



*Facultad de Ciencias Técnicas
Departamento de Mecánica*

Rehabilitación de la práctica de laboratorio del teatro universitario y el deshumidificador de aire.

Trabajo de Diploma en Ingeniería Mecánica

Autor: Eduar Pérez Soto.

Tutor: M.Sc. Ing. Jorge Luis Lamas Acevedo.

Matanzas, Cuba
Julio 2018
"Año 60 de la Revolución"

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Por medio de la presente declaré que soy el único autor de este trabajo de diploma y, en calidad de tal, autorizo a la Universidad de Matanzas «Camilo Cienfuegos» a darle el uso que estime más conveniente

PENSAMIENTO

“La ciencia es el alma de la prosperidad de las naciones y la fuente de vida de todo progreso.”

Louis Pasteur.

DEDICATORIA

Dedico este trabajo de diploma...

A mis padres,

Que han soñado con este momento toda su vida

A mis abuelos,

*Que sin importar donde estén siguen a mi lado
apoyándome*

A mi abuela,

Que siempre ha estado orgullosa de mí

A mis amigos

*Que siempre me han tenido en sus brazos y no me han
dejado caer.*

AGRADECIMIENTOS

Fuera imposible concluir esta etapa de mi vida y por consiguiente este trabajo de diploma si mencionar a todas las personas que de una u otra forma participaron en su realización. Especialmente quiero agradecer:

A mi familia: fuentes de amor y dedicación en mi vida como estudiante.

A mis Profesores: por haberme dado todas las herramientas necesarias para mi desempeño como profesional.

A mi tutor: M.Sc. Ing. Jorge Luis Lamas Acevedo por guiarme y apoyarme en la realización de este trabajo.

A todas aquellas personas que me han apoyado para poder llegar hasta este momento Gracias.

Resumen.

Se realiza el cambio de refrigerante clorofluorometano y aceite a las maquetas del teatro universitario y al deshumidificador a refrigerante tetrafluoretano, lográndose la rehabilitación del laboratorio de energía al poner en funcionamiento los mismos. Se calcula la carga térmica del teatro en condiciones reales y se evalúa energéticamente dicha maqueta; mientras que con el deshumidificador se realiza el estudio del proceso de secado del aire ambiente en un local del laboratorio. Se confecciona la guía metodológica de cada práctica de laboratorio, posibilitando la realización exitosa de las mismas a la vez que se relaciona a los estudiantes con técnica de medición del sector de la refrigeración y climatización.

Abstract.

It was carried out the change of coolant chlorofluoromethane and oil to the scale models of the university theater and the dehumidifier to coolant tetrafluoroethane, being achieved the rehabilitation from the energy laboratory when putting into operation the same ones. The thermal load of the theater was calculated under real conditions and it was evaluated this scale model energy; while with the dehumidifier it was carried out the study of the process of drying of the ambient air in a local of the laboratory. The methodological guide of each laboratory practice was made, facilitating the successful realization of the same ones at the same time that it is related to the students with technique of measure of the sector of the refrigeration and air conditioning.

Tabla de contenido.

<i>Introducción.....</i>	<i>9</i>
<i>Capítulo I: Estado actual de la temática.</i>	<i>11</i>
<i>1.1 Uso del aire acondicionado para el confort humano.....</i>	<i>11</i>
<i>1.3 Caracterización del teatro universitario.</i>	<i>19</i>
<i>1.4 Distribución de aire en grandes locales.</i>	<i>21</i>
<i>1.5 Características del sistema de refrigeración por compresión de vapor.</i>	<i>24</i>
<i>Capítulo II: Materiales y métodos.</i>	<i>30</i>
<i>2.1 Objetivos y descripción de las componentes de las prácticas.</i>	<i>30</i>
<i>2.2 Instrumentos de medición utilizados en la toma de parámetros de operación.....</i>	<i>34</i>
<i>Capítulo III: Análisis de los resultados.</i>	<i>43</i>
<i>3.1 Resultados obtenidos.</i>	<i>43</i>
<i>3.2 Contenido del informe a presentar en cada práctica de laboratorio.</i>	<i>49</i>
<i>Conclusiones.....</i>	<i>51</i>
<i>Recomendaciones.....</i>	<i>52</i>
<i>Bibliografía.</i>	<i>53</i>
<i>Anexos</i>	<i>54</i>

Introducción.

Desde el inicio de la civilización moderna hasta nuestros días la humanidad ha alcanzado un alto nivel de desarrollo socio-económico y nuestro país como parte de este mundo, invierte numerosos recursos en elevar la formación y preparación de las nuevas generaciones de profesionales del sector energético, como una de las pocas maneras que quedan para salvar a la humanidad de los grandes retos que le impone el deterioro del medio ambiente causado por la propia especie humana y el aumento incesante de la población. Las prácticas de laboratorios juegan un papel importante en la formación de los estudiantes con el fin de que estos puedan tomar decisiones acertadas a lo largo de su carrera profesional.

En estudios superiores, específicamente en el caso de las carreras de ciencias técnicas, los bancos de pruebas en la rama de la refrigeración y el acondicionamiento de aire juegan un papel fundamental en el conocimiento y entendimiento de los aspectos teóricos tratados en clases ya que permiten realizar prácticas en un ambiente controlado, así el estudiante comprende de mejor forma como se comportan los ciclos de refrigeración por compresión de vapor y su eficiencia energética mediante el aprovechamiento de la energía disipada, siendo estas prácticas un complemento al aprendizaje tanto en montaje, mantenimiento y comportamiento de las instalaciones frigoríficas. Los sistemas de refrigeración por compresión de vapor son los de mayor presencia en el mercado, a pesar de los esfuerzos que se encaminan a la introducción cada vez más, en el sector, de las energías renovables, por lo que relacionarse con los métodos de evaluación de estos sistemas y las variables que mayor influencia ejercen en el coeficiente de servicio ayudarán a mejorar sus prestaciones.

Este trabajo de diploma forma parte de la estrategia trazada por el departamento de ingeniería mecánica de la facultad de ciencias técnicas de la Universidad de Matanzas, sede Camilo Cienfuegos, desde el curso anterior para reanimar los bancos de prueba que aún permanecen fuera de servicio y que presentan condiciones reales para su funcionamiento, previa defectación.

Problema Científico.

¿Cómo implementar la secuencia de mediciones de parámetros de funcionamientos que permitan la comprensión de las prácticas de laboratorio y la confección de la guía de estos para la elaboración del informe final de las prácticas?

Hipótesis.

A partir de recursos propios y mediante el cambio de refrigerante y puesta en funcionamiento de las maquetas del teatro y el deshumidificador de aire la carrera de ingeniería mecánica dispondrá de un laboratorio más integral, que pueda servir de ayuda en el desarrollo de habilidades y puesta en práctica de los conocimientos adquiridos en conferencias y clases prácticas.

Objetivo principal.

Poner en marcha la rehabilitación de las maquetas del laboratorio de energía que simula el teatro de la Universidad de Matanzas y el deshumidificador de aire.

Objetivos específicos.

Realizar cambio de refrigerante y aceite a las dos maquetas de laboratorio.

Comprobación del estado actual del circuito de fuerza y control, según corresponda.

Descripción de los componentes y funcionamiento de cada una de las maquetas.

Confeccionar la guía para cada una de las maquetas partiendo de las mediciones de los parámetros de funcionamiento.

Capítulo I: Estado actual de la temática.

En este capítulo se realiza una amplia búsqueda bibliográfica de los temas tratado sobre la evaluación energética de los sistemas de compresión de vapor, cálculo de carga térmica en grandes locales y sobre el aspecto psicrométrico del aire, especificando el proceso de deshumidificación por enfriamiento, desde el punto de vista teórico práctico por tratarse de prácticas de laboratorio para la enseñanza.

1.1 Uso del aire acondicionado para el confort humano.

Desde siempre el hombre ha intentado protegerse de las inclemencias del tiempo mediante diversas técnicas y estrategias. Algunos hombres prehistóricos vivían en cuevas y pronto aprendieron a cubrir sus cuerpos con pieles de animales para disminuir la pérdida de calor corporal. En algunos parajes muy fríos empleaban una dieta muy rica en grasa animal, para conseguir, por una parte, un aumento de la capa de grasa y por otra, mayores aportes energéticos (Barreras, 2000) (Carrier Corporation, 2009)

A medida que la humanidad ha evolucionado hacia cotas más altas de progreso y bienestar, se han dedicado más esfuerzos y recursos en este campo. La primera pregunta que podemos hacernos es: ¿Cuáles son los elementos básicos ambientales que definen el bienestar humano?

Una sensación de frío o de calor excesivos no es satisfactoria, en consecuencia la temperatura ambiente que nos rodea será uno de los parámetros fundamentales.

Un ambiente seco produce una sensación más agradable, en general, que un ambiente húmedo; sin embargo si la sequedad del aire es profunda, pronto el organismo humano manifestara ciertos inconvenientes, como sequedad de las mucosas y exceso de electricidad y corriente estática.

Si el ambiente donde nos encontremos es muy húmedo tendremos entonces sensación de ahogo, con el agravante de que no puede eliminarse fácilmente el sudor corporal, por lo tanto la humedad del aire será otro parámetro a tener en cuenta.

Po otra parte, el ruido provoca molestias en las personas que ocupan el local, tales como incapacidad para concentrarse, dolor de cabeza, irritabilidad entre otros. Además, el aire impulsado hacia el local puede contener agentes patógenos y polvo que pueden dañar la

salud y el bienestar de los ocupantes del local que se esté climatizando bajo estas condiciones.

Po tanto, podemos resumir, que para lograr acondicionar un local donde se cumplan las condiciones de confort humano, el mismo debe obedecer a factores tales como: temperatura de bulbo seco, velocidad, humedad relativa y purificación del aire dentro del recinto tratado y nivel de ruido en el local.

Las condiciones interiores de diseño de confort son las impuestas por la presencia del hombre. El confort térmico se define por la *Ashrae Standard 55 9* (Ashrae, 2009) y tomado en la norma ISO 7730 (ISO-7730) como: "Esa condición de mente en la que se expresa la satisfacción con el ambiente térmico". De acuerdo con esta definición el término confort es en esencia una cualidad subjetiva, relacionada a la facilidad con la cual el individuo mantiene el balance térmico entre él y sus alrededores, por lo que la principal función del acondicionamiento de aire es mantener, dentro de un espacio o local dado un ambiente agradable (Plasencia, 2009)

Esa sensación de confortabilidad varía según las personas, su metabolismo, edad, sexo, estado físico, vestimenta, actividad que desarrollan en el local, condiciones atmosféricas exteriores de la localidad, estación del año, características de edificación del local, etc.

Las condiciones de confort o bienestar se determinan experimentalmente sometiendo a condiciones diferentes, a un determinado grupo de personas y con ello se grafican los resultados obtenidos y se obtiene los diagramas de confort. Existen varios de ellos y uno de los más usados es el establecido por la sociedad americana de ingenieros de la refrigeración, calefacción y aire acondicionado (*Ashrae*, por sus siglas en inglés), representado en la figura 1.

En este diagrama se muestra la zona de confort, tanto para la época de invierno como para el verano y una zona central donde se intersectan ambas que es la zona correspondiente a la mayor cantidad de personas que acusan sentir en óptimo estado. Además, se grafican la humedad relativa y la temperatura de rocío correspondiente a dichas zonas de confort.

En nuestro país, la norma cubana establece que las condiciones de confort para una gran variedad de locales, fijándose así la temperatura, humedad relativa y nivel sonoro en cada

uno de ellos. En este sentido podemos decir que el rango de temperatura de bulbo seco interior oscila entre los 22 y 25 °C con humedad relativa entre 50 y 60 %.

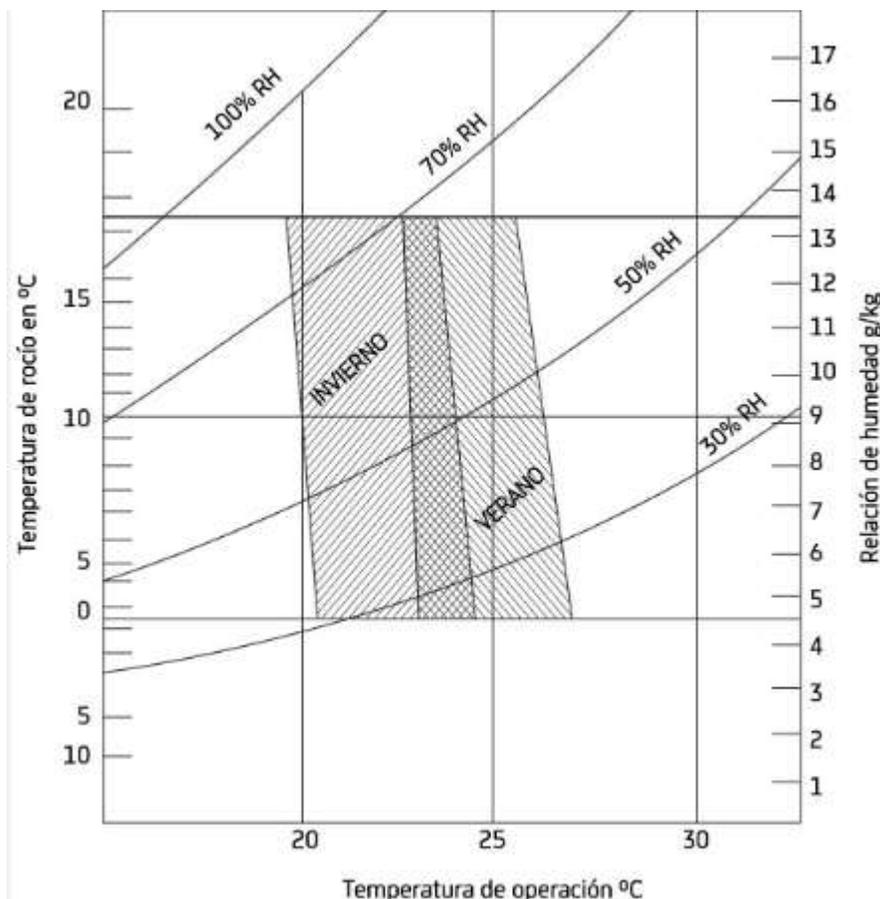


Figura 1: Diagrama de confort obtenido por la Ashrae.

