

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

**OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE LAS INYECTORAS DE LA EMPRESA IDEACE S.A.
PARA GARANTIZAR UN MEJOR RENDIMIENTO EN LA ETAPA DE ENFRIAMIENTO DEL PROCESO DE
EXTRUSION**

**CLEDINTON LAURENCE CUESTA SERNA
JAIME HUMBERTO CASTRILLON BUSTAMENTE**

Ingeniería Electromecánica

**Director del trabajo de grado
CARLOS ALBERTO ACEVEDO ALVAREZ, Msc.**

**INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO
FACULTAD DE INGENIERÍAS
INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**

2015

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

RECONOCIMIENTO

Expresamos los agradecimientos a todas las personas que hicieron posible la culminación de este trabajo de grado, destacando especialmente a la empresa Ideace S.A, por permitirnos realizar la investigación y poner en marcha los conocimientos adquirido en pro de mejorar el sistema de enfriamiento de la extrusora de zamak (aleación de zinc).

Damos nuestros agradecimientos a los docentes Carlo Acevedo, Adrián Felipe Martínez y Jaime Arroyave, por la oportuna participación en la corrección y ajustes pertinentes al trabajo realizado, demostrando que no solo sus grandes competencias profesionales sino también su idoneidad pedagógica.

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

TABLA DE CONTENIDO

| | Pág. |
|---|------|
| LISTA DE FIGURAS | 4 |
| LISTA DE TABLAS | 8 |
| RESUMEN | 9 |
| 1. INTRODUCCIÓN | 10 |
| 1.1 Generalidades | 10 |
| 1.2 Objetivos | 12 |
| 2. MARCO TEÓRICO | 13 |
| 3. METODOLOGÍA | 36 |
| 4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN | 49 |
| 4.1 MEDICIÓN | 49 |
| 4.2 MODELACIÓN | 50 |
| 4.3 MEJORAS FUTURAS | 68 |
| 5. ADECUACIÓN TUBERIAS | 67 |
| 6. SISTEMA DE CONTROL | 71 |
| 7. PROPUESTA TORRE DE ENFRIAMIENTO | 77 |
| 8. PLANO ESQUEMATICO | 86 |
| 9. ANÁLISIS DE SISTEMA DE ENFRIAMIENTO | 87 |
| 10. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO | 88 |
| 11. MEJORAS FUTURAS | 89 |
| 12. REFERENCIAS | 90 |

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

LISTA DE FIGURAS

| | Pág. |
|--|------|
| Figura 1. Esquema general de un Chiller | 13. |
| Figura 2. Compresores para Chillers y aire acondicionado Split Carrier | 14 |
| Figura 3. Condensador enfriado por agua | 16 |
| Figura 4. Condensador enfriado por aire | 17 |
| Figura 5. Termostatos Fancoil 3vel de 220V | 18 |
| Figura 6. Presostato de baja presión | 18 |
| Figura 7. Presostato de alta presión | 19 |
| Figura 8. Calefactor de carter | 20 |
| Figura 9. Filtro deshidratador de succión y de líquido | 20 |
| Figura 10. Presostato de alta presión | 21 |
| Figura 11. Intercambiadores de calor removibles y placas tubos fijos | 22 |
| Figura 12. Tablero de control para Chiller | 22 |

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

| | |
|---|----|
| Figura 13. Comportamiento de la presión vs Temperatura para R22 | 25 |
| Figura 14. Esquema de una máquina de moldeo por inyección con pistón | 26 |
| Figura 15. Tipos de máquinas de inyección de pre plastificación | 27 |
| Figura 16. Máquina de inyección de tornillo | 27 |
| Figura 17. Máquina inyectora | 28 |
| Figura 18. Componentes del grupo de cierre en maquina inyectora | 29 |
| Figura 19. Componentes del grupo de inyección en máquina inyectora | 30 |
| Figura 20. Grupo de apertura de una máquina de | 31 |
| Figura 21. Grupo de expulsión con sus componentes hidráulicos de una máquina de inyección | 31 |
| Figura 22. Horno de inducción | 32 |
| Figura 23. Grupo Motor | 33 |
| Figura 24. Acumulador de presión | 34 |
| Figura 25. Techmire 22H | 36 |
| Figura 26. Techmire 22H | 36 |
| Figura 27. Especificaciones de Techmire | 37 |

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

| | |
|--|----|
| Figura 28. Mediciones de las líneas de alimentación que surten al compresor; L1, L2, L3. | 39 |
| Figura 29. Sensor infrarrojo de temperatura Fluke 62 | 39 |
| Figura 30. Manómetro Manifold digital Mastercool. | 42 |
| Figura 31. Lienza. | 43 |
| Figura 32. Diagrama de Mollier, Presión vs Entalpía | 44 |
| Figura 33. Grafica de puntos entalpias | 45 |
| Figura 34. Chiller con punto de chequeos temperaturas | 50 |
| Figura 35. Diagrama de mollier, trabajo del refrigerante R22 | 57 |
| Figura 36. Datos de presiones, temperatura y entalpias, subcooling y superheat | 57 |
| Figura 37. Datos del Q_e y e_{Q_c} , Cop de la simulación | 58 |
| Figura 38. Trabajo del refrigerante R22 en un sistema ideal | 60 |
| Figura 39. Diagrama del trabajo del refrigerante 401A | 61 |
| Figura 40, información del Q_e y e_{Q_c} , Cop del sistema ideal con el R22. | 61 |
| Figura 41. Datos de presiones, temperatura y entalpias, subcooling y superheat | 65 |
| Figura 42, información del Q_e y e_{Q_c} , Cop del sistema ideal con el 401A | 65 |
| Figura 43. Datos de presiones, temperatura y entalpias, subcooling y superheat del 401A | 66 |
| Figura 44. Ahorros en función del espesor y diámetros de las tuberías | 69 |

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

| | |
|--|-----|
| Figura 45. Coquilla de espuma elastomerica | 70 |
| Figura 46. Control lazo cerrado | 72 |
| Figura 47. Torres de tiro natural en central térmica | 77 |
| Figura 48. Torre de tiro natural en contra flujo | 78 |
| Figura 49. Torre de tiro natural de tiro asistido a contra flujo | 79 |
| Figura 50. Torres de tiro mecánico | 80 |
| Figura 51. Torre de tiro inducido en flujo cruzado. | 81 |
| Figura 52. Torre de tiro inducido en contra flujo | 82 |
| Figura 53. Torre de tiro forzado en contra flujo | 836 |
| Figura 54. torre de enfriamiento, VTL tiro forzado en contracorriente (Baltimore Aircoil Company–2014) | 87 |

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

LISTA DE TABLAS

| | Pág. |
|---|------|
| Tabla 1. Propiedades físicas y químicas del refrigerante R-22 | 25 |
| Tabla 2. Especificaciones del sensor infrarrojo de temperatura | 42 |
| Tabla 3. Datos entregados de temperaturas en el sistema de enfriamiento Chiller | 51 |
| Tabla 4. Conductividad térmica, propiedades | 70 |
| Tabla 5. Rangos de temperaturas de trabajo | 70 |
| Tabla 6. Funcionalidad de cada elemento | 74 |
| Tabla 7. Especificaciones de traductor de presión | 76 |
| Tabla 8. Características Logo SIEMENS S.A. (2011). | 77 |

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

RESUMEN

El proyecto se fundamenta en el estudio y el análisis para el sistema de enfriamiento de las inyectoras de zamak de la empresa IDEACE S.A, con el fin de determinar un mayor rendimiento en su producción y una reducción en el consumo energético del sistema. Para dar cumplimiento al esquema, se planteó un análisis cuantitativo de máquinas térmica (ciclos de refrigeración) y se abordó el manual técnico de la extrusora Techmire 22H, donde se obtuvo que la eficiencia de la producción depende de las temperatura existentes en la recamaras, para esto se emplearon tomas de datos como temperatura del entorno, temperatura del agua y consumo energético.

Toda la información registrada es llevada a una modelación matemática para demostrar la eficiencia de las extrusora Techmire 22H, el mal funcionamiento y la falta de equilibrio del sistema de enfriamiento por agua fría. Como apoyo se utiliza también el software COOLPACK 150, que permite hacer un análisis para el ciclo por compresión de vapor. Para luego presentar una propuesta de mejora de la eficiencia según los resultados obtenidos.

Con los resultados obtenidos se proponen un sistema de control, un posible cambio a torre de enfriamiento y aislamiento de las tuberías. Se determinó la opción de un sistema de control autónomo que mejore y coordine un trabajo eficiente del sistema de enfriamiento, que permitirá el control de las variables y el trabajo racional del equipo,

Palabra claves: Extrusora, sistema de enfriamiento de agua helada, modelación, maquinas térmicas

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Generalidades

La pertinencia en la optimización de la operación de los chiller es debido a su importancia en la industria, ya que de estos equipos no solo depende la eficiencia de la producción de la planta sino que también incide en la optimización energética. Por ello se busca mejorar el estado de estos equipos en la empresa IDEACE S.A. mediante el análisis de requerimientos energéticos, las condiciones físicas actuales de sus componentes y el análisis del entorno en que operan para establecer un plan de trabajo que lleve a un buen rendimiento económico y la conversión de los procesos productivos.

La necesidad de optimizar los chiller de la empresa IDEACE S.A, surge después de inspeccionar la planta y observar que hay desbalance energético en el sistema debido a que el agua que estaba contenida en el tanque de este equipo está circulando dentro del mismo, prediciendo con este fenómeno que el agua se está enfriando dos veces; se suma además el hallazgo de una biopelícula en el tanque que está ocasionando que el proceso de enfriamiento no sea óptimo, además, existe condensado en las tuberías ya que no existe aislamiento en ninguna parte de la línea, sin obviar que en el condensador no se encontró un intercambio de calor, lo cual se hace evidente al probar que las temperaturas no están difiriendo representativamente entre las entradas y las salidas, aspectos que restan eficiencia a esta máquina.

Se observa además la no existencia de variadores, electroválvulas o termostatos, lo que puede estar conllevando a que no se pueda controlar la velocidad de la bomba, por ello las cargas no se puedan variar, generando altos costos, ya que el chiller actualmente funciona con toda su carga indiferente del número de máquinas que se encuentre en operación, lo que a su vez evidencia que no existe un control energético adecuado.

Por último en cuanto a la parte estructural del chiller se observaron deficiencia por mala instalación debido a que está recirculando el aire caliente que el mismo impulsa, lo cual según los técnicos de la sección manifestaron que se configuro de este modo para aprovechar algunos elementos en desuso pero este factor está ocasionando que no opere adecuadamente. Se agrega que en algunos ventiladores se evidencia alta polución y partes golpeadas que reducen su eficiencia, dejando entre dicho el programa de mantenimientos preventivos.

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

Dado lo anterior se consideró que el objetivo general de este trabajo apunta a que se establezca un plan de optimización de las condiciones de operación de los chiller de la empresa IDEACE S.A, esto conlleva a que se desarrollen las siguientes actividades:

- La recolección de información mediante la medición de temperaturas, potencia, presiones, flujos de agua y aire, longitudes, control eléctrico y automatismos.
- Realizar una inspección de las condiciones físicas de trabajo de equipos bombas y maquinaria.
- Analizar los datos mediante cálculos que permitan obtener un modelo óptimo para mejorar las condiciones de operación de los chiller en la empresa.

Todas estas tareas deben llevar finalmente a generar una propuesta de optimización, donde se intervenga el estado físico y operativo, se realicen adaptaciones de mecanismos de control de los chiller que lleven una mayor eficiencia térmica y que se transmita en eficiencia mecánica, repercutiendo en unas mejores operaciones y a su vez represente un ahorro para la empresa.

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

1.2 Objetivos

General

Optimizar el sistema de refrigeración de las inyectoras de la empresa IDEACE S.A. para garantizar un mejor rendimiento en la etapa de enfriamiento del proceso de extrusión luego de un análisis, estudio y modelado termodinámico.

Específicos

- Realizar un análisis de las condiciones actuales del sistema de enfriamiento utilizado en la empresa.
- Modelar las condiciones que permita obtener una mejor eficiencia en el sistema.
- Plantear la propuesta de las reformas y modificaciones que se seleccionaron para el sistema, con el fin de garantizar un funcionamiento más eficiente del sistema de enfriamiento y con esto obtener la temperatura deseada para la extrusora.
- Validar los cambios hechos, comparando los resultados obtenidos con los datos previos y con los datos finales (ideales).
- investigar y sugerir para el sistema de tuberías con un tipo de aislamiento que garanticen la estabilidad de la temperatura deseada en el transcurso de la operación.
- Proponer un sistema de control para manejar de forma coordinada el sistema de bombas de acuerdo a las necesidades.
- Establecer el ajuste dentro del sistema de control que optimice un mejor trabajo de las bombas del sistema, estableciendo un control que permita un balance hidráulico acorde a las condiciones de trabajo que actualmente tiene la empresa
- Analizar un posible cambio del sistema de refrigeración por un uno de torre de enfriamiento.
- Sugerir un control del caudal, nivel del agua y demás variables de las que posee el sistema Teniendo encuenta la carga térmica del equipo enlazado al sistema de control propuesto.
- Entrega de planos esquemáticos del sistema
- Analizar el sistema de distribución de los chiller.

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

2. MARCO TEÓRICO

2.1 EQUIPOS CHILLER

Un Chiller (o enfriador de agua) es un equipo industrial que produce agua fría para el enfriamiento de procesos industriales (ver figura 1). La idea consiste en extraer el calor generado en un proceso por contacto con agua a una temperatura menor a la que el proceso finalmente debe quedar. Así, el proceso cede calor reduciendo su temperatura y el agua, durante el paso por el proceso, la eleva. El agua ahora "caliente" retorna al chiller donde nuevamente se reduce su temperatura para ser enviada nuevamente al proceso.

Un chiller es un sistema completo de refrigeración que incluye un compresor, un condensador, evaporador, válvula de expansión (evaporación), refrigerante y tuberías, además de bomba de impulsión de agua a/desde el proceso, sistema electrónico de control del sistema, depósito de agua, gabinete, entre otros. Distintos procesos requieren alimentarse con distintos caudales, presiones y temperaturas de agua. El agua se puede enfriar a temperaturas finales que alcanzan 0°C o inclusive temperaturas negativas con la adición de anticongelantes, como por ejemplo -20°C (TODOCHILLER, 2013). Los Chiller se presentan en diferentes tamaños y formas, dependiendo del fabricante, con capacidades que van de una a varias Toneladas de Refrigeración (TR) (Ecochillers Corporation S.A. de C.V., 2009).

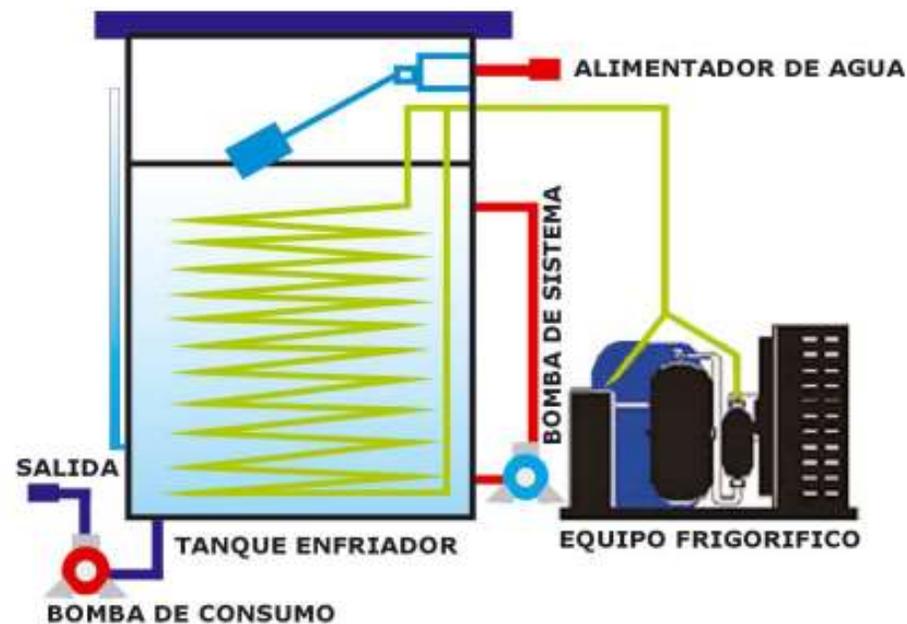


Figura 1. Esquema general de un Chiller (Leaho.net, 2013)

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

Los componentes de chiller son:

2.1.1 Compresor. El compresor es el corazón del sistema, ya que es el encargado de hacer circular al refrigerante a través de los diferentes componentes del sistema de refrigeración del “chiller”. Succiona el gas refrigerante sobrecalentado a baja presión y temperatura, lo comprime aumentando la presión y la temperatura a un punto tal que se puede condensar por medios condensables normales (Aire o agua). A través de las líneas de descarga de gas caliente, fluye el gas refrigerante a alta presión y temperatura hacia la entrada del condensador (ver figura 1) (Transfer Maker de México S.A. de C.V., 2013). Se emplean diferentes tipos de compresores de refrigeración como pueden ser del tipo semihermético, hermético (ver figura 2) (Ecochillers Corporation S.A. de C.V., 2009).



Figura 2. Compresores para Chillers y aire acondicionado Split Carrier (TwileShare, 2013)

Los compresores son los primeros elementos que hacen parte de la turbina de gas propiamente dicha, donde las tres partes principales de este compresor son el rodete, el difusor y múltiple de distribución, que tienen cada una una función específica en el proceso de compresión (Estrada Olguin, 2012). En cuanto al compresor centrífugo la operación es más compleja, ya que cuenta con mayor protección y sensores que determinan la capacidad de operación entre 10 y 100%; fluido de refrigerante con apertura y cierre de álabes y fluido de aceite, ya que por la velocidad que gira el impulsor necesaria una correcta lubricación para evitar daños. Normalmente este tipo de compresores requieren de un procesador independiente al procesador principal. Esto se debe a la cantidad de información requerida para la correcta operación (MUNDO HVAC&R, 2012).

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

El principio de operación de un compresor centrífugo es similar al de los ventiladores o bombas centrifugas, el vapor a baja presión y con baja velocidad, proveniente de la tubería de succión, se introduce en la cavidad interna u ojo de la rueda impulsora a lo largo de la dirección del eje del rotor. Una vez en la rueda, el vapor esforzado a salir radialmente hacia el exterior por la acción de los álabes del impulsor y por la fuerza centrífuga desarrollada en rotación de la rueda, el vapor es descargado a una velocidad alta, experimentado asimismo un aumento de temperatura y presión. Cuando deja la periferia de la rueda es conducido a unos pasadizos situados en el cuerpo mismo del compresor y que están esencialmente diseñados para reducir la velocidad del vapor. Estos dirigen el vapor hacia la entrada del siguiente impulsor o, en el caso del último paso, lo descargan a una cámara desde donde el vapor pasa a la tubería de descarga hacia el condensador.

Hay equipos que tienen instalados de uno a cuatro compresores de igual o diferente tamaño de acuerdo a su capacidad de enfriamiento. (Estrada Olguin, 2012).

2.1.2 Condensador. El condensador es el componente del sistema que extrae el calor del refrigerante y lo transfiere al aire o al agua. Esta pérdida de calor provoca que el refrigerante se condense. Su función es proporcionar una superficie de transferencia de calor, a través de la cual pasa el calor del gas refrigerante caliente al medio condensante. Mediante la línea de líquido fluye el refrigerante en estado líquido a alta presión a la válvula termostática de expansión (Transfer Maker de México S.A. de C.V., 2013). De acuerdo al diseño del fabricante se construye con dos clases de condensadores:

- **Condensador enfriado por agua:** Los condensadores del tipo de casco y tubo son enfriados por agua. El agua de enfriamiento circula por el interior de los tubos y el refrigerante por el exterior de los mismos. El agua se circula por medio de bombas y es enfriada en una torre de enfriamiento (ver figura 3) (Estrada Olguin, 2012).

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |



Figura 3. Condensador enfriado por agua (Estrada Olguin, 2012)

- Condensador enfriado por aire:** Los condensadores enfriados por aire, están contruidos con un intercambiador de calor de tubo de cobre, aletas y ventiladores generalmente de tipo axial; en ellos se hace circular aire a través de los tubos del serpentín, con el objetivo de enfriar el refrigerante que circula por el interior de los mismos. En el caso de equipos con este tipo de condensadores ellos deberán estar instalados en el exterior para tener una ventilación (ver figura 4) (Estrada Olguin, 2012).

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |



Figura 4. Condensador enfriado por aire (Direct Industry, 2013)

2.1.3 Dispositivo de control de flujo. Como dispositivo de control de flujo de refrigerante hacia el evaporador, se tiene una o varias válvulas termostáticas de expansión de acuerdo al número de circuitos de refrigeración que dependerán de la capacidad del equipo y del número de compresores (Estrada Olguin, 2012).

Para que un enfriador de líquido opere en forma automática, es necesario instalarle ciertos dispositivos eléctricos como son los controles de ciclo. Los controles que se usan en un enfriador son de acción para temperatura llamados termostatos, de acción por presión llamados presostatos y de protección de falla eléctrica llamados relevadores. Los principales dispositivos y controles de un “chiller” son:

- **Termostatos:** Son dispositivos que actúan para conectar o interrumpir un circuito en respuesta a un cambio de temperatura instalados en esta unidad cierran un circuito (Conectan) con un aumento de temperatura y lo interrumpirían (Desconectarán) con un descenso de temperatura. Un segundo tipo de control que se instala en la unidad son los presostatos (Baja presión, cuando se requiera y alta presión) (ver figura 5) (Ing. Vered Hernández, 2010).

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |



Figura 5. Termostatos Fancoil 3vel de 220V (Clidair C.A. Aire Acondicionado y Refrigeración, 2013)

- **El presostato de baja presión:** Se conecta en la succión del compresor y éste opera (Abre el circuito) cuando existe una baja presión en el sistema, ya sea por una baja de temperatura en el fluido –Actúa como control de seguridad-, por falta de refrigerante o por alguna obstrucción en la línea de líquido o de succión (ver figura 6).



Figura 6. Presostato de baja presión (Zelsio Equipamiento Industrial, 2013)

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

- El presostato de alta presión:** actúa (Abre el circuito) como un dispositivo de seguridad al incrementar la presión a un nivel arriba de lo normal (ver figura 7), este dispositivo es de restablecimiento manual, el disparo de alta presión puede ocasionarse por obstrucción en el condensador, altas temperaturas en el área de enfriamiento, malfuncionamiento de los abanicos, desajuste en la válvula de expansión, obstrucción en la línea de líquido, entre otros.



Figura 7. Presostato de alta presión (Luas-Nülle, 2013)

- El calefactor de carter:** Tiene por objeto calentar el aceite del compresor para que al iniciar la operación éste tenga las condiciones correctas de viscosidad, al parar el compresor, el calefactor se energiza, evaporando cualquier vestigio de refrigerante líquido en el carter, al arrancar la unidad se des energizar automáticamente (ver figura 8) (Transfer Maker de México S.A. de C.V., 2013).

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

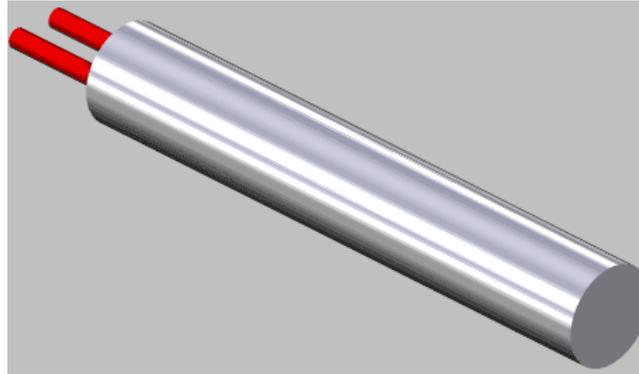


Figura 8. Calefactor de carter (Traceparts, 2013)

- **Filtro deshidratador de Succión:** Se encuentra instalado en la línea de succión y tiene por objeto absorber cualquier humedad que contenga el refrigerante, así como detener cualquier partícula extraña que viaje al compresor (ver figura 9).
- **Filtro deshidratador de Líquido:** Se encuentra instalado en la línea de líquido y tiene por objeto absorber cualquier humedad que contenga el refrigerante, así como detener cualquier partícula extraña que viaje al compresor (ver figura 9).



Figura 9. Filtro deshidratador de succión y de líquido (REACSA Refrigeración y Accesorios S.A. de C.V., 2013)

- **Indicador de líquido o cristal mirilla:** Instalado también en la línea de líquido, permite verificar visualmente que el sistema tenga su carga completa de refrigerante, así como verificar que el refrigerante se mantenga seco (Transfer Maker de México S.A. de C.V., 2013). Se hace evidente la utilización de la Mirilla Indicadora de Líquido y Humedad, especialmente en los nuevos refrigerantes (HFC) y aceites Polioesters (POEs), ya que éstos retienen mucho mayor contenido de humedad que los aceites y refrigerantes anteriores (el POE puede

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

retener en el orden de doce veces más agua). Con 75 ppm de humedad como fácilmente suele suceder en el caso en los aceites POE y Refrigerantes HFC, ocurre la hidrólisis, este fenómeno causa que el cobre de las tuberías y componentes de cobre sea arrastrado hasta el compresor, donde sus partes internas se encobran, incluyendo bujes, chumaceras, causando cambios en los acabados y tolerancias, ocasionando la falla del tren mecánico del compresor (las partes se amarran). Por lo tanto, se tolera un máximo de 50 ppm de humedad en los sistemas, para mantener a un mínimo la hidrólisis y la formación de ácidos orgánicos (Mundo HVAC&R, 2006) (ver figura 10).



