



**DISEÑO Y SELECCION DE UN EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO HIBRIDO
SOLAR PARA LABORATORIO DE REFRIGERACION IUPB**

OSCAR MAURICIO DUQUE RIVAS

DANIEL ESTIVEN BROME VASCO

MARCOS ANDRES TAMAYO SANTAMARIA

INSTITUCION UNIVERSITARIA PASCUAL BRAVO

FACULTAD DE INGENIERIA ELECTRICA

MEDELLIN

2015

**DISEÑO Y SELECCION DE UN EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO HIBRIDO
SOLAR PARA LABORATORIO DE REFRIGERACION IUPB**

OSCAR MAURICIO DUQUE RIVAS

DANIEL ESTIVEN BROME VASCO

MARCOS ANDRES TAMAYO SANTAMARIA

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar título de:
Ingeniero Electricista**

Asesor(a)

ING. MONICA NARVAEZ

Codirector (a):

ING. ARLEY SALAZAR

INSTITUCION UNIVERSITARIA PASCUAL BRAVO

FACULTAD DE INGENIERIA ELECTRICA

MEDELLIN, COLOMBIA

2015

(Dedicatoria)

A Dios

Gracias a Dios que nos brindó salud, paciencia, sabiduría y el don de entendimiento para poder culminar nuestros estudios.

A nuestras Familias

Les dedicamos a nuestras familias este gran logro ya que ellos hicieron parte fundamental en este proceso, ellos compartieron su tiempo y su espacio para que nosotros lo utilizáramos en nuestros estudios y así alcanzar esta meta.

Hay una fuerza motriz más poderosa que el vapor, la electricidad y la energía atómica:

“LA VOLUNTAD”

Albert Einstein

Agradecimientos

A KLIMA S.A.S y DISFRIO S.A

Le agradecemos a estas dos empresas por brindarnos su apoyo, conocimiento y respaldo a la hora de llevar a cabo este proyecto de grado, sin ellos seguramente hubiera sido un camino más difícil de recorrer.

RC AIRES.

Le agradecemos a la empresa RC Aires quien muy amablemente nos apoyó en la elaboración de este proyecto con un aporte de materiales que fueron muy valiosos y fundamentales para la ejecución.

A LA INSTITUCION UNIVERSITARIA PASCUAL BRAVO

Le damos las gracias a la IUPB por acogernos en su campus y brindarnos la oportunidad de ampliar nuestros conocimientos.

A NUESTROS DOCENTES

Le damos las gracias a nuestros docentes por llenar de conocimiento nuestras mentes y hacer lo posible por explotar nuestras capacidades.

Contenido

	Pág.
Resumen	¡Error! Marcador no definido.
Lista de figuras.....	IX
Lista de tablas	X
Lista de Símbolos y abreviaturas.....	XI
Introducción	1
1. Problemática.....	3
2. Objetivos.....	5
2.1Objetivo general	5
2.2Objetivos específicos.....	5
3. Justificación	7
4. Marco Teórico.....	9
4.1 Componentes de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.....	11
4.1.1 Compresor:.....	11
4.1.2 Condensador:.....	12
4.1.3 Elemento de expansión:	12
4.1.4 Evaporador.....	12
4.2 IMPORTANCIA Y APLICACIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION	13
4.3 SISTEMA DE REFIGERACION SOLA FOTOVOLTAICO.....	14
5. Metodología	27
5.1 Metodología cálculo de carga Térmica	27
5.1 Metodología cálculo de conductos.....	28
6. Resultados del Diseño.....	29
6.1 Aire acondicionado fotovoltaico (SunSource)	29
6.2 RESULTADOS TRACE700-TRANE	31
6.3 Selección de Equipo.....	34
6.4 ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL EQUIPO	34
7. Conclusiones.....	412
8. Recomendaciones.....	413

9. Bibliografía44

Lista de figuras

	Pág.
<i>GRAFICA 1 DESCRIPCIÓN CICLO DE REFRIGERACIÓN.....</i>	11
<i>GRAFICA2 (MEHMET BILGILI).</i>	15
<i>GRAFICA3. GRADO PERDIDA POR ROZAMIENTO EN CONDUCTOS CIRCULAR</i>	23
<i>GRAFICA 4 TOMADA DE LOS ARCHIVOS DE LENNOX.COMPONENTES DEL SUNSOURCE.....</i>	34
<i>GRAFICA 5 DESCRIPCIÓN UNIDAD MANEJADORA.....</i>	35
<i>GRAFICA 6 DESCRIPCIÓN UNIDAD CONDENSADORA</i>	36
<i>GRAFICA 7 DESCRIPCIÓN PANEL SOLAR.....</i>	37
<i>GRAFICA 8. PLANO DISEÑO SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO</i>	38

Lista de tablas

	Pág.
<i>TABLA 1 TOMADA DE PERSONALES.UNICAN CALOR LATENTE Y SENSIBLE DESPRENDIDO POR PERSONA.</i>	21
<i>TABLA 2. DIÁMETROS EQUIVALENTES PARA CONDUCTOS RECTANGULARES</i>	24
<i>TABLA 3. VELOCIDADES RECOMENDADAS</i>	25
<i>TABLA 4. VELOCIDADES RECOMENDADAS- PARA SISTEMAS DE ALTA VELOCIDAD (PIES/MIN-M/SEG)</i>	25
<i>TABLA 5 COSTOS DEL PROYECTO</i>	39

Lista de Símbolos y abreviaturas

Qr°: es la carga de refrigeración (W).

Qs°: es la carga térmica sensible (W).

Ql°: es la carga térmica latente (W).

Qsr°: es el valor de la carga sensible debida a la radiación solar a través de las superficies acristaladas (W).

Qstr°: es la carga sensible por transmisión y radiación a través de paredes y techos exteriores (W).

Qst°: es la carga sensible por transmisión a través de paredes, techos, suelos y puertas interiores (W).

Qsi°: es la carga sensible transmitida por infiltraciones de aire exterior (W).

Qsai°: es la carga sensible debida a aportaciones internas (W).

Ql°: es la carga latente (W).

Qli: es la carga latente transmitida por infiltraciones de aire exterior (W).

Qlp: es la carga latente debida a la ocupación del local (W).

Qli: es la carga térmica latente por ventilación de aire exterior (W).

V: es el caudal de aire infiltrado y ventilación (m³/s).

P: es la densidad del aire, de valor 1,18 kg/m³.

Cl,agua : es el calor específico del agua, de valor 2257 kJ/kg.

Δw : es la diferencia de humedad absoluta entre el ambiente exterior e interior.

ΔP = Perdida de carga en m.m.c.a.

f = Rugosidad de la superficie interior (0,9 para ductos galvanizados).

L = Longitud del conducto en metros.

d = Diámetro del conducto circular en centímetros equivalente a un ducto rectangular.

V = Velocidad del aire en m/s.

TR = Tonelada de Refrigeración.

BTU = Unidad Térmica Británica.

ASHRAE = American Society of Heating Refrigeration Air conditioning Engineers.

CTE = Código Técnico de la Edificación.

PER = Plan de Energías Renovables.