1.2 Cálculo de carga térmica de climatización.

El objetivo fundamental en el acondicionamiento del aire en un local específico es garantizar y mantener las condiciones de confort y de salud, o bien las necesarias para la conservación de un producto o para un proceso de fabricación. Para lograrlo debe instalarse un equipo acondicionador de capacidad adecuada y mantener su control durante todo el año, por lo que es esencial la realización del cálculo de las cargas térmicas de los referidos locales, con el propósito de evaluar las condiciones del medio que se requiere climatizar.

Para realizar el estimado de la carga térmica requerida con la mayor precisión posible en espacios y edificios, las siguientes condiciones son de las más importantes para evaluar:

Datos atmosféricos del sitio:

- a) Característica de la edificación, dimensiones físicas.
- b) Orientación del edificio, la dirección de las paredes del espacio a acondicionar.
- c) Momento del día en que la carga llega a su pico.
- d) Espesor y características de los aislamientos.
- e) Cantidad de sombra en los vidrios.
- f) Concentración de personal en el local.
- g) Las fuentes de calor internas.
- h) La cantidad de ventilación requerida.

La magnitud de la carga térmica y su composición en sensible y latente, dan a conocer las características de la instalación de climatización, capacidad en baterías de enfriamiento, baterías de recalentamiento (si fueran necesarias), ventiladores, temperaturas de trabajo del ciclo refrigerante y otros muchos aspectos.

Se pueden clasificar las ganancias de calor de un local en externas e internas, denominando externas a aquellas que atraviesan las fronteras del local, e internas a las que se generan en el interior del mismo. Tanto las fuentes externas como las internas pueden ocasionar ganancias de calor sensible y/o latente, entendiendo por cargas térmicas sensibles aquellas que ocasionan un incremento de la temperatura seca del aire en el local y latentes las que provocan el aumento de su contenido de humedad.

Entre las fuentes de calor externas al local se encuentran:

- La radiación solar a través de superficies acristaladas (carga sensible)
- El calor transmitido a través de las estructuras del local a causa de la diferencia de temperaturas entre el aire en el exterior e interior del local, estas son las denominadas ganancias por transmisión (carga sensible).
- La radiación solar a través de las estructuras (materiales no cristalinos) (carga sensible)

- Las ganancias térmicas originadas por el aire exterior infiltrado a través de grietas o aperturas del local (carga sensible y latente)
- Las fuentes de calor internas en el local pueden ser:
- Los ocupantes (carga sensible y latente)
- La iluminación eléctrica (carga sensible)
- Los equipos instalados dentro del local (carga sensible y latente)
- Los motores eléctricos (carga sensible)
- Los procesos de trabajo tecnológico (carga sensible y latente)

Cargas variables

Primeramente se debe conocer que el sol es casi la única fuente de energía externa a la Tierra, de ahí que en el campo de la climatización es de interés el estudio de la radiación solar como fuente de la ganancia térmica en un local a acondicionar, por lo que en este cálculo se incluyen las ganancias de calor, producto de la radiación solar a través de vidrio y las ganancias producto de la transmisión por estructuras constructivas.

Las cargas variables pueden estimarse según se expresa a continuación:

$$Q_v = Q_{rc} + Q_{pyt} \quad (1.1)$$

donde:

$Q_v \rightarrow$ Carga variable, (kW)

$Q_{rc} \rightarrow$ Ganancia por radiación solar a través de vidrio corregida, (kW)

$Q_{pyt} \rightarrow$ Ganancia a través de paredes y techo, (kW)

Las cargas por radiación solar a través de vidrio depende del valor de la intensidad de dicha radiación y del área soleada de la ventana, puerta u objeto que se esté analizando, este valor se verá afectado por una serie de factores de correcciones como: material del marco, calidad ambiental, altura sobre el nivel del mar, tipo de vidrio, hemisferio terrestre, entre otros.

La ganancia de calor o flujo de calor a través de paredes y techo dependen en gran medida del coeficiente global de transferencia de calor, es decir tiene en cuenta el material de construcción de la pared o techo analizados y por tanto, mientras mayor resistencia ofrezca al paso del calor estos objetos menor será el flujo de calor a través de esta superficies conduciendo así a una disminución de la capacidad frigorífica a instalar. Además, considera la superficie de la pared o techo y factores como el color exterior de estos y la radiación incidente según la latitud donde este enclavado el local a estudiar, entre otros aspectos.

Ganancia producto de la radiación solar a través de vidrios

En la práctica suelen utilizarse tablas con los valores de las ganancias por insolación en vidrios, dadas por la unidad de área de ventana en función de la latitud, mes del año, hora del día y orientación de la superficie.

Los valores dados corresponden a la suma de la radiación directa y difusa cuando la superficie está expuesta totalmente a los rayos solares; en caso de que se requiera la ganancia producto de la radiación difusa para cualquier ventana de cristales a la sombra, se tomará el valor correspondiente a la orientación norte en el hemisferio norte.

Al determinar las ganancias por insolación a través de vidrios es necesario tener en cuenta los siguientes factores:

- La niebla o contaminación atmosférica
- El tipo de marco de ventana
- La altura sobre el nivel del mar
- La variación del punto de rocío
- El hemisferio terrestre

Ganancia de calor a través de paredes y techos

La ganancia de calor a través de una pared es el resultado de la suma de los siguientes factores:

- a) Flujo de calor producto de la diferencia de temperaturas entre el aire exterior e interior de la pared.

- b) Flujo de calor producto de la intensidad de la radiación solar incidente sobre la pared o techo.

Cargas constantes.

Ganancia de calor a través de tabiques

Tiene en cuenta la carga térmica que llega al local por tabiques (paredes interiores) y depende en gran medida de la diferencia de temperatura entre el local climatizado y el contiguo a este pues, si el mismo colinda con una cocina o centro de elaboración de alimentos el flujo de calor será mayor que algún local que tenga una diferencia de temperatura menor o igual al del local climatizado.

Ganancia de calor por cristales.

La ganancia de calor por cristales sólo es debido al calor sensible y en su cálculo se tiene en cuenta el coeficiente de transmisión global de calor, el área y la diferencia de temperatura a través de la superficie acristalada.

Ganancia de calor por infiltraciones a través de puertas y ventanas.

Cuando se abre una puerta o ventana en un local acondicionado cierto volumen de aire caliente y húmedo se introduce, desplazando un volumen igual de aire húmedo frío. Esto también sucede al incidir el viento sobre las puertas y ventanas.

Las infiltraciones de aire exterior en los ambientes acondicionados originan en verano un aumento de las cargas latentes y sensibles de los mismos y que deben ser consideradas.

Esta carga puede ser obtenida mediante el método de la rendija o del área de ventana y depende de un valor o índice de infiltración y del área de las puertas y ventanas del local.

Ganancia de calor por iluminación eléctrica.

El alumbrado constituye una fuente de calor sensible. La transferencia de calor es fundamentalmente por radiación (80% en incandescentes y 25% en fluorescente) y convección, y muy poco por conducción, dependiendo de la potencia de las lámparas instaladas en el local. Esta carga se verá afectada por un coeficiente de utilización.

Ganancia de calor por ocupantes

Los seres humanos y demás criaturas vivientes desprenden constantemente calor. El cuerpo pierde calor sensible por radiación, convección y conducción.

Si la cantidad de calor es insuficiente, se añade a la capacidad de transmisión de calor el enfriamiento evaporativo, al permitir a las glándulas sudoríficas liberar humedad; el cuerpo humano libera además humedad por la respiración; por lo tanto, constituyen una carga tanto de calor sensible como latente.

Cuando la actividad de una persona se hace mayor aumenta la cantidad de calor disipado, esto también influenciado por la temperatura del medio ambiente.

La carga térmica por personas se calcula por tablas donde aparece un valor de carga térmica latente y sensible por persona, según el tipo de actividad que desarrolla y la temperatura del local acondicionado (Carrier Corporation, 2009), (Barreras, 2000),

Calor aportado por los motores.

Constituyen fuentes de ganancia de calor sensible por el hecho de transformar una parte más o menos grande de la energía absorbida en calor. Para determinar la cantidad de calor emitida por los motores al ambiente es necesario tener en cuenta varios factores como: potencia consumida por el motor, el factor de potencia, la intensidad de la corriente, el uso del motor y la ubicación con respecto al local.

Hay que tener en cuenta que los motores, al igual que la iluminación, no se utilizan todo el día, por lo que el resultado debe afectarse por el factor de utilización. Existen además otros equipos y aparatos que pueden aportar calor y que deben ser considerados en el cálculo; para esto debe hacerse un análisis de las características del local y del proceso que se realice en el mismo.

Calor aportado por procesos y equipos

Es posible que se efectúe algún proceso industrial en el local que se desea climatizar, en ese caso, el estimado de la carga aportada por el mismo deberá ser analizado de modo particular.

La mayoría de los equipos son fuentes de ganancias sensibles y latentes, por lo cual sería necesario conocer las características de los equipos, si son de gas o eléctricos.

El uso de campanas de extracción reduce grandemente la carga térmica producida por los equipos en hasta un 50%.

Calor aportado por vapor.

En ocasiones, hay entrada de vapor al local, que aporta tanto ganancia sensible como latente. La ganancia sensible viene dada por la diferencia entre la entalpía a la entrada y la entalpía correspondiente a la temperatura de bulbo seco del ambiente.

Ganancia de calor por ventilación exterior.

En todo local climatizado es necesario prever un cierto caudal de aire exterior para lograr la renovación de aire en el interior del mismo, para disminuir el contenido de CO₂, para eliminar los olores generados por los ocupantes, así como para controlar la composición del aire cuando por algún determinado proceso se libera algún gas, polvo, etc.

El caudal total de aire exterior depende fundamentalmente del número de ocupantes y de la actividad que se realiza, aunque influye también el puntal del local, y la densidad de ocupantes. Esta ganancia aporta tanto calor sensible como latente al local.

1.3 Caracterización del teatro universitario.

El teatro Julio A. Mella enclavado en la Sede Camilo Cienfuegos, de la Universidad de Matanzas, reviste una importancia vital para nuestra casa de altos estudios pues en él se realizan los principales eventos que acontecen año tras año en dicha institución

Esta localizado al en la zona este de la universidad en el primer piso de dicho edificio y comparte el piso con el correo, centro de llamadas telefónicas y la tienda Artex. De forma rectangular con 18 metros de largo por 10 de ancho y una altura media de 3 metros, tiene capacidad para acoger 180 invitados y está equipado con los recursos lumínicos, sonoros y audiovisuales necesarios que garantizan el desarrollo de las actividades y eventos que se realizan en él.

Las paredes son de bloque revestido interior y exteriormente con enlucido de cemento de 15 cm de espesor y las características de cada una de las paredes que lo componen se detallan a continuación según la orientación cardinal de estas.

Pared Norte:

14 ventanas fabricadas de aluminio de dimensiones (1.10 x 0.60) m.

8 cristales simples de (0.60 x 0.60) m.

Pared Oeste:

No posee ventanas. Se considera un tabique colindante con espacio no climatizado.

Pared Sur:

7 ventanas fabricadas de aluminio de dimensiones (1.10 x 0.60) m.

7 cristales simples de (0.60 x 0.60) m.

2 puertas de aluminio interiores que van hasta los baños (2.10 x 0.80) m.

2 cristales simple de (0.80 x 0.20) m.

Pared Este:

1 puerta de entrada de cristal, marco de aluminio de (2 x 1.34) m.

2 cristales simples de (1.20 x 0.50) m.

1 puerta de aluminio interior (2.10 x 0.80) m.

El equipamiento interior está integrado por:

17 lámparas fluorescentes de 40 watt de potencia.

1 videobeam

4 bafles de 500 w

1 consola de 12 canales

10 micrófonos con 10 pie de micrófonos.

Todos estos datos fueron procesados en una hoja Excel desarrollada en la Universidad de Matanzas para conocer la ganancia de calor del local.

1.4 Distribución de aire en grandes locales.

Uno de los factores más importantes en los sistemas de aire acondicionado radica en la distribución del aire, debido a que por más que se logre enfriar o calentar el aire o controlar su humedad, la forma en que se lleva a los espacios por acondicionar desempeña un papel fundamental para lograr el confort de las personas (Grote, 2012).

La circulación del aire dentro del área por climatizar es esencial para mantener un buen confort. El aire debe circular sobre toda el área sin obstáculos o separaciones que condicionen este elemento, debido a que la correcta circulación permitirá que absorba de manera uniforme el calor y la humedad de todo el local, potenciando así su eficiencia (Renedo, 2015). Los equipos responsables de impulsar o lograr el movimiento del aire en los locales se conocen como unidades terminales que pueden ser: unidades de tratamiento de aire y fancoils, cuando el fluido de trabajo es agua helada y si se trata equipos de expansión directa en el local, entonces estaremos en presencia de unidades interiores o evaporadores.

Para lograr una correcta distribución de aire (Carrier Corporation, 2009) es necesario conocer una serie de parámetros que se definen a continuación:

Alcance o flecha: Distancia horizontal medida desde la boca de salida del aire hasta el punto más alejado en el cual la velocidad se ha reducido hasta 0.25 m/s a una altura de 2.1 m.