Figura 10. Presostato de alta presión (Luas-Nülle, 2013)

2.1.4 Evaporador. Es el lugar donde se efectúa el enfriamiento del agua que es circulada y enviada por una o varias bombas hacia las manejadora. Los evaporadores en estos equipos son similares a un evaporador de casco y tubo, únicamente que en este caso el refrigerante circula por el interior de los tubos y el agua por el exterior (Estrada Olguin, 2012). Su función es proporcionar una superficie para transferir calor del líquido a enfriar al refrigerante en condiciones de saturación. Mediante la línea de succión fluye el gas refrigerante como vapor a baja presión proveniente del evaporador a la succión del compresor es el componente del sistema de refrigeración donde se efectúa el cambio de fase del refrigerante (Ver Figura 11). Es aquí donde el calor del agua es transferido al refrigerante, el cual se evapora al tiempo de ir absorbiendo el calor (Transfer Maker de México S.A. de C.V., 2013). Actualmente los más utilizados son de placas de cobre/acero inoxidable (ver figura 19) porque son más eficientes y compactos, además utilizan refrigerantes ecológicos, es por eso que se ha dejado de fabricar equipos con refrigerante R22 desde hace varios años, se están produciendo chillers con refrigerantes como el R 134a, R 410a, R 404a (Multyconfort, 2013).

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |



Figura 11. Intercambiadores de calor removibles y placas tubos fijos (Intervalle, 2013)

2.1.5 Tablero de Control. En el tablero de control están todos los dispositivos de control y de operación del equipo, como son interruptores, controles de presión, relevadores, termostatos, programadores, luces indicadores, manómetros, etc. (Transfer Maker de México S.A. de C.V., 2013) (ver figura 12).



Figura 12. Tablero de control para Chiller (COPELAND, 2009)

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

2.2 REFRIGERANTE

El refrigerante más utilizado para enfriar una gran variedad de fluidos es el agua; ya sea por torre de enfriamiento abierta, torre de enfriamiento con intercambiador de calor o por el enfriador industrial de fluidos (Gómez Otero, Daza Corzo, & Quintero, 2012).

2.2.1 Refrigerante 404a y refrigerante 507a. El R-404a fue originalmente diseñado para reemplazar al R-502. El R-404a y el R-507a son muy parecidos. Ambos han sido utilizados en supermercados de países desarrollados para aplicaciones de refrigeración y congelamiento, en particular en unidades de condensación y plantas comerciales centralizadas. La disponibilidad a mediano plazo es certera, a largo plazo está cuestionado debido al alto potencial de calentamiento global (PCG). Los costos del refrigerante y del aceite de refrigeración son más altos; el ensamblaje es similar al del R-22. El consumo de energía es levemente superior que con el de R-22 en refrigeración y levemente inferior en congelamiento. Estos refrigerantes pueden ser usados en remplazo del R-22 y R-502 y en sistemas existentes. Sin embargo, será necesario remover el aceite mineral existente a menos del 5% por barrido (limpieza) con aceites de poliolesters. Los filtros secadores pueden requerir su reemplazo o cambio y otros cambios menores en el sistema (Tomás Grof de la Organización de Naciones Unidas, 2008).

2.2.2 Refrigerante 407C. Mezcla de HFC, mezcla refrigerante diseñada como reemplazo del R-22. El deslizamiento de temperatura es significativo, por lo tanto no adecuado para equipos con una carga de refrigerante grande o acumuladores de refrigerantes, tales como unidades de condensación, sistemas centralizados y algunos chillers. En otras aplicaciones, el deslizamiento de temperatura tiene que tomarse también en cuenta en el diseño y el servicio. El fabricante recomienda que se use lubricante de poliolester con refrigerante R-407C.

Los Potenciales de Calentamiento Global del R-22 y R-407C son similares, por lo tanto las emisiones totales de gases de efecto invernadero atribuidos al equipo deberían seguir siendo similares. Los costos de fabricación del equipo con R-407C es muy similar al costo del equipo con R-22 excepto por los costos más altos del refrigerante y el aceite. Los filtros secadores pueden requerir una adaptación o cambio y otros cambios menores en el sistema. En el caso de temperaturas ambiente muy altas puede ser necesario que el equipo se construya para presiones de trabajo más elevadas que la estándar. Ampliamente utilizado en Europa como reemplazo en equipos de aire-acondicionado, en algunos países está perdiendo popularidad. Muy probable que continúe disponible en el medio a largo plazo (Tomás Grof de la Organización de Naciones Unidas, 2008).

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

2.2.3 Refrigerante R-410a. Mezcla de HFC diseñado para reemplazar al R-22. Cercano – azeótropo (muy bajo deslizamiento de temperatura), compatible con la mayoría de los materiales usados en sistemas con R-22. La presión de trabajo aproximadamente 50% más alta que con el R-22, por lo que no es aceptado universalmente para uso en altas temperaturas ambientales. No debe ser usado como reemplazado *drop in* (directo) del R-22. Requiere rediseño del sistema porque los compresores herméticos o semi-herméticos típicos diseñados para R-22 no pueden ser usados con R-410A, que también podría ser aplicable a otros componentes en el sistema. Hay un aumento de costos para los componentes.

El fabricante recomienda que se usen en los sistemas con R-410a. Ampliamente utilizado en equipos de aire acondicionado diseñados nuevos, dentro del rango de capacidad de 2 a 175 kW. Probablemente continúe disponible en el medio a largo plazo. Alta capacidad de refrigeración lo que permite frecuentemente que se usen componentes pequeños, más compactos. Por último tiene alta eficiencia energética que las unidades con R-22; esto incluye el esfuerzo de optimización de componentes y adaptación de la tecnología como parte del diseño de nuevos sistemas (Tomás Grof de la Organización de Naciones Unidas, 2008).

2.2.4. Refrigerante R 22

En la tabla 1 se muestran las propiedades físicas y químicas apoyadas en las abundancias de las columnas verticales de CHCLF₂, ya que esta sustancia tiene un contenido de cloro que afecta a la capa de ozono y por ende debe ser controlada.

Tabla 1. Propiedades físicas y químicas del refrigerante R-22. Fuente: (Tomás Grof de la Organización de Naciones Unidas, 2008)

| Formula química | Unidad medida | 1CHCLF ₂ |
|----------------------------|---------------|---------------------|
| Número ASHRAE | | R22 |
| Peso molecular | | 86.47 |
| Temperatura de ebullición | °C | -40.8 |
| Temperatura de congelación | °C | -160 |

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

| | | |
|---|-------|---------|
| Temperatura crítica | °C | 96.15 |
| Presión crítica | Bar | 49.88 |
| Densidad crítica | kg/l | 0.513 |
| Densidad del líquido (25°C) | kg/l | 1.19 |
| Presión de vapor (25°C) | bar | 10.44 |
| Conductividad térmica del líquido (25°C) | W/m.K | 0.0868 |
| Conductividad térmica del vapor (25°C, 1.013 bar) | W/m.K | 0.0113 |
| Solubilidad en agua (25°C, 1.013 bar) | % | 0.30 |
| Viscosidad del líquido (25°C) | mPo | 0.178 |
| Viscosidad del vapor (25°C) | mPo | 0.0127 |
| Límite de inflamabilidad | % vol | ninguno |

En la figura 13 se muestra las propiedades físicas y químicas apoyadas en las abundancias de las columnas verticales CHCLF₂, ya que esta sustancia tiene un contenido de cloro que afecta a la capa de ozono y por ende debe ser controlada.

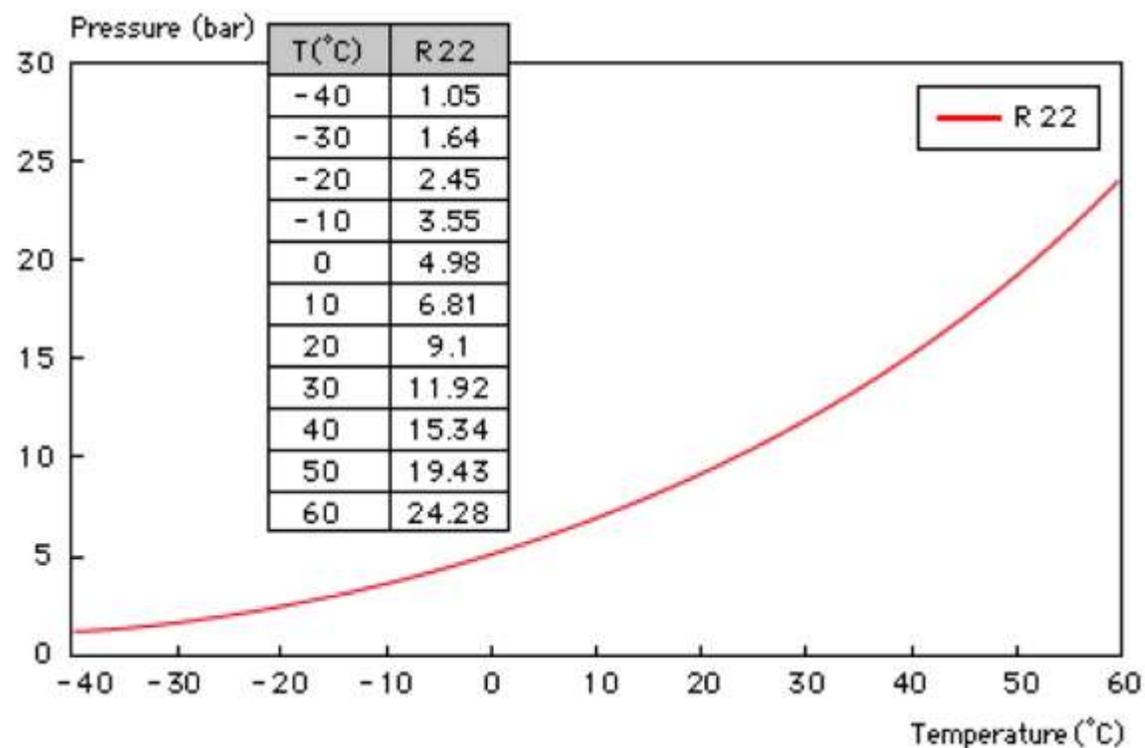


Figura 13. Comportamiento de la presión vs Temperatura para R22 (mundo HVACR, 2007)

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

2.3 MÁQUINAS DE INYECCIÓN O EXTRUSIÓN

Consiste básicamente en fundir un material plástico en condiciones adecuadas e introducirlo a presión en las cavidades de un molde, donde se enfría hasta una temperatura a la que las piezas puedan ser extraídas sin deformarse. El gran desarrollo que las máquinas de inyección han sufrido en los últimos años se ha visto influenciado no sólo por el creciente número de materiales y tipo de los mismos disponibles, sino también por la demanda creciente de artículos de plástico. Muchos de los materiales corrientes como PS, PA, PVC, PMMA, etc., se desarrollaron en la década de los años 30s. El moldeo por inyección se aplica normalmente a resinas termoplásticas si bien, con ciertas modificaciones, se puede aplicar a materiales termoestables y a elastómeros sintéticos (Beltrán & Marcilla, 2000).

En las primeras máquinas empleadas, la fase de fusión se realizaba en una cámara cilíndrica de calefacción. En estas máquinas el material, en forma de gránulos o granza, entra en el cilindro de calefacción a través de la tolva de alimentación situada en la parte posterior del cilindro. El material se calienta y funde en el cilindro de calefacción al mismo tiempo que circula hacia la parte anterior de éste, empujado en veces sucesivas por las emboladas de un pistón que se mueve ajustadamente en el cilindro de calefacción. Este émbolo actúa de pistón de inyección y obliga al material fundido a pasar desde el cilindro de calefacción a las cavidades del molde, realizando así la segunda fase del proceso. Por tanto, en estas máquinas, tanto la inyección como la fusión se realizan en un único cilindro diseñado para cumplir con estos dos fines (ver figura 14) (Beltrán & Marcilla, 2000).

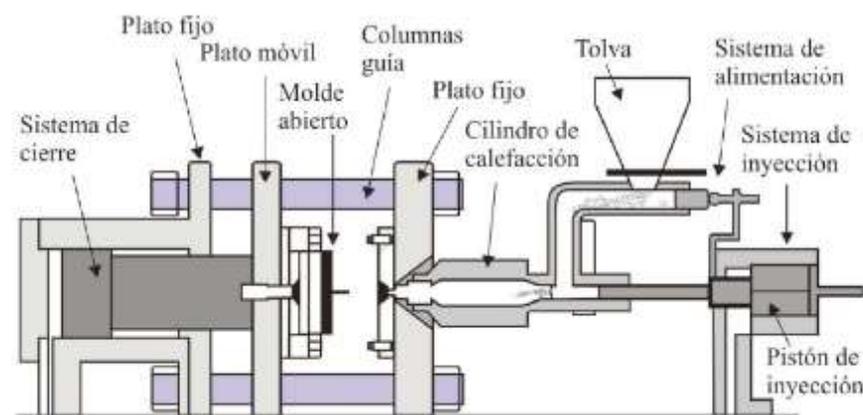


Figura 14. Esquema de una máquina de moldeo por inyección con pistón (Beltrán & Marcilla, 2000)

Las máquinas con pistón fueron paulatinamente sustituidas por las máquinas de inyección con preplastificación, las cuales se caracterizan por que las etapas de fusión y la plastificación son independientes, de modo que el diseño de cada una de las zonas de la máquina resultan más adecuado. La idea de la preplastificación consiste en transferir el

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

material ya caliente desde la cámara al cilindro de inyección, dentro de este grupo se identifican de pistón y de husillo, según utilizan uno u otro elemento en la cámara de preplastificación, además también son el paralelo o en ángulo según sea la disposición relativa de los cilindros de plastificación e inyección (ver figura 15) (Beltrán & Marcilla, 2000).

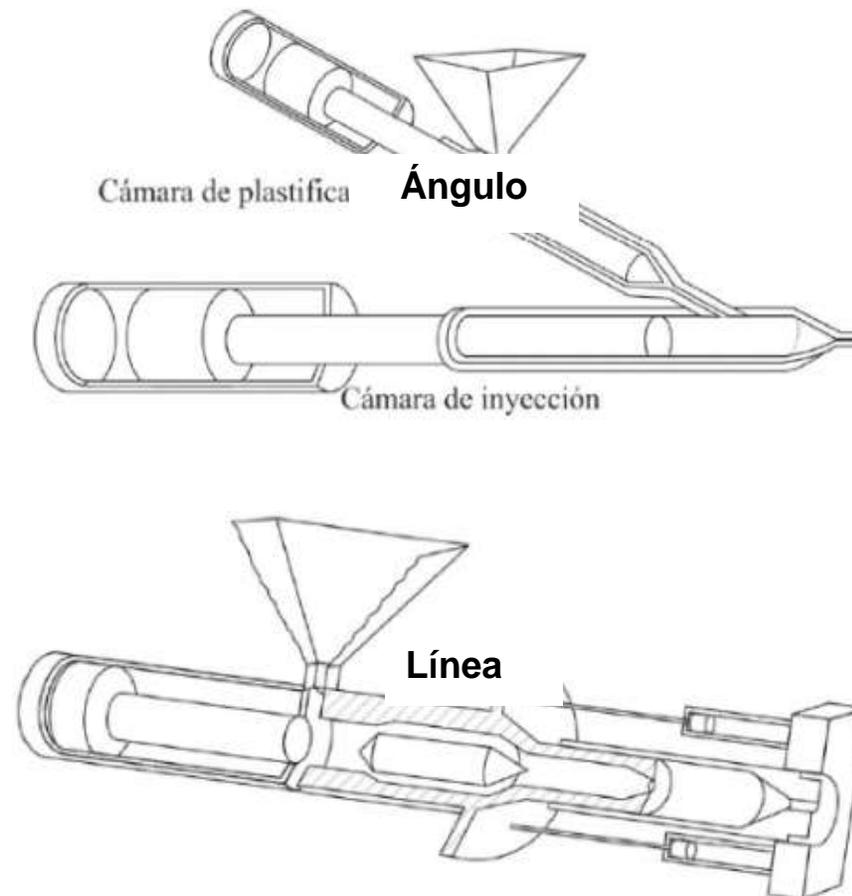


Figura 15. Tipos de máquinas de inyección de preplastificación (Beltrán & Marcilla, 2000)

Las máquinas de husillo proporcionan un calentamiento del material así como un mezclado homogéneo. En estas máquinas la inyección del material se realiza desde la cámara de plastificación que esta provista de un husillo similar al de las máquinas de extrusión. El calentamiento del material se produce por tanto de forma similar a como ocurre en las máquinas de extrusión: la rotación del tornillo transforma parte de la energía mecánica en calor por fricción, y además las paredes calientes del cilindro contribuyen a aumentar la temperatura por conducción (ver figura 16).

La eficiencia en la transmisión de calor de estas máquinas resulta muy elevada frente a las máquinas con pistón. Sin embargo aquí, a diferencia de lo que ocurre en las máquinas de extrusión, el tornillo además se mueve axialmente para realizar la inyección. Se conocen como máquinas convencionales en relación a las empleadas actualmente (Beltrán & Marcilla, 2000)

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

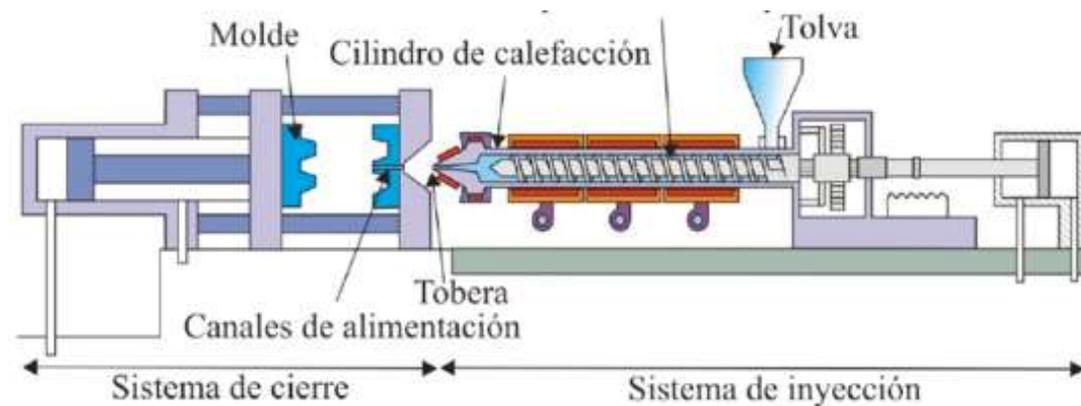


Figura 16. Máquina de inyección de tornillo (Beltrán & Marcilla, 2000)

Actualmente las máquinas de inyectoras tienen la capacidad de dar forma hasta el latón, el cual se funde por medio de inyección, aprovecha la fuerza de la presión hidráulica que entrega la bomba para transformar el material líquido en piezas que serán utilizadas por los usuarios, como se puede ver en la figura 17 (Escuela Politécnica Nacional, 2013).

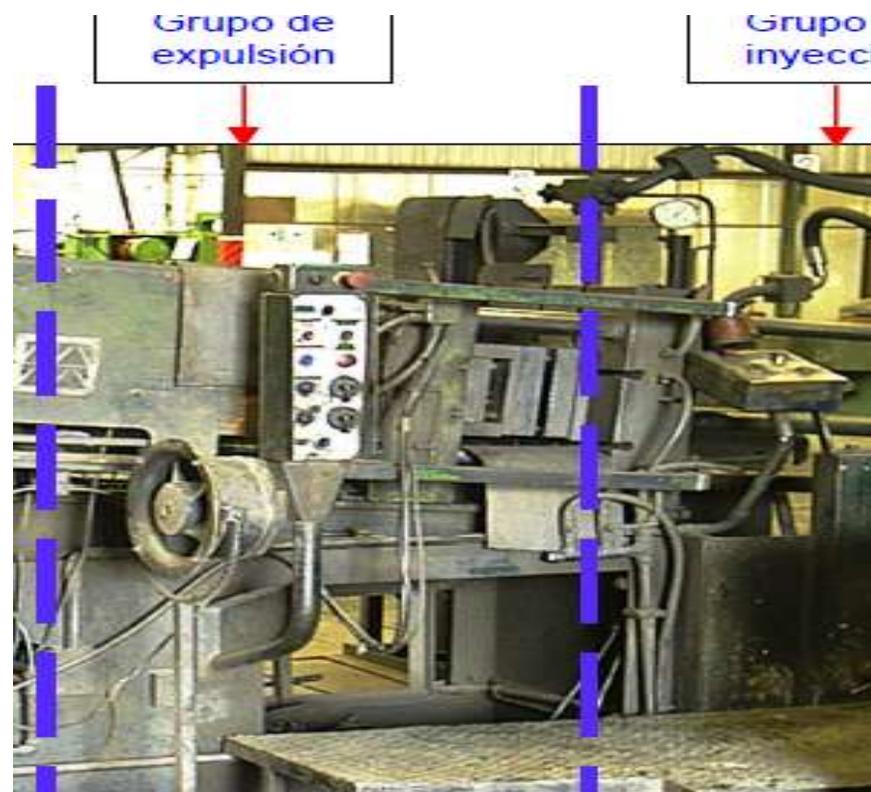


Figura 17. Máquina inyectora (Escuela Politécnica Nacional, 2013)

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

2.3.1 Componentes de una máquina inyectora. Primero está el grupo de cierre, es de tipo rodillera y es accionado por un cilindro hidráulico de doble efecto, la velocidad con la que se mueve el cilindro de cierre está regulada por la válvula reguladora de caudal (Z). El elemento que comanda los movimientos del cilindro de cierre es la electro válvula (AL) de 4 vías y posiciones (4/3) de marca Vickers la cual funciona con una tensión de 24 VDC. Una condición fundamental para que el sistema de cierre actúe es que el expulsor se encuentre totalmente retrocedido con el propósito de garantizar que no se dañen los elementos mecánicos que componen el expulsor (Escuela Politécnica Nacional, 2013).

El grupo de cierre comprende también el dispositivo para la regulación de la altura del molde, es decir agrandar o achicar el espacio entre la placa fija y la placa móvil para colocar moldes de diferente tamaño, esto se consigue mediante un motor trifásico que al ser accionado mueve los engranajes de la altura de molde. Para que el movimiento se lleve a cabo se deberá aflojar los pernos que sujetan el plato móvil contra la bancada de la máquina (ver figura 18) (Escuela Politécnica Nacional, 2013).

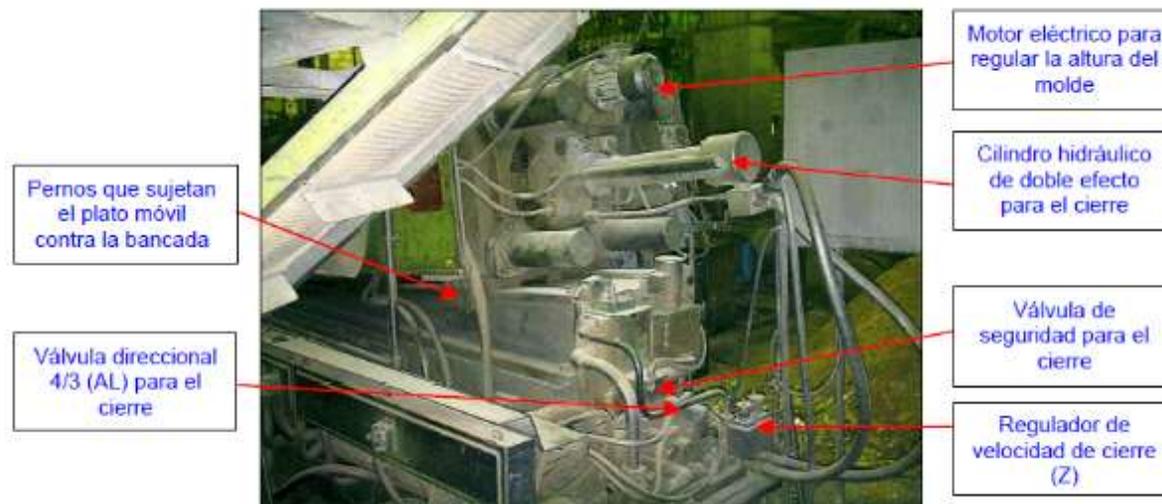


Figura 18. Componentes del grupo de cierre en máquina inyectora (Escuela Politécnica Nacional, 2013)

El grupo de inyección (ver figura 19), inicia cuando ha terminado el grupo de cierre; mediante levas acciona los finales de carrera FC 4 y FC 5 los cuales indican que el molde está cerrado y trabajado respectivamente, la luz piloto “listo para inyectar” salida Y104 indica al operario que el cierre se ha efectuado correctamente y que puede verter el material fundido en la matriz para realizar la inyección. En este grupo trabaja el acumulador, el cual está destinado a entregar el máximo caudal y presión de aceite al cilindro de inyección en el momento que este lo requiera, logrando de esta manera obtener velocidades altas, el acumulador que utiliza la inyectora posee una carga interna de nitrógeno a una

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

presión de 80 bar, se debe prestar atención a la presión de carga del acumulador puesto que si la misma ya no es la requerida se tendrá problemas tanto en la velocidad como en la presión de inyección (Beltrán & Marcilla, 2000).