ERR = Índice de Eficiencia Energética.

COP = Coeficiente de Performance.

T = Temperatura

R = Refrigerante.

Cfm = Caudal de aire

Introducción

Las aplicaciones de aire acondicionado se han vuelto esenciales en nuestro entorno, a la hora de acondicionar grandes estructuras como edificios, centros comerciales, auditorios, laboratorios, aulas de clase, entre otros. Gran parte de esta necesidad se ha generado con el fin de crear ambientes confortables y agradables para las personas y en otros casos para los procesos.

También es importante precisar que estos sistemas de refrigeración son de alto consumo eléctrico y su sostenimiento económico es elevado, por ese motivo en la actualidad se han venido desarrollando equipos de aire acondicionado utilizando paneles solares, con el fin de bajar un poco los costos económicos en el consumo de energía y de paso ayudar con el URE (Uso Racional de la Energía), con el uso de la energía solar.

El laboratorio de refrigeración y aire acondicionado de la IUPB cuenta actualmente con una serie de diferentes modelos para sus prácticas de laboratorio y estudio.

El diseño y la instalación de un equipo de aire acondicionado con la última tecnología ponen a los estudiantes a la vanguardia con referencia a los nuevos modelos tecnológicos, sumando que sería la primera institución en contar con un laboratorio con este tipo sistema.

1. Problemática

Los estudiantes de ingeniería Eléctrica de la Institución Universitaria Pascual Bravo (IUPB), a causa de que la Institución en su laboratorio de Refrigeración requiere un equipo aire acondicionado con fines académicos, se tomó la decisión de buscar en el mercado un proyecto que cumpla con las necesidades, se encontró que la mejor decisión era implementar un aire acondicionado híbrido solar, del cual se le puede sacar un fin educativo tanto eléctrico como mecánico.

La disposición de este equipo es observar el comportamiento eléctrico y mecánico dada sus características, ya que este posee una fusión de sistemas electrónicos y eléctricos de última tecnología.

2.Objetivos

2.1Objetivo general

Calcular y diseñar un sistema de aire acondicionado hibrido solar y el cual será utilizado como modelo de estudio en el área de refrigeración.

2.2Objetivos específicos

- Diseñar un sistema de aire acondicionado para la instalar en el laboratorio de refrigeración que sirva como modelo de estudio para futuros estudiantes, utilizando los equipos de última tecnología como modelo de investigación.
- Calcular la carga térmica del área a acondicionar para determinar la capacidad del equipo.
- Realizar la selección optima de los conductos para la distribución del aire en el área.

3. Justificación

Debido a la transformación del planeta y con el fin de dar un mejor uso de los recursos naturales, se implementará un sistema de aire acondicionado que tenga dos sistemas eléctricos compatibles, este sistema es una mezcla de energía normal y energía solar aprovechada a través de paneles solares, que también le brindan energía al equipo de manera constante, para así aprovechar al máximo la energía solar.

La importancia de tener este tipo de sistema consiste en determinar cuál es el ahorro energético que puede brindar la energía solar transformada a través de paneles solares y que además también posee un importante sistema de comunicación, el cual está en la capacidad de brindar los datos de registro del sistema en tiempo real.

De igual forma la IUPB sería la primera institución educativa de la ciudad en contar en su laboratorio de refrigeración con un modelo de este tipo para generar confort y como el fin es académico podrá estar al alcance los estudiantes.

4. Marco Teórico

Sin duda alguna la necesidad de generar confort se remonta a la edad antigua, en la época de los faraones egipcios quienes ordenaban a sus esclavos a transportar piedras grandes con pesos superiores a mil toneladas ubicándolas a los alrededores de los palacios con el fin de bajar su temperatura y así gozar de un clima confrontante.

Los egipcios lo graban bajar la temperatura con este método, mientras en el interior gozaban con un clima, en las afueras del palacio las temperaturas eran casi el doble.

Pero no fue sino hasta 1842, cuando el científico Británico William Thompson creó un sistema frigorífico hermético basado en la absorción de calor a través de un líquido refrigerante, al cual denominó con el concepto de acondicionamiento de aire.

Pero su evolución o desarrollo se vino a implementar en el siglo XX, mediante una necesidad generada en una imprenta, ya que se procesó generaba cambios de temperatura y humedad, esta hacía que las tintas no se alinearan y el papel se saboteara.

Fue así como 1902 el recién graduado de la universidad de Cornell Willis Haviland Carrier, comenzó a investigar la alta humedad en el aire enfriado y diseñó una máquina que controlaba temperatura y humedad a través de tubos enfriados, convirtiéndose en el primer aparato de climatización, y fue pateando en año de 1906.

En el año de 1911 Carrier decidió compartir su fórmula con la sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos, convirtiéndose al día de hoy en la base de los cálculos fundamentales en la industria del aire acondicionado.

Años más tarde Carrier con un grupo de amigos ingenieros decidieron fundar la empresa Carrier, que hoy en día es una de las principales del mundo y pilar en las fabricaciones sistemas de aire acondicionado.

En 1958 se instituyó ASHRAE, (American Society of Heating Refrigeration Air conditioning Engineers).

En 1982 por medio del senado de los estados unidos se aprueba el tratado de Montreal de las naciones unidas para las sustancias que generan daño a la capa de ozono.

A medida que pasaban los años y se aumentaban las necesidades pasaron de los modelos de uso industrial al día de hoy que su uso es doméstico.

Con los continuos cambios y la evolución se han creado sistemas de aire acondicionado por medio un sistema híbrido.

Los sistemas de aire acondicionado solar apenas están ingresando al mercado con fuerza como alternativa para influir en el cuidado del planeta y el uso de energías renovables.

Por es importante precisar que el sol y el fuego han sido lo principal fuente de calor para la humanidad a través del tiempo, por eso el aprovechar el sol puede generar un ahorro de energía en los sistemas de aire acondicionado en un 70%, se reduce energía y se usan energías limpias.

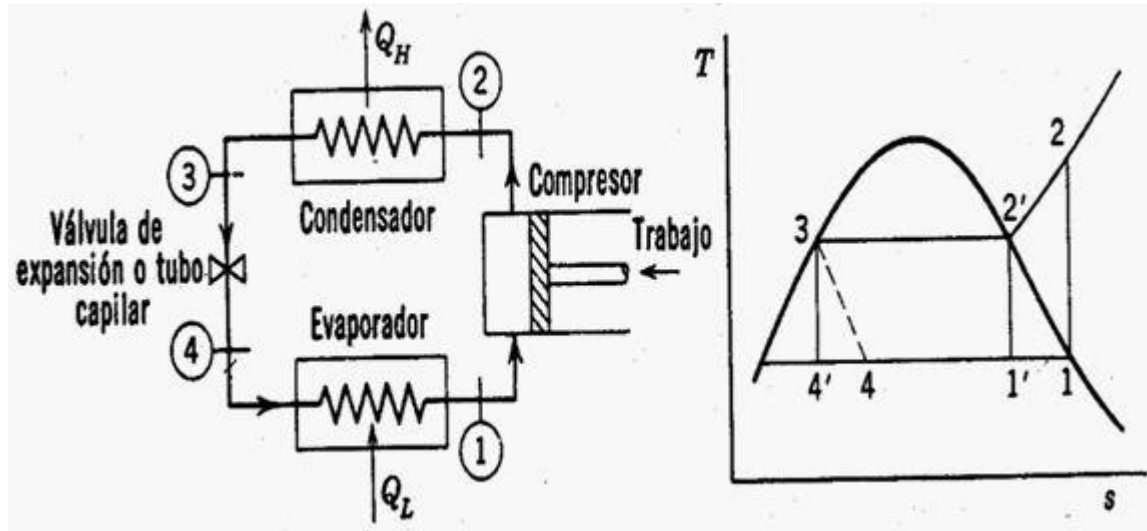
Actualmente los sistemas de aire acondicionado utilizan más del 25% de la energía ya sea un edificio, centro comercial o industria, para generar confort, cuando su uso es domestica incrementa su consumo en un 50%.