Caída: Es la distancia desde la boca de salida del aire hasta el punto más bajo en el que se obtenga la velocidad de 0.25 m/s.

Área de distribución: Es el área comprendida por la unión de los puntos extremos donde la velocidad del aire sea 0,25 m/s.

Amplitud del difusor: Es la amplitud máxima de la zona medida en un plano horizontal, ver Fig. 2, y que está influenciada por la velocidad del aire y el ángulo de salida de las aletas de dicha rejilla o difusor.

Aire primario: Aire que es impulsado al local procedente del conducto.

Aire secundario: Aire que es arrastrado por el aire primario en su recorrido.

Aire total: Suma del aire primario y secundario.

Inducción: Efecto que se produce a consecuencia del arrastre del aire primario al salir de la boca de impulsión y arrastrar o inducir al aire secundario.

Relación de inducción: La relación entre el aire total con respecto al primario.

El aire es suministrado a un local o recinto determinado mediante rejillas y difusores que generalmente se colocan en el techo o en las paredes cerca de este. Las mismas están provistas de deflectores y alabes o guías directrices que posibilitan la dispersión y la velocidad del aire en la salida de estas, en función de las necesidades o requerimientos a lograr en la distribución de aire.

Existen tres condiciones necesarias para una buena distribución de aire que son:

- Temperatura del aire introducido en el local.
- Velocidad de aire descargado al local.
- Dirección del aire introducido en el local.

El diseño de distribución forma parte importante dentro de la selección del sistema adecuado para la climatización de un proyecto nuevo o la revaloración del existente, sobre todo cuando ésta es de confort, debido a que los volúmenes de aire y su distribución (puntos de difusión) deben estar correctamente calculados para no degradar la eficiencia y cumplir con las características de climatización mínimas de confort.

El aire introducido en un local debe distribuirse de manera tal que dentro de la zona de ocupación no existan grandes diferencias de temperatura, ya sea horizontal o vertical. Esto se puede controlar siempre que las alturas de un punto de difusión no excedan la elevación mínima del piso terminado de 2.40 metros, lo cual proporcionará mayores ventajas para la distribución apropiada de la calidad del aire y su velocidad si éste se entregara a las diferentes secciones de la habitación según el enfriamiento requerido de manera uniforme.

No obstante, se deberá mantener en todo momento el control sobre el flujo, la ubicación y la proyección de la inyección cercana o no del usuario, de manera que no se convierta en una situación incómoda.

En toda distribución de aire de inyección deberá considerarse que no se inyecte a corta distancia a un usuario, pues el cuerpo humano es un generador constante de calor y humedad, y al inyectar aire de manera directa sobre éste, se crea una película de estancamiento de aire caliente y húmedo que envuelve al usuario, impidiendo que el cuerpo perciba de manera apropiada el acondicionamiento térmico.

Por lo tanto, el tipo de ocupación, la actividad física, el nivel de ruido aceptable y el grado de actividad de los ocupantes de un local cobran gran relevancia en el diseño. La velocidad de inyección del aire admisible en el recinto a climatizar generalmente rondará los 1,8 m/s en el punto de inyección inmediato para que éste sea aceptable en el rango de confort, debido a que habitualmente una velocidad de menos de 0,1 m/s se considera aire inmóvil, mientras que 0,25 m/s es apenas el movimiento del aire que alcanza a percibir una persona promedio.

El estándar de la Ashrae 55-2010 (Atecyr, 2012), contempla que no hay un movimiento mínimo de aire para que se logre el confort; pero sí establece las velocidades máximas de 30 pies por minuto (ppm) (0.15 m/s) a una temperatura de 72°F (22°C), o bien de 50 ppm (0.25 m/s) para una temperatura de 78°F (25°C). También, establece que las bajas velocidades afectan siempre la uniformidad de temperatura en los espacios.

Numerosos experimentos aconsejan situar la velocidad del aire dentro del recinto ocupado en un intervalo de 0.15 y 0.20 m/s en invierno y en verano entre 0.20 y 0.40 m/s. En verano, la corriente convectiva o movimiento natural del aire tiende a llevar el aire caliente hacia el techo y en invierno van desde el techo hacia el suelo. Es evidente que para contrarrestar ambos fenómenos debe introducirse el aire acondicionado cerca del techo.

Otro aspecto muy importante en el acondicionamiento de locales de grandes dimensiones es la evacuación de los vapores del proceso de cocción de alimentos dentro del local, en el caso de un restaurante donde se cocine en su interior es mejor recurrir a la extracción localizada para evitar la expansión de gases, olores, grasas y calor que aumentarían la

carga térmica dentro de este y por ende el aumento del consumo energético de la instalación

1.5 Características del sistema de refrigeración por compresión de vapor.

Un sistema de refrigeración por compresión mecánica del vapor está formado por cuatro elementos fundamentales: compresor, evaporador, condensador y dispositivo de expansión, además de la sustancia de trabajo o agente de transformación que recibe el nombre de refrigerante.

El ciclo se desarrolla entre dos niveles de presiones, la llamada presión de alta o presión de condensación y la llamada presión de baja o presión de evaporación, es por ello que con frecuencia se hace alusión al lado de alta y al lado de baja del sistema de refrigeración.

Este ciclo como su nombre lo indica, tiene como finalidad la producción de frío o sea la reducción de la temperatura del objeto de la refrigeración. Este proceso de reducción de temperatura ocurre a expensas de la evaporación del agente refrigerante en el evaporador. El calor absorbido en el evaporador (equivalente a la refrigeración producida), es transportado por el propio refrigerante hasta el condensador donde este es rechazado.

Una representación esquemática de un sistema de refrigeración y su correspondiente diagrama de presión-entalpía donde se representa los procesos termodinámicos que ocurren en él se muestran en la figura 2.

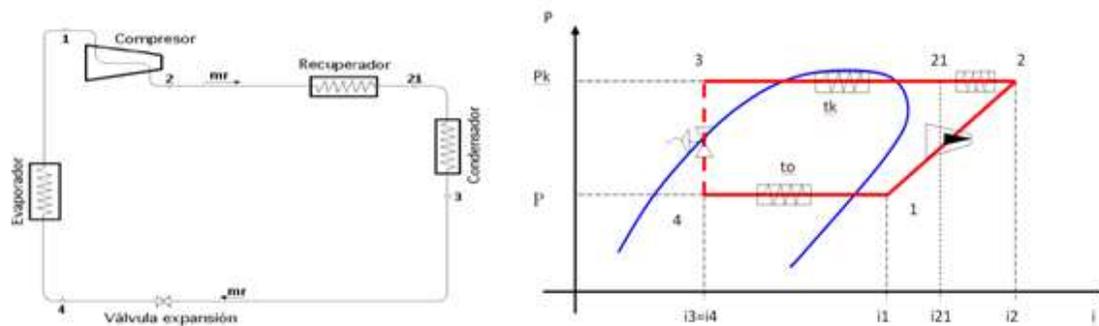


Figura 2. Representación esquemática y diagrama P-i de un sistema de refrigeración.

1.6 Métodos de análisis energéticos de sistemas de refrigeración.

El método de análisis energético se caracteriza fundamentalmente por la aplicación de balances de masa y energía a los esquemas objeto de estudio, con el objetivo de determinar el coeficiente de funcionamiento (COP), así como los calores absorbidos y rechazados por los procesos que forman el ciclo y el flujo de refrigerante. Se analizan aspectos aislados u operaciones por separado, complementándose con un balance energético total a partir del cual se determinan las pérdidas fundamentales y se proponen mejoras (Lapido, 2012).

La metodología de cálculo desarrollada en la Universidad de Matanzas para la evaluación energética de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, está programada en el software *TkSolver*, el cual da la posibilidad de obtener todas las funciones termodinámicas de una gran variedad de sustancias refrigerantes, en nuestro caso se desarrolla para el refrigerante R-134a, esta metodología ha sido utilizada en diferentes tesis de maestrías y diploma para evaluar diferentes sistemas de producción de frío principalmente en aire acondicionados centralizados.

Por otro lado, existen una serie de programas en la red mundial que son muy precisos y potentes, pero también muy costosos. No obstante los hay de forma gratuita que aparecen disponibles en la *World Wide Web* sin necesidad de pagos. Entre estos se encuentra el Coolpack versión 1.49. Este es una colección de herramientas de simulación específicamente para refrigeración. El desarrollo de *CoolPack* nace en la primavera de 1998 como parte de un proyecto de investigación. El objetivo de este proyecto era el desarrollo de modelos de simulación para ser usados en la optimización de sistemas de refrigeración. La primera idea fue realizar un programa de simulación fácil y general que permitiese a los usuarios toda la flexibilidad que ellos podrían desear para el uso de diferentes sistemas de diseño y fines de investigación.

CoolPack fue desarrollado como una parte del proyecto de investigación llamado SysSim (una abreviación de “*Systematic Modeling and Simulation of Refrigeration Systems*” (Modelización Sistemática y Simulación de Sistemas de Refrigeración)). El proyecto fue financiado por La Agencia de la Energía de Dinamarca.

La idea del desarrollo de *CoolPack* es diferente de las anteriormente descritas. En vez de crear un programa de simulación grande, general y comprensivo se ha optado por crear una colección de programas de simulación pequeños, fáciles de utilizar y numéricamente

robustos, que comprende entre otros programas, cálculo de carga térmica, análisis isoentrópico de la compresión, procesos de psicrometría, transferencia de calor en evaporadores y condensadores.

1.7 Psicrometría. El proceso de deshumidificación.

La psicrometría es la ciencia que estudia las propiedades físicas y termodinámica del aire atmosférico y la influencia que este ejerce sobre los materiales y las personas. Por estar compuesto de aire seco y vapor de agua, también se le conoce como aire húmedo. La cantidad de vapor de agua contenido en él depende de las condiciones de presión y temperatura, por lo tanto, variando estos parámetros, el aire puede incorporar vapor de agua o desprenderlo a través de la condensación. Es así que cuanto más caliente está el aire, puede contener mayor cantidad de vapor de agua. El vapor de agua contenido en el aire no es tangible, no se puede ver ni tocar, no tiene color, olor ni sonido; por ello, el tema de la humedad suele ser uno de los aspectos menos entendidos en lo que respecta al acondicionamiento del aire, convirtiéndose en un factor muy importante a considerar en la práctica.

El aire no es más que una mezcla de gases y a la mayoría de las personas les son familiares sus principales componentes, el nitrógeno y el oxígeno; solo cuando el aire se vuelve cálido y pegajoso nos damos cuenta de que existe además otro componente en la mezcla, el vapor de agua o la humedad.

La necesidad de controlar la humedad del ambiente se extiende mucho más allá de la necesidad del confort humano, siendo dicho control un factor indispensable en muchas industrias, procesos de manufactura, almacenamiento, transporte y preservación de gran variedad de productos (Morales, 2009).

El uso de sistemas de acondicionamiento de aire se ha hecho necesario en regiones tropicales húmedas a pesar de los altos costos que implica en materia económica, energética y ambiental. Frecuentemente se debe controlar y modificar no sólo la temperatura, también el contenido de humedad del aire para asegurar el confort humano y algunos parámetros de calidad en procesos industriales.

La deshumidificación mediante un serpentín de enfriamiento, método con el que se logran obtener humedades relativamente bajas o inferiores al 50 %, suele resultar caro, debido a

que el precio de la energía y del equipo, la operación y el mantenimiento del sistema HVAC también incrementa (Mundo HVAC, 2015) .

Se ha comprobado que en países donde se han implementado sistemas deshumidificadores con sales desecantes permite reducir la humedad relativa a niveles por debajo del 40 por ciento, lo que proporciona ventajas significativas en cuanto a eficiencia energética y un uso reducido de refrigerantes clorofluorocarbonados en comparación con el sistema convencional de deshumidificación mediante serpentines de enfriamiento por condensación.

Dicho sistema también permite un control efectivo de la temperatura y la humedad relativa del recinto acondicionado, lo que se traduce en una mejor calidad del aire interior y confort térmico.

Métodos de deshumidificación.

Existen diferentes procesos que tiene como objetivo remover la humedad del aire, ya sea el enfriamiento por compresión mecánica de un fluido refrigerante, por compresión del aire o por el uso de materiales desecantes.

Entre los métodos para deshumidificar mediante materiales o equipos desecantes destacan los siguientes procesos:

- Deshumidificación y enfriamiento simultáneo mediante desecantes líquidos.
- Con desecantes sólidos se presentan dos procesos: pre-enfriamiento-deshumidificación simultáneo y deshumidificación.
- Deshumidificación y posteriormente enfriamiento.

Por enfriamiento.

El aire puede deshumidificarse con sistemas de aire acondicionado convencionales de compresión de vapor, los cuales enfrían al aire a una presión constante hasta una temperatura inferior a la del punto de rocío, con lo que se condensa parte del vapor de agua en el aire. Es el método más utilizado en equipos de aire acondicionado comercial y residencial. Para llevarlo a cabo, el evaporador del sistema de compresión de vapor debe operar a una temperatura más baja que la requerida, a fin de extraer la carga de calor sensible de enfriamiento del espacio acondicionado. Usualmente, estos equipos no logran

reducir la humedad relativa por debajo de 60 por ciento; reducir aún más el contenido de humedad implica un aumento del costo del proceso.

Por compresión.

La deshumidificación ocurre cuando se comprime el aire atmosférico hasta lograr la condensación del vapor de agua que contiene. Al comprimir el aire, se reduce su capacidad de retener humedad y la condensación disminuye el contenido de humedad en términos absolutos, aunque produce una condición de saturación. En aplicaciones a presión atmosférica resulta muy costoso, pero vale la pena en sistemas presurizados, como el aire comprimido en procesos industriales.