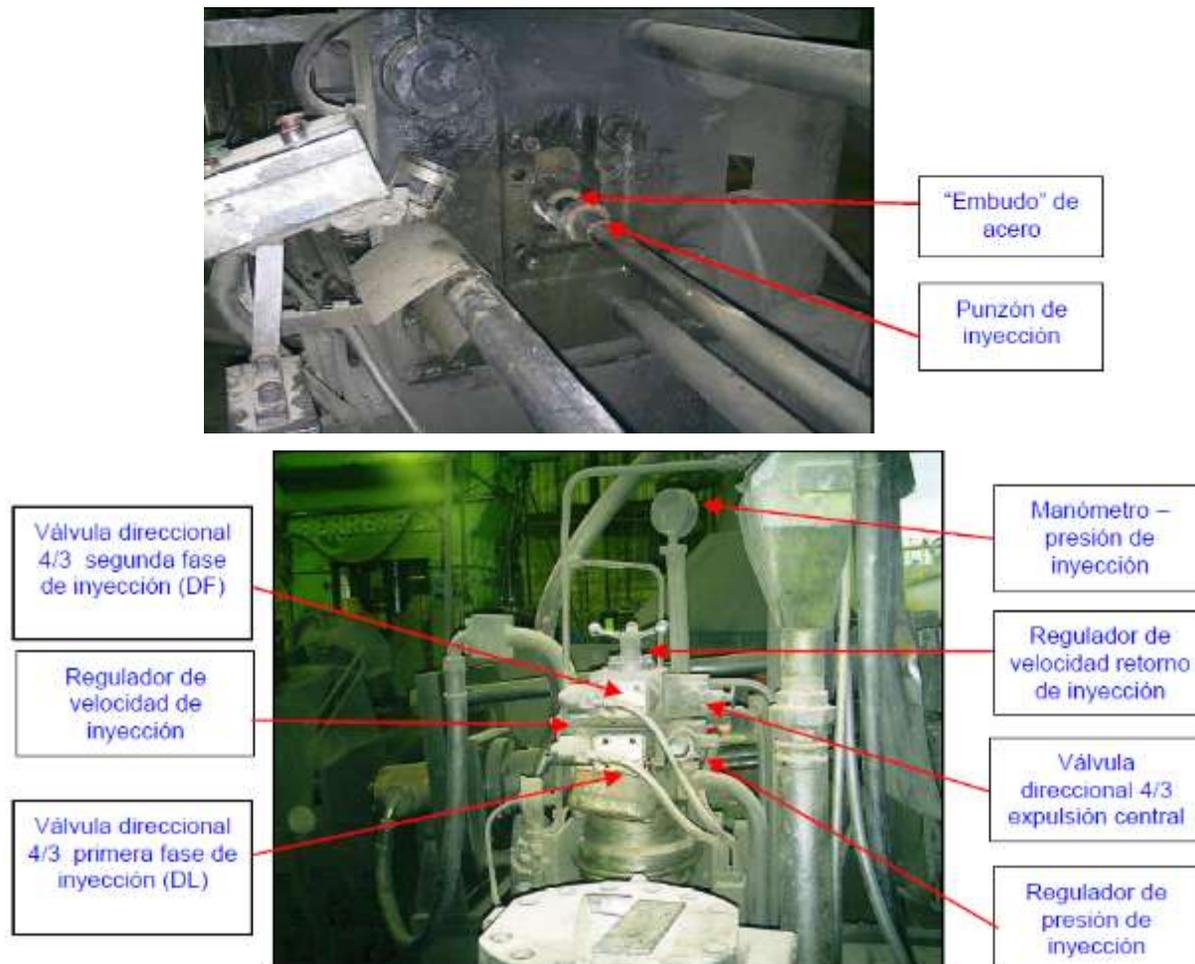


Figura 19. Componentes del grupo de inyección en máquina inyectora (Beltrán & Marcilla, 2000)

Una vez concluida la inyección transcurre un tiempo determinado de enfriamiento durante el cual la pieza inyectada se solidifica adquiriendo la forma de acuerdo al molde con el que se esté trabajando. Luego de haberse cumplido el tiempo de enfriamiento entra a funcionar el grupo de apertura (ver figura 20), para realizar la apertura se utiliza un cilindro hidráulico de doble efecto el cual es comandado por una válvula distribuidora de cuatro vías y tres posiciones (4/3), una vez que se abre por completo, mediante levas acciona el final de carrera FC 6, indicando que el molde está abierto y se puede realizar la expulsión de las piezas. La velocidad con la que se abre es controlada con la válvula reguladora de caudal (Z), es importante que la velocidad tanto de apertura como de cierre esté controlada para evitar sacudidas bruscas que podrían terminar disminuyendo la vida útil de la inyectora y al mismo tiempo para proteger el molde (Escuela Politécnica Nacional, 2013).

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

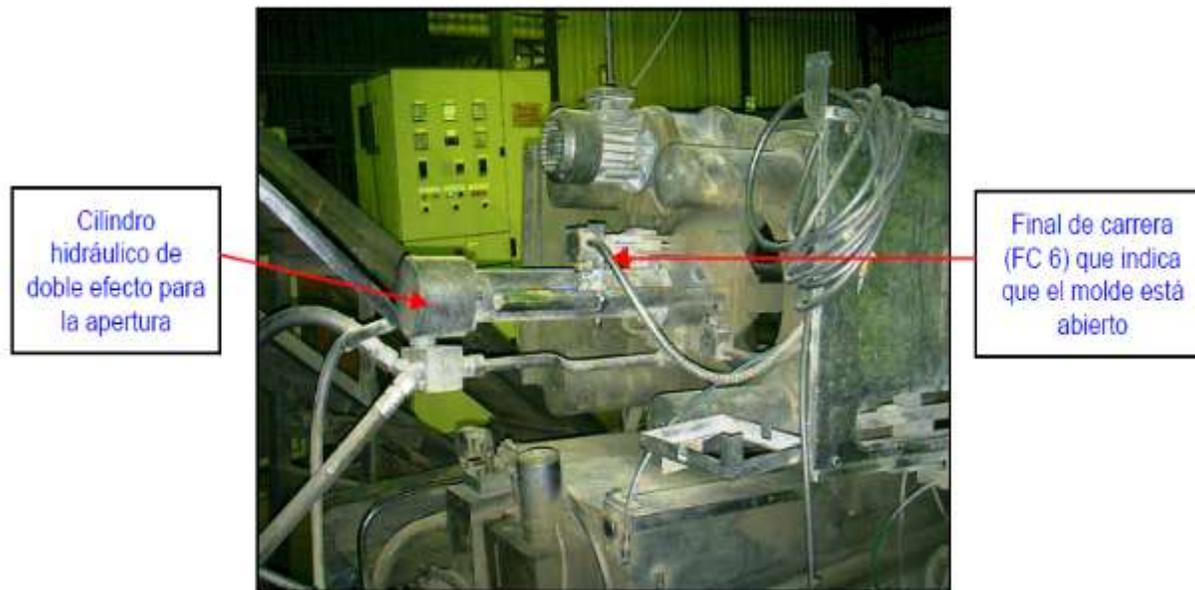


Figura 20. Grupo de apertura de una máquina de (Escuela Politécnica Nacional, 2013)

Luego que la matriz está completamente abierta entra en funcionamiento el grupo de expulsión (ver figura 21), solo cuando el final de carrera FC 6 envía la señal de que el molde está completamente abierto se puede accionar el expulsor, esto es para proteger a los expulsores de posibles roturas si se llegará a expulsar con el molde cerrado (Escuela Politécnica Nacional, 2013).

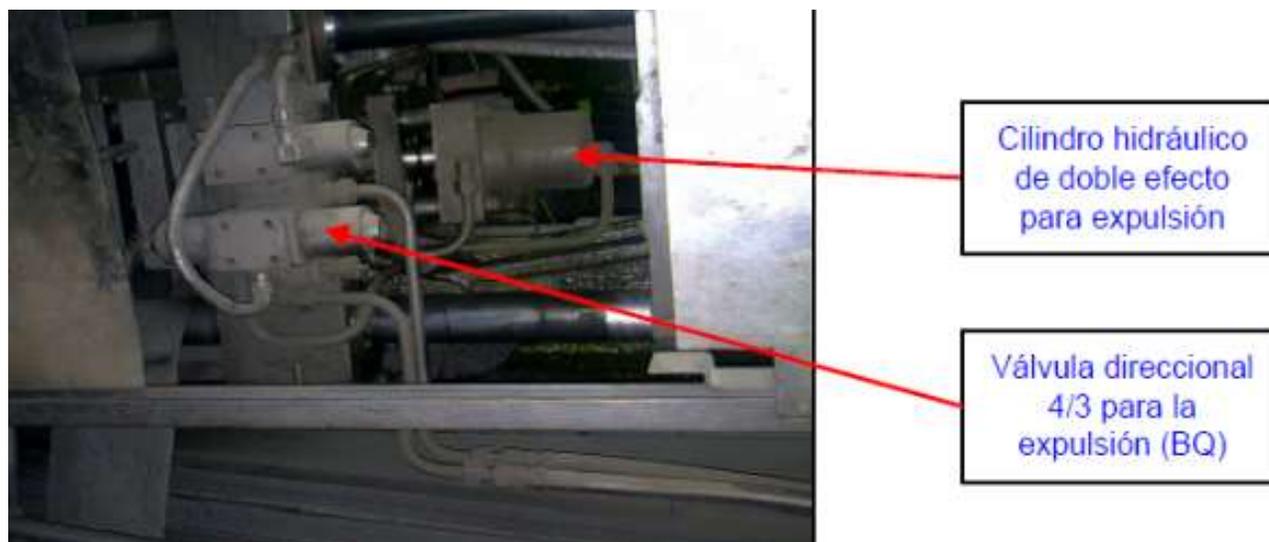


Figura 21. Grupo de expulsión con sus componentes hidráulicos de una máquina de inyección (Escuela Politécnica Nacional, 2013)

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

Además de los grupos, las inyectoras necesitan de varios elementos que pueden ser considerados como complementarios, dentro de los cuales están:

- **Quemador a gas:** sirve para realizar el precalentamiento de la matriz; para su funcionamiento utiliza gas licuado de petróleo (GLP) a una presión de 125 psi, la matriz debe ser calentada aproximadamente por 30 minutos alcanzando una temperatura entre 75 y 80°C.
- **Horno de inducción:** para poder que la inyectora comience a fabricar piezas, es necesario que la materia prima este fundida y llevada a su estado líquido, para esto se utilizan el horno de inducción. Por lo general estos equipos poseen un auto transformador cuyo voltaje primario es de 380 voltios y en el secundario tiene 8 diferentes voltajes que van desde 125 hasta 120 voltios, este horno puede llegar a fundir alrededor de 420 kg/hora de material a una temperatura de 1000°C. Se compone de material refractario de alta resistencia que es compactado alrededor del anillo secundario formando de esta manera el canal donde va a estar contenido el material líquido, las cubas que contiene el material líquido son fabricadas por bloques de material refractario (ver figura 22).



Figura 22. Horno de inducción (Isis Digital SCRL (W. Criollo), 2005)

- **Grupo motor – bomba:** Este grupo está compuesto por motor trifásico de inducción que puede ser de 14.7 kW y 1200 RPM, acoplada a una bomba hidráulica simple de paletas que llega a entregar 48 litros por minuto a presión de 140 atm, la bomba se encuentra acoplada al motor por medio de un acople de goma (Ver figura 23). (Escuela Politécnica Nacional, 2013).

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

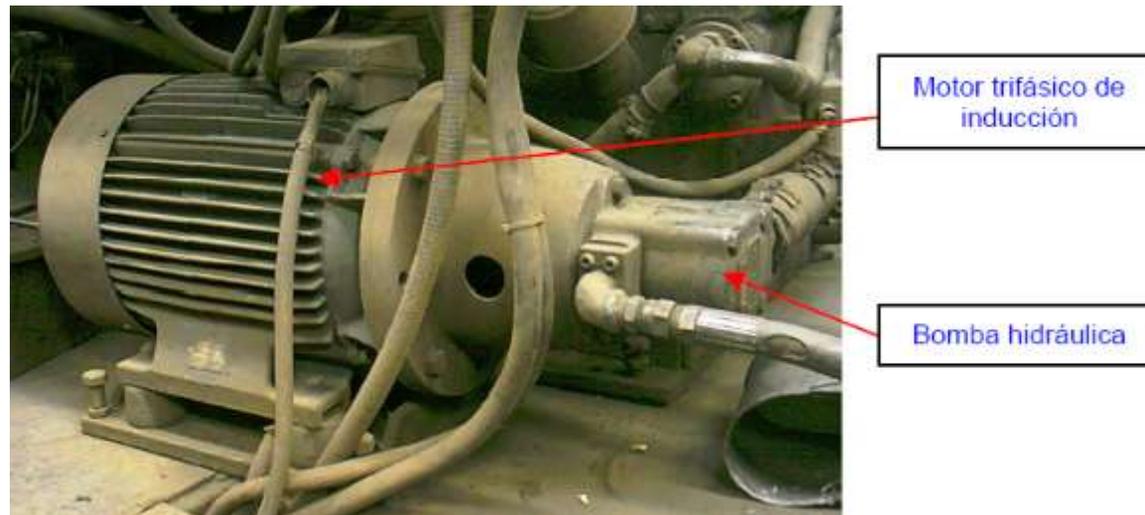


Figura 23. Grupo Motor (Escuela Politécnica Nacional, 2013).

- **Acumulador de presión:** Tiene como objetivo compensar la caída de presión que pudiera existir en el circuito hidráulico y al mismo tiempo proporciona al circuito de energía extra para alcanzar velocidades altas de inyección; se basa en el principio de funcionamiento en la compresión de un gas inerte, consta de una parte de fluido, una parte de gas con un elemento separador que puede ser un diafragma o una ampolla (ver figura 24) (Escuela Politécnica Nacional, 2013).

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |



Figura 24. Acumulador de presión (Escuela Politécnica Nacional, 2013)

2.3.2 Características de comparación una máquina de inyección. Las principales características utilizadas para dimensionar y comparar máquinas inyectoras son:

- **Capacidad o fuerza de cierre:** usualmente se da en toneladas (ton)
- **Capacidad de inyección:** es el volumen de material que es capaz de suministrar la máquina en una inyección (cm^3 /inyección).
- **Presión de inyección:** es la presión máxima a la que puede bombear la unidad de inyección el material hacia el molde. Usualmente se trabaja a un 60% de esta presión o menos.
- **Capacidad de plastificación:** es la cantidad máxima de material que es capaz de suministrar el tornillo, por hora, cuando plastifica el material; se da en kg. /h.
- **Velocidad de inyección:** es la velocidad máxima a la cual puede suministrar la unidad de inyección el material hacia el molde; se da en cm^3/s .

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

3. METODOLOGIA

3.1. Selección de la máquina

Se seleccionará una máquina del sistema para estudiar su funcionamiento y variables, donde se tendrán en cuenta las diferencias en tuberías y recorridos, con este resultado se trabajara las demás máquinas teniendo en cuenta las diferencias con la seleccionada. Techmire Modelo 22H de 8 Tonelada métricas cuentas con Cuatro Slide / Multi-slide, Cámara caliente de zinc (zamak) de alta presión máquina de bastidor, Controles Techmire, DCM-2247 (Ver Figuras 25, 26 y 27).

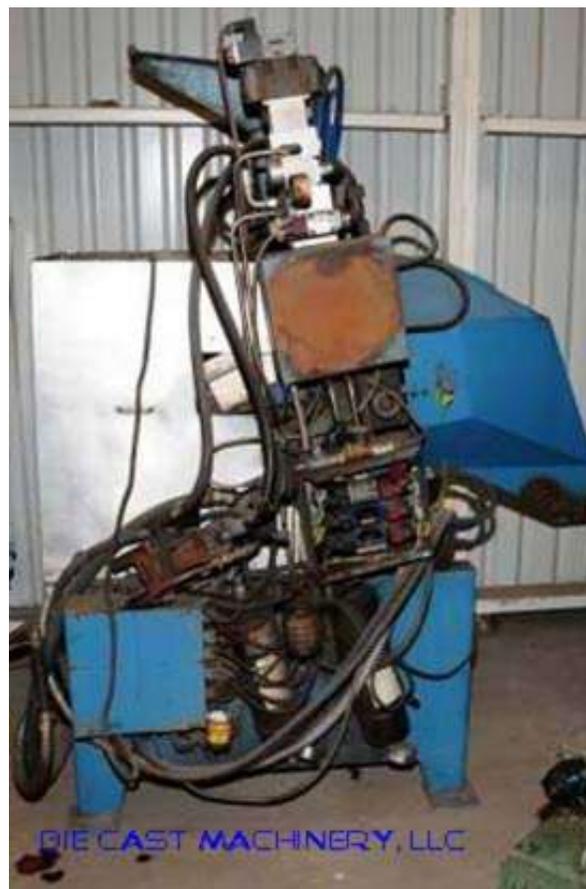
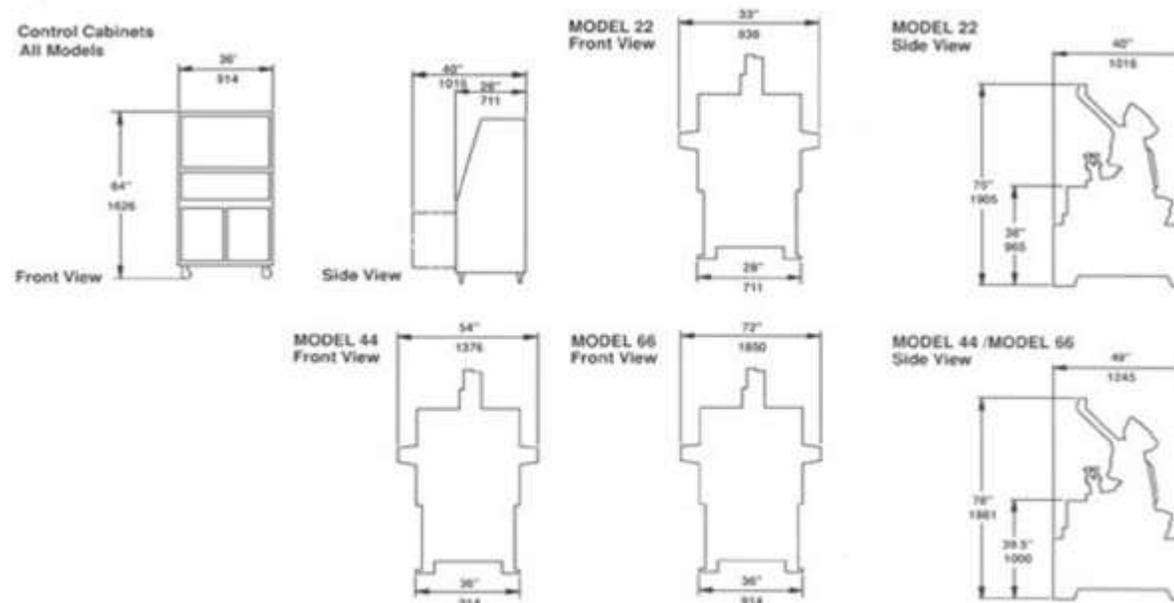


Figura 25. Techmire 22H (techmire.com)



Figura 26. Techmire 22H (techmire.com)

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  Institución Universitaria | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |



Specifications

| | MODEL 22 Pneumatic | MODEL 22 Hydraulic | MODEL 44 | MODEL 66 |
|---|--|--|--------------------------------------|--|
| Standard No. of Die Motions | 4 | 4 | 4 | 2 |
| Possible No. of Die Motions | 6 | 6 | 6 | 6 |
| Die Size | 2 in. x 2 in. std. 50,8 mm x 50,8 mm std. | 2 in. x 2 in. std. 50,8 mm x 50,8 mm std. | 4 in. x 4 in. 101,6 mm x 101,6 mm | 6.299 in. x 6.299 in. 160 mm x 160 mm |
| Injection Capacity | 4.8 ounces zinc 137 grams zinc | 4.8 ounces zinc 137 grams zinc | 7 ounces zinc 196 grams zinc | 14 ounces zinc 500 grams zinc |
| Plunger Diameter | 1.00 in. std./25,4 mm std. | 1.00 in. std./25,4 mm std. | 1.25 in./31,75 mm | 1.57 in./40 mm |
| Injection Pressure | 1600 psi max. 110,32 bar max. | 1600 psi max. 110,32 bar max. | 1500 psi max. 103,4 bar max. | 1500 psi max. 103,4 bar max. |
| Hydraulic Line Pressure | N/A | 2,000 psi max. 138 bar max. | 2,000 psi max. 138 bar max. | 2,000 psi max. 138 bar max. |
| Stroke of each Die Member | 3/4 in. std./19,05 mm std. | 3/4 in. std./19,05 mm std. | 2 in./50,8 mm | 3.149 in./80 mm |
| Total Die Opening | 1 1/2 in. std./38,1 mm std. | 1 1/2 in. std./38,1 mm std. | 4 in./101,6 mm | 6.299 in./160 mm |
| Clamping Force | 7.2 tons/6,53 metric tons | 9 tons/8,16 metric tons | 24 tons/21,79 metric tons | 45 tons/40,83 metric tons |
| Electric Melting Pot | 21 kilowatts | 21 kilowatts | 21 kilowatts | 30 kilowatts |
| Gas Fired Melting Pot | 125,000 B.T.U. | 125,000 B.T.U. | 125,000 B.T.U. | 125,000 B.T.U. |
| Capacity of Melting Pot | 22 liters | 22 liters | 22 liters | 31 liters |
| Electric Nozzle Heater | 2.25 kilowatts | 2.25 kilowatts | 2.25 kilowatts | 2.25 kilowatts |
| Floor Space Required | 22 square feet 2,04 square meters | 22 square feet 2,04 square meters | 25 square feet 2,32 square meters | 25 square feet 2,32 square meters |
| Machine Weight | 2,500 pounds/1135 kg | 2,800 pounds/1271,2 kg | 3,800 pounds/1725,2 kg | 4,000 pounds/1816 kg |
| Air Line Pressure | 100 psi max./6,89 bar max. | 100 psi max./6,89 bar max. | 100 psi max./6,89 bar max. | 100 psi max./6,89 bar max. |
| Air Consumption | 19,5 C.F.M./0,6 m ³ /minute | N/A | N/A | N/A |
| Max. Plunger Speed | 16,5 in./second 419 mm/second | 60 in./second 1524mm/second | 36 in./second 914 mm/second | 135 in./second 3429 mm/second |
| Max. Plunger Speed with optional shot booster | N/A | 131 in./second 3327 mm/second | 135 in./second 3429 mm/second | 135 in./second 3429 mm/second |

For further information, contact:

Techmire Limited
 7500 J. J. Lussier
 Vile d'Orléans (Montreal), Québec, Canada H1J 2R9
 Tel.: (514) 354-6110 Telex: 05-829768
 Fax: (514) 352-0028

TECHMIRE
 MACHINERY / ENGINEERING / TOOLING SYSTEMS

Figura 27. Especificaciones de Techmire (techmire.com)

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

3.2 Medición de corrientes (A) y voltajes (V) en el compresor y en la bomba empleando instrumento Fluke 376.

Durante la visita se observó que la extrusora opera con un sistema de enfriamiento acoplado para su manufactura, este sistema se maneja con el nombre de proceso de agua helada, por su estructura está compuesto por un chiller y un sistema de tuberías donde se transporta el fluido hasta la extrusora, el cual deben mantener una temperatura entre 11 y 15°C para garantizar una eficiencia en la producción y el tiempo de operación del chiller.

Al inicio de la toma de mediciones, se verifico el trabajo de la unidad, su operación y acople al proceso, teniéndose en cuenta todos los lineamientos y normas de seguridad, como lo establece el ICONTEC en la NTC 2050 y la resolución 180398 de 2004 Ministerio de Mina y Energía) para realizar un corte de tensión y corriente desde un totalizador (circuito de protección) con el fin de proceder a acceder al interior y tomar la medidas, la maquina chiller se energizo nuevamente, después de un tiempo considerable se toma el dato, garantizando que el equipo se encontrase trabajando a plena carga. Se tomaron las mediciones de las líneas de alimentación que surten al compresor; L1, L2, L3, ver figura 28.

Para el chequeo de las bombas no fue necesario hacer el corta anterior debido a que este trae una tapa retirable y permite el acceso a la alimentación principal, y con la pinza voltiamperimetrica se ubicó en cada una de sus líneas L1, L2, L3 y en sus bornes se tomó las tensiones.

Se programaron varias visitas donde se repitió el proceso de verificación observando posibles cambios o anomalías en el sistema.

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |



Figura 28. Mediciones de las líneas de alimentación que surten al compresor; L1, L2, L3. Fuente: Autores.