En la actualidad empresas como LG, LENNOX, CLIMATEWELL entre otras, están fabricando sistemas de aire acondicionado solar.

En todo el mundo existen cerca de 150 instalaciones de frío solar, de las que poco más de 100 están ubicadas en Europa, la mayoría en Alemania y países mediterráneos (donde el sol es más potente y durante una mayor cantidad de horas al año). En España se están llevando a cabo más de 20 proyectos desde 2001 para utilizar esta tecnología como una alternativa limpia a los sistemas tradicionales de refrigeración. Los avances tecnológicos, el clima favorable y el impulso en las normas a través del Plan de Energías Renovables (PER 2005-2010) y en el CTE (Código Técnico de la Edificación) -que establece unos mínimos en la aplicación de la energía solar en nuevos edificios-, han favorecido estas instalaciones.

4.1 Componentes de un sistema de refrigeración por compresión de vapor

- Evaporador.
- Condensador.
- Compresor.
- Elemento de Expansión.



Grafica 1 Descripción ciclo de refrigeración

Todos estos elementos van interconectados entre sí por medio de una tubería de cobre, que en su interior hay un líquido refrigerante, que además incluye un movimiento de aire a través de motores ventiladores, de igual manera se describen todos los componentes brevemente.

4.1.1 Compresor:

Es un dispositivo mecánico para bombear refrigerante de un área de baja presión (evaporador) a un área de alta presión (condensador), dado que están relacionados entre sí presión, temperatura y volumen, de un cambio en la presión de baja a alta se genera un aumento de temperatura y una reducción de volumen es decir una (Compresión) de vapor.

4.1.2 Condensador:

Es el dispositivo encargado de eliminar el calor del sistema de refrigeración. En el condensador, el vapor a alta temperatura y alta presión transfiere calor a través de los tubos del condensador al medio que lo rodea (generalmente aire o agua), cuando la temperatura del vapor se reduce a la de saturación, el calor latente que se sigue eliminando hace que se condense, produciendo refrigerante líquido.

4.1.3 Elemento de expansión:

Este dispositivo es el encargado de regular o controlar el flujo de refrigerante que ingresa al evaporador, separa la parte de alta presión y la parte de baja presión. El líquido va a alta presión y la temperatura mediana entran al evaporador en forma de atomizar debido a que se genera un estrangulamiento del líquido haciendo que se baje su presión y temperatura.

4.1.4 Evaporador

Es el elemento encargado de absorber calor hacia el interior del sistema de refrigeración, en su interior el refrigerante saturado absorbe el calor que lo rodea y hierve como un vapor a baja presión, allí ocurre el fenómeno de sobrecalentamiento antes de que el refrigerante llegue al condensador.

4.2 IMPORTANCIA Y APLICACIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION

Los sistemas de climatización son tratamiento del aire que controlan de manera simultánea temperatura, humedad y distribución para el cumplimiento de las necesidades de los espacios a climatizar.

Para lograr un confort óptimo en un recinto debe tener una buena distribución de aire para no generar corrientes de aire que puedan ser incómodas y molestas.

Estos sistemas también poseen un proceso de filtrado del aire para evitar que pasen muchas partículas de polvo al recinto, todo con el fin contribuir con la buena salud.

Es importante precisar que hay dos tipos de sistemas de climatización que son expansión directa y expansión indirecta.

Los sistemas de expansión directa, son aquellos que en serpentín evaporador, se expande el refrigerante.

Se pueden emplear equipos compactos auto-contenidos que son aquellos que reúnen en un solo mueble o carcasa todas las funciones requeridas para el funcionamiento del aire acondicionado, como los individuales de ventana o en caso de mayores capacidades, los del tipo roof-top que permiten la distribución del aire mediante conductos. Los sistemas llamado separado o *Split System* se diferencian de los auto-contenidos porque están repartidos o divididos en dos muebles uno exterior y otro interior, con la idea de separar en el circuito de refrigeración: la zona de evaporación en el interior con la zona de condensación en el exterior. Ambas unidades van unidas por medio de tuberías de cobre para la conducción del gas refrigerante.

Los sistemas *Multi Split* consisten en una unidad condensadora exterior, que se puede vincular con dos o más unidades interiores. Se han desarrollado equipamientos que permiten colocar gran cantidad de secciones evaporadoras con solo una unidad condensadora exterior mediante la regulación del flujo refrigerante, denominado (VRV).

Todas estas unidades son enfriadas por aire mediante un condensador y aire exterior circulando mediante un ventilador. También existen sistemas enfriados por agua que se diferencian de aquéllos, en que la condensación del refrigerante

es producida por medio de agua circulada mediante cañerías y bomba, empleando una torre de enfriamiento.

Los sistemas de expansión indirecta, son aquellos que usan una unidad enfriadora de agua, es decir en los equipos de expansión directa en su interior viaja un refrigerante, este caso viaja es agua a muy baja temperatura y su distribución se puede dar en diferentes formas en unidades fancoil, umas agua helada, entre otros.

Los sistemas de expansión indirecta, son aquellos que usan una unidad enfriadora de agua, es decir en los equipos de expansión directa en su interior viaja un refrigerante, este caso viaja es agua a muy baja temperatura y su distribución se puede dar en diferentes formas en unidades fancoil, umas agua helada, entre otros.