En adición, requiere enfriadores y deshumidificadores desecantes instalados después del compresor, para evitar problemas asociados con humedad relativa elevada en las líneas de aire comprimido.

Mediante sales desecantes.

Las sales desecantes son sustancias químicas capaces de extraer o liberar vapor de agua del aire en cantidades relativamente grandes en relación con su peso y volumen. El proceso físico que permite la retención o liberación de la humedad es la diferencia de presión de vapor entre la superficie del desecante y el aire ambiente.

Pueden clasificarse como adsorbentes, que adsorben la humedad sin sufrir cambios químicos o físicos, y absorbentes, que absorben la humedad acompañados por cambios físicos o químicos, y pueden ser sólidas o líquidas. Los deshumidificadores desecantes, en vez de enfriar el aire hasta condensar su humedad, la atrapan al crear un área de baja presión de vapor en la superficie del desecante; la presión ejercida por el agua en el aire es más alta, por lo que las moléculas de agua se desplazan desde el aire hacia el desecante.

También, emplean los cambios en la presión de vapor de su superficie para secar continuamente el aire mediante un ciclo repetitivo de tres etapas. La primera es la absorción, en la cual el desecante frío y seco atrapa humedad del aire; a medida que absorbe humedad, se calienta y humedece hasta que su presión de vapor es igual a la del aire que lo rodea. A partir de este momento no puede absorber más agua. Más tarde, se

aparta del aire húmedo, se calienta y coloca en un flujo de aire diferente. Bajo estas condiciones la presión de vapor es muy alta en su superficie. Cuando la humedad sale, se llega a un punto en que el material adsorbente está seco, pero caliente, proceso al que se le conoce como desorción. Por ello, se requiere una etapa de enfriamiento para recobrar la baja presión del desecante y reiniciar el ciclo.

Los procesos de acondicionamiento de aire se pueden resolver mediante el empleo de los diagramas existentes como la carta psicrométrica, cuya manipulación es bastante sencilla, ya que basta con trazar algunas rectas y leer determinados datos.

La carta psicrométrica se utiliza para describir cualitativamente el diseño de procesos diferentes, y es extremadamente útil como auxiliar en la detección de cambios de estado producidos por equipos de proceso o acondicionamiento, así como para la estimación de los valores de propiedades. Para representar gráficamente las transformaciones utilizadas en las técnicas de aire acondicionado, se emplea de forma cualitativa la carta psicrométrica, que tiene como ejes la temperatura seca y la humedad absoluta

Capítulo II: Materiales y métodos.

En este capítulo se realiza una descripción de los componentes, mecánicos y eléctricos, de cada una de las prácticas analizadas, así como la metodología y mediciones de parámetros de funcionamiento para la evaluación y confección del informe final de estos laboratorios.

2.1 Objetivos y descripción de las componentes de las prácticas.

Teatro Universitario.

Es una maqueta muy bien concebida a escala pequeña del teatro universitario Julio A. Mella, donde se logra simular el acondicionamiento de aire de este local mediante un ciclo de refrigeración por compresión de vapor, que extrae del local el aire y después de tratarlo se devuelve a este mediante un sistema de conducto, también a escala reducida.

Su objetivo es el análisis energético de un sistema de compresión de vapor de expansión directa para climatización, en él se puede simular el efecto de la presión de condensación y evaporación en el rendimiento de estos sistemas, así como relacionarse con sistema de medición e instrumentación de los mismos.

El circuito de refrigeración está compuesto por sus cuatro elementos fundamentales, los que se detallan a continuación:

Compresor: marca Ivanov, de procedencia búlgara de un solo pistón y lubricado mediante salpicadura, su desplazamiento volumétrico es de $3.1 \text{ m}^3/\text{h}$. Su función es comprimir el vapor refrigerante sobrecalentado procedente del evaporador hasta una presión y temperatura que dependerá de la temperatura de la fuente caliente.

Condensador: Construido de tubos de cobre aleteado exteriormente por el cual circula aire exterior que es forzado en su recorrido por el espacio entre aletas mediante el uso de un ventilador axial, por su interior circula el refrigerante proveniente del compresor que se irá condensando en el interior de los tubos a medida que cede calor al aire.

Válvula de expansión termostática sin igualador de presión externa: Posibilita la caída de presión necesaria para lograr la disminución de presión y temperatura, a través de un orificio móvil en su interior protegido por filtro.

Evaporador: Construido de tubos de cobre aleteados exteriormente por dentro del cual circula el refrigerante, que a medida que absorbe calor del flujo (expansión seca) de aire

que circula por el espacio entre aletas de manera forzada gracias a un ventilador centrífugo, este se irá evaporando desde una calidad de vapor baja hasta que logra la calidad máxima para luego recalentarse y poder ser aspirado por el compresor garantizando el proceso en este último

La interconexión entre estos elementos se realiza mediante tuberías de cobre soldadas y abocardadas según sea su conexión.

La alimentación eléctrica de cada uno de los componentes de la instalación se muestra en la tabla 1, la cual trabaja con una frecuencia de 60 Hz.

Tabla 2. Voltaje de trabajo de la instalación.

Voltaje	110 V	220 V
Componente	Ventilador condensación. Ventilador evaporador. Luces del local.	Compresor. Válvula Solenoide. Bobinas eléctricas. Sistema de control.

El sistema de fuerza de la maqueta está compuesto por un interruptor magnetotérmico o breaker general y contactores magnéticos para el compresor y los dos ventiladores que solo accionarán si las protecciones están en orden.

El sistema de control está compuesto por la protección térmica de cada uno de los ventiladores y los presostatos de alta y baja presión de refrigerante que actuarán cuando la presión aumente por encima del *set point* o una disminución por debajo del *set point* de baja.

Para la puesta en marcha de la instalación solo basta con accionar el botón de encendido de la instalación (color verde). Además, los interruptores que simulan la avería de una instalación real por alta o baja presión de refrigerante deben estar apagado para permitir el funcionamiento del compresor. Para detener el funcionamiento de la misma se accionará el interruptor negro de apagado.

La instalación cuenta con dos manómetros de carátula que monitorean las presiones de trabajo, no obstante, si se dispone de un juego de manómetros de refrigeración se pueden medir estas directamente mediante dos válvulas *obus* dispuestas en la parte de baja y alta del sistema.

Las temperaturas de trabajo serán monitoreadas a través de un controlador digital marca *Dixell*, modelo XR10C, el cual no es más que un termostato apto para aplicaciones de refrigeración y calefacción que están provistos de una salida de relé el compresor y de una entrada configurable para sondas PTC o NTC. Aprovechando esta última característica se ubican una series de sondas PTC en el circuito de refrigeración y mediante un selector de canales se pueden leer las temperaturas donde están ubicadas dichas sondas dentro del sistema que son:

- Temperatura refrigerante descarga del compresor
- Temperatura refrigerante succión del compresor.
- Temperatura refrigerante líquido salida condensador.
- Temperatura refrigerante salida del evaporador.
- Temperatura ambiente.
- Temperatura interior del teatro.

Además, en el panel de control se encuentran los botones de encendido y apagado de la instalación, así como, dos interruptores que simulan una avería por baja (obstrucción en tuberías y dispositivos de control, elemento de potencia de la válvula de expansión rota y fugas de refrigerantes) presión y otra por alta presión de refrigerante (falta de ventilación, ventiladores fuera de servicio, obstrucción de las superficie de intercambio) al detener el funcionamiento del ventilador.

En la figura 3 se muestran los puntos de mediciones de las presiones y temperaturas de trabajo del circuito estudiado. Las instrucciones de manejo del termostato *Dixell* se anexan en la carpeta correspondiente a este trabajo de diploma.

En el anexo 1 se muestra la maqueta del teatro después de rehabilitado.

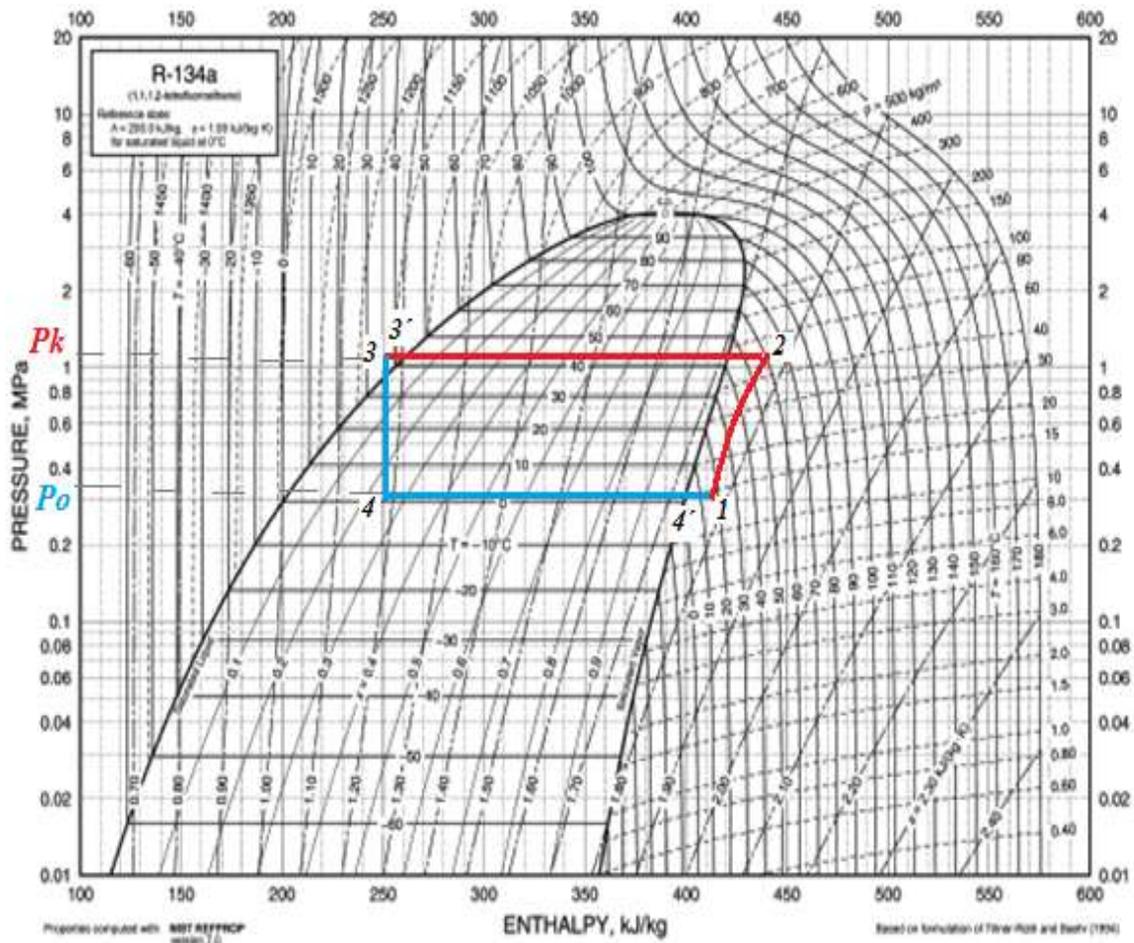


Figura 3. Diagrama P-h para R-134a con los puntos de mediciones.

✚ Deshumidificador de aire.

Tiene como objetivo fundamental relacionar al estudiante con el proceso psicrométrico de enfriamiento y deshumidificación del aire, su representación en la carta psicrométrica y con instrumentos y mediciones típicas en el tratamiento de aire.

La instalación funciona con un sistema de compresión de vapor, al cual se le realizó cambio de refrigerante y aceite de R-12 por R134a y su respectivo aceite poliéster.

Al accionar el *push button* de encendido de la maqueta, se pone en marcha el compresor y el ventilador axial (cuyo voltaje de trabajo es 220v, 60 Hz y monofásico) que está ubicado detrás del evaporador y el condensador del sistema, de esta forma se logra la circulación del aire que será deshumidificado al pasar primeramente por el serpentín de enfriamiento

y seguidamente por la superficie caliente del condensador, donde aumenta su temperatura pero mantiene constante su humedad (proceso de calentamiento sensible). La humedad removida del aire que circula por la instalación es recogida en una bandeja de desagüe. Los componentes de la instalación están ubicados dentro de una cubierta metálica, con esto se garantiza no existan pérdidas ni ganancias de aire durante la realización de la práctica que puedan conllevar a resultados no reales. En la figura 4, se muestra esquemáticamente el deshumidificador de aire y los puntos de medición de temperatura y flujo de aire. En el anexo 2 se muestra la instalación sin la cubierta.

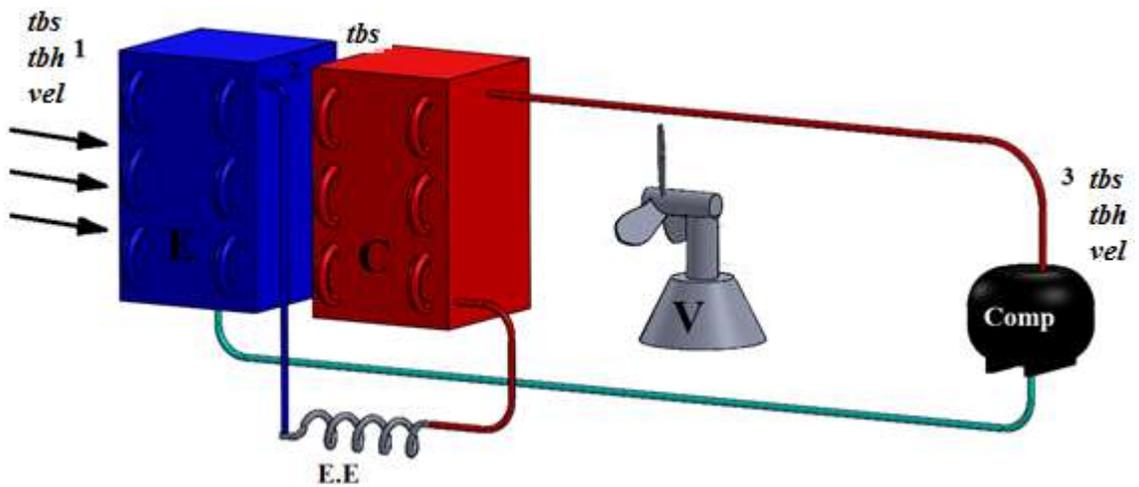


Figura 3. Representación esquemática del deshumidificador

2.2 Instrumentos de medición utilizados en la toma de parámetros de operación.

Para la realización exitosa de las prácticas de laboratorio fue necesario el empleo de instrumentos de medición ajenos a las maquetas pero que resultan de vital importancia en la evaluación de las mismas, sus principales características se muestran en la tabla 3 y estos se exponen en el anexo 3.