3.3 Toma de mediciones de temperatura en el agua

Para la toma de mediciones de temperatura en la máquina en el agua, el instrumento con el que se va a trabajar es un sensor de temperatura laser FLUKE 62 MINI (ver figura 29) y un termo higrómetro FLUKE 971, con este último dispositivo la medición de temperatura se hará donde se encuentra la extrusora, las especificaciones que se deben tener en cuenta se establecen en la tabla 2 (FLUKE Corporation, 2005). Este cotejo se hace con la temperatura ambiente de la zona, adicionalmente se realizan tomas en la descarga del ventilador de condensación.



Figura 29. Sensor infrarrojo de temperatura Fluke 62 Max (www.fluke.com/fluke/coes/Termometros/)

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

Las características del sensor infrarrojo de temperatura son:

- Máxima precisión en su clase: $\pm 1,5\%$ de lectura
- Amplio rango de temperatura de -30 °C a 500 °C
- Puntero láser con corrección de desviación
- Pantalla con retroiluminación para zonas de escasa iluminación

Tabla 2. Especificaciones del sensor infrarrojo de temperatura (www.fluke.com)

| | |
|--------------------------------------|--|
| Rango de temperatura | Fluke 62 MAX De -30 a 500 °C (de -22 a 932 °F) Fluke 62 MAX+ De -30 a 650 °C (de -22 a 1202 °F) |
| Precisión | Fluke 62 MAX $\pm 1,5\text{ °C}$ o $\pm 1,5\%$ de la lectura, el valor más alto -10 °C a 0 °C : $\pm 2,0$ -30 °C a -10 °C : $\pm 3,0$ Fluke 62 MAX+ $\pm 1,0\text{ °C}$ o $\pm 1,0\%$ de la lectura, el valor más alto -10 °C a 0 °C : $\pm 2,0$ -30 °C a -10 °C : $\pm 3,0$ |
| Tiempo de respuesta (95%) | Fluke 62 MAX $<500\text{ ms}$ (95% de la lectura) Fluke 62 MAX+ $<300\text{ ms}$ (95% de la lectura) Respuesta espectral De 8 a 14 micrones Emissivity 0,10 a 1.00 |
| Resolución óptica | Fluke 62 MAX 10:1 (calculado al 90% de energía) Fluke 62 MAX+ 12:1 (calculado al 90% de energía) |
| Resolución de la pantalla | 0.1 °C (0.2 °F) |
| Repetibilidad de las lecturas | Fluke 62 MAX $\pm 0,8\%$ de la lectura o $<\pm 1,0\text{ °C}$ (2 °F), el valor más alto Fluke 62 MAX+ $\pm 0,5\%$ de la lectura o $<\pm 0,5\text{ °C}$ (1 °F), el valor más alto |
| Alimentación | Pila AA |
| Duración de la batería | Fluke 62 MAX 10 horas con el láser y la retroiluminación activados Fluke 62 MAX+ 8 horas con el láser y la retroiluminación activados |
| Especificaciones físicas | Peso 255 g (8,99 oz) Dimensiones (175 x 85 x 75) mm (6,88 x 3,34 x 2,95) pul Temperatura de funcionamiento De 0 a 50 °C (de 32 a 122 °F) Temperatura de almacenamiento De -20 a 60 °C (de -4 a 140 °F), (sin pila) Humedad de operación De 10 a 90% de humedad relativa sin condensación, a 30 °C (86 °F) Altitud de servicio 2000 metros sobre el nivel medio del mar Altitud de almacenamiento 12.000 metros sobre el nivel medio del mar Clasificación IP IP 54 según la norma IEC 60529 |

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

| | |
|--|--|
| | Prueba de caída 3 metros Resistencia a choques y vibraciones IEC 68-2-6 2.5 g, 10 to 200 Hz, IEC 68-2-27, 50 g, 11 ms EMC EN 61326-1:2006 EN 61326-2:2006 |
| Estándares y aprobaciones de organismos | Conformidad EN/IEC 61010-12001 Seguridad láser FDA y norma EN 60825-1 Clase II |

En los controles de los fluidos se mide con la Fluke 62 Max, los registros fueron tomados sobre la tubería (PVC) de suministro y retorno del fluido agua, encontrando que el tubo no tiene ningún tipo de aislamiento térmico, lo cual genera una pérdida por transferencia de calor muy alta, generando condensación y pérdida térmica.

3.4 Toma de mediciones de presión en el chiller.

Para la toma de mediciones de presión en el Chiller es recomendable utilizar un manómetro Manifold digital Mastercool (ver figura 30) (Mastercool, 2013), consta de dos manómetros de presión, uno de color azul que indica presión de baja, su rango de trabajo es de 0 hasta 150 psig, en el manómetro se encuentra una unidad de medición por debajo de 0 psig que hace referencia al vacío, dicha unidad es en “in Hg”, donde “in” es la unidad americana de pulgadas. El manómetro de color rojo indica presión de alta, el rango de trabajo es de 0 800 psig.

El juego de manómetro trae sus respectivas mangueras, consta de tres en total y vienen en color azul, color rojo y color amarillo, como ya se mencionó anteriormente, el color azul en el manómetro es la medición para baja presión en el sistema de refrigeración y el color rojo es la medición de alta presión en el sistema de refrigeración. La manguera amarilla se utiliza para ingresar o retirar refrigerante al sistema y también como componente en el proceso de vacío.

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |



Figura 30. Manómetro Manifold digital Mastercool. Fuente: Autores

En el sistema de refrigeración se distingue la parte de baja presión o línea de gas por el diámetro de la tubería, que siempre es la de mayor medida y la de menor diámetro se conoce como la línea de líquido o alta presión; las mangueras son ubicadas en unos puntos de servicio que trae el equipo, pero por facilidad de trabajo en el momento de la instalación se sueldan otros puntos de servicio para comodidad del operario.

Las mangueras son ubicadas en cada punto de servicio aquí el operario requiere elementos de protección personal tales como gafas y careta que protejan el rostro, guantes de cuero para evitar quemadura con el refrigerante y el aceite, pantalón, camisa manga larga y botas, con el sistema apagado, porque así se garantiza que las presiones se encuentran en reposo y no hay ciclo de compresión, una vez puesta las mangueras se enciende el equipo y se espera a que estabilicen las presiones para tomar los datos más exactos.

3.5 Mediciones de la tubería

Cinta métrica o lienza: La cinta métrica utilizada en medición de distancias se construye en una delgada lámina de acero al cromo, o de aluminio, o de un tramado de fibras de carbono unidas mediante un polímero del teflón (las más modernas). Las cintas métricas más usadas son las de 10; 15; 20; 25; 30; 50 y 100 m. Las dos últimas son llamadas de Agrimensor y se construyen únicamente en acero ya que la fuerza necesaria para tensarlas podría producir la

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

extensión de las mismas si estuvieran construidas en un material menos resistente a tracción (Ver Figura 31). (Enciclopedia Universal, 2012).



Figura 31. Lienza. (Enciclopedia Universal, 2012)

3.6 Comparación de los datos adquiridos con un estándar

La comparación de los datos adquiridos con un estándar se realiza para establecer parámetros ideales para el proceso de refrigeración. Los datos que se toman en campo de temperatura de agua y presión del refrigerante se llevan a la modelación del ciclo por compresión de vapor, tomando el refrigerante R22 como un gas ideal (campana de gauss gas ideal), la solución de las ecuaciones de la modelación da como resultado un ciclo ideal, es decir, un ciclo de trabajo; en el ciclo ideal se debe solucionar el modelo para obtener los datos correctos de operación de la máquina, luego se comparan los datos del ciclo real, con el ciclo ideal para determinar la eficiencia o rendimiento que el chiller tiene hasta el momento.

3.7 Consultar los modelos (ecuaciones o fórmulas) de termodinámica, transferencia de calor y de refrigeración.

- El diagrama presión –entalpía

En la figura 32 se presenta el diagrama de Mollier Presión (P) vs Entalpía (h) por compresión mecánica, la figura es un elemento muy significativo para el ciclo de refrigeración, debido a que en él se pueden ver los procesos del ciclo

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

de enfriamiento y sus estados además es posible realizar los cálculos para los sistemas de enfriamiento y selección de componentes como los evaporadores, condensadores, compresores, entre otros elementos.

Un ciclo de refrigeración saturado simple es un ciclo teórico en el cual se supone que el vapor refrigerante abandona el evaporador y entra al compresor como vapor saturado (temperatura y presión de saturación) y el líquido abandona el condensador y entra al control del refrigerante como líquido saturado (temperatura y presión de condensación) aun cuando el ciclo de refrigeración se desvíe del ciclo saturado simple, el análisis de un ciclo saturado simple sigue siendo importante.

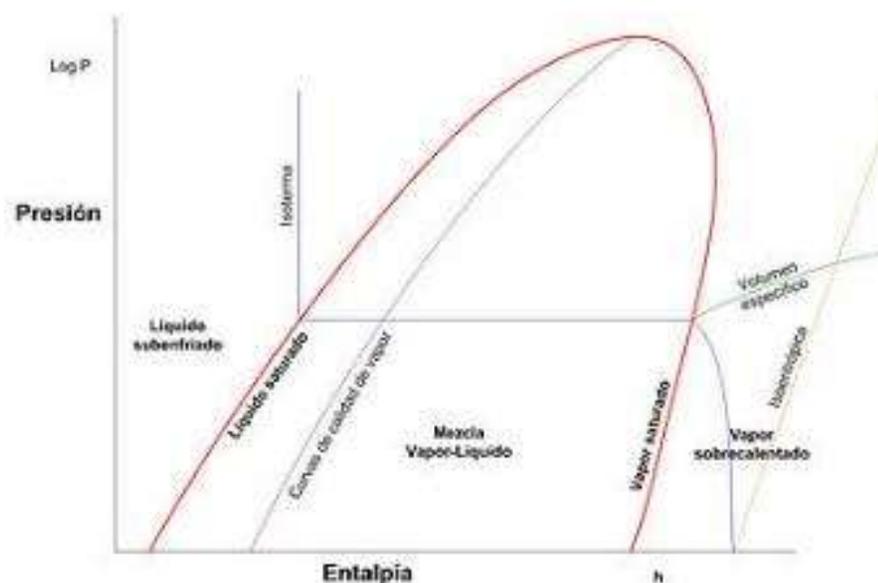


Figura 32. Diagrama de Mollier, Presión vs Entalpía (Carlos Electricidad y Frio)

Con el programa COOL PACK se debe seleccionar el refrigerante a trabajar, el cual es el R22 (CLORODIFLUORMETANO– CHCLF₂), ya con los valores de presión se determina a que temperatura se encuentra. Como regla general, el sobrecalentamiento a la salida del evaporador, independientemente del refrigerante que se está utilizando, deberá estar aproximadamente dentro de los siguientes valores:

- Alta temperatura (temperatura de evaporación $\geq 0^{\circ}\text{C}$) entre 6 y 7 $^{\circ}\text{C}$.
- Temperatura media (temperatura de evaporación: entre -18 y 0 $^{\circ}\text{C}$ y entre 3 y 6 $^{\circ}\text{C}$).

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

- Baja temperatura (temperatura de evaporación < -18°C) y entre 1 y 3°C.

Además, es posible obtener los valores de entalpía (h) y de esa forma los datos se ingresan en las fórmulas para la modelación matemática.

Efecto del refrigerante en el condensador (Q_c): Calor que entrega el refrigerante en el medio ambiente para poder cumplir el ciclo eficientemente. Entalpía (h): la entalpía es la cantidad de energía calorífica de una sustancia. En una reacción química, si la entalpía de los productos es menor que la de los reactantes se libera calor y decimos que es una reacción exotérmica. Si la entalpía de los productos es mayor que la de los reactantes se toma calor del medio y decimos que es una reacción endotérmica. El cambio de entalpía se denomina ΔH y se define como:

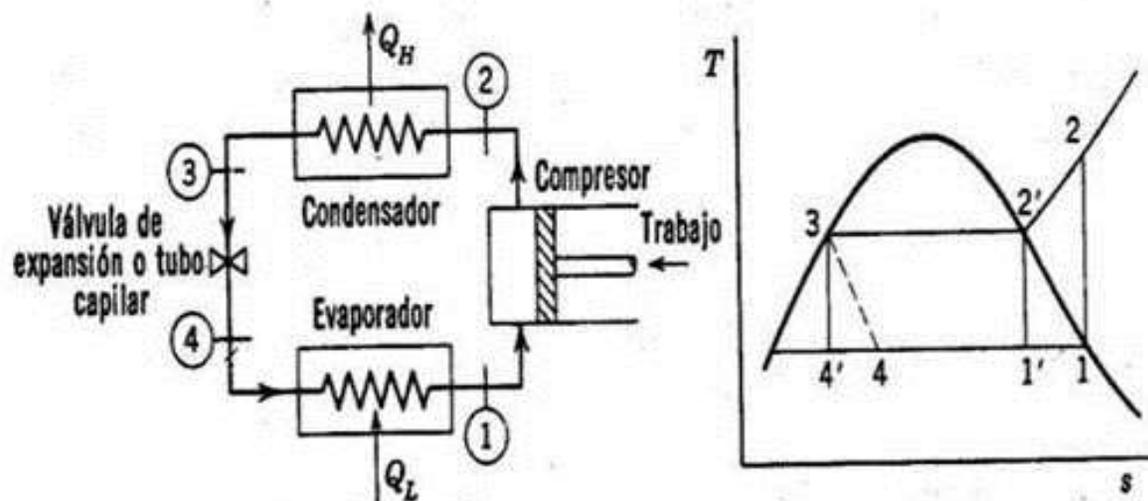


Figura 33. Grafica de puntos entalpías (blog. Gaherma.com)

Entalpía; se le llama entalpía (H), al contenido global de energía (calor) de un sistema Δ es la diferencia.

$$\Delta H = H_2 - H_1 \quad (1)$$

$$Q_c = (h_2 - h_1) \quad (2)$$

Efecto del refrigerante del evaporador (Q_e): Es el calor que deja el refrigerante en el medio el cual se va a refrigerar para poder cumplir el ciclo eficientemente y llegar el 100% gas al compresor.

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

$$Q_e = (h_1 - h_4) (3)$$

Proceso de compresión (Q_2): Es la energía calorífica equivalente de trabajo mecánico efectuado durante la compresión. En este ciclo, el refrigerante no sufre cambio de condición al fluir de la línea de succión del evaporador al compresor; el proceso de compresión entre h_2-h_1 se supone isentrópico o proceso de compresión adiabático sin fricción. Puesto que no hay cambios de entropía.

$$Q_2 = (h_2 - h_1) (4)$$

Q_{agua} : es la energía calorífica equivalente que se encuentra en el refrigerante en el momento de pasar por el evaporador.

$$Q_{agua} = \dot{m}_{agua} \times C_{p_{agua}} \times \Delta T^\circ (5)$$

Calor específico (C_p): Es la cantidad de calor que se necesita pro unidad de masa para elevar la temperatura

ΔT : es la diferencia de temperatura entre la salida menos la entrada

Flujo másico (\dot{m}): es la cantidad de masa que fluye a través de las fronteras del sistema por unidad de tiempo.

$$\dot{m}_{agua} = P_{agua} * \dot{V}_{agua} (6)$$

P_{agua} : es la presión del agua que es bombeada al sistema

\dot{V}_{agua} : Es el volumen de líquido que puede pasar a través de la bomba por segundo.

Calor específico. Se extracta de las tablas de sustancia pura (textos de termodinámica)

Flujo másico R22:

$$Q_{agua} = \dot{m}_{R22} (h_1 - h_4) (8)$$

Trabajo:

$$W_{in} = \dot{m}_{R22} (h_2 - h_1) (9)$$

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

Coeficiente de operación Refrigerantes: El concepto de C.O.P. (Coefficient of Performance) en refrigeración, es sinónimo de eficiencia energética y se define como la relación entre la cantidad de refrigeración obtenida y la cantidad de energía que requiere aportar para conseguir esta refrigeración. W_{in} ; es el trabajo de entrada

$$CPO_R = Q_e / W_{in} \quad (9)$$

Coeficiente eficiencia compresor (η_c): es la eficiencia de una maquina motriz, la relación de la energía de entrada ente trabajo (energía útil) de salida, entre la energía entrada (calor)

$$\eta_c = (h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1) \quad (10)$$

Efecto refrigerante (E_r): es la cantidad de calor que es capaz de absorber el refrigerante al momento en que entra al evaporador en estado líquido y sale en vapor

$$E_r = h_1 - h_4 \quad (11)$$

Presión atmosférica: presión que ejerce la atmosfera sobre la superficie de la tierra

$$P = \rho gh \quad (12)$$

Son ρ = densidad g = gravedad, h =altura

3.8 ALIMENTACION DEL MODELO CON LOS DATOS ACTUALES

El modelo que utilizaremos consiste en la implementación de un conjunto de ecuaciones termodinámicas anteriormente explicadas con el que se hallaran cada una de las variables de forma ordenada; donde aporta un dato necesario para la otra, a medida que se van encontrando los valores se obtienen los resultados requeridos para el desarrollo y avance del trabajo. Luego de obtenido estos resultados con las ecuaciones se utilizara el software Coolpack

El software Coolpack es un programa muy utilizado por las grandes empresas refrigeración ya que por medio de este puede obtener las propiedades de cualquier refrigerante permitiendo la creación de diagramas de alta calidad, la transferencia de calor en los fluidos es un programa utilizado en el calcula de las propiedades termodinámicas y

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

termofísicas (transporte) en la transmisión de calor de los fluidos secundarios, es un calculador de refrigerantes. También permite obtener los ciclos para realizar su previo análisis etapa por etapa. Establecer una evaluación final para la toma una decisión referente a la escogencia de un refrigerante según su eficiencia y comportamiento en un proceso determinado.

Superheat o sobrecalentamiento; es la diferencia entre la temperatura que tiene el refrigerante a la salida del evaporador menos la temperatura a la entrada. Esto es para asegurar que el refrigerante este en estado gaseoso antes de salir del evaporador

Subcooling; es cuando el refrigerante va cambiando de estado de vapor a líquido.

Se hace la alimentación con los datos de la situación que se desea resolver, actualizando la información para dar solución a las ecuaciones 1 hasta la 12, con la fórmula de presión atmosférica:

$$P = \rho gh \text{ (12),}$$

Se buscó la presión en que se encontraba el municipio de Medellín, dicho dato se requiere para tener una mayor precisión en la modelación. Las presiones que se tomaron en campo, todas son presiones manométricas, por lo tanto dichos datos se pasaron a presiones absolutas, para poder trabajar con las tablas del software COOLPACK, del refrigerante R22 y R410A.

Para este proceso realizamos una interpolación de las temperaturas a la que se encuentra el refrigerante sometido a presión baja y presión alta, para poder obtener valores más exactos y así garantizar un mejor análisis. Con el software COOLPACK se obtuvieron todas las entalpías (h) y el paso siguiente es ingresar todos estos valores en las ecuaciones mencionadas anteriormente. Dicho procedimiento se realiza para el análisis del ciclo ideal y del ciclo real y además para el antes y el después del chiller.

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

4. RESULTADO Y DISCUSIÓN

4.1 MEDICIÓN

Para hallar los datos descritos en la tabla 3 se realizó previamente un análisis de las condiciones actuales del chiller, tomando la temperatura del agua empleando una herramienta como la pistola infrarroja FLUKE 62 máx.

Tabla 3. Datos arrojados de temperaturas en el sistema de enfriamiento Chiller

| Fecha | T.A | T.Con | Tout | Tin Ex | Tout Ext |
|------------------------|--------------|--------------|-------------|--------------|--------------|
| 11 marzo 2014 8:30 am | 24.5 | 47.8 | 13.4 | 18.9 | 23.5 |
| 11 marzo 2014 11:30 am | 25.3 | 46.8 | 13.1 | 18.6 | 23.3 |
| 12 marzo 2014 9:30 am | 26.1 | 45.8 | 13.8 | 19.0 | 23.6 |
| 12 marzo 2014 12:30 pm | 23.5 | 46.3 | 13.2 | 18.6 | 23.9 |
| 12 marzo 2014 10:30 am | 24.6 | 45.9 | 13.3 | 19.1 | 23.8 |
| 13 marzo 2014 11:30 am | 24.9 | 47.8 | 13.8 | 18.5 | 24.7 |
| 13 marzo 2014 2:00 pm | 24.8 | 48.8 | 13.7 | 17.5 | 24.5 |
| 13 marzo 2014 4:30 pm | 25.3 | 49.7 | 13.6 | 17.8 | 25.5 |
| 14 marzo 2014 7:30 am | 26.4 | 48.5 | 13.9 | 17.9 | 27.5 |
| 14 marzo 2014 12:30 pm | 25.5 | 49.8 | 13.2 | 17.4 | 26.5 |
| Promedio Total | 25.09 | 47.72 | 13.5 | 18.34 | 24.68 |

| | | |
|---------------|---|---------------------------------------|
| TA | = | Temperatura ambiente |
| T.Con | = | Temperatura en el condensador |
| Tout | = | Temperatura salida estanque |
| Tin Ex | = | Temperatura entrada a la Extrusora |
| ToutEx | = | Temperatura de salida de la Extrusora |

| | | | |
|--|-----------------------------------|---------|--|
|  Institución Universitaria | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

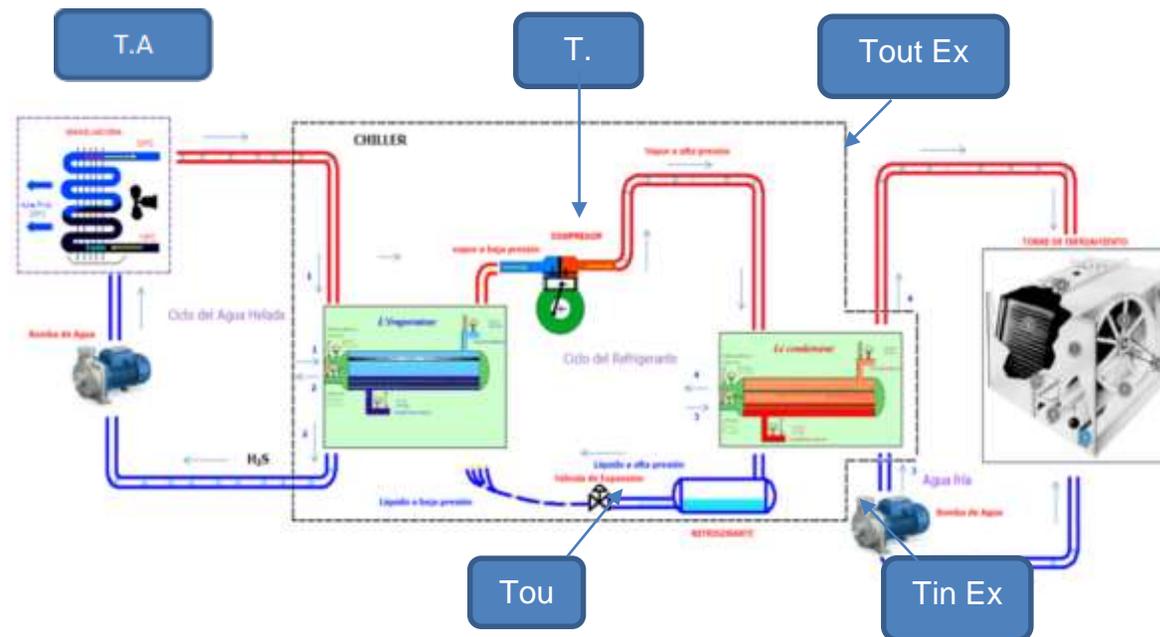


Figura 34. Chiller con punto de chequeos temperaturas

4.2 MODELACIÓN

Los datos que se obtuvieron fueron llevados a un modelo matemático de transferencia de calor, después de solucionar las ecuaciones, los resultados permitieron determinar si el sistema es eficiente o no, a continuación se realizan los cálculos requeridos.

Se emplea la ecuación 5, utilizada para hallar el Q_{agua} del chiller al tanque:

$$Q_{agua} = \dot{m}_{agua} \times C_{p_{agua}} \times \Delta T \quad (5)$$

$$\text{Donde } Q_{agua} = 433,33 \frac{kg}{min}, C_{p_{agua}} = 4,18 \frac{kJ}{kg \cdot K}, \Delta T = (291,15 \text{ } ^\circ K - 286,65 \text{ } ^\circ K)$$

Se reemplaza;

$$Q_{agua} = 433,333 \frac{kg}{min} \times 4,18 \frac{kJ}{kg \cdot K} \times (291,15 \text{ } ^\circ K - 286,65 \text{ } ^\circ K)$$

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

El resultado obtenido es: $Q_{agua} = 8150,9993 \frac{kg}{min}$

Luego se empleó la misma fórmula, para hallar la Tout de la inyectora, esto se realizó para determinar ΔT_{agua} , si es el ideal para el buen funcionamiento de la máquina. Despejando Tout se obtuvo el siguiente dato

$$T_{out} = \left(\frac{8150,9993 \frac{kg}{min}}{433,3333 \frac{kg}{min} \times 4,18 \frac{kJ}{kg^{\circ}K}} \right) + 291,15^{\circ}K$$

$$T_{out} = 4,4999 + 291,15$$

$$T_{out} = 295,65$$

$$295,65^{\circ}K = 22,5^{\circ}C$$

Después se halló la capacidad que tiene una sustancia o un cuerpo para absorber calor (calor específico),

$$284,15^{\circ}K = 11^{\circ}C$$

$$293,15^{\circ}K = 11^{\circ}C$$

$$3,15^{\circ}K = 11^{\circ}C$$

$$293,15^{\circ}K = 20^{\circ}C$$

$$302,15^{\circ}K = 29^{\circ}C$$

$$\text{Temperatura promedio: } \frac{11+29}{2} = 20^{\circ}$$

Luego se realiza interpolación para hallar el Cp. del aire, cuyos resultados se reflejan a continuación.

