = \rho_{int} \cdot V_{int} \cdot \frac{d_{int}}{\mu_{int}} \quad 1$$

Dónde:

- Re_{int} : Número de Reynolds interno de los tubos
 - ρ_{int} : Densidad del aire
 - μ_{int} : Viscosidad del aire
- El número de Prant se llama de la base de datos del programa especificando la temperatura que es la temperatura media interna de los tubos, y la presión de aire. A continuación para obtener el número de Nusselt y el coeficiente de convección interno de los tubos se ha utilizado la correlación de Dittus-Boelter, tomada de la referencia [10], las cuales son:

$$Nusselt_{int} = 0,023Re_{int}^{4/5} \cdot Prant_{int}^{0,3} \quad 2$$

$$Nusselt_{int} = h_{int} \cdot \frac{d_{int}}{k_{int}} \quad 3$$

- **Coefficiente de convección externo:**

Utilizamos la ecuación 7.63 del libro de la referencia [10] cuarta edición, utilizando el número de Prant igualmente llamando de la base de datos del programa con temperatura media externa y la presión de aire, como se describe a continuación:

$$h_{ext} = 1,13C0,233Re_{ext}^m \cdot Prant_{ext}^{1/3} \quad 4$$

Dónde:

- C y m : Se obtienen de la tabla 7.5 de la referencia [10], y más detalladamente en el Anexo B-1.

- **Cálculo de UA y q:**

Tras obtener los coeficientes de convección externos e internos, mediante las siguientes ecuaciones calculamos el calor que se transfiere en este intercambiador:

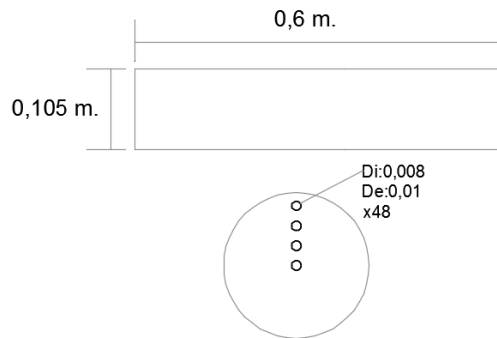
$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{(h_{int} * \pi * d_{int} * L * n)} + \frac{1}{(h_{ext} * \pi * d_{ext} * L * n)} + \frac{\frac{d_{int}}{2}}{\ln\left(\frac{\frac{d_{int}}{2}}{\frac{d_{ext}}{2}}\right)} + \frac{1}{(2 * \pi * L * K_{mat})} \quad 5$$

$$q = UA * LMTD \quad 6$$

Dónde:

- h_{int} : Coeficiente de convección de los tubos interno.
- h_{ext} : Coeficiente de convección de los tubos externo.
- d_{int} : Diámetro interno de los tubos.
- d_{ext} : Diámetro externo de los tubos.
- L : Longitud de los tubos.
- n : Número de tubos.
- K_{mat} : Coeficiente de conductividad del material de los tubos.
- q : Calor del intercambiador
- $LMTD$: Diferencia media logarítmica.

Figura 2; Esquema del intercambiador de tubo y coraza; Fuente: Leonardo Vega, Investigador



- **Intercambiador de calor de tubos concéntricos:**

Este intercambiador está dispuesto en forma de U por dos razones, la primera es para aprovechar de mejor manera el espacio, y la segunda es para que en la parte inferior del mismo se aproveche el condensado para que el aire borbotee, aumentando con ello la transferencia de calor entre el aire y las paredes del tubo concéntrico, ya que el agua condensada acuda de manera a intensificar la transferencia de calor. Las principales dimensiones de este intercambiador son: una longitud total de 1,150m, el diámetro interno del tubo externo es 0,057m, el diámetro externo del tubo externo es 0,06m, el diámetro interno del tubo interno es 0,032m, y el diámetro externo del tubo interno es 0,035.

Los cálculos de este intercambiador se realizaron declarando las variables anteriormente descritas además del refrigerante a utilizarse que es “R134a” y el coeficiente de conductividad del material de los tubos que es cobre, todo esto tomado de la base de datos del software, y con todas las variables declaradas iniciamos los cálculos de la siguiente manera.