Tabla 3. Características de los instrumentos medición utilizados.

Instrumento	de	Principales características.
-------------	----	------------------------------

medición.	
Anemómetro	Modelo TMA 10, para medición de velocidad, flujo y temperatura de aire en el sistema internacional e inglés.
Psicrómetro	Ventilador accionado manualmente para circulación forzada del aire, rango de temperaturas de ambos termómetros de 0-40°C. Rango de precisión 0,1°C
Manómetro de refrigeración.	Medición de presiones manométricas de tres tipos de refrigerante en escalas de bar y psi. Rango de precisión de 0.01bar.
Multímetro digital de gancho	Marca <i>Mastercraft</i> , modelo 052-0729-4. Para medición de magnitudes eléctricas, tales como voltaje e intensidad.

2.3 Procedimiento para la puesta en marcha y evaluación de las prácticas analizadas.

Para la realización segura y fiable de las prácticas de laboratorio se recomienda seguir una serie de pasos los cuales serán expuestos a continuación para cada una de las maquetas analizadas

Teatro Universitario.

- ✓ Inspección visual de los elementos y cables eléctricos de la instalación.
- ✓ Conectar la instalación a la red de alimentación 220v, 1ph, 60Hz.
- ✓ Mantener los interruptores de luces y simulación de averías en estado desactivado.
- ✓ Accionar el botón verde de encendido. En este momento de pondrán en marcha los dos ventiladores de la maqueta y el control digital Dixell mantendrá el

compresor fuera de servicio hasta pasado tres minutos, en este momento, arrancará el compresor y por tanto comienza la circulación de refrigerante por el sistema.

Las mediciones no deben realizarse hasta tanto la temperatura interior en el teatro no esté en el rango de 23 a 25 °C, que dependiendo de las condiciones exteriores, está en el rango de los 15 minutos.

Cuando se haya alcanzado esta condición de temperatura, la toma de parámetros se realizará en un intervalo de 5 a 10 minutos. Se recomienda hacer al menos 5 muestreos a los valores establecidos y promediar los datos obtenidos.

Después de haber realizado las mediciones correspondiente al funcionamiento estable de la instalación, se procederá de forma opcional a la simulación del aumento de la carga térmica del local mediante el encendido de las luces del recinto.

Al simular el disparo por alta o baja presión de refrigerante se debe tener en observación el valor de la presión para evitar que esta descienda por debajo de la presión atmosférica o suba ilimitada debido a un desperfecto del presostato, protegiéndose así al compresor.

Cuando se concluya la toma de parámetros se accionará el botón rojo y se detendrá el funcionamiento de la práctica. Desconectar el suministro de corriente a la instalación.

Para la evaluación de la práctica se realizarán las mediciones de los parámetros de funcionamiento que permitan lograr este objetivo. Seguidamente se propone el modelo para el registro de las diferentes magnitudes.

Tabla 4 Modelo para el registro de evaluación energética.

<i>Parámetro medido</i>	<i>Número de mediciones</i>							
	<i>U. M</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>Prom.</i>
Pres. R134a succión compresor.	bar							
Pres. R134a descarga compresor.	bar							
Temp. R134a succión compresor.	°C							
Temp. R134a descarga compresor	°C							
Temp. R134a salida condensador	°C							
Temp. R134a salida evaporador	°C							

Temp. aire salida condensador.	°C							
Temperatura del local	°C							
Consumo eléctrico compresor	amp							
Consumo elect. vent. condens.	amp							
Consumo elect. vent. evaporador	amp							
Voltaje de trabajo compresor: 220 V. Voltaje de trabajo ventiladores: 110 V. Temp. ambiente: _____ °C Nota: Las presiones serán absolutas, no manométricas								

No obstante, la evaluación del sistema de refrigeración mediante cualquier software creado a tal efecto, se recomienda que el estudiante realice dicha evaluación basándose en los conocimientos obtenidos por este en conferencias y clases prácticas, de esta forma hará uso del diagrama presión entalpía y se relacionará con ecuaciones que rigen la evaluación energética de los sistemas de compresión de vapor.

 Deshumidificador de aire.

- ✓ Medir con el psicrómetro las temperaturas ambiente seca y húmeda del local que serán las de entrada a la instalación.
- ✓ Conectar la instalación a la red de alimentación 220v, 1ph, 60Hz.
- ✓ Colocar un depósito colector calibrado en el drenaje de la instalación para conocer volumen de agua removido del aire ambiente.
- ✓ Accionar el breaker de la instalación a la posición *ON* de encendido para poner en marcha la práctica.
- ✓ Medición con el anemómetro de la velocidad del aire que circulará por el equipo.
- ✓ Medición de la temperatura de bulbo seco del aire en la salida del evaporador.
- ✓ Medir con el psicrómetro las temperaturas ambiente seca y húmeda en la salida de la maqueta.
- ✓ Después de apagar la práctica esperar para que el agua removida circule toda hacia el depósito colector.
- ✓ Realizar el muestreo de las mediciones a partir del mismo instante de la puesta en marcha para observar como varia las propiedades del aire en la salida de la

instalación a medida que se enfría y calienta el evaporador y condensador respectivamente.

Las magnitudes obtenidas durante el desarrollo de la práctica pueden ser registradas mediante la tabla 5, propuesta a continuación.

Tabla 5. Modelo para registro de mediciones.

Tiempo seg	Parámetros Entrada		Punto medio	Parámetros Salida		Agua condensada
	tbs (°C)	tbs (°C)	tbs (°C)	tbs (°C)	tbs (°C)	Kg
0.5						
3						
6						
9						
12						
15						
18						
21						
24						

Los valores de tiempo de las tomas de registro de las diferentes variables pueden cambiarse en función del tiempo disponible, mientras más espaciadas estén las mediciones en el tiempo se notará más fácilmente el cambio de las propiedades psicrométricas del aire.

Una vez concluida la práctica de laboratorio se procederá a desconectar el breaker de la misma y seguidamente se desconectará de la red de alimentación eléctrica la instalación.

La medición del caudal aire que circula por el deshumidificador se debe registrar ya que la velocidad del aire en la salida no será igual a la entrada, esto se debe a que a medida que el aire circula por el deshumidificador la temperatura de este va en aumento después que abandona el evaporador producto al calor que absorbe del refrigerante en el condensador más el calor que absorbe de la carcasa del compresor debido al calor de la

compresión, además el área de entrada y salida del aire en el equipo es la misma. Este proceso de calentamiento del aire hace que el volumen específico del aire aumente trayendo consigo una disminución de la densidad del aire. Normalmente no es aconsejable incrementar la temperatura del local que se requiere deshumidificar debido a que un pequeño aumento de esta disminuirá el rendimiento del equipo ya que este tiene que disminuir la temperatura del aire (enfriarlo) por debajo de la del punto de rocío para que se lleve a efecto el proceso de deshumidificación. El caudal y el flujo másico de aire se calcula mediante las siguientes expresiones:

$$Q = V * A \quad (2.1)$$

$$\rho = \frac{1}{v} \quad (2.2)$$

donde:

Q = Caudal de aire que circula por el deshumidificador, m³/s.

V = Velocidad de cara del aire en la entrada del deshumidificador, medida con el anemómetro, m/s.

A = Área de cara del serpentín de enfriamiento, m².

G = Flujo másico de aire que circula por el deshumidificador, kg/s.

ρ = Densidad del aire a la temperatura de trabajo, kg/m³.

v = Volumen específico de la masa de aire, m³/kg.

Para poder comprender en toda su magnitud este proceso debemos saber que, teóricamente, se enfría primero la mezcla de aire y vapor de agua (se elimina calor sensible) a lo largo de una línea de humedad absoluta constante hasta alcanzar la curva de saturación, aumentando la humedad relativa de la masa de aire (Lázara Polaino, 1987), . La posterior eliminación de calor, disminución de la temperatura, resulta en la condensación del vapor de agua, extrayéndose así agua del aire, al mismo tiempo que sigue reduciéndose la temperatura de bulbo seco y el proceso se aleja de la línea de saturación en su segunda fase, esto se representa en el diagrama o ábaco psicrométrico de la figura 5.

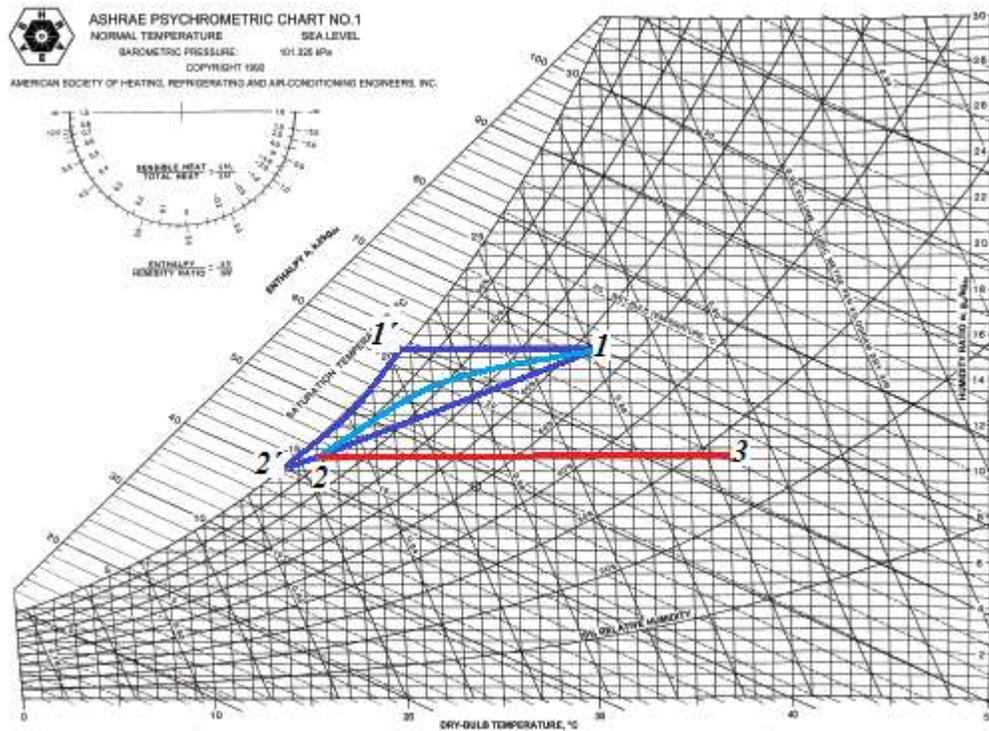


Figura 5. Proceso deshumidificación por enfriamiento y calentamiento sensible.

Por otro lado, todo el aire que fluye a través de la superficie del evaporador no se pone en contacto con dicha superficie, por lo que una parte de este aire no sufre cambio en sus parámetros psicrométricos, temperatura y humedad, este fenómeno se cuantifica mediante el factor de desvío de la batería que tiene en cuenta esa cantidad de aire que cruza el serpentín de enfriamiento y deshumidificación y no varía sus propiedades.

La temperatura de salida del aire en el evaporador será entonces mayor que la temperatura de la superficie de este último, estableciéndose así dos temperaturas de rocío, una la temperatura de rocío del aire y otra la temperatura de rocío de la pared conocida por sus siglas en inglés *Tadp* (*Apparatus Dew Point*).

Para representar el proceso en la carta psicrométrica tomaremos los valores obtenidos en el psicrómetro y lo ubicamos con el punto 1 (estado 1). Se medirá igualmente la salida del aire del deshumidificador y se ubicará este punto de salida en dicha carta con los valores de T_{bh} y T_{bs} obtenidos, como este proceso es de calentamiento sensible se traza una recta desde este punto (estado 3), hasta la curva de saturación. Desde el punto 1 (estado 1) se procede de igual forma, se traza una recta a humedad constante hasta cortar la curva de

saturación. El valor de la temperatura de salida del aire del evaporador en el punto 2 se mide con un termómetro de bulbo seco y este punto estará ubicado donde se intercepte la recta del proceso de calentamiento con este valor de temperatura a la salida del evaporador. Seguidamente se traza un recta desde el punto 1 que pase por la intersección obtenida previamente y se continua hasta la curva de saturación, donde se corte con la curva de saturación este será el punto de rocío de la batería o T_{adp} . La diferencia entre este punto y el punto 2 será el factor de *bypass* (f) de la batería, que se puede obtener de tablas 61y 62 de (Carrier Corporation, 2009) o mediante la relación:

$$f = \frac{t_2 - t_{adp}}{t_1 - t_{adp}} \quad (2.3)$$

Siendo t_1 , t_2 las temperaturas de entrada y salida del aire al evaporador y t_{adp} temperatura de rocío de la superficie del serpentín.