Interpolación;

| | | |
|---------------|---|--------------|
| °K | = | Cp |
| 250 | = | 1,003 |
| 292,15 | = | X |

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

$$301,15 = 1,005$$

Solucionando la interpolación se encontró que:

$$Cp = \frac{1kj}{kg^{\circ}K}$$

$$Paire = 1,2 \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{m} = \frac{1,2Kg}{m^3} \times \frac{297,5ft^3}{min} \times \frac{0,0283m^3}{ft^3}$$

$$\dot{m} = \frac{1,2Kg}{m^3} \times \frac{16,9106m^3}{min}$$

$$\dot{m} = \frac{20,2927Kg}{min}$$

Ahora, con estos datos se obtuvo:

$$Q_{aire} = \frac{20,2927Kg}{min} \times 1 \left(\frac{kj}{Kg^{\circ}K} \right) \times 18^{\circ}K$$

$$Q_{aire} = \frac{365,2686Kj}{min}$$

Cp del agua se toma a temperatura ambiente, sale por tabla:

$$Cp_{agua} = \frac{4,18Kj}{kg^{\circ}K}$$

Para el agua se tiene que \dot{V} es el caudal de la bomba, dato que se consiguió por información del fabricante.

$$P_{agua} = \frac{1000kg}{m^3}$$

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

$$V = \frac{7.27m^3}{h}$$

El caudal de la bomba se consulta de la catalogo Motobomba IHM, modelo 15h- 1.5 TW, marca Weg, 3500 rpm, 220/440 voltios, 3 fases, 60hz tipo cerrado, TEFC; (Ignacio Gómez s.a.s (<http://www.igihm.com>))

Utilizando Tout se obtiene:

$$\dot{m}_{agua} = \frac{1000kg}{m^3} \times \frac{7.27m^3}{h} \times \frac{1h}{60min}$$

$$\dot{m}_{agua} = \frac{121,166kg}{min}$$

$$T_{out} = \left(\frac{365,2686 \frac{kJ}{min}}{121,166 \frac{kg}{min} \times 4,18 \frac{kJ}{kg \cdot K}} \right) + 288,15^\circ K$$

$$T_{out} = \left(\frac{365,2686 \frac{kJ}{min}}{506,4738 \frac{kJ}{min \cdot K}} \right) + 288,15^\circ K$$

$$T_{out} = 0,721199 + 288,15$$

$$T_{out} = 288,871199^\circ K$$

$$T_{out} = 15,72^\circ C$$

Según lo implementado en estas ecuaciones se obtiene que la temperatura de salida para el agua deberá ser de 16°C aproximadamente. Ya con esto modelamos las condiciones que se quieren obtener para obtener la eficiencia del sistema.

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

4.3 EVALUACIÓN Y COMPARACIÓN

4.3.1 Datos iniciales del sistema real

$$P_1 = 45 \text{ psig}$$

$$P_2 = 235 \text{ psig}$$

$$\text{Temperatura de descarga} = 88 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatura antes de la válvula de expansión} = 27^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatura antes del evaporador} = 15^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatura de entrada compresor} = 17.8^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatura de agua suministro al tanque} = 14.2^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatura de agua suministro a la extrusora} = 19.58^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatura de agua retorno al chiller} = 23.15^\circ\text{C}$$

$$\text{Subcooling} = (78 - 24 - 52.92) \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Subcooling} = 3,1^\circ\text{C}$$

$$\text{Superheat} = (17.8 - 15 - 9,5) \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Superheat} = 8^\circ\text{C}$$

Datos obtenidos de la tabla de saturación del software Coolpack

$$T_1 = -6,81 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 44,41^\circ\text{C}$$

Extrayendo las Entalpias (h) de textos de termodinámica (Cengel &Boles, 2012):

$$h_1 = 409,714 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_2 = 448,531 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_3 = 448,531 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

$$h_4 = 209,481 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{2s} = 457,568 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{1s} = 413,330 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{2a} = 459.985 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{1a} = 409,714 \frac{kJ}{kg}$$

Presión atmosférica de Medellín = 640 mm hg (0,84 atmosferas) = 85,33 kPa

$$45 \text{ Psig} * \frac{101,325 \text{ kPa}}{14,7 \text{ Psig}} + 85,33 = 395,5085 \text{ kPa} = 3,96 \text{ Bar}$$

$$235 \text{ Psig} * \frac{101,325 \text{ kPa}}{14,7 \text{ Psig}} + 85,33 = 1705,151429 \text{ kPa} = 17,05 \text{ Bar}$$

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 1000 \text{ kg/m}^3 * \frac{7,27 \text{ m}^3}{1 \text{ h}} * \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}}$$

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 121.166 \text{ kg/min}$$

$$C_{p\text{agua}} = 4,18 \text{ (por tabla A - 2 cengel)}$$

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 1000 \text{ kg/min}$$

$$C_{p\text{agua}} = 4,18 \text{ k}_1/\text{kg} \times \text{C} \text{ (Cengel \& Boles, 2012)}$$

$$Q_{\text{agua}} = 121,1666 \text{ kg/min} * 4,18 \text{ k}_1/\text{kg} \times \text{C} \times (23,15 - 14,2) \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{agua}} = 4522,8341 \text{ k}_1/\text{min}$$

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

$$\dot{m}_R^{22} = \frac{4522,8341 k_1/\text{min}}{(409,714 - 209,481) k_1/\text{kg}}$$

$$\dot{m}_R^{22} = 22,5878 \frac{\text{kg}}{\text{min}}$$

$$Q_{agua} = Q_l = 4522,8341 k_1/\text{min}$$

Hallamos;

$$W_{entrada} = 22,5878 \text{kg}/\text{min} * (448,531 - 409,714) \text{ kJ}/\text{kg}$$

$$W_{entrada} = 876,7906 \text{ kJ}/\text{min}$$

Por consiguiente;

$$CoPR = \frac{4522,8341 \text{ kJ}/\text{min}}{876,7906 \text{ kg}/\text{min}}$$

$$CoPR = 5,15$$

$$h_{1s} = 209,481 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = S^1_s = 1.694 \frac{\text{kJ}}{\text{kgk}} \quad P^2 = 1705 \text{ bar} \quad h_{2s} = 457,568 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$R_{s1c} = \frac{W_{ideal}}{W_{real}} = \frac{h_{2s} - h_{1s}}{h_{2a} - h_{1a}} = \frac{457,568 - 413,330}{459,985 - 409,714} = 0,8799$$

$$h = 459.985 \quad P2 \text{ real}$$

T2 real (medida en el equipo)

$$q_2 = (448,531 - 409,714) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$q_2 = 38,817 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_e = (409,714 - 209,481) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_e = 200,233 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_c = (448,531 - 209,481) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_c = 239,05 \frac{kJ}{kg}$$

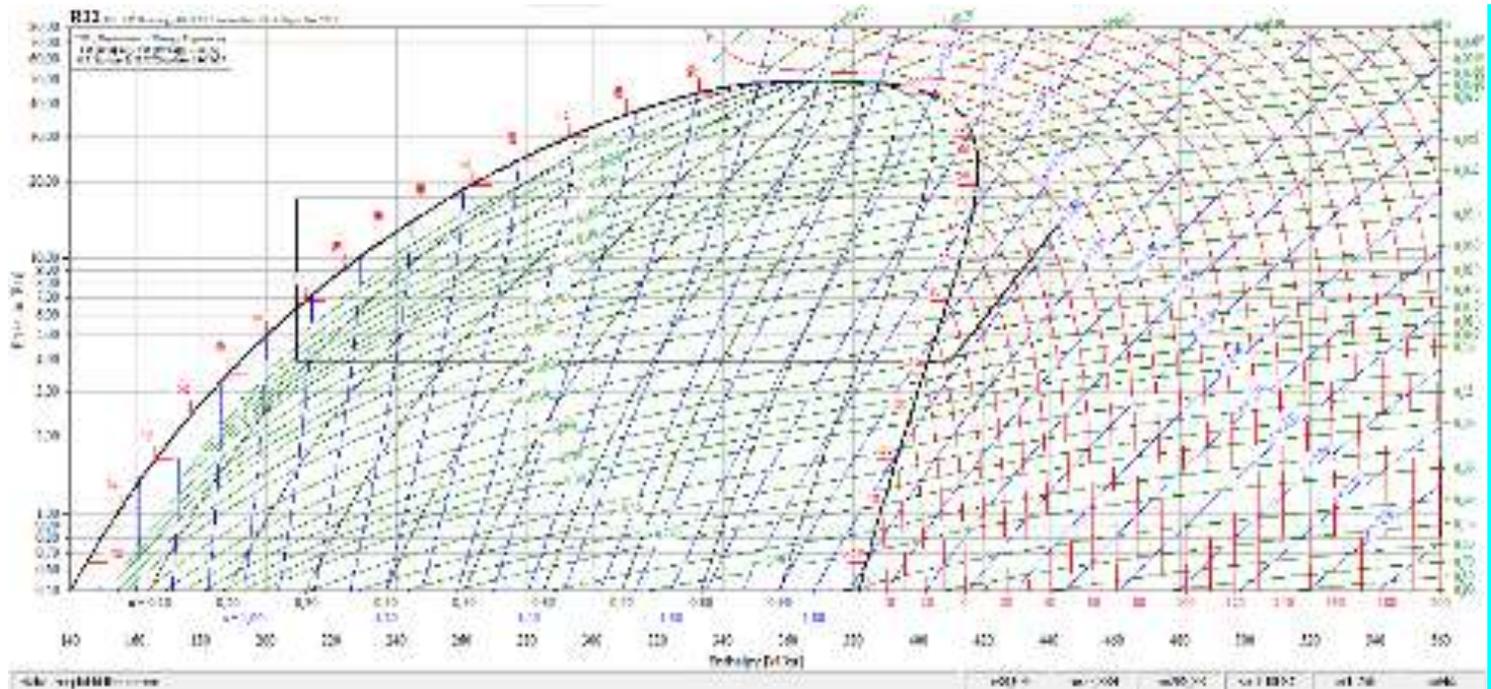


Figura 35. Diagrama de mollier, trabajo del refrigerante R22

Values at points 1-6,15 for the selected one stage cycle

| Point | T | P | v | h | s |
|-------|--------|--------|----------------------|---------|-------------|
| | [°C] | [bar] | [m ³ /kg] | [kJ/kg] | [kJ/(kg K)] |
| 1 | 3,100 | 3,960 | 0,061733 | 409,714 | 1,7876 |
| 2 | 78,415 | 17,050 | 0,016703 | 448,531 | 1,7876 |
| 3 | 78,415 | 17,050 | 0,016703 | 448,531 | 1,7876 |
| 4 | 8,000 | 17,050 | N/A | 209,481 | N/A |
| 5 | N/A | 3,960 | N/A | 209,481 | N/A |
| 6 | 3,100 | 3,960 | 0,061730 | 409,714 | 1,7876 |
| 15 | N/A | 17,050 | N/A | 209,481 | N/A |

Figura 36. Datos de presiones, temperatura y entalpias, subcooling y superheat

| | | | |
|--|--|---------|--|
|  Institución Universitaria | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

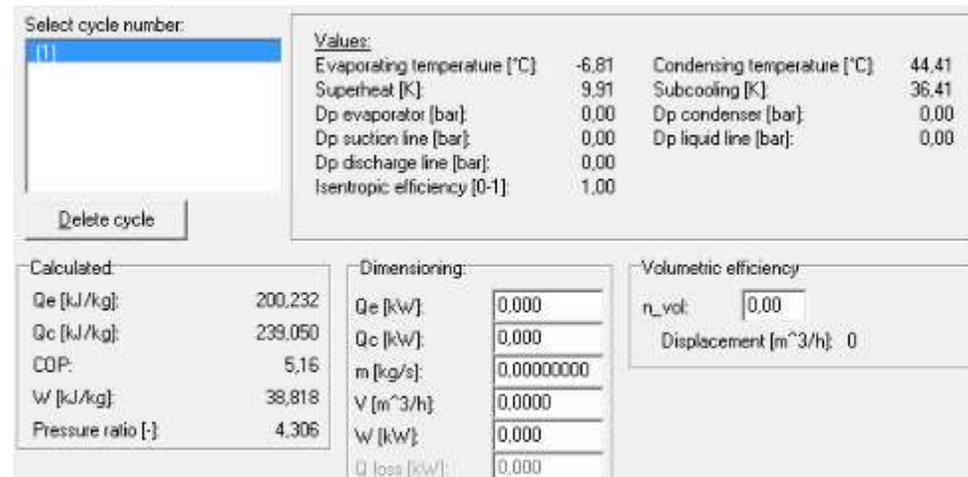


Figura 37. Datos del Qe y e Qc, Cop de la simulación.

En la Figura 35, 36. Encontramos los datos de presión, temperatura, subcooling y superheat, al inicio del proceso, se ingresan al programa de coolpack para poder hallar las entalpías, y entropías del sistema y poderlas llevar a la modelación matemática y conocer la eficiencia del sistema de refrigeración.

En la figura 35. También podemos ver que el refrigerante R22 se encuentra en la región de mezcla donde aproximadamente en un 100% de vapor y 0 % en líquido, indicándonos que el refrigerante que está saliendo del evaporador en forma gaseosa, ingresando al compresor, lo que implica una buena eficiencia y generación de menos trabajo.

La energía calórica equivalente del refrigerante que se encuentra en el evaporador y compresor la podemos ver en la figura 37.

A continuación encontramos la simulación en el software Coolpack de donde se obtienen los datos propuestos para un sistema ideal con el refrigerante R22.

P1=50 psig

P2=265 psig

Subcooling = 5,4

Superheat =3,5

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

Datos de la tabla de saturación del coolpack

$$T_1 = -4,4^{\circ}\text{C}$$

$$T_2 = 49,31^{\circ}\text{C}$$

Entalpías h (Cengel &Boles, 2012):

$$h_1 = 409,302 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_2 = 448,688 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_3 = 448,688 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_4 = 206,378 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{2s} = 455,123 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Presión atmosférica de Medellín = 640 mmhg (0,84 atmosferas) = 85,33 kPa

$$50 \text{ Psig} * \frac{101,325 \text{ kPa}}{14,7 \text{ Psig}} + 85,33 \text{ Kpa} = 429,9728 \text{ kPa} = 4,30 \text{ Bar}$$

$$265 \text{ Psig} * \frac{101,325 \text{ kPa}}{14,7 \text{ Psig}} + 85,33 \text{ Kpa} = 1911,937143 \text{ kPa} = 19,12 \text{ Bar}$$

$$Q_{\text{agua}} = 121,1666 \text{ kg/min} * 4,18 \text{ kJ/kg} \times ^{\circ}\text{C} * (22 - 13)^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{\text{agua}} = 4558,289749 \text{ kJ/min} = \text{QL}$$

$$\dot{m}_{R^{22}} = \frac{4558,289749 \text{ kJ/min}}{(409,302 - 206,378) \text{ kJ/kg}}$$

$$\dot{m}_{R^{22}} = 22,4630 \frac{\text{kg}}{\text{min}}$$

| | | | |
|--|--|---------|--|
|  ITM Institución Universitaria | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

$$W_{entrada} = 22,4630 \text{ kg/min} * (448,688 - 409,302) \text{ kJ/kg}$$

$$W_{entrada} = 884,7292 \text{ kJ/min}$$

$$CoPR = \frac{4558,289749 \text{ kJ/min}}{884,7292 \text{ kg/min}}$$

$$CoPR = 5,1521$$

En la figuras 35 y 36. Se ingresaron los datos propuestos al programa del Coolpack para poder hallas las entalpías y entropías del sistema y así llevarlas a los modelos matemáticos para conocer las variables que debemos de tener en cuenta en el momento de realizar el trabajo y que sea eficiente el sistema de refrigeración.

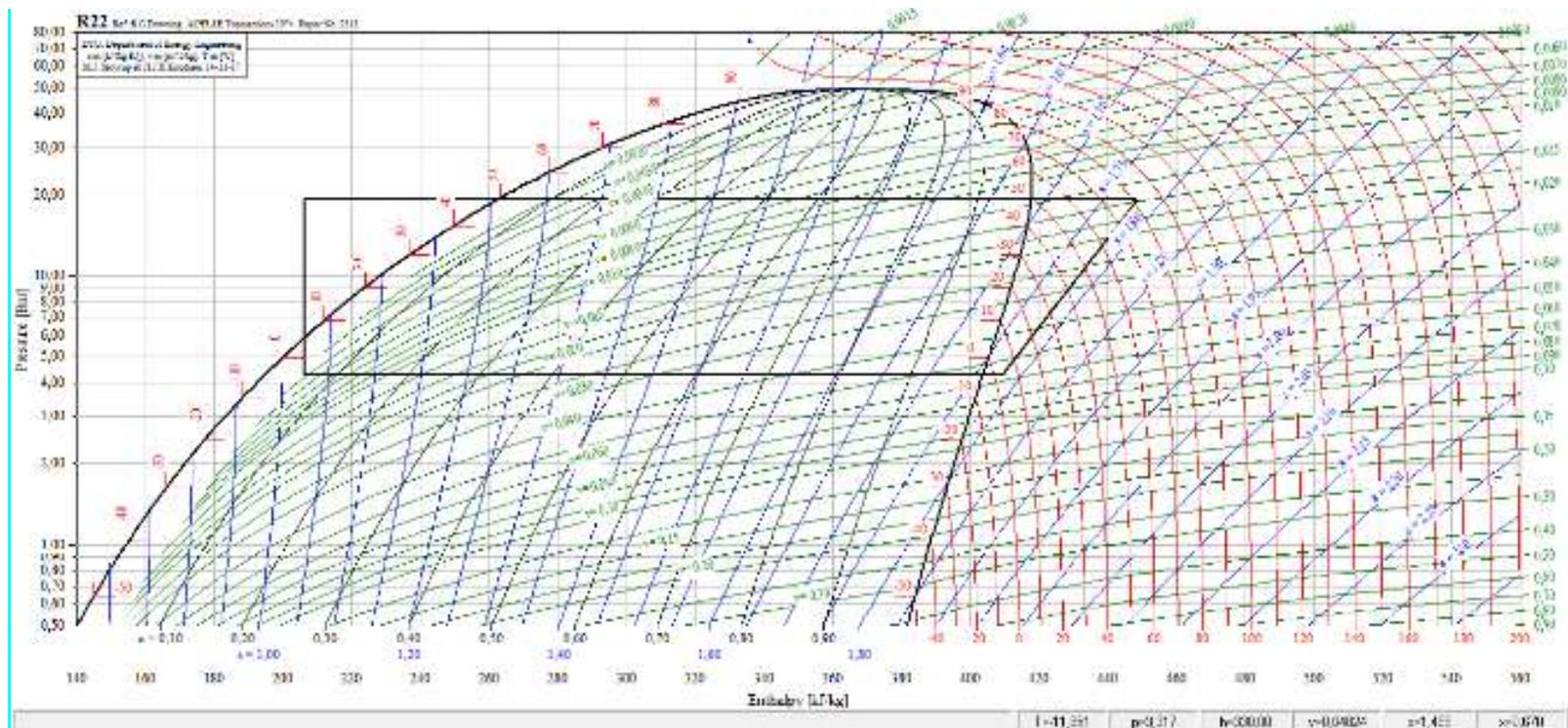


Figura 38. Trabajo del refrigerante R22 en un sistema ideal

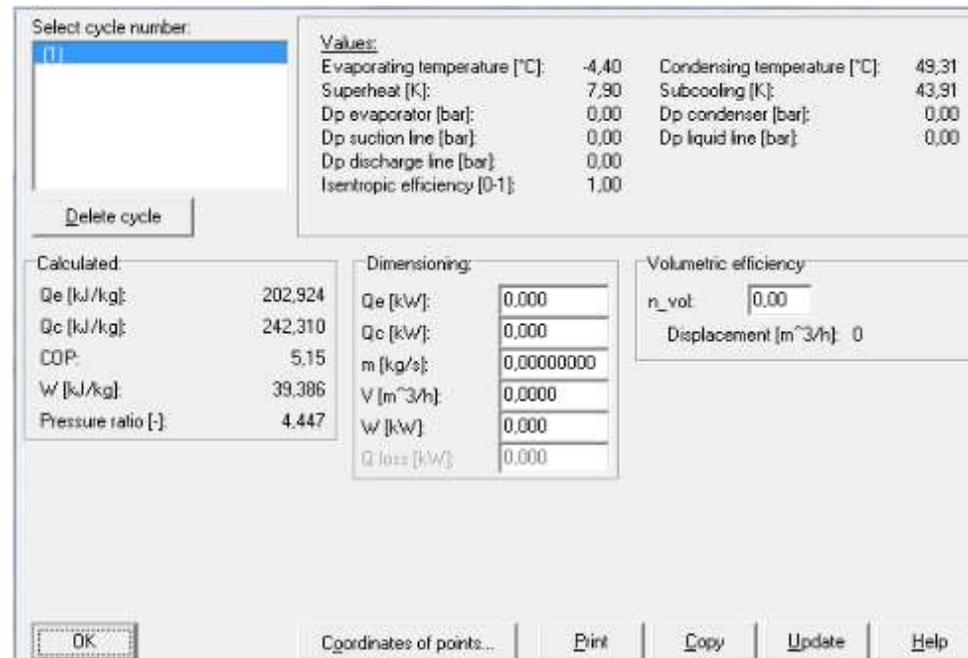


Figura 39. Información del Qe y e Qc, Cop del sistema ideal con el R22.

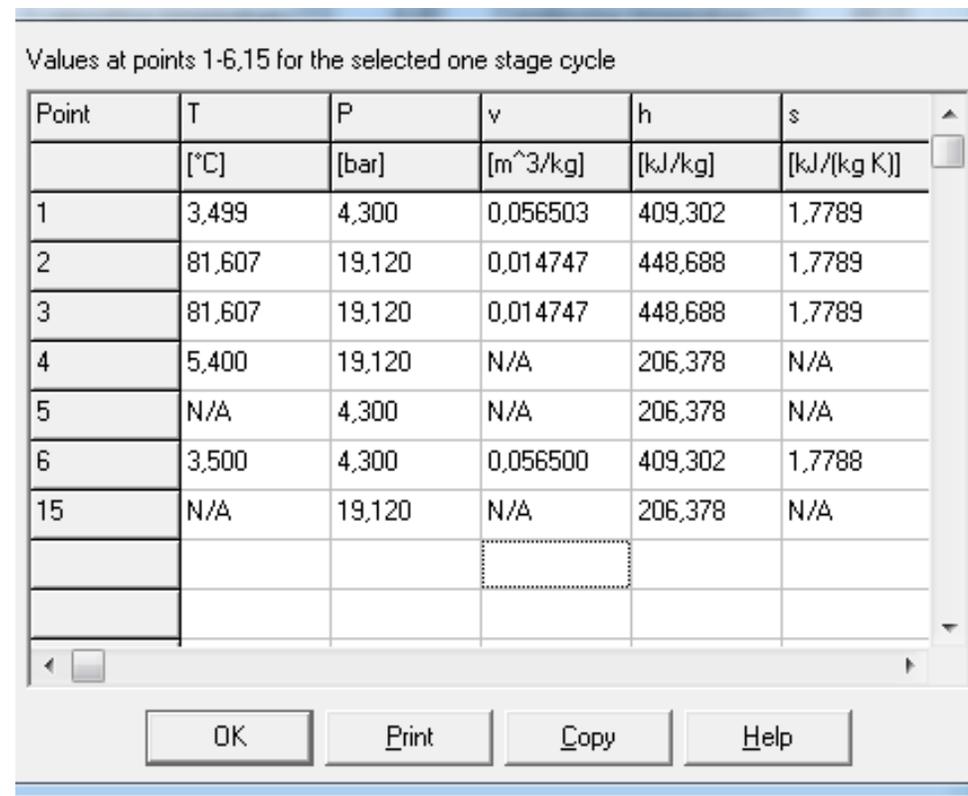


Figura 40. Datos de presiones, temperatura y entalpías, subcooling y superheat

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

En la figuras 38 a 40, se muestran los datos entregados por la simulación con un sistema ideal, donde se hallan las entalpias y entropías y así llevarlas a los modelos matemáticos para conocer la variables que debemos tener en cuenta para la realización de contenido del trabajo.