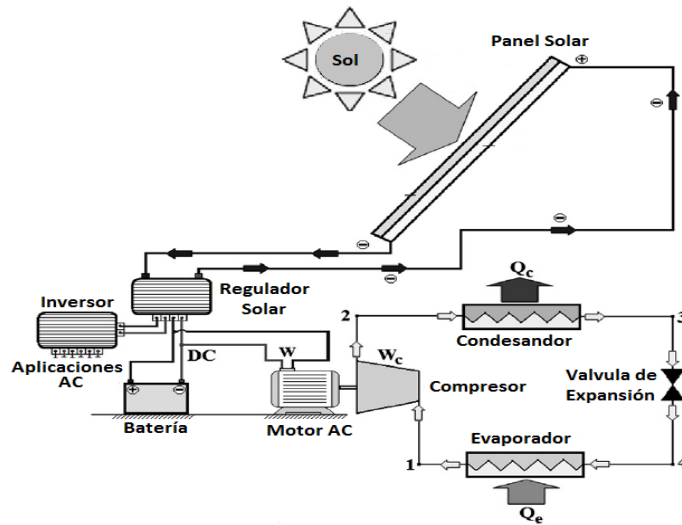
4.3 SISTEMA DE REFIGERACION SOLAR FOTOVOLTAICO

La mayor ventaja de utilizar paneles solares para el acondicionamiento de aire es su sencilla construcción y una alta eficiencia global cuando se combina con un sistema de refrigeración por compresión de vapor (Carlos Infante Ferreira)

Un sistema de refrigeración eléctrico solar está compuesto principalmente por paneles solares y un sistema de refrigeración. Los paneles solares son semiconductores cuya eficiencia y costo varían dependiendo del material y los métodos de fabricación con los que estos se construyen (Tyagi et al.,2013). La energía eléctrica entregada por los paneles solares normalmente es de corriente directa (DC), la mayoría de los equipos eléctricos a nivel industrial y doméstico utilizan corriente alterna (AC), por lo que una instalación de refrigeración eléctrica solar está compuesta por paneles fotovoltaicos, baterías, circuito inversor y una unidad de aire acondicionado por compresión de vapor, en la figura 4 se puede apreciar un sistema de este tipo con cada uno sus componentes (K.R. Ullah).

El sistema de aire acondicionado solar fotovoltaico está compuesto por:

- Panel solar
- Micro Inversor
- Batería
- Aire Acondicionado



Grafica 2 (Mehmet Bilgili).

- **Paneles Solares**

Los paneles solares son básicamente semiconductores cuya eficiencia y costo varían ampliamente dependiendo de los métodos de fabricación y del material con que están hechos (Carlos Infante Ferreira). Los paneles solares fotovoltaicos producen electricidad mediante la conversión de la luz solar en corriente directa (DC) (K.R. Ullah). La eficiencia de un panel se define según la ecuación 8 como la relación entre la potencia entregada W (kW) y el producto de área del panel solar A_s (m²) y la incidencia de la radiación I_p (kW*m⁻²). Una incidencia de la radiación $I_p = 1$ kW*m⁻² es normalmente usado para calcular la eficiencia nominal (Infante Ferreira).

$$\eta_{sol-pow} = \frac{W}{I_p * A_s} = \frac{W}{Q_s}$$

IEA (2014) reporta que una considerable reducción en el precio de los paneles solares fotovoltaicos debido a su consolidación en la industria. Entre el año 2008 y el 2009, el precio de los paneles solares disminuyó cerca de un 80%, lo que significa una reducción de \$3.98 USD /vatio a \$0.79 USD/vatio, mientras que para el año 2013 el precio se sostuvo de manera estable.

La caída de los costos de los sistemas solares fotovoltaicos ha contribuido a un aumento del autoconsumo en mercados como Italia, Alemania y California, donde los costos para la autogeneración están a la par con el precio de la electricidad en los hogares (IEA, 2014).

- **Baterías**

Las baterías almacenan el voltaje de corriente continua a modo de carga cuando hay disponibilidad de energía solar y es liberada en ausencia de la luz solar. En estas se emplea un regulador de carga para proteger la batería de una sobrecarga.

- **Inversor de corriente**

Transforma la energía eléctrica de corriente continua (DC) a corriente alterna (AC)

- **Unidad de aire acondicionado**

Esta unidad normalmente funciona bajo el ciclo de refrigeración por compresión de vapor convencional, en el cual el compresor y los ventiladores de condensación y evaporación son alimentados por energía recibida del inversor.

En la figura 4, la potencia es consumida por el compresor mecánico (W_c) para producir la potencia de refrigeración (Q_e). La eficiencia del ciclo de refrigeración solar (COP), se define según la ecuación 9 y es la potencia de refrigeración Q_e dividida por la potencia del compresor W_c (Infante Ferreira)

$$COP = \frac{Q_e}{W_c}$$

Combinando la ecuación 8 y la ecuación 9 se obtiene la eficiencia global para un sistema de refrigeración solar fotovoltaico según la ecuación 10 (Infante Ferreira):

$$\eta_{sol-cool} = \eta_{sol-pow} * COP = \frac{Q_e}{Q_s}$$

Fong et al, 2010, simularon y evaluaron experimentalmente un sistema de refrigeración por compresión de vapor solar fotovoltaico para acondicionamiento de aire mediante el enfriamiento de agua, la simulación se realizó teniendo para un clima subtropical y una capacidad de enfriamiento de 120.000 Btu/h, los paneles se diseñaron para suplir la demanda eléctrica del sistema de

refrigeración con un sistema de respaldo para la conexión a la red en caso de no satisfacer la demanda eléctrica del equipo. Mediante este estudio se concluyó que los sistemas de refrigeración por compresión de vapor representa un alto potencial de ahorro de energía, mediante el uso de paneles solares fotovoltaicos es posible ahorrar un 48,3% de energía eléctrica d comparado con el sistema convencional alimentado por energía de la red.

Alili et al, 2014. Evaluaron experimentalmente un ciclo de refrigeración por compresión de vapor accionado por energía térmica y eléctrica aprovechando la radiación solar mediante el uso de un colector solar – fotovoltaico, este se comparó con un ciclo de refrigeración por compresión de vapor convencional operando con energía de la red. El experimento demostró que el rendimiento del sistema híbrido (térmico – fotovoltaico) es más eficiente que el sistema convencional, inclusive al emplear energía térmica adicional a la energía solar fotovoltaica se duplica el coeficiente de operación (COP).

Aguilar et al 2014, analizaron la operación de un sistema de aire acondicionado tipo split inverter de 3.52 kW de capacidad, alimentado por la energía eléctrica producida por un 3 de paneles solares de 235 Wp. Se halló que la energía eléctrica producida mediante los paneles solares puede contribuir a un 65% de la demanda del sistema durante los meses de verano en modo de enfriamiento y en un 50% en los meses de invierno cuando operada en modo de bomba de calor. El indicador de eficiencia energética del ciclo (EER) evaluación por la relación entre la energía térmica útil y la electricidad consumida de la red fue de 14, mientras que el coeficiente de operación fue de 9 bajo las mismas condiciones de operación.

4.4 CALCULO DE CARGA TÉRMICA

4.4.1 Definición de Carga Térmica

Cuando se habla de carga térmica en los sistemas de aire acondicionado, habla de un fenómeno que tiende a modificar la temperatura interior del aire o su contenido de humedad en el interior de un recinto. En este sentido se puede establecer una clasificación de cargas térmicas según su incidencia, las cuales son las cargas sensibles y latentes.

Carga Sensible: Son todas aquellas que van a generar una variación en la temperatura del aire.

Carga Latente: son todas aquellas que van a generar una variación en la humedad absoluta del ambiente.