Basándonos en la figura 3 y conociendo que la mayoría de los procesos de aire acondicionado se pueden modelar en régimen estacionario, aplicando las leyes de conservación de la masa y energía (Ashrae, 2009), tenemos que:

$$\dot{m}_{da} * h_1 = \dot{m}_{da} * h_2 + q_{1-2} + \dot{m}_w * h_{w2} \quad (2.4)$$

$$\dot{m}_{da} * W_1 = \dot{m}_{da} * W_2 + \dot{m}_w \quad (2.5)$$

Despejando \dot{m}_w resulta:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{da} * (W_1 - W_2) \quad (2.6)$$

$$q_{1-2} = \dot{m}_{da} * [(h_1 - h_2) - (W_1 - W_2) * h_{w2}] \quad (2.7)$$

$$q_{2-3} = \dot{m}_{da} * (h_3 - h_2) \quad (2.8)$$

donde:

\dot{m}_w = Masa de agua removida del aire, kgw/s

\dot{m}_{da} = Masa de aire tratada en la instalación, kg/s

$w_1, w_2 =$ Humedad absoluta aire entrada y salida evaporador, Kgw/kg

$h_1, h_2 =$ Entalpía entrada y salida del aire evaporador, kJ/kg.

$h_3 =$ Entalpía aire salida condensador, kJ/kg.

$q_{1-2} =$ Calor absorbido por el refrigerante en el evaporador, kW.

$q_{2-3} =$ Calor cedido por el refrigerante en el condensador hasta la salida del deshumidificador, kW.

Capítulo III: Análisis de los resultados.

En este capítulo se exponen y se realiza un breve comentario de los resultados obtenidos en cada práctica de laboratorio y se propone una guía para la confección del informe de dichas prácticas.

3.1 Resultados obtenidos.

✚ Teatro Universitario.

Carga térmica del local.

La corrida de los datos reales del local que fueron introducidos en una hoja de cálculo Excel para cuantificar la carga térmica del local dieron como resultado para las condiciones de máxima utilización del local se genera una carga térmica de 85, 152 kW (24 Tr). El mes más crítico resulto ser el mes de Junio a las 1500 hrs. Se puede apreciar que la ubicación geográfica del local solo incide la radiación solar en la pared sur y oeste, la cual se verá atenuada por los árboles que rodean a esta instalación.

Al realizar un análisis de las cargas latente y sensible en el local se nota que de un total neto de 83,52 kW, esta se comparten en 41,33 kW de carga sensible y 42,19 de carga latente, lo que representa, esta última el 50,51% del total, esto se debe a que la mayor carga la aportan los ocupantes por ser este un local de eventos y reuniones del mayor centro de altos estudios de la provincia, atrayendo a muchas personas. Esta situación debe tenerse en cuenta a la hora de seleccionar el equipamiento de aire acondicionado pues cuando las cargas latentes representan un alto porcentaje del total, es práctica común el empleo de resistencia de calentamiento sensible a la salida de la unidad de tratamiento de aire

	Watt	Btu/h	Ton (Refrigeración)
Qbat	85152	290551	24,2

Figura 6. Capacidad frigorífica demanda por el local en diferentes magnitudes.

Los resultados del software se exponen en el anexo 4.

Análisis energético del ciclo de refrigeración.

Del funcionamiento del sistema de compresión de vapor que climatiza al teatro universitario se tomaron una serie de parámetros que permitieron realizar la evaluación energética del mismo para cuando trabaja con una temperatura ambiente igual a la interior del local y otra temperatura ambiente cuando se pone en marcha el aire acondicionado instalado en el local de laboratorio.

Durante la realización del experimento estas temperaturas fueron de 29,3 °C y 24,6 °C respectivamente, los valores obtenidos para cada una de ellas se muestran a continuación.

Tabla 6. Principales resultados de la evaluación energética para $T_a=29,3$ °C.

<i>Parámetro medido</i>	<i>Número de mediciones</i>							
	<i>U. M</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>Prom.</i>
Pres. R134a succión compresor.	bar	3.41	3.40	3.42	3.41	3.41	3.41	3.41
Pres. R134a descarga compresor.	bar	12.4	12.5	12.4	12.3	12.3	12.4	12.38
Temp. R134a succión compresor.	°C	11.9	12.0	11.9	11.8	11.9	12.0	11.9
Temp. R134a descarga compresor	°C	62.9	63.6	63.7	63.5	63.2	63.3	63.5
Temp. R134a salida condensador	°C	43.2	43.1	43.3	43.2	43.1	43.3	43.2
Temp. R134a salida evaporador	°C	11.9	11.6	11.7	11.6	11.7	11.6	11.7
Temp. aire salida condensador.	°C	33.3	33.4	33.5	33.6	33.3	33.4	33.4
Temperatura del local	°C	24.3	24.3	24.3	24.4	24.3	24.3	24.3
Consumo eléctrico compresor	amp	2.90	2.92	2.92	2.90	2.91	2.91	2.91
Consumo elect. vent. condens.	amp	0.70	0.71	0.72	0.71	0.72	0.71	0.71
Consumo elect. vent. evaporador	amp	0.44	0.46	0.45	0.45	0.46	0.45	0.45
Voltaje de trabajo compresor: 220 V. Voltaje de trabajo ventiladores: 110 V. T. ambiente: 29.3 °C Nota: Las presiones serán absolutas, no manométricas								

Tabla 7. Principales resultados de la evaluación energética para $T_a=24,6$ °C.

<i>Parámetro medido</i>	<i>Número de mediciones</i>							
	<i>UM</i>	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>Prom.</i>
Pres. R134a succión compresor.	bar	3.41	3.42	3.41	3.41	3.40	3,41	3.41
Pres. R134a descarga compresor.	bar	11.4	11.5	11.3	11.3	11.2	11.3	11.34
Temp. R134a succión compresor.	°C	10.2	10.3	10.2	10.1	10.2	10.2	10.2
Temp. R134a descarga compresor	°C	58.3	58,4	58.2	58.3	58.4	58.2	58.3
Temp. R134a salida condensador	°C	38.9	39.1	38.8	38.8	38.7	38.8	38,9
Temp. R134a salida evaporador	°C	9.9	10.0	9.8	9.7	10.0	9.9	9.9
Temp. aire salida condensador.	°C	29.3	29.5	29.4	29.4	29.3	29.4	29.4
Temperatura del local	°C	24.3	24.3	29.3	29.3	29.3	29.3	24.3
Consumo eléctrico compresor	amp	2.88	2.90	2.89	2.89	2.88	2.89	2.89
Consumo elect. vent. condens.	amp	0.71	0.71	0.72	0.71	0.70	0.71	0.71
Consumo elect. vent. evaporador	amp	0.45	0.45	0.46	0.45	0.44	0.45	0.45
Voltaje de trabajo compresor: 220 V. Voltaje de trabajo ventiladores: 110 V. T. ambiente: <u>24,6</u> °C. Nota: Las presiones deben ser absolutas, no manométricas.								

Los resultados principales de la evaluación energética del ciclo para las diferentes temperaturas de condensación se resumen en la tabla 8.

Como se puede apreciar los resultados obtenidos demuestran como una disminución de la temperatura de condensación trae aparejado un aumento de la eficiencia del ciclo, ya que disminuye el trabajo del compresor y se logra una mayor producción de potencia frigorífica. Disminuye la temperatura de descarga en la salida del compresor lo cual trae como beneficio que la temperatura del aceite también disminuya, manteniendo así sus propiedades lubricantes que juega una función esencial en las partes móviles del compresor alargando su vida útil. El subenfriamiento del líquido a la salida del condensador es mayor cuando la temperatura ambiente disminuye, en este caso es lógico, pues el flujo de aire en el ventilador de condensación será el mismo para cualquier condición de carga. La presión de evaporación se comporta igual, lo que significa que la

válvula de expansión está regulando en óptimas condiciones el paso de refrigerante al interior del evaporador.

En la literatura especializada en la temática se plantea que por cada grado que disminuya la temperatura de condensación (Montelier S, 2010), la eficiencia del ciclo aumenta entre un (2-4) % ya que disminuye el trabajo de compresión y aumenta el efecto refrigerante, en nuestro caso este valor en un 3,02 %, lo que demuestra la fiabilidad de los resultados.

Tabla 8. Resumen de los principales resultados obtenidos y su comparación.

Descripción de la variable	Variable	UM	Tamb (°C)		Difer. %
			29,3	24,6	
Presión R134a succión compresor.	Po	bar	3,41	3.41	0
Presión R134a descarga compresor.	Pk	bar	12.38	11.34	+1.04
Temperatura R134a condensación.	tk	°C	47.68	44.28	+3.4
Temperatura R134a evaporación.	to	°C	4.43	4.43	0
Temperatura R134a succión compresor	t1	°C	11.9	10.2	+1.7
Temperatura R134a descarga compresor.	t2	°C	63.5	58.3	+5.2
Temperatura R134a salida condensador	t3	°C	43.2	38.9	+4.3
Subenfriamiento del líquido.	Tse	°C	4.48	5.38	-0.9
Recalent. R134a salida compresor	dt2	°C	15.82	14.02	+1.8
Recalent. R134a succión compresor.	dt1	°C	7.47	5.77	+1.7
Potencia frigorífica.	Qo	kW	1.55	1.73	-0.18
Potencia eléctrica total.	Net	kW	0.55	0.54	-0.01
Flujo másico de refrigerante.	mr	Kg/s	0.0111	0.0118	-0.0007
Rendim. relativo interno del compresor.	η_{ri}	adim	0.84	0.84	0
Coficiente de trabajo efectivo.	COPe	adim	2.81	3.15	-0.34
Coficiente ciclo de Carnot.	COPC	adim	20.44	30.66	-10.22

Rendimiento exergético	η_{ex}	adim	0.137	0.102	+0.035
------------------------	-------------	------	-------	-------	--------

En el anexo 5 se muestran los resultados del análisis energético desarrollado en el software *TK Solver*.

 Deshumidificador de aire.

En este tipo de instalación se buscó un promedio de mediciones ya que las condiciones del aire del local van cambiando en la medida que se vaya deshumidificando el aire, por lo que se registran los valores en diferentes instantes de tiempo para observar dicha evolución.

Los valores obtenidos durante la operación del deshumidificador se relacionan en la siguiente tabla. Estas mediciones se llevaron a cabo dentro del local que ocupa actualmente el laboratorio de energía y después de 25 minutos de funcionamiento, la temperatura del local aumenta considerablemente llegando a ser más de 40 grados Celsius, por lo que esta actividad debe llevarse a cabo en espacio abierto y el equipo permite su traslado hacia el exterior del local.

Tabla 9. Parámetros obtenidos en el deshumidificador de aire.

Numero de medición	Parámetros Entrada		Punto medio	Parámetros Salida		Agua condensada
	<i>tbs</i> (°C)	<i>tbh</i> (°C)	<i>tbs</i> (°C)	<i>tbs</i> (°C)	<i>tbh</i> (°C)	Kga/kgas
1	25.1	22.6	18.1	35.3	21.9	0.0053
2	25.4	22.8	18.2	35.6	22.2	0.0032
3	25.6	23.6	18.1	35.1	22.4	0.0063
4	27.2	24.1	17.6	40	23.6	0.0062
5	29.1	25.1	17	41.6	24.3	0.0065

Para la obtención del caudal volumétrico de aire se puede realizar la medición, como se explicó anteriormente, mediante el registro de la velocidad del aire y multiplicarlo por el área de cara del serpentín o poner esta directamente en el anemómetro y se registrará de forma directa el caudal en m^3/s . En este caso, la velocidad de cara de entrada al serpentín es de 0.94 m/s y el área de la sección es cuadrada e igual a 0,2 m por cada cara, entonces el flujo volumétrico será:

$$Q = V * A = 0.94 * 0.04 = 0.0376 \text{ m}^3/s$$

$$\dot{m} = Q * \rho = 0.0376 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} * 1.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\dot{m} = 0.0528 \text{ kg/s.}$$

Con los valores registrados en las mediciones de temperaturas podemos ubicar el punto correspondiente a la entrada y salida del deshumidificador, así como la temperatura de salida del evaporador. A partir de estos datos se pueden leer en la carta psicrométrica los demás parámetros de estados correspondientes a cada punto y obtener el calor absorbido y rechazado y la cantidad de agua removida de la masa de aire que atraviesa el equipo. Los parámetros de estado, humedad y entalpia, de cada punto se muestran a continuación en la tabla 10 y fueron obtenidos con ayuda del software propiedades del aire húmedo GESTOP.

Número de medición	Parámetros de entrada			Parámetros de salida		
	d	φ	h	d	φ	h
	(kga/kgas)	%	(kJ/kgas)	(kga/kgas)	%	(kJ/kgas)
1	0.0163	80.9	66.6	0.011	30.7	63.6
2	0.0164	80.3	67.4	0.0132	36.2	64.3
3	0.0176	84.8	70.5	0.0113	31	65.5
4	0.0177	77.6	72.5	0.0115	25	69.9

5	0.0185	72.6	76.5	0.012	23.8	72.7
---	--------	------	------	-------	------	------

La cantidad de agua removida durante el experimento se obtiene mediante la aplicación de la ecuación 2.6 al multiplicar el flujo másico por la diferencia de humedad absoluta entre el aire que entra y sale del equipo. Para ello se halló el promedio de las mediciones de la humedad absoluta de entrada y salida y se obtuvo la diferencia entre ellas que al multiplicar por el flujo másico resulto:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{da} * (W_1 - W_2)$$

$$\dot{m}_w = 0.0528 \frac{kg}{s} * \left(0.0173 \frac{kg_a}{kg_{as}} - 0.0118 \frac{kg_a}{kg_{as}} \right)$$

$$\dot{m}_w = 0.0002904 \frac{kg_a}{s}$$

Si convertimos el valor anterior a $\frac{kg_a}{h}$ resulta que su valor es de 1.045, es decir, que la cantidad de agua removida es de 1.045 lts/h, el resultado del agua acumulado durante el tiempo de mediciones fue de 0.467 lt en aproximadamente 25 minutos, lo que valida los resultados obtenidos en las mediciones.