Después de hacer la simulación y obtener los resultados de entropía y entalpia del sistema ideal y comparándolo con el sistema real como lo podemos observar en las figuras 36 y 37, se puede decir que las condiciones del evaporador en ambos sistemas efectivos según los resultados se puede observar que en ambos la energía calórica están muy semejantes y la mezcla como nos lo demuestran las gráficas 38 y 35 donde se observa que el compresor no está trabajando bajo condiciones fuera de sus especificaciones establecidas. Por eso decimos que el sistema se comporta bajo un desempeño eficiente. Por lo cual determinamos de manera concreta que el sistema actual está trabajando en buenas condiciones y que las pérdidas se están presentando por fuera del sistema.

Donde la energía calórica del refrigerante en el evaporador y el compresor se puede decir que son eficientes según la figura 39 que nos provee la información de del Q_e y Q_c , Cop del sistema.

- **Reemplazo por el refrigerante R 410A**

En este punto los que hacemos es simular y evaluar el proceso haciendo del Reemplazo por el refrigerante 410A (freon)

$P_1 = 55$ psig

$P_2 = 280$ psig

$T_1 = -0.44^\circ\text{C}$

$T_2 = 69.62^\circ\text{C}$

Subcooling = 7,9

Superheat = 2,2

Datos de saturación del coolpack

En este espacio se hace la simulación en el software Coolpack, con las especificaciones propuestas para un sistema ideal para el R410a, para luego ser comparado según sus características termodinámicas, con los resultados de los datos reales del r22 de forma tal que podamos tener una referencia.

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

Datos;

$$T_1 = -0,44 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 69,62^\circ\text{C}$$

Las Entalpias (h) son (Cengel &Boles, 2012):

$$h_1 = 408,920 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_2 = 456,260 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_3 = 456,260 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_4 = 210,164 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{2s} = 464,125 \frac{kJ}{kg}$$

Presión atmosférica de Medellín = 640 mm hg (0,84 atmosferas) = 85,33 kPa

$$30 \text{ Psig} * \frac{101,325 \text{ kPa}}{14,7 \text{ Psig}} + 85,33 \text{ kPa} = 292,115 \text{ kPa} = 2,92 \text{ Bar}$$

$$290 \text{ Psig} * \frac{101,325 \text{ kPa}}{14,7 \text{ Psig}} + 85,33 \text{ kPa} = 2084,2585 \text{ kPa} = 20,84 \text{ Bar}$$

$$Q_{agua} = 121,1666 \text{ kg/min} * 4,18 \text{ kJ/kg x } ^\circ\text{C} * (24 - 12)^\circ\text{C}$$

$$Q_{agua} = 6077,716656 \frac{kJ}{min} = Q_l$$

$$\dot{m}_R^{410a} = \frac{6077,716656 \text{ kJ/min}}{(434,775 - 212,443) \text{ kJ/kg}}$$

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

$$\dot{m}_{R^{410a}} = 27.3362 \frac{kg}{min}$$

$$W_{entrada} = 27.3362 kg/min * (456,260 - 408,920) kJ/kg$$

$$W_{entrada} = 1797.7378 kJ/min$$

$$CoPR = \frac{6077,716656 kJ/min}{1797,7378 kJ/min}$$

$$CoPR = 3,38075$$

$$q_2 = (500,539 - 434,775) \frac{kJ}{kg}$$

$$q_2 = 65,764 \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_e = (434,775 - 212,443) \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_e = 222,332 \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_c = (500,539 - 212,443) \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_c = 288,096 \frac{kJ}{kg}$$

Una propuesta que se tiene es el cambio de refrigerante R22 por el 410A, se ingresó al programa coolpack, datos de un sistema ideal como se ve en las gráficas y como bien sabemos los equipos cargados con r410a trabajan con presiones un 60% superiores a los equipos cargados con r22. Donde el sobrecalentamiento y subenfriamiento es el mismo sistema de r22 y r410a, dado que el deslizamiento de temperatura (glide) es pequeño (0.2 °C). Supera en un 30% al r22 en potencia de refrigeración y tiene mayor densidad de vapor, lo que reduce el tamaño de las instalaciones, componentes y es más eficiente energéticamente, 10+20% mejor. Y presenta menor temperatura de descarga. Por tal motivo se recomienda hacer el cambio. Como bien pudimos verificar la energía calórica equivalente del refrigerante

| | | | |
|--|--|---------|--|
|  ITM Institución Universitaria | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

que se encuentra en el evaporador y compresor la podemos ver en la figura 39 lo siguiente $Q_e = 222,332 \frac{kJ}{kg}$ y $Q_c = 288,096 \frac{kJ}{kg}$ siendo más eficiente y es más amigable con el medio ambiente.

Después de haber realizado el trabajo se hizo otras mediciones de presión, temperatura, subcooling y superheat, se ingresan al programa de coolpack para poder hallar las entalpías, y entropía del sistema y poderlas llevar a las fórmulas matemáticas donde nos damos cuenta que el sistema se encuentra muy cercano al sistema modelo propuesto en la figura 40.

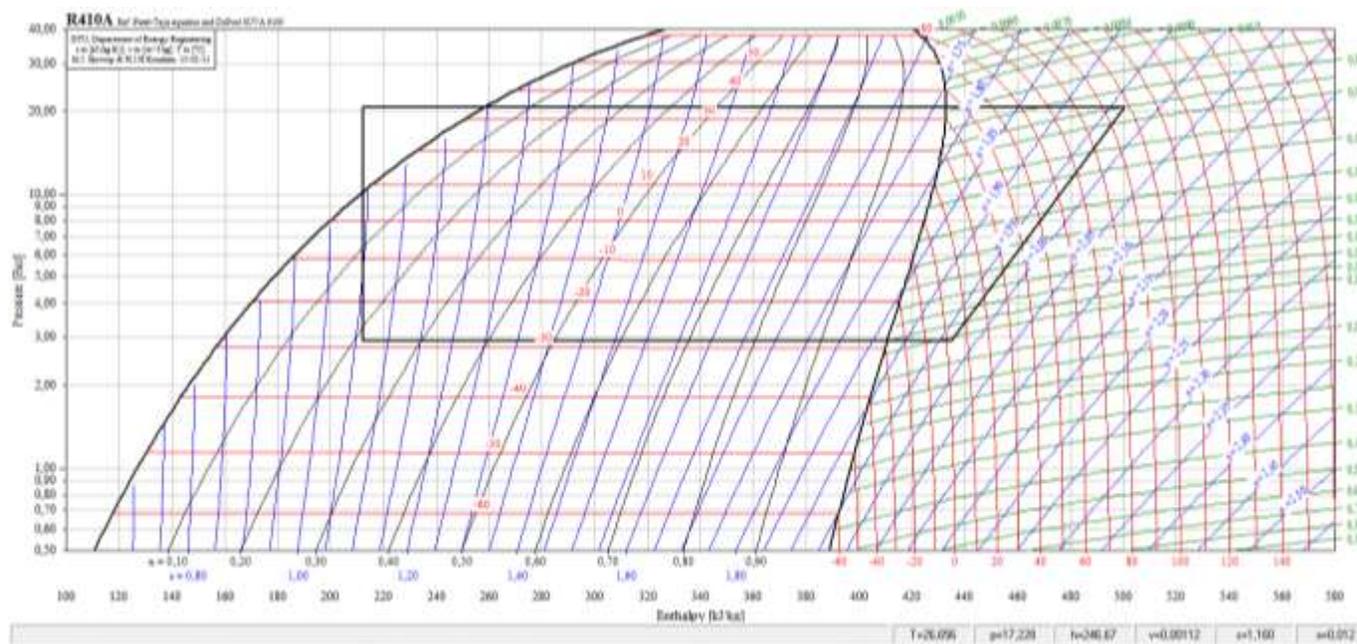


Figura 41. Diagrama del trabajo del refrigerante 410A

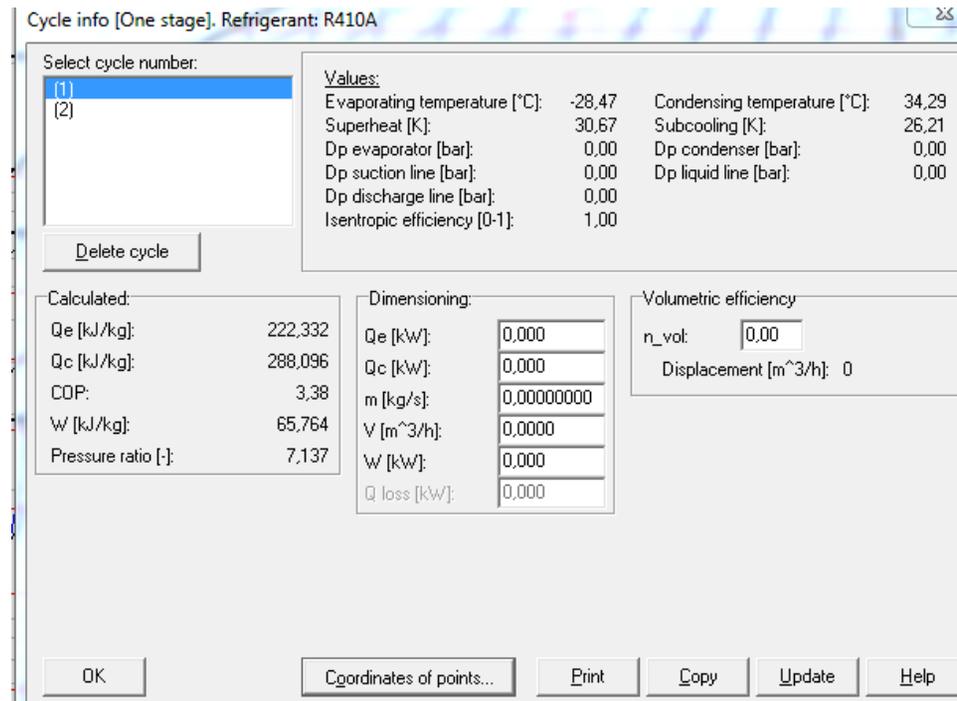


Figura 42. Información del Qe y e Qc, Cop del sistema ideal con el 410^a

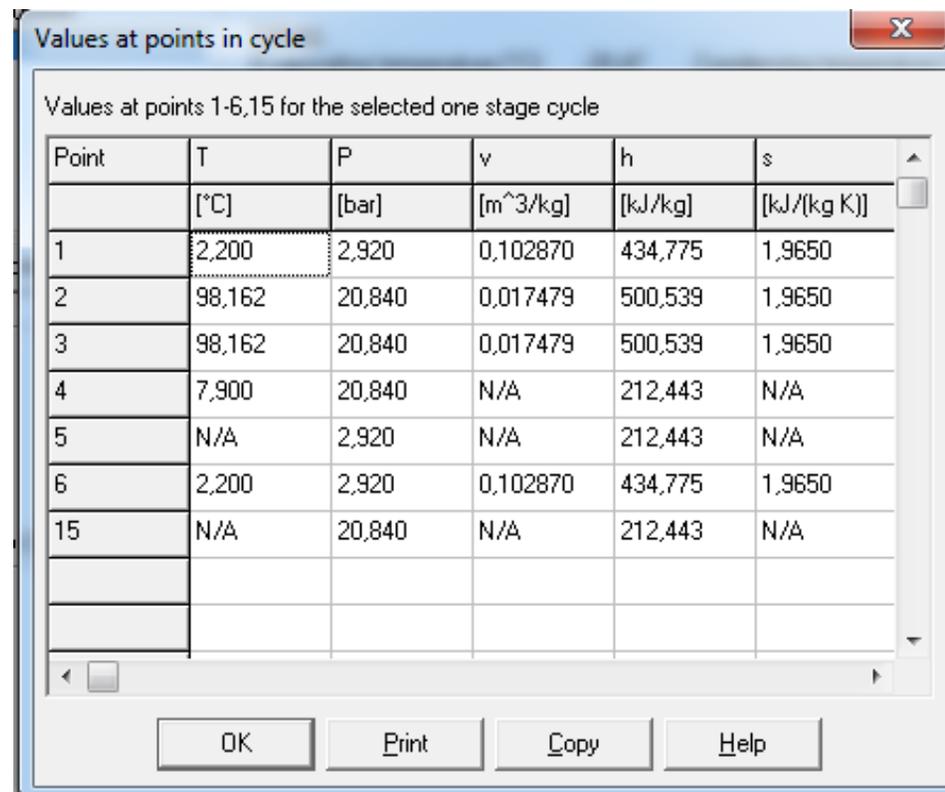


Figura 43. Datos de presiones, temperatura y entalpias, subcooling y superheat del 410A

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

En la figura 41-43 encontramos que con este modelo estamos muy cerca al modelo propuesto con el refrigerante R22 ya que si realizamos el cambio por este tipo de refrigerante nos va garantizar una buena operación en el equipo obteniéndose mucha más eficiencia y la energía calórica equivalente del evaporador y el compresor serán mucho más efectiva como nos muestran las gráficas anteriores. Otra de los resultados más importante que se puede obtener con este tipo de sustancia refrigerante es que el impacto ambiental que se le generara la medio ambiente será mínimo debido a sus propiedades y especificaciones lo que es de gran importancia. Por tal razón se recomienda hacer el remplazo de refrigerante ya que se obtendrá un mayor rendimiento con menos consumo energético, que son una de los objetivos principales en esta investigación.

5. Sistema de tubería para condiciones óptimas de trabajo que garantices la estabilidad de la temperatura deseada en el transcurso de la operación.

El sistema de tuberías actual de la empresa Idease S.A, se encuentra en la siguiente situación; todo es sistema está expuesto al ambiente, presenta condensación, este tipo de tubería es muy sensible a la temperatura exterior.

Actualmente el sistema de tubería con el que se cuenta para el transporte de agua del sistema de enfriamiento, presenta problemas de perdidas generados por condensación. Esta tubería es de material PVC; para evitar este tipo de problemas lo que se plantea es un enchaquetado todo es el sistema de tubería con un sistema de aislamiento térmico. Como se sabe el PVC es un material que deja escapar el frio fácilmente cuando está expuesto al ambiente, por eso decidimos usar un recubrimiento de un material especial que permita la estabilización del sistema actual. De acuerdo a sus características estos tipos de aislamiento se deben tener unos criterios para su elección según su aplicación.

- **Criterios técnicos para la selección del aislamiento térmico adecuado**

Los datos técnicos más importantes a tener en cuenta para la elección del aislamiento térmico de las tuberías, son los siguientes:

- **Conductividad:** Cuanto menor sea la conductividad, mejor será el aislamiento térmico del material. En la ficha técnica del fabricante, deberá figurar este valor (ensayado según normas homologadas), a una temperatura dada (generalmente son 10°C). A modo de ejemplo, en la siguiente tabla se reflejan valores

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

de conductividad térmica de una coquilla de lana mineral a diferentes temperaturas de trabajo, siendo de 0,032 W/mK para 10°C.

- **Espesor:** Especialmente relevante en la elección de un aislamiento para tuberías, es el espesor del material. Lógicamente, cuanto mayor sea este valor, mejor comportamiento térmico se obtiene. Esta magnitud, aportada por los fabricantes en milímetros, está estrechamente relacionada con los requerimientos normativos del Reglamento de Instalaciones Térmicas de los Edificios (RITE), en los que se fijan los espesores a emplear, en función de la temperatura de trabajo y los diámetros de la tubería. A continuación, a modo de ejemplo, se muestra una tabla con los espesores del fabricante del material de apartado anterior en función de los rangos de temperaturas y los diámetros de las tuberías.

Tabla 4. Conductividad térmica, propiedades (instalación y eficiencia energética.com)

| Propiedades | | Unidades | Valores |
|-------------------------------------|--------|----------------------------|-------------------------|
| Conductividad térmica (λ) | 50° C | W/(m·K) | 0,038 |
| | 150° C | | 0,055 |
| | 200° C | | 0,066 |
| | 300° C | | 0,101 |
| Reacción al fuego | | Euroclase | A2 _s -s1, d0 |
| Resistencia al vapor de agua | | m ² · h · Pa/mg | 100 |

La conductividad térmica λ a 10° C se estima a 0,032 W/(m·K) .

- **Rango de las Temperaturas de Trabajo:** Es necesario que el fabricante aporte las temperaturas máximas y mínimas de trabajo a las que pueden ser sometidas los materiales, sin que sufran deterioro.

Tabla 5. Rangos de temperaturas de trabajo (instalación y eficiencia energética.com)

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

| Diámetro interior de la coquilla | | * Espesor (mm) según temperatura fluido (cumplimiento RITE) | | | Longitud (m) |
|----------------------------------|-----|---|-------------|--------------|--------------|
| Pulgadas | mm | 40 a 65 °C | 66 a 101 °C | 102 a 120 °C | |
| 1/2 | 21 | 25 | 25 | 25 | 1,2 |
| 3/4 | 27 | | | | |
| 1 | 34 | | | | |
| 1 1/4 | 42 | 30 | 30 | 40 | |
| 1 1/2 | 48 | | | | |
| 2 | 60 | | | | |
| 2 1/2 | 76 | | | | |
| 3 | 89 | 40 | 40 | 50 | |
| 4 | 114 | | | | |
| 5 | 140 | | | | |
| 6 | 169 | | | | |
| 8 | 219 | | | | |

- Reacción al Fuego:** Aunque no es un dato a tener en cuenta para la eficiencia y ahorro energético, sí es en cuanto a seguridad y adecuación a la normativa sobre materiales empleados en las instalaciones y su reacción al fuego. La clasificación en cuanto a su reacción al fuego, debe ser la correspondiente a la norma UNE EN 13501-1:2007+A1:2010 y los requerimientos exigidos en el documento básico DB SI del Código Técnico de la Edificación

- ¿Qué Eficiencia Energética aporta el Aislamiento Térmico de las Tuberías?**

Tanto en obra nueva, por la aplicación de la normativa correspondiente, como en rehabilitaciones o mejoras energéticas de edificios, la instalación de un aislamiento térmico adecuado en las conducciones, accesorios y depósitos de acumulación de instalaciones de agua fría o caliente, aportan un ahorro energético considerable, con un período de amortización muy reducido (entre 6 meses y un año).

Para ofrecer datos concretos, el ahorro máximo que se puede conseguir está en torno a un 85-90% con respecto a una instalación sin aislar. En el siguiente gráfico de una marca comercial, se indican los ahorros en función del espesor y diámetro de las tuberías

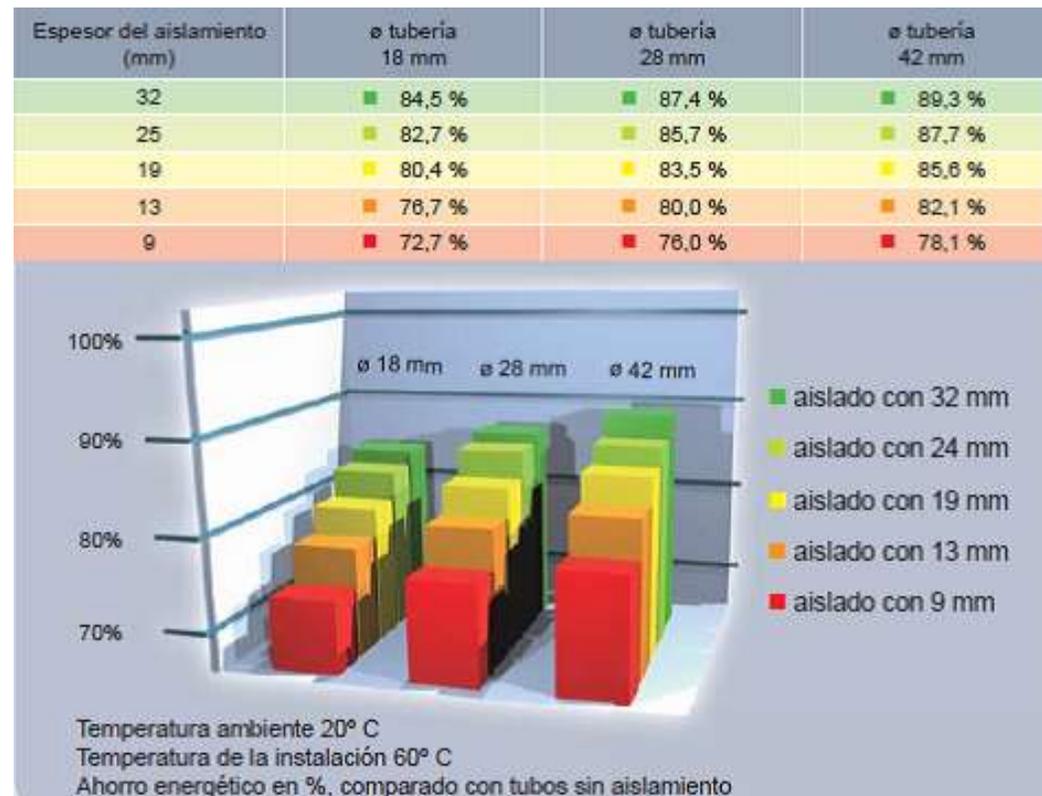


Figura 44. Ahorros en función del espesor y diámetros de las tuberías. (Instalación y eficiencia energética.com)

En la figura 44 se pueden observar las pérdidas con las tuberías sin aislar, y con diferentes espesores, en función de los diámetros. A mayor diámetro sin aislamiento, mayores pérdidas, mientras que con tuberías aisladas, las diferencias son mínimas.

- **Requisitos del aislamiento térmico de redes de tuberías**

Este revestimiento que proponemos evita la condensación y humedad garantizando que la temperatura se mantenga estable en el interior; la condensación y humedad es un problema que puede causar fallas en el sistema como desperdicio de energía que es los que están pasando en nuestro caso y perdida de rendimiento térmico, moho, generación de incrustaciones internas, entre otros. Por eso no cualquier aislante se debe seleccionar, sino el específico para nuestra necesidad. Hemos escogido y seleccionado un material con células cerradas como la espuma elastomérica está diseñada para prevenir todos estos problemas. En el mercado, existen numerosas soluciones para realiza el aislamiento térmico de las tuberías empleadas en

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

las instalaciones, este material posee baja conductividad térmica, excelente y facilidad y rapidez de instalación.

- **Espuma o Coquillas elastomericas**

Es un aislamiento térmico formado por caucho por caucho sintético y con estructura celular cerrada. Se presenta en forma de coquillas, para el aislamiento térmico de tuberías, y de planchas para el aislamiento térmico de conductos destinados para el enfriamiento y los accesorios.



Figura 45. Coquilla de espuma elastomericas (instalación y eficiencia energética.com)

6. Propuesta de control bombas y balance hidráulico.

Se propone un sistema de control que manejara de forma coordinada la operación de las bombas y a su vez se obtendrá un balance hidráulico acorde a las condiciones de trabajo que actualmente tiene empresa.

Sistema de Climatización con Bombeo Primario Secundario con Flujo Variable y Válvulas de dos Vías.

Este sistema de enfriamiento por agua fría se compone como sabemos por dos procesos, se puede definir como un proceso primario y otro secundario. El circuito primario utiliza como refrigerante una sustancia química con la propiedad de entrar en ebullición a bajas temperaturas (R22, R410A) y su funcionamiento se basa en un sistema de

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

refrigeración por compresión de vapor, el cual está compuesto por cuatro elementos principales, evaporador, compresor, condensador, dispositivo de expansión.

El circuito o proceso secundario los definimos como aquel que utiliza como sustancia enfriadora agua helada y está compuesto y constituido por sistemas de bombeo, sistemas de distribución de agua y unidades de intercambio de calor.

En este sistema es conveniente separar las acciones para disminuir los gastos energéticos y analizar el bombeo primario y el bombeo secundario por separado.

Bombeo Primario: Dependiendo de la magnitud del sistema, el consumo de las bombas del sistema primario puede ser significativo y la utilización de variadores de velocidad permite disminuir apreciablemente los valores de consumo. Esta forma de operación compensa automáticamente los cambios de flujo en el sistema secundario, impidiendo que un cambio brusco en su flujo provoque variaciones de flujo en el sistema primario causando disparos de las protecciones antihielo.

Al regularse el flujo y mantener el necesario en el sistema primario para satisfacer la demanda del secundario, se varía la velocidad de las bombas en vez variar presiones ajustando válvulas, lo que se traduce en un ahorro importante de energía. El controlador PID de los variadores de velocidad se encarga de operar el sistema eficientemente.

Normalmente las bombas se calculan para una potencia que está entre un 15 % y un 25 % por encima de la necesaria para prevenir cambios en las instalaciones.

Sin variadores de velocidad esta potencia se pierde en la válvula de mariposa, con la utilización de estos se disminuye la velocidad de la bomba y se ahorra esa potencia.

La relación entre la velocidad y la potencia consumida es cúbica, razón por la cual cuando ajustamos el sistema disminuyendo el caudal con variadores de Velocidad, se logra un considerable ahorro de energía.

Adicionalmente se consiguen ahorros porque no son necesarias válvulas de mariposa, arrancadores suaves, bancos de condensadores para elevar el factor de potencia y protecciones adicionales, porque el variador de velocidad asume estas funciones.

Los costos de mantenimiento se reducen con el uso de variadores de velocidad, ya que permiten operar los equipos bajo condiciones mucho menos severas. Una ventaja adicional del uso de estos equipos es que tienen incorporado un controlador PID diseñado especialmente para estos usos, lo que elimina la necesidad de instalar equipos adicionales para el control de la operación.