- **Cálculo de calor:**

Para calcular el calor debemos dividir este en calor sensible y calor latente, ya que existe un cambio de fase (aire en condensado).

$$q_{tc} = q_{sensible} + q_{latente} \quad 7$$

$$q_{sensible} = Q * (c_p * T_{salida\ caliente} - c_p * T_{entrada\ frio}) \quad 8$$

$$q_{latente} = Q ((W_{entrada\ secador} * h_{vapor\ entrada}) - (W_{salida\ secador} * h_{vapor\ salida})) - m_{agua} * h_{agua} \quad 9$$

Dónde:

- q_{tc} : Calor del intercambiador.
- Q : Caudal.
- C_p : Propiedad del aire.
- $W_{entrada\ secador}$: Humedad de entrada del secador.
- $W_{salida\ secador}$: Humedad de salida del secador.
- $h_{vapor\ entrada}$: Entalpía del vapor de entrada.
- $h_{vapor\ salida}$: Entalpía del vapor de salida.
- m_{agua} : Masa de condensado.
 - h_{agua} : Entalpía del condensado.

- **Cálculo de las temperaturas:**

En este caso tenemos dos temperaturas medias, la temperatura interior del tubo interior, y la temperatura interior del tubo exterior, y con estas temperaturas obtenemos la temperatura media logarítmica (LMTD) como se describen a continuación:

$$T_{media_{int}} = \frac{T_{salida\ caliente} + T_{entrada\ frio}}{2} \quad 10$$

$$T_{media_{ext}} = T_e + 273,15 \quad 11$$

$$LMTD = \frac{T_{entrada\ frio} + T_{salida\ caliente}}{2 - T_{media\ ext}} \quad 12$$

Dónde:

- $T_{media\ int}$: Temperatura media interior del tubo interior.
- $T_{media\ ext}$: Temperatura media interior del tubo exterior.
- T_e : Temperatura de evaporación del refrigerante, depende del tipo de compresor a utilizarse, se puede cambiar.

- **Compresor frigorífico:**

Para obtener la temperatura de evaporación del refrigerante debemos saber ciertas características técnicas de cada compresor, en este caso se ha tomado la posibilidad de utilizar dos compresores frigoríficos de los cuales sus hojas técnicas se adjuntan en el Anexo C, y se debe calcular su caudal volumétrico de la siguiente manera:

$$\text{Desplazamiento} = 112,5/1^6 \quad 13$$

$$Q_{vol} = \text{Desplazamiento} * 30 \quad 14$$

$$m = Q_{vol} + \rho_{aspiración} \quad 15$$

Dónde:

- Desplazamiento : Característica técnica de cada compresor, revisar hoja técnica.
- Q_{vol} : Caudal volumétrico, el factor 30 depende de las características técnicas de cada compresor.
- m : Caudal másico.
- $\rho_{aspiración}$: Densidad del refrigerante a la temperatura de evaporación, la misma que depende del compresor a utilizarse.

- **Cálculo de h externa del tubo interno:**

Para el cálculo del coeficiente de convección entre el refrigerante 134 a y la pared del tubo se ha utilizado la correlación propuesta en la figura 14 del paper "Experimental Thermal and Fluid Science" que se adjunta en el Anexo D, en el cual se tiene una gráfica del coeficiente de convección en función de la velocidad, la cual se ha modelado mediante un polinomio de tercer orden.

- **Cálculo de h interna del tubo interno:**

Debido a que sigue existiendo aire que borbotea en agua, la transferencia de calor entre agua y aire se supone infinita debido a que el área es muy grande, y calculamos con las siguientes ecuaciones:

$$Nusselt_{int} = 0,233 Reynolds_{int}^{4/5} \cdot Pr_{annt}_{int}^{0,4}$$

$$Nusselt_{int} = h_{int} \cdot d_{int} / k_{int}$$

- **Cálculo del calor del intercambiador:**

Finalmente para el cálculo del calor debemos encontrar el valor de UA como se muestra a continuación:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{UA} \\ &= \frac{1}{(h_{int} * \pi * d_{int} * L * n)} \\ &+ \frac{1}{(h_{ext} * \pi * d_{ext} * L * n)} \\ &+ \frac{\ln\left(\frac{d_{int}}{d_{ext}}\right)}{(2 * \pi * L * K_{mat})} \quad 16 \end{aligned}$$

$$q = UA * LMTD \quad 17$$

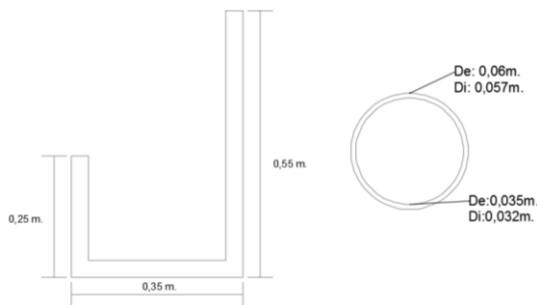
Dónde:

- *hint*: Coeficiente de convección de los tubos interno.
- *hext*: Coeficiente de convección de los tubos externo.
- *dint*: Diámetro interno de los tubos.
- *dext*: Diámetro externo de los tubos.
- *L*: Longitud de los tubos.
- *n*: Número de tubos.
- *Kmat*: Coeficiente de conductividad del material de los tubos.
- *q*: Calor del intercambiador
- *LMTD*: Diferencia media logarítmica

- Temperatura ambiente anual promedio: 13,6 °C
- Humedad relativa anual promedio: 90%
- Humedad específica del aire ambiente: 0,0088
- Presión parcial del vapor ambiente: 1402

Cabe recalcar que se puede cambiar para cualquier dato de cualquier ciudad donde el equipo vaya a funcionar. A continuación definimos las variables que se requieren y se describieron anteriormente acerca de la geometría de los intercambiadores de calor para posteriormente realizar los cálculos pertinentes, a continuación se presenta un diagrama de flujo que explica el funcionamiento del programa.

Figura 3; Esquema del intercambiador de calor de tubos concéntricos; Fuente: Leonardo Vega; Investigador



- **Descripción y funcionamiento del programa:** El programa inicia con un condicional y un cálculo para saber si el aire se condensa antes de entrar al secador, el cual determina que el aire entra sin condensado al secador de aire comprimido.

Luego tenemos las condiciones ambientales, ya que el equipo puede funcionar en cualquier lugar sujeto a cambios climáticos como la temperatura ambiental y la humedad relativa que este caso son de la ciudad de Quito y se tomaron de la página <http://es.climate-data.org/location/1012/>, que son:

- **Resultados y Discusión**

Originalmente el programa calcula las temperaturas: Temperatura salida caliente, Temperatura entrada frío y Temperatura salida frío. Y los calores de cada intercambiador, los cuales se presentan en la siguiente tabla de resultados:

Tabla 1; Tabla de resultados 1; Fuente: Leonardo Vega, Investigador

	K	°C	J/s
Temperatura entrada caliente	352,2	79,05	-
Temperatura salida caliente	334,9	61,75	-
Temperatura entrada frío	252,9	-20,25	-
Temperatura Salida frío	271,2	-1,95	-
Calor Intercambiador Coraza y tubos	-	-	1189
Calor intercambiador Tubos concéntricos	-	-	6937

- En este punto es necesario decir que nuestros intercambiadores de calor funcionan de manera correcta, ya que como se puede apreciar en los resultados la temperatura de entrada frío es de 252,9 K que son aproximadamente -20,25 °C, lo que quiere decir que enfría hasta puntos de congelación, cosa que no es demasiado buena, para

controlar esto se debe regular el funcionamiento del sistema de forma que la consiga de una temperatura de trabajo, que en este caso es la “temperatura de entrada frío” sea a 281,2 K, 8°C. Tomando esta temperatura de operación se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 2; Tabla de resultados 2; Fuente: Leonardo Vega, Investigador

	K	°C	J/s
Temperatura entrada caliente	343,2	70,05	-
Temperatura salida caliente	340,5	67,35	-
Temperatura entrada frío	281,2	8,05	-
Temperatura Salida frío	293,8	20,65	-
Calor Intercambiador Coraza y tubos	-	-	825,4
Calor intercambiador Tubos concéntricos	-	-	5418

- **Comparación de resultados:**
A continuación se presenta un cuadro comparativo de los resultados obtenidos en el software y los resultados obtenidos en las pruebas realizadas en el prototipo construido, cabe recalcar que las pequeñas variaciones pueden ser debido a las distintas temperaturas y humedades ambientales, así como la

temperatura de salida del aire del compresor.

Tabla 3; Cuadro comparativo de resultados;
Fuente: Leonardo Vega, Investigador

	SOFTWARE		PROTOTIPO	
	K	°C	K	°C
Temperatura entrada caliente	343,2	70,05	352,24	79,09
Temperatura salida caliente	340,5	67,35	348,82	75,67
Temperatura entrada frío	281,2	8,05	281,15	8
Temperatura Salida frío	293,8	20,65	298,8	25,65

• **Conclusiones.-**

- El diseño y construcción de un secador de aire comprimido para la empresa “COMPAIRGEN” en base a la norma ISO 7183, ha marcado como precedente que se puede desarrollar este tipo de equipos en el país.
- De las distintas tecnologías de secadores de aire disponibles y en base a criterios de, costo de construcción, alcance de aplicaciones en el medio local y mantenimiento se determinó que la opción más favorable es un secador de aire comprimido de tipo refrigerativo.