3.2 Contenido del informe a presentar en cada práctica de laboratorio.

El informe a presentar por alumno o grupos de alumnos debe contener los siguientes aspectos:

- 1) Título de la práctica.
- 2) Resumen.
- 3) Introducción.
- 4) Datos experimentales (modelos de mediciones, fórmulas y ecuaciones).
- 5) Resultados obtenidos (apoyándose en tablas, gráficas, diagramas).

- 6) Análisis de los resultados.
- 7) Conclusiones.

Conclusiones.

1. Las dos maquetas estudiadas fueron beneficiadas con mantenimiento y cambio de refrigerantes de R-12 a R134a.
2. Con la ejecución de estas prácticas de laboratorios los estudiantes se relacionan con técnicas y mediciones reales en un sistema de climatización y deshumidificación de aire por enfriamiento.
3. Se demostró la influencia de la temperatura ambiente en la eficiencia de un sistema de refrigeración.
4. Aunque se elaboró una metodología y secuencia de pasos para la realización de estas prácticas, el profesor responsable de la actividad puede realizar los cambios pertinentes en busca del objetivo trazado.
5. La práctica en el deshumidificador de aire debe realizarse en un local abierto para evitar alta temperatura ambiente.

Recomendaciones.

1. Sustituir la estructura de la maqueta del teatro por materiales bioclimáticos actuales empleados en la construcción de edificios y viviendas.
2. Comprobar al menos una semana antes de la realización de las prácticas de laboratorio el funcionamiento óptimo de los mismos.
3. Seguir los pasos y medidas de seguridad establecidas para evitar accidente durante la realización del experimento.
4. Realizar al menos cada 6 meses una actividad de mantenimiento y conservación de las maquetas.

Bibliografía.

1. **Ashrae. 2009.** *Ashrae Handbook Fundamental*. Atlanta : Ashrae, 2009. ISBN 978-1-933742-54-0.
2. **Atecyr. 2012.** Instalaciones de climatización con equipos autónomos. *Disponible en ww.idae.es*. Madrid : s.n., 2012. Guía 17. ISBN: 978-84-96680-61-6.
3. **Barreras, Angel L Miranda. 2000.** *Nueva enciclopedia de la refrigeración y el aire acondicionado*. Barcelona : s.n., 2000.
4. **Carrier Corporation. 2009.** *Manual de aire acondicionado*. Barcelona : Marcombo, 2009. ISBN 978-4-84-267-1499-2.
5. **Grote, K. 2012.** Instalaciones de climatización y ventilación. La técnica de difusión del aire. Santiago de Chile : s.n., 2012. 114.
6. **ISO-7730.** Moderate thermal environment. Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort.
7. **Montelier S, et al. 2010.** Estrategias operacionales para el ahorro de energía en sistemas centralizados de climatización por agua helada de hoteles turísticos. Matanzas : s.n., 2010. Vol. Volumen 9, 1.
8. **Morales, Tania Carbonell. 2009.** Utilización de las ruedas desecantes, entálpicas y sensibles en el tratamiento del aire en Cuba. [En línea] 2009. www.cujae.cu/ceter.
9. **Mundo HVAC. 2015.** Control de la humedad en climas cálidos. [En línea] Septiembre de 2015. www.mundohvac.com/aire/humedad.
10. **Plasencia, Mario A Alvarez Guerra. 2009.** *Temas avanzados de refrigeración y climatización*. La Habana : Felix Varela, 2009. ISBN 978-959-257-180-8.
11. **Renedo, J C. 2015.** *Distribución de aire*. [PDF] Cantabria : s.n., 2015. www.personales.unican.es/reneo/index/htm.

Anexos

Anexo1.

Maqueta del teatro universitario antes y después de rehabilitada

Antes.



Rehabilitado.



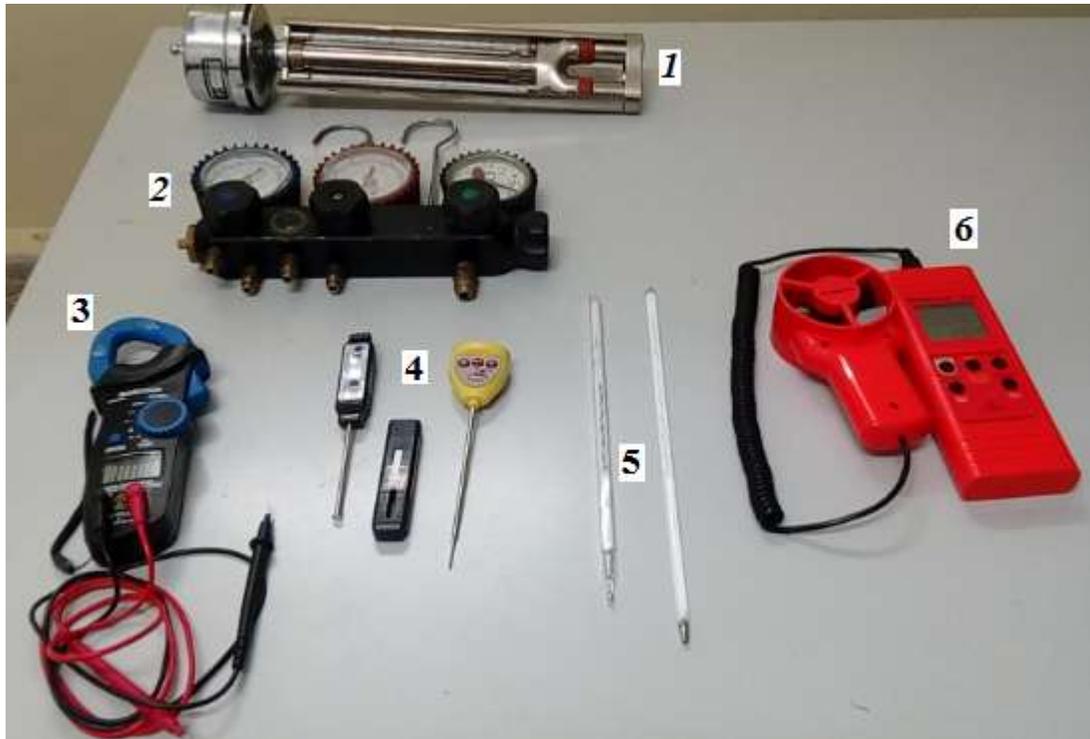
Anexo 2.

Vista interna del deshumidificador de aire.



Anexo 3.

Instrumentos de medición utilizados en la realización de las prácticas.



Identificación de los instrumentos.

1 Psicrómetro.

2 Manómetros de refrigeración.

3 Medidor digital de gancho.

4 Termómetros digitales

5 Termómetros de mercurio.

6 Anemómetros

Anexo 4.

Resultados del software de carga térmica.

Análisis por meses

Meses	Qv (W)	
	Valor	Hora
Junio	5634,82	18:00
Julio y Mayo	5382,56	18:00
Agosto y Abril	5060,53	18:00
Septiembre y Marzo	4698,81	18:00
Octubre y Febrero	4480,11	18:00
Noviembre y Enero	4424,20	18:00
Diciembre	4452,12	18:00

Carga Variable Max
5634,82

Fuentes de calor constantes	Ganancia de calor sensible (W)
Ganancia de calor a través de Tabiques	790,56
La ganancia de calor por cristales	183,04
Ganancias de calor por Infiltraciones	0
Ganancias de calor por Iluminación Eléctrica	731
Ganancias de calor por Ocupantes	8073,6
Ganancias de calor por Motores	0
Ganancias de calor por procesos y equipos	0
Total	9778,2

	Ganancia de calor sensible (W)
Ganancias de calor por ventilación exterior	25917,408

Anexo 5

Resultados del software TK solver. Evaluación energética.



Evaluación energética I

Variables sheet

Input	Name	Output	Unit	Comment
	Tamb	302,3	K	Temperatura ambiente
29,3	tamb		oC	Temperatura ambiente
	Po	341000	Pa	Presion R-134a entrada del compresor
3,41	P1		bar	Presion R-134a entrada del compresor
12,38	P2		bar	Presion R-134a descarga del compresor
	Pk	1238000	Pa	
	to	4,4309	oC	Temperatura de ebullicion R-134a
	To	277,4309	K	Temperatura de ebullicion R-134a absoluta
15,2	taf		oC	Temperatura del aire frio
	Taf	288,2	K	Temperatura del aire frio
	Tac	306,4	K	Temperatura del aire caliente absoluta
33,4	tac		oC	Temperatura del aire caliente
	tk	47,6809	oC	Temperatura de condensacion R-134a
	Tk	320,6809	K	Temperatura de condensacion R-134a absoluta
	dtac	14,2809	oC	Diferencial de temperatura entre aire caliente y tk
	dtaf	10,7691	oC	Diferencial de temperatura entre aire frio y to
11,9	t1		oC	Temperatura del R134a entrada del compresor
	dt1	7,4691	oC	Sobrecalentamiento del R-134a salida evaporador
	T1	284,9	K	Temperatura del R134a entrada del compresor absoluta
63,5	t2		oC	Temperatura del R134a salida del compresor
	dt2	15,8191	oC	Recalentamiento del R134a salida del compresor
	T2	336,5	K	Temperatura del R134a salida del compresor absoluta

Evaluación energética I

Input	Name	Output	Unit	Comment
43,2	T3		°C	Temperatura líquido subenfriado salida del condensador
	T3	316,2	K	Temperatura líquido subenfriado salida del condensador
	T3c	7,4691	K	Temperatura sobrecalentamiento R-134a salida evaporador
	T5	277,4309	K	Temperatura del vapor saturado R-134a a presión de succión
	T5e	4,4809	K	Temperatura subenfriamiento R-134a salida condensador
	h1	407,8826	kJ/kg	Entalpia R-134a entrada compresor
	h2	440,7817	kJ/kg	Entalpia R-134a salida compresor
	hd2	436,8128	kJ/kg	Entalpia R-134a (isentrópica) entrada compresor
	s11	1749,0156	J/kg.K	Entropía R134a entrada del compresor
	h3	260,9644	kJ/kg	Entalpia R-134a salida condensador
	h33	260964,3866	J/kg	Entalpia R-134a salida condensador
	h5	401,0805	kJ/kg	Entalpia R-134a vapor saturado a presión de succión
	h4	260,9644	kJ/kg	Entalpia R-134a salida válvula de expansión
	s1	1,749	kJ/kg.K	Entropía R134a entrada del compresor
	s2	1,7639	kJ/kg.K	Entropía R134a salida del compresor
	s3	1,2043	kJ/kg.K	Entropía R134a salida del condensador
	s4	1,2197	kJ/kg.K	Entropía R134a salida válvula de expansión
	Nec	,4692	kW	Potencia eléctrica del compresor
2,91	Amp		amp	Consumo de corriente en el compresor
215	Volt		volt	Tensión eléctrica en el compresor
,75	fp		adim	Factor de potencia del compresor
1,16	Ampv		amp	Consumo de corriente en ventiladores
110	Voltv		volt	Tensión eléctrica en ventiladores
,65	fpv		adim	Factor de potencia en ventiladores
	Nev	,08294	kW	Potencia eléctrica en ventiladores
	Net	,5522	kW	Potencia eléctrica total
	ηi	,849	adim	Rendimiento relativo interno del compresor
	ηc	,7216	adim	Rendimiento del moto compresor

Evaluación energética I

Input	Name	Output	Unit	Comment
,85	η_{el}		adim	Rendimiento electromecánico
1	η_t		adim	Rendimiento de la transmisión
	η_c	72,1621	%	Rendimiento de moto compresor
	ρ_1	16,0912	kg/m ³	Densidad del R-134a entrada del compresor
	v_1	,0621	m ³ /kg	Volumen específico R-134a entrada del compresor
	\dot{m}_r	,0111	kg/s	Flujo másico de refrigerante
40	P_{fr}		kPa	Potencia de fricción
3,1	V_d		m ³ /h	Volumen de desplazamiento del compresor
	Q_v	,0007	m ³ /s	Flujo volumétrico de refrigerante
	Q_o	1,5521	kW	Calor absorbido por R-134a en el evaporador
	Q_{sc}	,0753	kW	Calor absorbido por el R-134a en el sobrecalentamiento
	Q_{ot}	1,6275	kW	Calor total absorbido por el R-134a en el evaporador
	Q_{otr}	,4417	TR	Calor total absorbido por el R-134a en el evaporador
	Q_k	1,9919	kW	Calor cedido por el R-134a en el condensador
	η_v	,7994	adim	Rendimiento volumétrico del compresor
	V_r	2,4781	m ³ /kg	Volumen real del compresor
	N_{mec}	,3989	kW	Potencia mecánica del compresor
	N_{real}	,3644	kW	Potencia real del compresor
	N_{fr}	,0344	kW	Pérdida de potencia por fricción
	N_{ideal}	,3094	kW	Potencia ideal del compresor
	COPe	2,8109	adim	Coefficiente de efecto frigorífico efectivo
	COPC	20,4397	adim	Coefficiente de efecto frigorífico del ciclo de Carnot
	η_{ex}	,1375	adim	Rendimiento exergético