El cálculo del tiempo de recuperación de la inversión para el ejemplo anterior es de 0 a 6 meses:

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

[Costo del Variador + Costo de los Fluómetros – costos de: (válvulas de mariposa + arrancador suave + cableado + regulador del factor de potencia) – ahorro en montajes] / [Energía ahorrada + costo mantenimiento anual] = recuperación de 0 a 6 meses.

Bombeo Secundario: En los sistemas con flujo variable, las bombas del sistema secundario son las encargadas de distribuir a la carga el agua producida por el sistema primario, acorde con las necesidades del flujo variable del sistema. Debido a que el flujo es variable en el secundario, puede mantenerse la mínima presión necesaria para reducir el ruido en el sistema y mejorar la eficiencia.

Con el estándar primario secundario con variadores de velocidad, con este se consigue un considerable ahorro de energía y una sustancial disminución de los gastos de mantenimiento.

Ahora el flujo del sistema secundario es variable debido a que el control de las bombas se hace a través de variadores de velocidad, estos facilitan que las bombas varíen su velocidad respondiendo a la curva de requerimientos del sistema. Se consigue un ahorro de energía importante en las bombas y las enfriadoras al bombearse solamente la cantidad de agua necesaria para cubrir la

Carga Térmica instantánea. La sobre presurización de las válvulas de dos vías se elimina y por ende disminuyen las roturas y con ellas los gastos de mantenimiento.

Esto implica un cambio de un sistema con volumen variable y velocidad constante a un sistema con volumen variable y velocidad variable, razón por la cual se puede seguir ahora la curva del sistema en vez de la curva de la bomba. Cambio se satisfacen las verdaderas necesidades del sistema, lo que permite entregar en cada caso sólo la energía estrictamente necesaria para satisfacer la demanda

Cuando se alcanza en el proceso la temperatura deseada, el control actúa y cierra la válvula de dos vías, aumenta la presión en el sistema, los presostatos diferenciales envían la señal a los variadores de velocidad que disminuyen la velocidad de las bombas para mantener el diferencial de presión fijado. Al reducirse la velocidad de las bombas estas trabajan más desahogadamente y su desgaste es menor, aumentando su tiempo de vida y disminuyendo los gastos de mantenimiento. De igual forma al controlarse la presión a través de las válvulas de dos vías éstas nunca se ven sometidas a una sobre presurización, sufriendo menos desgaste y evitándose aperturas indeseadas.

Ahorro energético con el uso de variadores de velocidad es evidente; La razón es obvia, cuando se sitúa el sensor junto a la descarga de las bombas el set point de presión debe ser mayor porque hay que considerar las pérdidas en la tubería para que en las válvulas de dos vías la presión sea adecuada. Este valor de presión habrá que mantenerlo como set point en todo el rango del flujo.

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

En el caso que el sensor se sitúa junto a las válvulas de dos vías el valor de presión a la que se ajustará el set point será a la mínima, para que las válvulas operen adecuadamente y en este valor estarán consideradas las pérdidas en las tuberías. En este caso, al disminuir el flujo y las pérdidas, la velocidad del variador disminuirá para mantener la presión prevista en las válvulas y por ende el consumo del motor de la bomba.

7. Sistema de control

Para la implementación del sistema de control se propuso un sistema de monitoreo y control del proceso de enfriamiento de chiller, donde se obtenga una interacción entre el usuario con los ciclos refrigeración, alarmas de falla y pantallas de proceso. Normalmente el control de equipos y sistema de enfriamiento incluye la regulación de la temperatura, la humedad, la presión y caudal del agua. Esto requiere la utilización de dispositivos de control mecánico y electrónico e implica la intervención humana en la conexión y desconexión de las diferentes unidades del sistema, en la fijación de los valores de consigna deseados y en el ajuste de los parámetros que determinan el modo de regulación empleado. Por tal motivo será necesario que el personal entienda los fundamentos de la teoría de control, la terminología empleada y los principios operativos de los dispositivos utilizados. También en este control permitirá un manejo coordinado de las bombas

7.1 Criterios

- Finalidad del sistema de control
- Topología de lazo de retroalimentación
- Naturaleza de los elementos que intervienen en el sistema de control

El objetivo principal de este control es el de mantener la salida entorno a un valor preestablecido (consigna o set point).

Este sistema tiene como objetivo provocar que su salida, generalmente de carácter mecánico, según la evolución de la señal de consigna, el sistema de control recibe el nombre de servosistema.

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

Topología del lazo de realimentación; el control de este sistema; alterna las variables del sistema, modificando el régimen de funcionamiento del equipo para adaptarse a los requerimientos de carga. Esto puede conseguirse mediante el empleo de uno de los dos tipos de lazos de control usado habitualmente: los sistemas de lazo abierto o los sistemas de lazo cerrado

El sistema de control de lazo abierto la medida de la variable que se desea controlar no interviene en la modificación de la acción de control, es decir, la salida del sistema no tiene ningún efecto sobre la acción de control. Un ejemplo de este tipo de control es el que se obtiene al intentar mantener estable la temperatura de una cierta dependencia de un edificio, aportando más o menos calor de acuerdo con la variación de la temperatura exterior.

El sistema de control de lazo cerrado presenta una mejora estable sobre los lazos abiertos. El elemento de control mide los cambios la variable controlada y actúa sobre el dispositivo controlado para provocar un cambio opuestos, cuyo efecto es de nuevo medido por el controlador.

La finalidad de un sistema de estos es la de mantener un valor de una cierta variable física, en este caso será la temperatura, próxima al valor deseado

Este sería el sistema para el tipo de control que se propondría para la empresa Idease S.A.

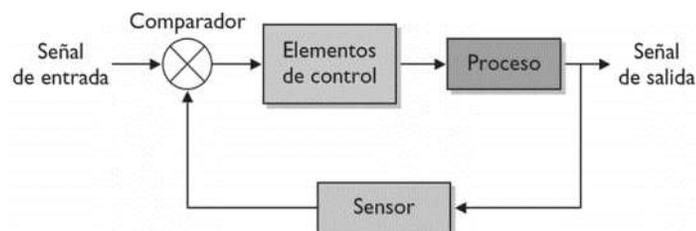


Figura 46. Control lazo cerrado (Kalipedia, 2007,)

7.2 Sistema de control actual

Después de analizar el sistema de control de los chiller, se puede afirmar que no existe ningún tipo de control debido al diseño y funcionamiento actual del proceso.

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

Este sistema de control permitirá implementar y ejecutar un manejo completo que se comportara dependiendo de las necesidades del sistema. Las variables y operaciones que se controlaran será:

- Verificar temperatura y presiones.
- Alternar el encendido de los Compresores
- Comprobar el encendido individual de los compresores
- Encendido de los ventiladores condensadores
- Reset de falla: reestablece el sistema después de corregir una falla
- Control de corriente por relé térmico
- **Control del caudal**
- Protección de voltaje
- Control de flujo de agua
- Activar o desactivar indicadores de funcionamiento
- **Verificar y controlar el nivel del agua del estanque**
- Activar o desactivar la bobinas solenoides
- Control de temperatura de seguridad
- **Control de coordinación de bombas**

Para

Para el montaje del sistema de control de los equipos enfriadores requeriran de una instrumentación y dispositivos específicos que se deben de manejar de tal forma que se describirán a continuación en la tabla siguiente:

Tabla 6. Funcionalidad de cada elemento

| | |
|----------------------------|--|
| Red eléctrica 440VAC, 60HZ | Proporcion la energía eléctrica al sistema |
| PLC | Elemento encargado de procesar y controlar el ciclo de refrigeración de los chiller |
| Sensores | Suministran la información que es procesada por el PLC |
| Válvulas solenoides | Controla el flujo del gas refrigerante |
| Protecciones eléctricas | Controla la calidad de la energía, protege cargas trifásicas contra sobre y subtension, asimetría angular, asimetría modular, falta de fase y secuencia de fase. |

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

| | |
|-------------------|--|
| Swiches muletilla | Permite el paso de corriente a los diferentes componentes electromecánicos de los chillers |
| Filtro secador | Protejan el sistema de refrigeración contra la humedad, las partículas salidas y los ácidos |
| Tubería | Medio físico encargado de transporta el gas refrigerante por todo el circuito de refrigeración |
| Compresores | Succión el vapor refrigerante y reduce la presión en el evaporador, eleva la presión del vapor refrigerante para que la temperatura de saturación sea superior a la temperatura del medio ambiente |
| Ventiladores | Extraer el exceso de calor del serpentín |
| Serpentín | Ayuda a disipar las altas temperaturas con la que circula el gas refrigerante por la tubería del serpentín. |
| intercambiador | Proporciona una superficie donde el líquido a enfriar transfiere el calor al gas refrigerante, el cual se evapora a tiempo de ir absorbiendo el calor |

7.3 Control del por medio de un PLC

El programa que se propondrá para el control del proceso de enfriamiento y toda su carga térmica, se da de acuerdo a las especificaciones y requerimientos del proceso de la empresa.

- **Programa del control**

Se realizan acondicionamiento de las señales análogas, la primera actividad será obtener las señales análogas, determinar tipo y magnitud de estas señales. Luego la señal entregada por el transductor que presenta el equipo.

Tabla 7. Especificaciones de traductor de presión (Apex Controls, LLC 2014).

| | |
|--|--------------------------------------|
| YORK 025-29139-001 PRESSURE TRANSDUCER | |
| | |
| Rango de medición | 0-400 PSI |
| Señal de salida | 0,5 – 4,5 Vdc @ 5Vdc (Ratiométrico) |

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

| | |
|--------------------------|---|
| Alimentación eléctrica | 4,5 – 5,5 Vdc |
| Temperatura de operación | LP: -30 a +40°C (max. 16 bar) HP: 0 a +80°C (> 16 bar) |
| Conexión | ¼" NPT |
| Grado de protección | EMC (ruidos electromagnéticos) |

En cuanto a la parte electrónica se usara un PLC Logo 12/24 de Siemens; este dispositivo es el que nos va recibir, procesar y controlar las señales análogas de los diferentes sensores.

- **Características del logo12/24 RC**

Tabla 8. Características Logo SIEMENS S.A. (2011).

| | |
|---|---|
| Tensión de entrada | 12/24 V c.c. |
| Margen admisible | 10,8 ... 28,8 V c.c. |
| Consumo de corriente | 25 ... 50 mA |
| Compensación de fallos de tensión | tip. 5 ms |
| Potencia disipada en caso de | |
| • 12 V | 0,3 ... 0,6 W |
| • 24 V | 0,6 ... 1,2 W |
| Separación galvánica | no |
| Protección contra inversión de polaridad | sí |
| Borne PE | para la conexión de tierra y pantalla del cable de medición analógico. |
| Entradas analógicas | |
| Cantidad | 2 |
| Tipo | unipolar |
| Rango de entrada | 0 ... 10 V DC (impedancia de entrada 76 kΩ) o 0 ... 20 mA (impedancia de entrada <250 Ω) |
| Resolución | 10 bit a 0 ... 1000 normalizado |
| Tiempo de ciclo para la formación de valores analógicos | 50 ms |
| Separación galvánica | no |
| Longitud de la línea (blindada y trenzada) | 10 m |
| Alimentación del encoder | Ninguna |
| Límite de errores | +/- 1,5 % |

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

De estas 8 entradas digitales se puede configurar 2 o 4, como entradas analógicas, de acuerdo a nuestras necesidades; en nuestro caso, solo se van a utilizar 2 entradas análogas, ya que son 2 transductores los que van a generar señal de presión.

Las entradas I7 (AI1) e I8 (AI2) están disponibles como entradas analógicas en la Configuración estándar, tanto si se utilizan como si no. Las entradas I1 (AI3) e I2 (AI4) son entradas analógicas o. Características básicas del Logo 12/24 RC opcionales

7.4 Análisis del control

Esta propuesta de control consiste en un sistema eléctrico que le partirá tener control del encendido de los compresores, ventiladores, de las presiones de los circuitos de refrigeración para que su funcionamiento sea por alta y baja presión, además tener un control de la temperatura del líquido que refrigeración para evitar congelamiento, así como el congelamiento del mismos equipo. En el sistema se podrá visualizar las alertas por un funcionamiento no adecuado del chiller, apertura y cierre de las válvulas solenoides en los circuitos de refrigeración, un control del caudal, nivel del agua y demás variables, control del voltaje de alimentación del equipo (fases de voltaje). Control de encendido y apagado de los compresores en forma alternada para así tener un desgaste uniforme de los compresores y a su vez regulando el accionamiento de las bombas dependiendo de la carga exigida y la necesidad del proceso.

Con este sistema de control se podrá optimizar en el proceso de trabajo de las bombas del sistema, ya que establecera un control que permitirá la ejecución del balance hidráulico que se quiere; de una forma coordinada haciendo que el trabajo de operación que tengan estos dispositivos sean los más eficientes posibles, donde la energía de trabajo que se use sea la realmente necesaria y mejore la optimización de los procesos de acuerdo a las condiciones de trabajo que actualmente tiene la empresa.

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

8. PROPUESTA TORRE DE ENFRIAMIENTO

Se pensó en proponer el reemplazo del sistema de enfriamiento del agua con el que cuenta la empresa actualmente por un sistema diferente, se propuso la implementación de una torre de enfriamiento que

En todo ciclo de generación de energía, refrigeración o procesos industriales, el calor debe ser eliminado. Sucede así en plantas de proceso y químicas, motores de combustión interna, ordenadores y sistemas electrónicos. Por ejemplo en centrales térmicas de combustibles fósiles, con una eficiencia de alrededor del 40%, más del 40% del calor de entrada debe ser transferido fuera por los sistemas de refrigeración. En centrales nucleares con menor eficiencia, aún más calor debe ser disipado.

El método de refrigeración más simple y barato usado durante años, fue mediante el uso de intercambiadores de calor que daban entrada agua de ríos u océanos y lo devolvían a estos a una temperatura más elevada. En los países industrializados, el aumento de temperatura permitido está a menudo limitado e impide el uso de agua directo de la naturaleza. En estos casos, el agua que se utiliza para disipar el calor generado está continuamente re-circulando por la torre, o torres, de refrigeración para transferirlo directamente a la atmosfera.

Por lo tanto, la razón primordial de uso de las torres de refrigeración húmedas es disipar el calor generado en un proceso, contenido en el agua, y devolverlo a la atmosfera de una forma eficiente y económica.

Las torres de tiro mecánico, provistas de ventiladores y motores, son las más comunes, y pueden ser de tiro forzado, con ventiladores inyectando aire en su parte baja, o de tiro inducido, con los ventiladores expulsando aire en su parte alta.

Las torres de flujo cruzado y tiro inducido, tradicionalmente se han construido con estructuras de madera, y utilizan riego por gravedad. Su ventaja principal es tener menor presión estática del aire y del agua, con el consiguiente ahorro de energía, importante en tamaños grandes. Otra ventaja importante es que el ensuciamiento o incrustaciones de las aletas de los ventiladores son menor que en el tipo de tiro forzado, ya que el aire entra primero en contacto con el agua, que ejerce un efecto de lavado, manteniendo las aletas limpias.

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

7.1 Tipos de Torres de enfriamiento

Debido a la relativa simplicidad del mecanismo evaporativo que usa una torre de refrigeración, existen una infinidad de tipos de torres, por lo que expondremos los más usuales. Hay que recordar que todas ellas se rigen por el mismo principio: disipar el calor del agua a la atmósfera mediante enfriamiento evaporativo.

Se podrían realizar diversas clasificaciones tipológicas, por ejemplo:

- Atendiendo a tiro natural o tiro forzado.
- Atendiendo a flujo cruzado o contra flujo.
- Húmedas, secas o híbridas.

En las torres de tiro natural el flujo másico de aire que atraviesa la torre es creado por la diferencia en densidades entre el aire húmedo y caliente dentro de la torre y el aire exterior más denso. Existen tipos con flujos cruzados y a contracorriente.

Las torres de hormigón características de este tipo de torres tienen forma hiperbólica y habitualmente sobrepasan los 180 m. de altura. Es posible reducir el tamaño de las torres instalando ventiladores axiales en su base.



Figura 47. Torres de tiro natural en central térmica(A Blanco García - 2011)

- **Torre de tiro natural en flujo cruzado.**

Las torres de flujo cruzado tienen una configuración de empaquetamiento en la cual el aire fluye de forma perpendicular al agua que desciende de forma vertical.

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

El agua caliente es repartida a las balsas de distribución situadas sobre el empaquetamiento, montado este en anillo alrededor de la base de la torre, y es distribuido por gravedad a través de boquillas de baja presión en el suelo de la balsa.

Esta disposición hace más fácil el mantenimiento, ya que el empaquetamiento es más accesible, pero baja la eficiencia termodinámica.

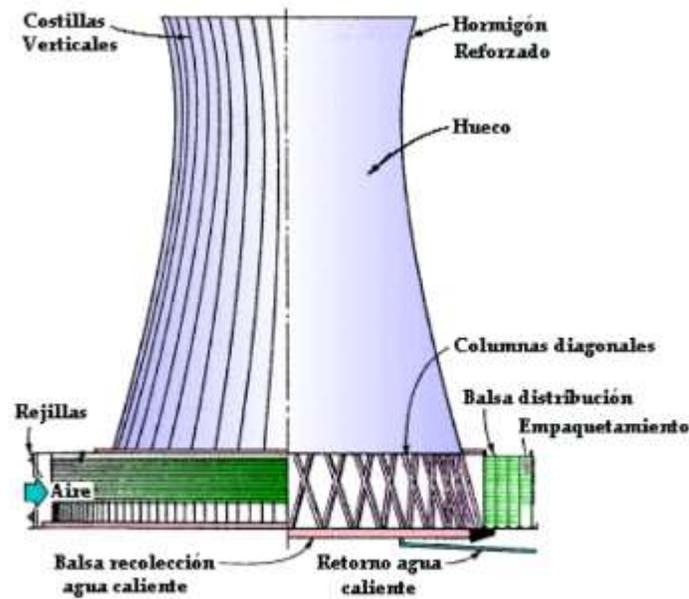


Figura 48. Torre de tiro natural en contra flujo. (A Blanco García - 2011)

En este tipo, el aire fluye verticalmente hacia arriba, y el agua verticalmente hacia abajo. La aspersion en la parte alta del empaquetamiento se realiza mediante boquillas a presión.

Se caracterizan por su gran altura, la cual provoca, debido a la diferencia de densidades de aire a la entrada y salida, que el aire circule a través de ella de forma natural. A causa de esto, se pueden producir cambios climáticos cerca de ellas al expulsar el aire caliente, y como este sale casi saturado, se pueden dar casos de corrosión en estructuras metálicas adyacentes. Dentro del tiro natural, se puede ayudar a este por medio de ventiladores, lo que sería un tiro combinado.

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |



Figura 49. Torre de tiro natural de tiro asistido a contra flujo(A Blanco García - 2011)

En este tipo de torres se sitúan un determinado número de ventiladores en la entrada de la torre, forzando al flujo de aire a entrar en ella. Esto es usado en lugares con temperaturas ambientales elevadas, porque existe una menor diferencia de temperaturas entre el interior y exterior de la torre y un consecuente menor flujo másico la atraviesa. También deben ser consideradas cuando la recirculación de la columna de aire es excesiva, es decir, parte del aire en la salida recircula hacia la entrada. Además, se usan para reducir la altura de la torre en lugares donde el efecto visual y medioambiental de estas es un factor determinante.

- **Torre de tiro natural de tiro asistido a flujo cruzado.**

Los ventiladores están situados entre la entrada de aire a la torre y el empaquetamiento. También se busca en este uso reducir la altura de la torre

- **Torre de tiro natural de tiro asistido a contra flujo**

En este tipo de torres se sitúan un determinado número de ventiladores en la entrada de la torre, forzando al flujo de aire a entrar en ella. Esto es usado en lugares con temperaturas ambientales elevadas, porque existe una menor diferencia de temperaturas entre el interior y exterior de la torre y un consecuente menor flujo másico la atraviesa. También deben ser consideradas cuando la recirculación de la columna de aire es excesiva, es decir, parte del aire en la salida recircula hacia la entrada.

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

También se usan para reducir la altura de la torre en lugares donde el efecto visual y medioambiental de estas es un factor determinante.

- **Torre de tiro natural de tiro asistido a flujo cruzado.**

Los ventiladores están situados entre la entrada de aire a la torre y el empaquetamiento. También se busca en este uso reducir la altura de la torre

- **Torres de tiro mecánico**

El suministro de aire a la torre se hace por medio de un ventilador que fuerza una corriente de aire en la torre, venciendo una resistencia. Al principio se usaron ventiladores centrífugos, pero debido al menor coste y menor desgaste de palas se usan los ventiladores axiales. Existen 2 tipos atendiendo a la forma de hacerlo, si el ventilador se encuentra a la entrada de la torre el tiro es forzado, y si se sitúa cerca de la salida el tiro es inducido.



Figura 50. Torres de tiro mecánico(A Blanco García - 2011)

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

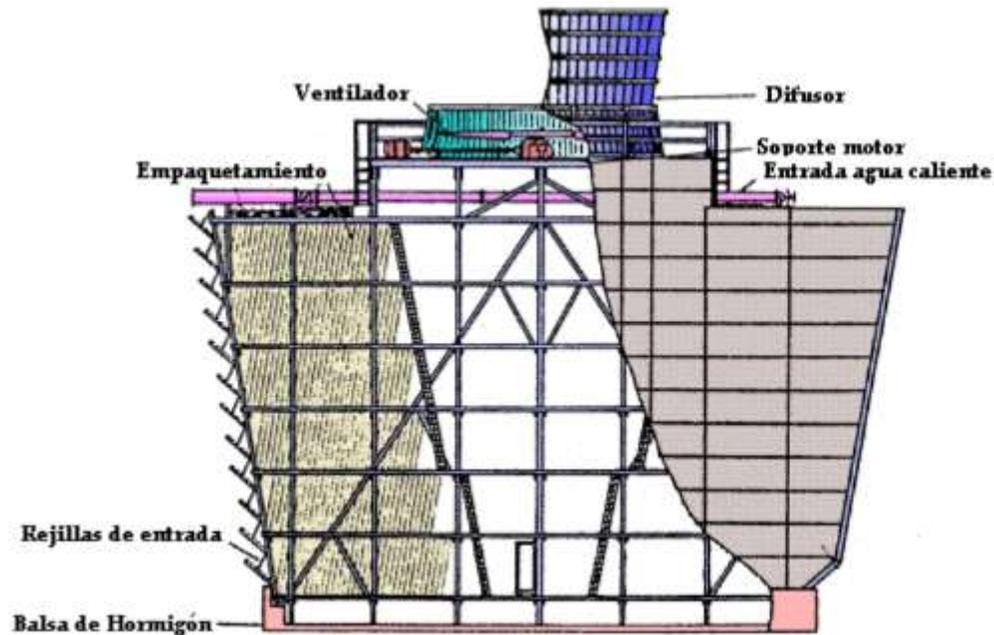


Figura 51. Torre de tiro inducido en flujo cruzado. (A Blanco García - 2011)

En este tipo de torres, el aire fluye de forma horizontal en el empaquetamiento de la torre inducido por la acción del ventilador en la parte superior, mientras que el agua fluye diagonalmente por gravedad a través del empaquetamiento. El empaquetamiento es instalado a un cierto ángulo con la vertical para disminuir la fuerza de arrastre de la corriente de aire entrante sobre el agua, impidiendo así que el V abandone el empaquetamiento antes de tiempo. La configuración de flujos cruzados permite disminuir la altura de la torre, ya que para conseguir un mayor flujo másico de aire en la entrada es suficiente con aumentar el ancho de esta. La recirculación entre entrada y salida es menor que en torres de tipo forzado, ya que la ubicación del ventilador en la salida permite mayores velocidades en salida y menores velocidades en la entrada. Para mover la misma masa de aire, se requiere una mayor potencia en el ventilador que en tiro forzado ya que este está más caliente y contiene una mayor cantidad de vapor de agua que el aire a la entrada.

- **Torre de tiro inducido en contra flujo**

Como en el tipo anterior el ventilador se sitúa a la salida de la torre, mejorando así la recirculación. El aire fluye en dirección vertical y en sentido contrario al agua. Este hecho minimiza la velocidad del aire por lo que requiere al ventilador una mayor pérdida de carga.

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |



Figura 52. Torre de tiro inducido en contra flujo(A Blanco García - 2011)

En contrapunto con el tipo anterior requiere de una mayor presión en el sistema de bombeo, para alcanzar a cubrir toda la superficie del empaquetamiento.

- **Torre de tiro forzado en contra flujo**

El ventilador se sitúa a la entrada del flujo de aire en la torre por lo que es forzado a entrar en el sistema. El aire pasará a través del empaquetamiento donde ha sido pulverizada el agua por los sprays produciéndose el intercambio de calor.