Según la procedencia de las cargas se pueden distinguir dos grandes grupos de cargas térmicas:

- Cargas térmicas procedentes del ambiente exterior del edificio:

A su vez, las cargas térmicas externas pueden ser de diversos tipos:

- Cargas a través de cerramientos;
- Cargas a través de superficies acristaladas, ventanas y claraboyas;
- Cargas introducidas a través de la ventilación;
- Cargas debidas a infiltración.
- Cargas térmicas generadas en el interior del edificio:

A su vez, las cargas térmicas internas pueden ser de diversos tipos:

- Cargas generadas por las personas;
- Cargas de iluminación;
- Cargas generadas por equipos eléctricos, informáticos...
- Otras cargas generadas en el interior.

4.4.2 Como se calcula

Este tutorial se va a centrar en el cálculo de las cargas térmicas para satisfacer las necesidades de refrigeración de un edificio, dependencia o local.

El cálculo de la carga térmica de refrigeración (Q_r) es necesario para saber la capacidad de refrigeración de los aparatos de aire acondicionado que se deben utilizar, y en última instancia de su potencia eléctrica de consumo.

$$Q_r = Q_s + Q_l$$

Donde,

Q_r : es la carga de refrigeración (W).

Q_s : es la carga térmica sensible (W);

Ql: es la carga térmica latente (W).

En los siguientes apartados se expone cómo calcular las cargas térmicas sensible y latente que se transmiten al local, con objeto de sumarlas y obtener de esta forma la carga térmica total.

Para el cálculo de la carga térmica sensible (Qs) se emplea la siguiente expresión:

$$Qs^{\circ} = Qsr^{\circ} + Qstr^{\circ} + Qsi^{\circ} + Qsai^{\circ}$$

Donde,

Qsr[°]: es el valor de la carga sensible debida a la radiación solar a través de las superficies acristaladas (W);

Qstr[°]: es la carga sensible por transmisión y radiación a través de paredes y techos exteriores (W);

Qst[°]: es la carga sensible por transmisión a través de paredes, techos, suelos y puertas interiores (W);

Qsi[°]: es la carga sensible transmitida por infiltraciones de aire exterior (W);

Qsai[°]: es la carga sensible debida a aportaciones internas (W).

Por lo tanto, el cálculo de la carga sensible se basa en calcular cada una de las diferentes cargas anteriores y sumarlas, obteniéndose así el valor de la carga sensible total.

Para el cálculo de la carga térmica latente (Ql) se emplea la siguiente expresión:

$$Ql^{\circ} = Qli^{\circ} + Qlp^{\circ}$$

Donde,

Ql: es la carga latente (W).

Qli : es la carga latente transmitida por infiltraciones de aire exterior (W);

Qlp : es la carga latente debida a la ocupación del local (W).

Por lo tanto, el cálculo de la carga latente se basa en calcular cada una de las diferentes cargas anteriores y sumarlas, obteniéndose así el valor de la carga latente total

La carga latente transmitida por infiltraciones y ventilación de aire exterior (Q_{li}) se determina mediante la siguiente expresión:

$$Q_{li} = V \cdot \rho \cdot C_{l,agua} \cdot \Delta w$$

Donde,

Q_{li} : es la carga térmica latente por ventilación de aire exterior (W)

V: es el caudal de aire infiltrado y ventilación (m³/s);

ρ : es la densidad del aire, de valor 1,18 kg/m³;

$C_{l,agua}$: es el calor específico del agua, de valor 2257 kJ/kg;

Δw : es la diferencia de humedad absoluta entre el ambiente exterior e interior.

La carga latente por ocupación del local (Q_{lp}) se determina multiplicando la valoración del calor latente emitido por la persona-tipo y por el número de ocupantes previstos para el local.

Como se ha visto, en la anterior tabla 3 se indican los valores de calor latente y sensible, en kcal/h, desprendido por una persona según la actividad y la temperatura existente en el local.

La expresión para obtener el calor latente de aporte por la ocupación del local sería la siguiente:

$$Q_{lp} = n * C_{latente\ persona}$$

Siendo,

n: es el número de personas que se espera que ocupen el local;

$C_{latente\ persona}$: es el calor latente por persona y actividad que realice, según la tabla .1

ACTIVIDAD REALIZADA	28 °C		27 °C		26 °C		24 °C	
	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente
Sentado en reposo. Escuela.	45	45	50	40	55	35	60	30
Sentado trabajo ligero. Instituto.	45	55	50	50	55	45	60	40
Oficinista, actividad ligera.	45	70	50	65	55	60	60	50
Persona de pie. Tienda.	45	70	50	75	55	70	65	60
Persona que pasea. Banco.	45	80	50	75	55	70	65	60
Trabajo sedentario.	50	90	55	85	60	80	70	70
Trabajo ligero taller.	50	140	55	135	60	130	75	115
Persona que camina.	55	160	60	155	70	145	85	130
Persona que baila.	70	185	75	175	85	170	95	155
Persona en trabajo penoso.	115	250	120	250	125	245	130	230

Tabla 1 Tomada de Personales.unican Calor latente y sensible desprendido por persona.

4.4.3 CALCULO SISTEMA DE DUCTOS [10]

A continuación se describen los parámetros que se tienen en cuenta para el cálculo de ductos de baja y alta velocidad. Tales cálculos se realizarán en base a las gráficas de pérdida de carga normal y las velocidades recomendadas para aplicación en partículas, las pérdidas que generan accesorios como codos y acoples. Se evaluarán las ganancias de calor en los conductos y los efectos que tiene la altitud sobre los valores de presión al interior de los ductos.

Gráfico de pérdidas de carga

Las pérdidas de presión son eventos inevitables en un sistema de ductos para aire acondicionado, la cual podemos llamar también, pérdida de carga por rozamiento, la cual depende de los siguientes factores:

Velocidad del aire

Tamaño de los ductos

Rugosidad de la superficie interior

Longitud de los conductos.

Una leve variación de uno de estos factores modifica la pérdida de carga en el ducto. La relación que existe entre ellos se puede apreciar en la ecuación como sigue a continuación