- Se realizó el montaje experimental del secador seleccionado así como un software de simulación del mismo. La comparación entre los resultados obtenidos entre los datos experimentales medidos en la instalación real y los datos obtenidos mediante la simulación del software son congruentes, validando el proceso numérico propuesto para la simulación de la instalación.
- Se recubrió los intercambiadores de calor con poliestireno para minimizar pérdidas de energía en los mismos.
- De la figura 3-5 se puede concluir que al aumentar la temperatura de entrada caliente, que es la proveniente del compresor, todas las demás temperaturas incrementan como se muestra, lo cual nos permite saber un rango de funcionamiento del prototipo.
- Aumentar el área de transferencia de calor en el intercambiador aire-aire, con el fin de aumentar su eficiencia.

4.2. Recomendaciones

- Revisar los parámetros establecidos en la norma ISO 7183 para realizar un buen diseño del secador y posteriormente las mediciones varias para revisar su correcto funcionamiento
- Analizar y estudiar el funcionamiento de los secadores refrigerativos en busca de implementación de mejora continua en su diseño y manejo.
- Para realizar las diversas mediciones de funcionamiento del secador, se recomienda revisar los esquemas del Anexo G
- Realizar a tiempo las acciones determinadas en el plan de mantenimiento para obtener un mejor funcionamiento del secador de aire comprimido.

- Actualizar y ampliar el programa para cumplir nuevas exigencias de diseño, o para la realización de nuevos diseños.
- Se recomienda no utilizar refrigerante R22 ya que la normativa al respecto indica que desde el 1 de enero de 2004 se prohíbe la manufactura de todo tipo de equipos con HCFCs (Hidroclorofluorocarbonos). El 1 de enero de 2010 estará prohibido por la UE, según Reglamento (CE) nº 1005/2009 sobre sustancias que agotan la capa de ozono, importar, producir, vender y/o usar R-22 virgen. Aún se permitirá el uso de R-22 regenerado hasta el 2015. En el Ecuador se tiene plazo para reemplazar los equipos que utilicen este tipo de refrigerante hasta 2020.
- Revisar alternativas de materiales para los intercambiadores, con el fin de evitar o minimizar problemas de corrosión.
 - La versatilidad del programa desarrollado permite realizar estudios paramétricos sobre la influencia de cualquier variable de diseño sobre el desempeño del secador.

<http://www.cyristemas.com/secadores.html>.

Bibliografía

- [1] A. SERRANO, Neumática, España: Paranifo, 2008.
- [2] W. C. W. M. J. Whitman, Tecnología de la Refrigeración y Aire Acondicionado. Aire acondicionado III, España: Paraninfo.
- [3] C. & R. S. Y. E. S. D. C.V., «Secadores de Aire,» [En línea]. Available: <http://www.cyristemas.com/secadores.html>.
- [4] Y. CENGEL, Trasnferencia de Calor, México: McGraw-Hill/INTERAMERICANA, 2004.
- [5] ISO, «7183,» 2008.
- [6] F. D. M. Aiz, Termodécnia: Fundamentos y sistemas de transferencia de calor, Almería: Universidad De Almería, 2010.
- [7] Y. Cengel, Termodinámica, México: McGraw-Hill, 2009.
- [8] R. K. A. G. Arijit Kundu, «www.eisevier.com/locate/etfs,» [En línea].
- [9] Y. CENGEL, Termodinámica, México: McGraw-Hill/INTERAMERICANA, 2009.
- [1] F.P.INCROPERA, Fundamentos de TRasnferencia de Calor, México: Pearson, 2005.
- [1] R.L.MOTT, Mecánica de Fluidos, 1] México: Perason, 2006.
- [1] E. VILLANUEVA, Un enfoque analítico del mantenimiento industrial, México: Grupo Patria Cultural, 2006.
- [1] J. ROLDAN, Manunal de 3] Mantenimiento de instalaciones, España: Paranifo, 2008.
- [1] C. Brazil, Catálogo N°3. CDR 4] Dyers.
- [1] C. Brazil, Catálogo N°4. CDR 5] Dryers.