Su mantenimiento es fácil de realizar, y tienen la ventaja de que el ventilador trabaja con aire “seco” disminuyendo así la potencia al eje

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

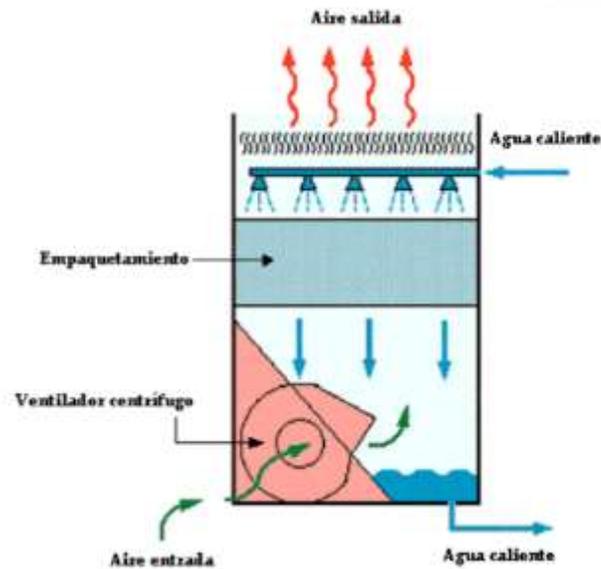


Figura 53. Torre de tiro forzado en contra flujo(A Blanco García - 2011)

7.2 Propuesta de la torre de enfriamiento

Para la empresa Idease S.A. seleccionaríamos una torre de tiro forzado en contraflujo las torres de enfriamiento son diseñadas y construidas en diversa configuración y tamaños por lo que reconocer y comprender las diferentes configuraciones, ventajas y limitaciones de cada una es básico de cara a especificar la solución más efectiva para un determinado uso.

La eficiencia total de una torre de enfriamiento esta relaciona directamente con el diseño del sistema de distribución de agua, ya hablamos un poco sobre historia y definición y clases de torres, ahora nos enfocaremos en el tipo de torre que seleccionaríamos que sería la de tiro inducido y flujo cruzado; el cual se basa en el uso de un ventilador que induce una corriente da aire. Este aire penetra a través de unas rejillas situadas en ambos laterales de la torre, y atraviesa una zona dominada por el equipamiento, donde se produce intercambio de calor entre el aire y el aire exterior. El intercambio de calor es producido en un alto porcentaje por enfriamiento evaporativo, en virtud del cual parte del agua caliente se evapora y pasa a formar parte del aire entrante, formando una mezcla saturada de aire y vapor.

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

A consecuencia de este proceso el agua disminuye su temperatura y el aire abandona el empaquetamiento arrastrando agua aun en estado líquido, en forma de gotas, que son separadas de la corriente por eliminadores.

El agua a enfriar se distribuye por gravedad desde las balsas situadas sobre el empaquetamiento mediante orificios practicados en el suelo de estas.

7.2.1 Especificaciones técnicas de la torres de enfriamiento

Torre de enfriamiento Marca BAC, modelo VTL serie V Contracorriente, Tiro Forzado, Ventilador Centrifugo, 16 - 272 Toneladas Nominal eb 48 - 816 USGPM A temperaturas de 95°F a 85°F, 78 F°BH, costo aproximado de 1'200.000.000 en pesos colombianos.



Figura 54 torre de enfriamiento, VTL tiro forzado en contracorriente (Baltimore Aircoil Company – 2014)

Las torres de enfriamiento series V proveen la solución a los escenarios de enfriamiento que presentan más reto. Ideal para aplicaciones donde existen ductos externos u otras fuentes de presión estáticas externa, las VTL, VTO y VT1 se pueden usar para aplicaciones interiores y exteriores. Con la adición de rellenos de acero, las torres de enfriamiento series V son también ideales para aplicaciones en las que se manejen altas temperaturas. Este es una Serie V instalación flexible.

Ventiladores centrífugos ideales para trabajos donde existen ductos externos y otras fuentes de presión estática externa, puede instalarse en interiores en interiores, son de bajo perfil encajan muy bien en salas de máquina con techos bajos y se pueden esconder fácilmente detrás de paredes con persianas.

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

7.2.2 Poco impacto al medio ambiente

Eficiencia energética Todas las unidades cumplen o exceden los requerimientos de eficiencia o, energética de la Normativa de ASHRAE 90.1, motores de ventilador de eficiencia Premium y aptos para uso con moduladores de frecuencia (premium efficiency/inverter dutym), el sistema de ventilador Baltiguard prevee redundancia y ahorro de energía al proporcionar un motor.

Opciones de reducción de sonido Ventiladores centrífugos con características intrínsecas de bajos niveles de ruido, los atenuadores de sonido diseñados en fábrica están disponibles tanto para la toma, como para la descarga de aire (opcional), para la áreas particularmente sensitivas al sonido, se puede acomodar la unidad poniendo la cara del panel, que es más silenciosa, hacia el área sensitiva.

7.2.3 Fácil mantenimiento

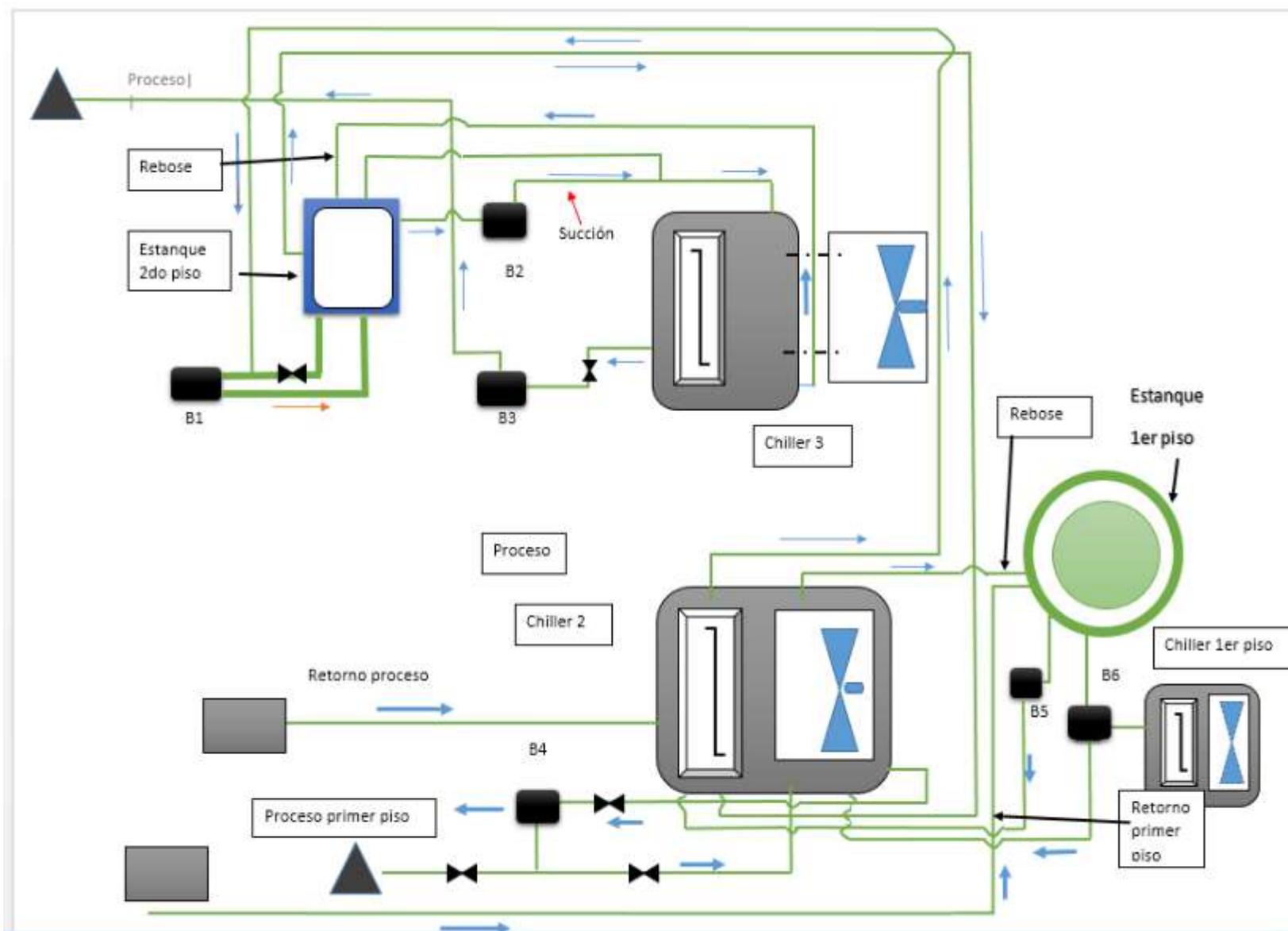
Los ventiladores, motores y el sistema mecánico están localizados fuera de la corriente de la descarga de aire húmedo, protegiéndolos de la humedad, condensación y formación de hielo, y a la vez facilitando del mantenimiento. Todas las partes móviles esta localizadas cerca a la base de la unidad, al alcance de la mano para facilitar su limpieza, lubricación y ajuste. Las boquillas son anti-obstrucción, lo cual reduce los costos de mantenimiento y asegura la operación eficiente del equipo caja de ventilador dividida para facilitar el reemplazo de los componentes.

Ventilador centrífugo para aplicaciones de interiores, transporte e izaje en una sola pieza, adecuado para aplicaciones sensibles al sonido, aplicaciones industriales con alta temperatura, sistema de ventilacion

Partiendo de lo anteriormente expuesto se puede establecer que la opción de una torre de enfriamiento de agua de las extrusoras de la empresa Ideace S. A se podría implementar una torre de tipo forzado en contra flujo, se debe tener en cuenta que requiere de una inversión alta y se debe realiza una adecuación de un espacio debido a que son equipos de gran envergadura se darse la toma de esta alternativa se podría presentar un gran inconveniente ya que la empresa no cuenta este espacio adecuado, pero este veredicto final queda ya en manos de la empresa donde contarán con nuestra asesoría en cualquiera de los casos.

8 PLANO ESQUEMATICO DEL SISTEMA

El plano a continuación muestra como está distribuido el sistema de enfriamiento de la empresa Ideace S.A, donde las línea verdes son todas las tuberías que comunican equipos de enfriamiento con maquinas y estanques, los cuadros negros con la letra B mayúscula son las bombas que impulsan del fluido, los rectángulo y triángulos representa retorno del agua del proceso e ingreso respectivamente, la flechas indican el sentido de flujo del fluido, en este esquema se puede observar los recorridos tan extensos que debe de hacer el fluido.



| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

9. ANALISIS DEL SISTEMA DE DISTRIBUCION DE ENFRIAMIENTO

La empresa idease S.A, en su proceso productivo cuenta con un sistema de enfriamiento para el control de las temperaturas en sus inyectoras de aleación (zamac). Como se pudo verificar por medio de esta investigación los resultados obtenidos nos demuestran que las unidades de enfriamiento (chiller) que en total son tres unidades que operan como maquinas múltiples para una carga en común se basa normalmente en la disponibilidad, confiabilidad y versatilidad: disponibilidad a causa de las limitaciones de tamaño por razones económicas de producción; confiabilidad a causa de poder trabajar con una parte de la carga cuando una maquina tiene que ser puesta fuera de servicio para su intervención o reparación; y versatilidad a causa de aptitud para la eficiente adaptación de la capacidad del compresor a los requisitos de carga parcial.

Estos equipos están interconectados por una en serie de tuberías que comunica uno con el otro en forma cíclica permitiendo un intercambio homogenizando el fluido de enfriamiento de forma que los equipos trabajen bajo un mismo valor de referencia a la entrada. Estos dispositivos están operando en la actualidad sin pausa, estableciendo un consumo continuo energético y muy alto. Dentro del análisis se obtuvo la siguiente información; el sistema en cuanto su funcionamiento operativo se encuentra trabajando bien, lo que sucede es que como estos son sistema que dependen mucho de la carga térmica es decir de la temperatura, cualquier caída o pérdida de temperatura impactara de manera directa con el funcionamiento de las máquina. Como el sistema mueve con sus bombas el volumen total de agua fría constantemente. Para demandas inferiores a la máxima no es necesario utilizar todo el volumen de agua posible, sin embargo, este sistema no lo tiene en cuenta, gastando una cantidad considerable de energía en el trasiego de toda el agua constantemente por las tuberías. La unidades enfriadoras están enfriando toda el agua aunque la demanda no lo exija así, provocándose un gasto innecesario, como consecuencia, los dispositivos del sistema, bombas, válvulas, entre otros, trabajan continuamente a máxima capacidad, sufriendo un desgaste innecesario. Los costos de mantenimiento y reposición aumentan el trabajo excesivo. Para niveles de carga de las instalaciones menores a los máximos el sistema se está obligado a operar como en el caso de máxima carga para no deteriorar la estabilidad del proceso, los que ocasiona elevados gastos sin un respaldo en los ingresos, bajan aun más, hasta niveles insostenibles, la rentabilidad de la instalación

La operación básica que no permite aumentar la rentabilidad de este sistema es el uso de un flujo de agua fría constante, que provoca el uso obligado de dispositivos de control. Los cuales varían según los niveles de carga necesaria

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

Este sistema de enfriamiento por agua fría se compone en esencia por dos procesos, se puede definir como un proceso primario y otro secundario. El circuito primario utiliza como refrigerante una sustancia química con la propiedad de entrar en ebullición a bajas temperaturas (R22, R410A) y su funcionamiento se basa en un sistema de refrigeración por compresión de vapor, el cual está compuesto por cuatro elementos principales, evaporador, compresor, condensador, dispositivo de expansión.

En este momento los equipo está trabajando en un 100% lo que representa el suplir y acaparar la necesidad de enfriamiento del proceso donde El circuito o proceso secundario los definimos como aquel que utiliza como sustancia enfriadora agua helada y está compuesto y constituido por sistemas de bombeo, sistemas de distribución de agua y unidades de intercambio de calor.

Según los resultados obtenidos del funcionamiento de los equipos determinamos y verificamos que el sistema de enfriamiento según los valores teórico comparado con los valores ingresado en el software se asemejan a un sistema ideal en buenas condiciones ya que el proceso de validación que se realizó por medio de software coolpack es un sistema muy confiable, este es programa muy utilizado por las grandes empresas refrigeración ya que por medio de este puede obtener las propiedades de cualquier refrigerante permitiendo la creación de diagramas de alta calidad, la transferencia de calor en los fluidos es un programa utilizado en el cálculo de las propiedades termodinámicas y termofísicas (transporte) en la transmisión de calor de los fluidos secundarios, es un calculador de refrigerantes muy poderoso en los equipos de refrigeración.

Luego de realizada la validación se evalúan otros puntos y zonas del proceso donde se llega a la conclusión de que debido a la pérdida generada en las tuberías están haciendo que los equipos se reflejen falta de efectividad debido a que están en constante operación, como estos dispositivos de enfriamiento son ajustado a una temperatura de referencia o más bien llamado set Point, que lo que hace es establecer un punto mínimo de referencia que es el que activa el funcionamiento de las máquinas, y por consecuencia de que hay caída de temperatura desde las salidas de los suministros de temperaturas al proceso este set point no se logra alcanzar para permitir que los equipos tenga pausas y disminuya sus horas de operación.

De tal forma que como este sistema está bajo unas condiciones establecidas el proceso de toma de muestras y verificación real de los funcionamientos y el trabajo, evidenciaron varias desviaciones no permisibles que se deben de intervenir esta forma lograremos la optimización del proceso.

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

Es necesario el intervenir de forma inmediata estas condiciones para lograr la eliminación o mitigación al máximo las pérdidas que se están presentando en el recorrido del fluido del cual ya conocemos las causas y su mejor solución. Haciendo la implementación de una solución inmediata se obtendrá un sistema en mejores condiciones de operación por que le estaremos garantizando al sistema estabilidad en las temperaturas de entrada y salida permitiendo que este trabaje de forma eficiente y ejecutando pausa de operación, debido a que ha atacado el problema raíz de las caídas de temperaturas en el proceso.

Como complemento al proceso se recomienda en montaje del sistema de control para las bombas, el aislamiento a las tuberías, tal implementación será un gran aporte a la eficiencia del proceso ya que impactaran de forma directa y esta será una inversión que se recuperara en un plazo máximo de 4 años lo que sería muy rentable es un plazo muy corto. Lo otro que llena de satisfacción es saber con certeza que sus equipos de enfriamiento están operando de forma de adecuada.

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

10. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

Con la toma de muestra iniciales se llevó a la modelación, con esto se pudo ver en las gráficas las especificaciones que el refrigerante llegaba al compresor en forma gaseosa. Debido a las condiciones anteriores el sistema presenta buen comportamiento y trabajo.

La eficiencia en el sistema es bueno a pesar de trabajar en un proceso que maneja altas temperaturas con es el proceso de extrusión. La calidad del material es muy importante. En la forma que el sistema opera no se observa perdida en su calidad de trabajo y consumo eléctrico, debido a que el agua se enfriaba normalmente, el agua y el fluido no perdía temperatura. Según el sistema están perdiendo la temperatura en el recorrido. También se observan falencias en la forma de almacenamiento del agua.

En la graficas 32,33, 38,40, se puede observar que el refrigerante está en estado gaseoso que es lo ideal en la entrada del compresor para no generar congelamiento donde el agua le entrega toda su temperatura al refrigerante quedando en forma gaseosa en un 100%. Se propone el uso de refrigerante 410A cuyas características son mejores que las del R22, sumando que sus componentes lo hace amigable con el medio ambiente que es una de las cosas más importantes.

Después de desarrollado el trabajo y tomar mediciones y con ello verificar que las condiciones son muy estables es recomendable hacer los ajustes externos del equipo del enfriamiento. En el funcionamiento del equipo se evidencia bien debido a que la descarga del condensador es más eficiente por el lugar de ubicación, lo que garantiza que el refrigerante llegue líquido a la válvula de expansión. La temperatura de salida del tanque es muy buena, el problema está en las perdidas por el recorrido y el trabajo excesivo de las bombas. Las demás condiciones de operación se observan bien ya que el refrigerante llega completamente gaseoso al sistema mejorando la eficiencia y a su vez el compresor trabaja menos y menos forzado.

Con la implementación del sistema de control y el recubrimiento se la tubería podemos garantizar la mejor operación del sistema, ya que se garantizara que los equipos de enfriamiento trabajen menos; de tal forma que con la implementación de estas acciones correctivas y de mejora se garantizara la estabilidad de la temperatura tanto en el sistema como en las tubería, evitando las perdidas en el recorrido, y el trabajo adicional de las maquinas. Reflejándose en un bajo consumo de energía y ahorro del recurso natural del fluido hídrico

| | | | |
|---|--|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

11. MEJORAS FUTURAS

Según los resultados obtenidos durante la investigación se pudo comprobar que el sistema del chiller que se encuentra actualmente en la empresa Idease S.A. no tiene problemas de funcionamiento y operación, ya que según los resultados del estudio e investigación nos demuestran que el sistema actual presenta un desempeño estable y cumple con las especificaciones para su buen desempeño en las líneas de producción de la empresa, donde con la implementación de un sistema de control se puede mejorar la eficiencia de las máquinas y bajar el consumo energético. Debido a que el sistema de enfriamiento no presenta desviaciones críticas para ser atacadas, se enfocara en proponer el montaje de aislamiento de la tubería, ya que las pérdidas se están ocasionando en el recorrido del fluido del estanque a la extrusora que es generado por la falta de un recubrimiento adecuado que mantenga estable la temperatura de la tubería ya que está expuesta al ambiente con la adecuación que se propones se lograría unas condiciones óptimas de trabajo los que nos garantizar un sistema estable en la operación.

11.1 PROPUESTA DE MEJORAS FUTURAS

| | |
|--|---|
| El cambio de refrigerante | Por uno más eficiente y amigable con el medio ambiente que disminuya el impacto ambiental; se recomienda el R 410A. |
| También el aislamiento de la tubería | Evitar pérdidas por transferencias. |
| Instalación de visores, | Verificación de control |
| Realizar cambio de filtros cada año | Mejor operación del sistema |
| Tratamiento del agua | Ya que se identifica sedimentación en los depósitos de agua, y esto genera incrustaciones en la tubería |
| Aislar el tanque de fibra de vidrio | Para una mejor transferencia |
| Aislar la toma del sensor del bulbo | Para garantizar y mejora la precisión del censado |
| Modificar la descarga del aire caliente | Mejorar la eficiencia |
| Modificar ducto del chiller york por un codo o eliminarle el techo | Para evitar pérdidas en el recorrido |
| Ensamblar un termo poso | Mejorar el trabajo de almacenamiento |
| Cambiar el diámetro de la tubería a una medida de 3 ¼" | Para una mejor circulación del fluido |
| Reemplazar manómetros de alta y baja. | No están condiciones óptimas de operación |

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

REFERENCIAS

About.com. (2013). Como funciona su sistema de aire acondicionado. Recuperado el 01 de Agosto de 2013, de <http://reparaciones.about.com/od/heatingcoolingrepair/ss/How-Your-Home-Air-Conditioning-System-Works.htm>

Armas Valdés, Juan Carlos. Gestión Energética y Potencialidades de Ahorro en el Sistema Centralizado de Climatización del Hotel Unión. / Ing. Juan Carlos Armas Valdés; Margarita J. Lapido Rodríguez, José P. Monteagudo

Yanes, tutor. —Trabajo de diploma UCf (Cf), 2004. - 91h.: ilus

Bejarano, E. (2013). *Contenido 1: Ciclo Básico de Refrigeración*. Recuperado el 31 de julio de 2013, de Condensador:

Blog de WordPress.com. (2013). *Refrigeración Aire acondicionado Electricidad*. Recuperado el 31 de julio de 2013, de Válvulas:

Blog Jovany. (15 de octubre de 2010). Compresor centrífugo. Obtenido de <http://raa-juarez-ocaguera-jovany.blogspot.com/2010/10/compresor-centrifugo.html>

[Carloselectricidadyfrio/gases/diagrama-de-mollier](#)

Climatizaciones FRICA C.B. (2013). Trabajamos para brindarle confort y calidad de vida. Recuperado el 01 de agosto de 2013, de [¿Cómo funciona el aire acondicionado?](#):

Construnario.com. (2013). Ficha técnica R22. Recuperado el 31 de julio de 2013, de Cornejo, D., & Marambio, R. (2013). Informe final Esquema de evaluación de opciones reales en mercados eléctricos. Recuperado el 31 de julio de 2013, de Centrales térmicas: <http://web.ing.puc.cl/~power/alumno06/RealOptions/merc1.html>

Creavi Proyectos de Ingeniería. (2013). Consejos. Recuperado el 01 de agosto de 2013, de [¿Cómo funciona el aire acondicionado?](#): <http://www.creavi.cl/index.php?pagina=con> INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO Código

Embraco. (2013). Manual de Aplicación de compresores. Recuperado el 30 de julio de 2013, de <http://www.embraco.com/DesktopModules/DownloadsAdmin/Archivos/O7aPHEzzQu.pdf>

[http://www.construnario.com/ebooks/6730/fluidos%20frigor%C3%ADficos/gases%20refrigerantes%20\(hcfc\)/r22/ficha%20t%C3%A9cnica/files/publication.pdf](http://www.construnario.com/ebooks/6730/fluidos%20frigor%C3%ADficos/gases%20refrigerantes%20(hcfc)/r22/ficha%20t%C3%A9cnica/files/publication.pdf)

<https://refrielectric.wordpress.com/informacion/valvulas-de-expansionar/>

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

http://tecno2aulavirtual.blogspot.com/2013_01_01_archive.html

<http://www.aireacondicionado.name/5.html>

<http://www.igihm.com>

<http://www.fluke.com/fluke/coes/Termometros/Termometros-por-infrarrojos/Fluke-62-MAX+.htm?PID=74272>

http://www.slideshare.net/Karma_92/chiller-14706434

http://www.ehowenespanol.com/valvula-expansion-aire-acondicionado-info_81094/

[www.ambiente.gob.ar/archivos/web/OPROZ/file/Seleccion%20de%20Refrigerantes%20 Alternati](http://www.ambiente.gob.ar/archivos/web/OPROZ/file/Seleccion%20de%20Refrigerantes%20Alternati)

2014, instalaciones y eficiencias energéticas.com

Mendoza, M. (2013). Ciclo de refrigeración. Recuperado el 31 de julio de 2013, de 2. Condensador:
<http://www.slideshare.net/marisolmendezaf/ciclo-de-refrigeracion>

Mundo HVACR. (15 de febrero de 2007). Los refrigerantes y sus propiedades. Recuperado el
 13 de agosto de 2013, de <http://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2007/02/los-refrigerantes-y-sus-propiedades/>

PIPECO S.A. (2012). *Refrigerante/Soldadura*. Recuperado el 31 de julio de 2013, de Refrigerante R-22:
http://pipeco.com.co/Refrigerante_Soldadura.php

Polenin, M. (2013). *Qué es una válvula de expansión en un aire acondicionado*. (E. Pereira Vivas, Editor) Recuperado
 el 01 de agosto de 2013, de

Rodríguez Fernández, A. (2013). *Como funciona un Chillers*. Recuperado el 30 de julio de 2013, de Chillers:
<http://es.scribd.com/doc/27569443/Como-Funciona-Un-CHILLER>

| | | | |
|---|-----------------------------------|---------|--|
|  | INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO | Código | |
| | | Versión | |
| | | Fecha | |

ANEXOS

DB-HS y DB-SI del Código Técnico de la edificación
 (<http://instalacionesyeficienciaenergetica.com/normativa/proteccion-contraincendios/SI-modif-173-2010.pdf>) 90 Pag.