$$\text{Ecuacion . } \Delta P = 0,4f \left(\frac{L}{d^{1,22}} \right) V^{1,82}$$

Donde,

ΔP = Perdida de carga en mm.c.a

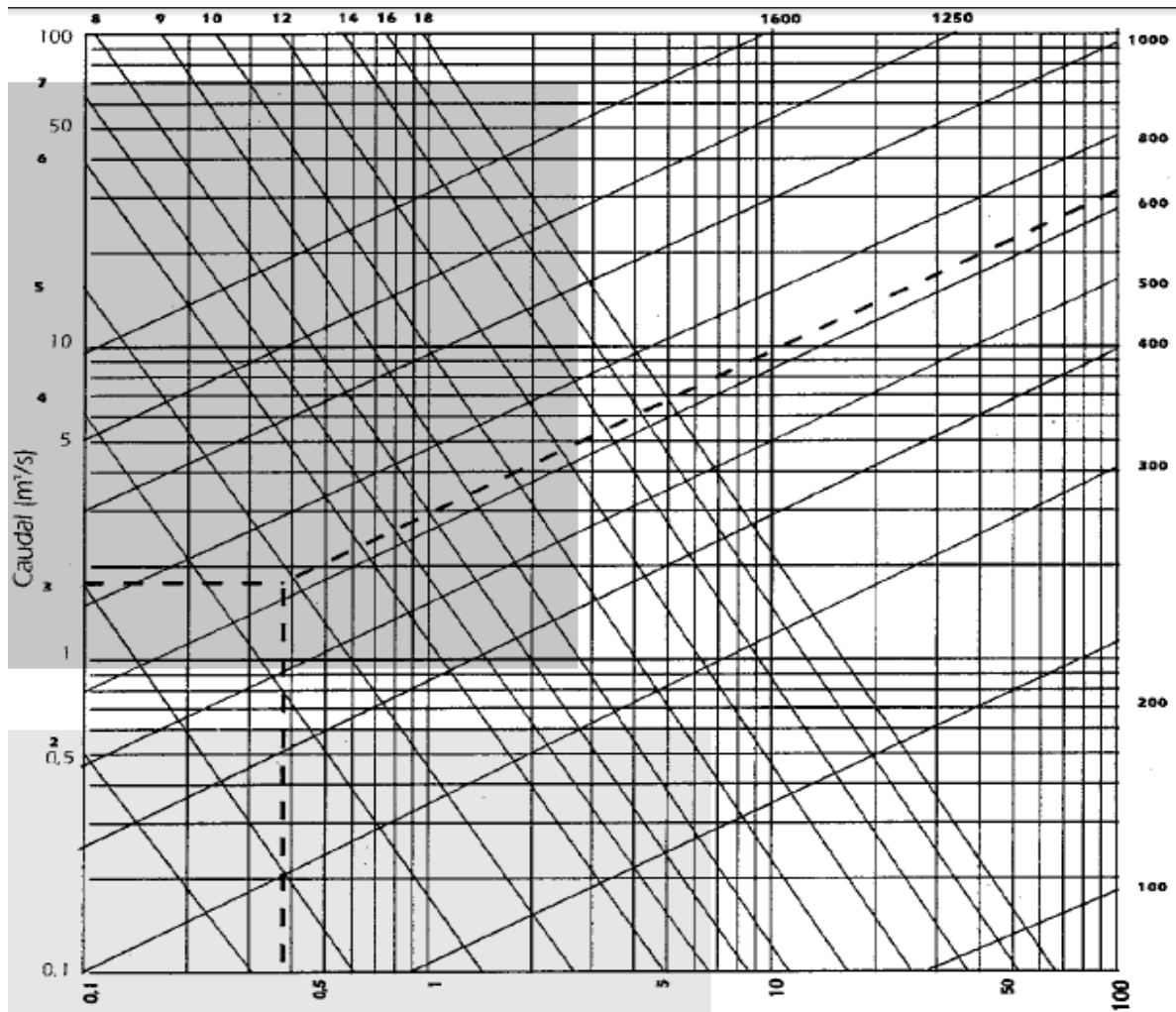
f = Rugosidad de la superficie interior (0,9 para ductos galvanizados)

L = Longitud del conducto en metros

d = Diametro del conducto circular en centimetros equivalente a un ducto rectangular

V = Velocidad del aire en m/s

A partir de esta ecuación se construye el grafico de perdida de carga el puede usarse para el diseño de ductos que transporten aire entre los 0 °C hasta los 49°C, y para altitudes de gasta 600 metros sin necesidad de corregir la densidad del aire.



Gráfica 3. Grado de Perdida por Rozamiento en conductos circular

Fuente: Smacna hvac duct construction standards 1996, Capítulo 9.

4.4.4 Volumen de Aire

El volumen de aire que se requiere para suplir la carga térmica en un espacio a acondicionar se calcula partiendo de la premisa de que para cada tonelada de enfriamiento (TR) es de 400 CFM de aire. En base a esto se puede calcular el volumen de aire aproximado para equipos de cualquier capacidad con error mínimo y aceptable.

4.4.5 Diámetro del conducto

Para las dimensiones de los conductos rectangulares que se obtienen a partir de la tabla 2 son equivalente para los diámetros equivalentes correspondientes. Esta equivalencia a podemos apreciar en la tabla 2. Como se observa

Lados conducto rectang.	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165
100	63	67	72	76	80	84	88	91	94	98	101	104	107	109													
105	64	69	74	78	82	86	90	93	97	100	103	106	109	112	115												
110	65	70	75	80	84	88	92	95	99	102	105	109	112	115	117	120											
115	67	72	77	81	86	90	94	97	101	104	108	111	114	117	120	123	126										
120	68	73	78	83	87	91	95	99	103	107	110	113	117	120	123	126	128	131									
125	69	74	79	84	89	93	97	101	105	109	112	116	119	122	125	128	131	134	137								
130	70	76	81	86	90	95	99	103	107	111	114	118	121	124	128	131	134	137	139	142							
135	71	77	82	87	92	96	101	105	109	113	116	120	123	127	130	133	136	139	142	145	148						
140	72	78	84	89	93	98	102	107	111	115	118	122	125	129	132	135	139	142	145	147	150	153					
145	73	79	85	90	95	100	104	108	112	116	120	124	128	131	134	138	141	144	147	150	153	156	159				
150	75	80	86	91	96	101	106	110	114	118	122	126	130	133	137	140	143	146	150	153	156	158	161	164			
155	76	82	87	93	98	103	107	112	116	120	124	128	132	135	139	142	146	149	152	155	158	161	164	167	169		
160	77	83	88	94	99	104	109	113	118	122	126	130	134	137	141	144	148	151	154	157	161	164	166	169	172	175	
165	78	84	90	95	100	105	110	115	119	124	128	132	136	139	143	147	150	153	157	160	163	166	169	172	175	178	180
170	79	85	91	96	102	107	112	116	121	125	129	134	137	141	145	149	152	156	159	162	165	168	171	174	177	180	183
175	79	86	92	98	103	108	113	118	123	127	131	135	139	143	147	151	154	158	161	164	168	171	174	177	180	183	186
180	80	87	93	99	104	110	115	119	124	129	133	137	141	145	149	153	156	160	163	167	170	173	176	179	182	185	188
185	81	88	94	100	106	111	116	121	126	130	135	139	143	147	151	155	158	162	165	169	172	176	179	182	185	188	191
190	82	89	95	101	107	112	117	122	127	132	136	141	145	149	153	157	160	164	168	171	174	178	181	184	187	190	193
195	83	90	96	102	108	113	119	124	129	133	138	142	146	151	155	158	162	166	170	173	177	180	183	187	190	193	196
200	84	91	97	103	109	115	120	125	130	135	139	144	148	152	156	160	164	168	172	175	179	182	186	189	192	195	198
205	85	92	98	104	110	116	121	127	131	136	141	145	150	154	158	162	166	170	174	177	181	184	188	191	194	198	201
210	86	93	99	106	111	117	123	128	133	138	142	147	151	156	160	164	168	172	176	179	183	186	190	193	197	200	203
215	87	94	100	107	113	118	124	129	134	139	144	149	153	157	162	166	170	174	178	181	185	189	192	196	199	202	205
220	87	95	101	108	114	120	125	130	136	141	145	150	155	159	163	168	172	176	180	183	187	191	194	198	201	204	208
225	88	95	102	109	115	121	126	132	137	142	147	152	156	161	165	169	173	177	181	185	189	193	196	200	203	207	210
230	89	96	103	110	116	122	128	133	138	143	148	153	158	162	167	171	175	179	183	187	191	195	198	202	205	209	212
235	90	97	104	111	117	123	129	134	140	145	150	155	159	164	168	173	177	181	185	189	193	197	200	204	208	211	214

Tabla 2. Diámetros equivalentes para conductos rectangulares

Fuente: Smacna hvac duct construction standards 1996, Capítulo 9.