Rules Sheet

Rules

```
<<<< Parametros del ciclo>>>>
```

$$P_0 = P_1 \cdot 100000$$

Evaluación energética I

Rules

$$P_k = P_2 \cdot 100000$$

$$T_{amb} = t_{amb} + 273$$

$$t_0 = T_0 - 273$$

$$T_{af} = t_{af} + 273$$

$$T_{ac} = t_{ac} + 273$$

$$t_k = T_k - 273$$

$$dt_{af} = t_{af} - t_0$$

$$dt_{ac} = t_k - t_{ac}$$

$$t_1 = t_0 + dt_1$$

$$T_1 = t_1 + 273$$

$$t_2 = t_k + dt_2$$

$$t_2 = T_2 - 273$$

$$t_3 = T_3 - 273$$

$$T_{sc} = T_1 - T_5$$

$$T_5 = T_0$$

$$T_{se} = T_k - T_3$$

; <<< Balance energético del ciclo >>>

$$i_1 = \frac{\text{SENTHALPY}(1, \text{R134a}, T, T_1, P, P_1 \cdot 100000)}{1000}$$

$$i_2 = \frac{\text{SENTHALPY}(1, \text{R134a}, T, T_2, P, P_2 \cdot 100000)}{1000}$$

$$i_{d2} = \frac{\text{SENTHALPY}(1, \text{R134a}, S, S_{11}, P, P_2 \cdot 100000)}{1000}$$

$$i_3 = \frac{\text{SENTHALPY}(1, \text{R134a}, T, T_3, P, P_2 \cdot 100000)}{1000}$$

$$i_5 = \frac{\text{SENTHALPY}(1, \text{R134a}, X, 1, P, P_1 \cdot 100000)}{1000}$$

EVALUACION CON TA.ALTA.TKW

Evaluacion energetica I

Rules

$$i3 = i4$$

$$i33 = i3 \cdot 1000$$

$$v1 = \$VOLUME(1, R134a, T, T1, P, P1 \cdot 100000)$$

$$S1 = \frac{\$ENTROPY(1, R134a, T, T1, P, P1 \cdot 100000)}{1000}$$

$$S11 = S1 \cdot 1000$$

$$S2 = \frac{\$ENTROPY(1, R134a, T, T2, P, P2 \cdot 100000)}{1000}$$

$$S3 = \frac{\$ENTROPY(1, R134a, T, T3, P, P2 \cdot 100000)}{1000}$$

$$S4 = \frac{\$ENTROPY(1, R134a, H, i33, P, P1 \cdot 100000)}{1000}$$

$$To = \$TEMPERATURE(1, R134a, P, Po, X, 1)$$

$$Tk = \$TEMPERATURE(1, R134a, P, Pk, X, 1)$$

$$Nec = \frac{\text{Amp} \cdot \text{Volt} \cdot \text{tp}}{1000}$$

$$Nev = \frac{\text{Ampv} \cdot \text{Vollv} \cdot \text{tpv}}{1000}$$

$$Net = Nec + Nev$$

$$\eta_{pi} = \frac{i2 - i1}{i2 - i1}$$

$$\eta_p = \eta_{el} \cdot \eta_t \cdot \eta_{pi}$$

$$Nc = \eta_p \cdot Net$$

$$p1 = \frac{1}{v1}$$

$$mr = \frac{\eta_{el} \cdot \eta_t \cdot Nec \cdot \left[\frac{P_{fi} - V_d}{3600} \right]}{i2 - i1}$$

Evaluación energética I

Rules

$$m\dot{r} = Gv \cdot p1$$

$$Q_0 = m\dot{r} \cdot (5 - 14)$$

$$Q_{sc} = m\dot{r} \cdot (11 - 15)$$

$$Q_{ot} = Q_0 + Q_{sc}$$

$$Q_{ctr} = \frac{Q_0}{3.5137}$$

$$Q_k = m\dot{r} \cdot (2 - 13)$$

$$\eta_v = \frac{V_r}{V_d}$$

$$V_r = m\dot{r} \cdot v1 \cdot 3600$$

$$N_{mec} = N_{real} + N_{th}$$

$$N_{th} = \frac{P_{th} \cdot V_d}{3600}$$

$$N_{real} = m\dot{r} \cdot (12 - 11)$$

$$N_{ideal} = m\dot{r} \cdot (12 - 11)$$

$$COP_e = \frac{Q_0}{Net}$$

$$COP_c = \frac{T_{af}}{T_{amb} - T_{af}}$$

$$\eta_{ex} = \frac{COP_e}{COP_c}$$



Evaluacion energetica II

Variables sheet

Input	Name	Output	Unit	Comment
	Tamb	297,6	K	Temperatura ambiente
24,6	tamb		oC	Temperatura ambiente
	Po	341000	Pa	Presion R-134a entrada del compresor
3,41	P1		bar	Presion R-134a entrada del compresor
11,34	P2		bar	Presion R-134a descarga del compresor
	Pk	1134000	Pa	Presion de condensacion
	to	4,4309	oC	Temperatura de ebullicion R-134a
	To	277,4309	K	Temperatura de ebullicion R-134a
15,2	taf		oC	Temperatura del aire frio
	dtaf	10,7691	oC	Diferencial de temperatura entre aire frio y to
	Taf	268,2	K	Temperatura del aire frio
	Tac	302,4	K	Temperatura del aire caliente absoluta
29,4	tac		oC	Temperatura del aire caliente
	tk	44,2814	oC	Temperatura de condensacion R-134a
	Tk	317,2814	K	Temperatura de condensacion R-134a
	dtac	14,8814	oC	Diferencial de temperatura entre aire caliente y tk
10,2	t1		oC	Temperatura del R134a entrada del compresor
	dt1	5,7691	oC	Sobrecalentamiento del R-134a salida evaporador
	T1	283,2	K	Temperatura del R134a entrada del compresor
58,3	t2		oC	Temperatura del R134a salida del compresor
	dt2	14,0186	oC	Recalentamiento del R134a salida del compresor
	T2	331,3	K	Temperatura del R134a salida del compresor

Input	Name	Output	Unit	Comment
38,9	t3		oC	Temperatura líquido subenfriado salida del condensador
	T3	311,9	K	Temperatura líquido subenfriado salida del condensador
	Tsc	5,7691	K	Temperatura sobrecalentamiento R134a salida evaporador
	T5	277,4309	K	Temperatura del vapor saturado R-134a a presión de succión
	Tse	5,3814	K	Temperatura subenfriamiento R-134a salida condensador
	h1	406,341	kJ/kg	Entalpia R-134a entrada compresor
	h2	437,0397	kJ/kg	Entalpia R-134a salida compresor
	hd2	432,1249	kJ/kg	Entalpia R-134a (isoentropica) entrada compresor
	s11	1743,5882	J/kg.K	Entropia R134a entrada del compresor
	h3	254,522	kJ/kg	Entalpia R-134a salida condensador
	h33	254521,9675	J/kg	Entalpia R-134a salida condensador
	h5	401,0805	kJ/kg	Entalpia R-134a vapor saturado a presión de succión
	h4	254,522	kJ/kg	Entalpia R-134a salida válvula de expansión
	s1	1,7436	kJ/kg.K	Entropia R134a entrada del compresor
	s2	1,7585	kJ/kg.K	Entropia R134a salida del compresor
	s3	1,1841	kJ/kg.K	Entropia R134a salida del condensador
	s4	1,1966	kJ/kg.K	Entropia R134a salida válvula de expansión
	Nec	,466	kW	Potencia eléctrica del compresor
2,89	Amp		amp	Consumo de corriente en el compresor
215	Volt		volt	Tensión eléctrica en el compresor
,75	fp		adim	Factor de potencia del compresor
1,16	Ampv		amp	Consumo de corriente en ventiladores
110	Voltv		volt	Tensión eléctrica en ventiladores
,65	fpv		adim	Factor de potencia en ventiladores
	Nev	,08294	kW	Potencia eléctrica en ventiladores
	Net	,549	kW	Potencia eléctrica total
	ηi	,8399	adim	Rendimiento relativo interno del compresor
	ηc	,7139	adim	Rendimiento del moto compresor
,85	ηel		adim	Rendimiento electromecánico
1	ηt		adim	Rendimiento de la transmisión

Input	Name	Output	Unit	Comment
	Nc	71,3917	%	Rendimiento de moto compresor
	p1	16,2277	kg/m ³	Densidad del R-134a entrada del compresor
	v1	,0616	m ³ /kg	Volumen especifico R-134a entrada del compresor
	mr	,0118	kg/s	Flujo masico de refrigerante
40	Pfr		kPa	Potencia de friccion
3,1	Vd		m ³ /h	Volumen de desplazamiento del compresor
	Gv	,0007	m ³ /s	Flujo volumetrico de refrigerante
	Qo	1,7266	kW	Calor absorbido por R-134a en el evaporador
	Qsc	,062	kW	Calor absorbido por el R-134a en el sobrecalentamiento
	Qot	1,7886	kW	Calor total absorbido por el R-134a en el evaporador
	Qotr	,4914	TR	Calor total absorbido por el R-134a en el evaporador
	Qk	2,1503	kW	Calor cedido por el R-134a en el condensador
	ηv	,8431	adim	Rendimiento volumetrico del compresor
	Vr	2,6136	m ³ /kg	Volumen real del compresor
	Nmec	,3961	kW	Potencia mecanica del compresor
	Nreal	,3617	kW	Potencia real del compresor
	Nfr	,0344	kW	Perdida de potencia por friccion
	Nideal	,3038	kW	Potencia ideal del compresor
	COPE	3,1453	adim	Coefficiente de efecto frigorifico efectivo
	COPC	30,6596	adim	Coefficiente de efecto frigorifico del ciclo de Carnot
	ηex	,1026	adim	Rendimiento exergetico de la instalacion.

Rules sheet

Rules

;<<< Parametros del ciclo >>>

$$P_o = P_1 \cdot 100000$$

$$P_k = P_2 \cdot 100000$$

$$T_{amb} = t_{amb} + 273$$

$$t_o = T_o - 273$$

Rules
Taf = taf + 273
Tac = tac + 273
tk = Tk - 273
dtaf = taf - to
dtac = tk - tac
t1 = to + dt1
T1 = t1 + 273
t2 = tk + dt2
T2 = T2 - 273
t3 = T3 - 273
Tac = T1 - T5
T5 = To
Tse = Tk - T3
;<<< Balance energetico del ciclo>>>
i1 = $\frac{\text{SENTHALPY}(1, \text{R134a}, \text{T}, \text{T1}, \text{P}, \text{P1} \cdot 100000)}{1000}$
i2 = $\frac{\text{SENTHALPY}(1, \text{R134a}, \text{T}, \text{T2}, \text{P}, \text{P2} \cdot 100000)}{1000}$
id2 = $\frac{\text{SENTHALPY}(1, \text{R134a}, \text{S}, \text{S11}, \text{P}, \text{P2} \cdot 100000)}{1000}$
i3 = $\frac{\text{SENTHALPY}(1, \text{R134a}, \text{T}, \text{T3}, \text{P}, \text{P2} \cdot 100000)}{1000}$
i5 = $\frac{\text{SENTHALPY}(1, \text{R134a}, \text{X}, 1, \text{P}, \text{P1} \cdot 100000)}{1000}$
i3 = i4
i33 = i3 - 1000
v1 = $\text{SVOLUME}(1, \text{R134a}, \text{T}, \text{T1}, \text{P}, \text{P1} \cdot 100000)$

Rules

$$S1 = \frac{\text{SENTROPY}(1, R134a, T; T1, P, P1 \cdot 100000)}{1000}$$

$$S11 = S1 \cdot 1000$$

$$S2 = \frac{\text{SENTROPY}(1, R134a, T; T2, P, P2 \cdot 100000)}{1000}$$

$$S3 = \frac{\text{SENTROPY}(1, R134a, T; T3, P, P2 \cdot 100000)}{1000}$$

$$S4 = \frac{\text{SENTROPY}(1, R134a, H; i33, P, P1 \cdot 100000)}{1000}$$

$$T0 = \text{TEMPERATURE}(1, R134a, P, P0, X, 1)$$

$$Tk = \text{TEMPERATURE}(1, R134a, P, Pk, X, 1)$$

$$Nec = \frac{\text{Amp} \cdot \text{Volt} \cdot t_p}{1000}$$

$$Nev = \frac{\text{Ampv} \cdot \text{Voltv} \cdot t_{pv}}{1000}$$

$$Net = Nec + Nev$$

$$\eta_f = \frac{i2 - i1}{i2 - i1}$$

$$\eta_c = \eta_{el} \cdot \eta_f \cdot \eta_{fr}$$

$$Nc = \eta_c \cdot 100$$

$$\rho_1 = \frac{1}{v_1}$$

$$m_r = \frac{\eta_{el} \cdot \eta_f \cdot Nec \cdot \left[\frac{P_{fr} \cdot V_d}{3600} \right]}{i2 - i1}$$

$$m_f = G_v \cdot \rho_1$$

$$Q_0 = m_r \cdot (i5 - i4)$$

$$Q_{ac} = m_r \cdot (i1 - i5)$$

$$Q_{of} = Q_0 + Q_{ac}$$

Rules

$$Q_{otr} = \frac{Q_o}{3,5137}$$

$$Q_k = m_r \cdot (i_2 - i_3)$$

$$\eta_r = \frac{V_r}{V_d}$$

$$V_r = m_r \cdot v_1 - 3600$$

$$N_{mec} = N_{real} + N_{fi}$$

$$N_{fi} = \frac{P_{fi} \cdot V_d}{3600}$$

$$N_{real} = m_r \cdot (i_2 - i_1)$$

$$N_{ideal} = m_r \cdot (i_2 - i_1)$$

$$COPe = \frac{Q_o}{Net}$$

$$COPC = \frac{T_{af}}{T_{amb} - T_{af}}$$

$$\eta_{ex} = \frac{COPe}{COPC}$$