4.4.6. Velocidad del Aire

La velocidad del aire en el sistema se establece teniendo en cuenta las limitaciones respecto al ruido, precio de compra y costos de operación.

En la tabla 3 podemos observar las velocidad recomendadas para ductos de suministro y ductos de retorno para un sistema de baja velocidad, y también para las presiones dinámicas correspondientes a dichas velocidades.

En los sistemas de alta velocidad los ductos de suministro se limitan generalmente a una velocidad máxima de 25 m/s. por encima de esta velocidad aparecen problemas de ruido.

En la tabla 3 se encuentras los valores de velocidades máximas permitidas en los diferentes espacios a acondicionar.

Para sistemas de baja velocidad (pies/min-m/seg)

Aplicación	Factor de control del nivel de ruido (conductos principales)	Factor de control de rozamiento en conductos			
		Conductos principales		Conductos derivados	
		Suministro	Retorno	Suministro	Retorno
Residencias	600 - 3	1000 - 5	800 - 4	600 - 3	600 - 3
Apartamentos Dormitorios de hotel, hospitales	1000 - 5	1500 - 7,5	1300 - 6.5	1200 - 6	1000 - 5
Oficinas particulares. Despacho de directores. Bibliotecas	1200 - 6	2000 - 10	1500 - 7.5	1600 - 8	1200 - 6
Cine, teatro Auditorios	800 - 4	1300 - 6,5	1100 - 5.5	1000 - 5	800 - 4
Oficinas públicas Restaurantes Comercios de primera Bancos	1500 - 7.5	2000 - 10	1500 - 7.5	1600 - 8	1200 - 6
Comercios de categoría media Cafeterías	1800 - 9	2000 - 10	1500 - 7.5	1600 - 8	1200 - 6
Locales industriales	2500 - 12,5	3000 - 15	1800 - 9	2200 - 11	1500 - 7.5

Tabla 3. Velocidades recomendadas

Fuente: Diseño de Ductos de Aire Acondicionado, Manual Trane 2008. P22

Mientras que para sistemas de alta velocidad tenemos los siguientes valores

Según la tabla 4.

CAUDAL MANEJADO POR EL DUCTO		VELOCIDAD MÁXIMA	
Pie ³ /min	m ³ /seg	Pies/min	m/seg
60000 a 40000	1700 a 1133	6000	30.5
40000 a 25000	1133 a 708	5000	25.4
25000 a 15000	708 a 425	4500	22.9
15000 a 10000	425 a 283	4000	20.3
10000 a 6000	283 a 170	3500	17.8
6000 a 3000	170 a 85	3000	15.2
3000 a 1000	85 a 28	2500	12.7

Tabla 4. Velocidades recomendadas- para sistemas de alta velocidad (pies/min-m/seg)

Fuente: Diseño de Ductos de Aire Acondicionado, Manual Trane 2008. P22

5. Metodología

5.1 Metodología cálculo de carga Térmica

Para la realización del cálculo de carga en el laboratorio de refrigeración de la IUPB se tuvieron en cuenta las siguientes condiciones iniciales:

Se toma como referencia la temperatura de la ciudad de Medellín en los últimos meses basados en los registros históricos (Febrero a Agosto de 2015).

Para este procedimiento se utilizó el software de Trane TRACER 700 en este programa se suben todos los y el se encarga de realizar el análisis de carga y nos indica la capacidad de la máquina que debemos usar.

CONDICIONES EXTERIORES

Latitud: 6.21667

Longitud: -75.6

Altitud: 1490 m.s.n.m

Humedad relativa: 45%

Temperatura Bulbo seco: 27°C

Temperatura Bulbo Húmedo: 22°C

Velocidad del viento: 21Km/h

CONDICIONES INTERIOR

Velocidad del viento: 0 Km/h

Temperatura bulbo seco: 29°C

Humedad relativa: 55%

OCUPANTES

25 Estudiantes

TIPO DE ILUMINACIÓN

Lámparas fluorescentes e incandescentes 36w

La temperatura deseada para el laboratorio es de 22°C.

Todos estos datos serán ingresados a un software, el software que se empleara será el TRACER 700 de TRANE.

5.1 Metodología cálculo de conductos

En este procedimiento se utilizara el método por pérdidas por fricción en conductos rectangulares fabricados en lámina galvanizada, de igual manera los difusores.

La utilización de este método se da a que al pasar el aire en el interior del conducto la lámina le genera una fricción al aire y cuando se presentan codos en su recorrido se aumenta la fricción lo cual lleva a que el codo debe ser radial para mejorar el deslizamiento y reducir las pérdidas, pero en caso de ser un codo rectangular en el interior debe llevar aletas deflectoras para poder direccionar el aire y evitar al máximo pérdidas altas de aire.

6. Resultados del Diseño

Los cálculos para la selección de equipo fueron realizados usando el software **TRACE700 de TRANE COMPANY**, en este programa se deben tener unos datos de entrada específicos los cuales son tomados en área que se va a acondicionar.

Área de espacio, altura de los muros, tipo de muros, tipo de techo, orientación de los muros, ventanas, tipo de iluminación, cantidad de eliminación en vatios (watts), cargas constantes en vatios.

A continuación se anexan los resultados arrojados por el programa, según estos resultados la capacidad del equipo es de 2.4TR y el equipo seleccionado para este proyecto es de 3TR.

Los resultados para el sistema de conductos se saca del resultado de la selección de equipo y con la velocidad en cfm la de unidad manejadora, dado esto, nos da un resultado donde 1TR=400 cfm y tenemos una máquina de 3TR=1200 cfm.

Siendo así, como resultado nos da un sistema de conductos de 14"x10", 14"x8" y 10"x6" con una fricción de 0.15" H₂O/mmft², y con sistema balanceado de 200cfm por difusor.

Longitud del ducto 8m, llevado a pies 26ft, con una caída de presión de 0.039"H₂O, tipo de conducto (rectangular-piralu) y para la salida de aire se utilizaran 6 difusores 3D/4 vías con una fricción de 0.1"H₂O.

Los cálculos salen de las tablas y los rangos permitidos, en el caso del Piralu se tomaron las pérdidas en lámina galvanizada ya que estas son semejantes a las pérdidas del piralu.

6.1 Aire acondicionado fotovoltaico (SunSource)

El nuevo SunSource Commercial Energy Systems HVAC, de Lennox, es una unidad de climatización comercial que se integra con un sistema de energía solar. Esta unidad recoge directamente la energía del sol y alimenta un Energence-unidades solares sobre las azoteas- suministrando la electricidad al resto del edificio o la red eléctrica.

El sistema SunSource está diseñado para reducir los costos de energía en las empresas y permitirá generar más energía de la que consume la unidad en la azotea, además, es más segura de operar que los sistemas tradicionales de

energía solar ya que elimina una línea del cable de alta tensión DC. Cada salida de los *microinverter* limita a 50 voltios y, en el caso de una pérdida de energía, los *microinverter* dejan de transmitir el poder a la azotea y al panel principal del edificio.

Los sistemas SunSource de LENNOX que nos ofrece, estos sistemas aparte de cumplir con la función de brindar confort, cumplen con la una tarea mucho más importante es la de ayudar a cuidar nuestro entorno, actualmente por todos los medios y formas posibles los equipos, maquinas, construcciones, y demás, buscan a cabalidad que sean productos amigables con nuestro medio ambiente.

Por eso LENNOX apunta a la creación de sistemas de confort que sean amigables con el medio ambiente, por eso su línea de mercado SunSource nos sedujo para la selección de este equipo y tenerlo como modelo para mostrar que la fuentes eléctricas naturales como la solar pueden ser implementadas en todos los campos de aplicación.

Uno de los factores importantes de esta tecnología es su sistema acoplado de paneles solares, que con sistema de comunicación modular, que al dañarse uno de ellos no afecta el funcionamiento de los otros, también posee un sistema de conversión y comunicación muy versátil, ya que siempre tiene como prioridad la captación de energía del panel solar y de la red solo tomo la que sea necesario para completar su carga energética para poder transformarla en frio.

La energía tomada del sol puede generar inicialmente un ahorro del 50% del consumo actual de un equipo convencional, pero el porcentaje de ahorro de puede aumentar según la cantidad de paneles que sean acoplados, esto quiere decir que entre más paneles más ahorro se tendrá.

Otra de las funcionalidades que nos ofrece este sistema es la posibilidad de asociar la iluminación de la zona al sistema, ya que los paneles y su sistema de comunicación son capaces de suplir esta necesidad, también su sistema de comunicación te puede brindar toda la información que está asociado al sistema en tiempo real y desde cualquier punto donde la persona se encuentre ya que es compatible con cualquier dispositivo de comunicación.

A pesar de que este sistema inicialmente puede ser una inversión costosa, visto y analizando todos los factores que ofrece y el porcentaje de ahorro es una inversión que puede librarse en poco tiempo.

6.2 RESULTADOS TRACE700-TRANE

ENTERED VALUES

ROOM BY ROOM

By Trane

Room Description: Room - 001

GENERAL INFORMATION

Floor Area: 468 ft² Flr-Flr Height: 10.0 ft
 Plenum Height: 2.0 ft Height Above Flr:

Slab Cnstr 4" LW Concrete
 Room Mass: Time delay based on actual mass

Ceiling R- 1.786 hr-ft²·°F/Btu
 Is There YES

Design Clg DB / Drift Point: 71.6 °F / 81.0 °F
 Design Htg DB / Drift Point: 70.0 °F / 64.0 °F

Design Relative Humidity: 50 %
 Moisture Capacitance: Medium
 Clg Tstat: None
 Htg Tstat: None

Thermostat Room Floor Multiplier: 1
 Humidistat Location: Room Room Multiplier: 1

CO2 Sensor None
 Room Type: Conditioned

Zone Description: No Zone

PEOPLE

People Type: Classroom
 # of People: 20 sq ft/person

People Sensible: 250 Btu/h
 People Latent : 200 Btu/h

People Cooling Only (Design)

Workstation: 1.0 workstation/person

LIGHTS

Lighting Type: Fluorescent, hung below ceiling, 100% load
 to space
 Fixture Type: SUSFLUOR

% Load to RA: 0 %
 Lighting Schedule: Cooling Only (Design)

Lighting Amount: 640.0 W
 Ballast Factor: 1.0

System Description: System - 001

AIRFLOW INFORMATION

Cooling
 Vent Type: None

Vent Value: 0.00 cfm
 Vent Schedule: Available (100%)

Infil Type: None
 Infil Value: 0.00 air changes/hr

Infil Schedule: Available (100%)
 Vav Min

Vav Min Available (100%)

Supply: To be calculated
 Aux Supply: To be calculated
 Room Exhaust:

Rm Exh Sched: Available (100%)

Heating
 None

0.00 cfm

None
 0.00 air changes/hr

To be calculated
 To be calculated

Description	Area/ Amount	Dir	Const Tilt	Type / Schedule	U Value Btu/h·ft ² ·°F	Alph	Type / Energy Type	Area ft ²	Shad Coef	Glass U Value Btu/h·ft ² ·°F	External Shading	Internal Shading	Adj Tem Grn Refl	Pct Sen Coo Tm	Pct Rm He Tm	Pct Ret Per Le	Rad Frc/ Loss Coef
Roof - 1	468 ft ²	0	90	Teja de Barro y Tabilla	0.3349	0.90		0			Overhang -	None					
Wall - 1	135 ft ²	90	0	Ladrillo	0.3077	0.90											
Opening - 1				Window			Single Coated 1/8"	43	0.85	1.00	Overhang -	None	0.00				
Wall - 2	135 ft ²	270	0	Ladrillo	0.3077	0.90											
TV	200.0 W			Cooling Only (Design)			None										
Partition - 1	348 ft ²			Ladrillo	0.3715												
Partition - 2	348 ft ²			Ladrillo	0.3715												
Floor - 1	468 ft ²			12" LW Conc	0.0908												

Room Checksums

By Trane

Room - 001

COOLING COIL PEAK				CLG SPACE PEAK				HEATING COIL PEAK				TEMPERATURES			
Peaked at Time:		Mo/Hr: 6 / 15		Mo/Hr: 8 / 13		Mo/Hr: Heating Design						SADB		Cooling	Heatin
Outside Air:		OADB/WB/HR: 91 / 81 / 179		OADB: 84		OADB: 85								51.0	70.0
Space	Plenum	Net	Perce	Space	Perce	Space Peak	Coil Peak	Perce	Ra	Return	80.8	72.3			
Sens. + Btu/h	Sens. + Lat Btu/h	Total Btu/h	Of (%)	Sensible Btu/h	Of (%)	Space Sens Btu/h	Tot Sens Btu/h	Of (%)	Ret/OA	Fn	80.8	72.3	0.0	0.0	
Envelope Loads				Envelope Loads								AIRFLOWS			
Skylite Solar	0	0	0	0	0	Skylite Solar	0	0	0.00	Fn Fric	0.0	0.0			
Skylite Cond	0	0	0	0	0	Skylite Cond	0	0	0.00						
Roof Cond	0	8,724	8,724	31	0	Roof Cond	0	1,991	###						
Glass Solar	2,135	0	2,135	8	3,663	22	Glass Solar	0	0	0.00					
Glass/Door	594	0	594	2	296	2	Glass/Door	646	646	###					
Wall Cond	909	131	1,040	4	500	3	Wall Cond	795	1,005	###					
Partition/Door	2,169		2,169	8	2,169	13	Partition/Door	-1,291	-1,291	###	Diffuse	873	873		
Floor	357		357	1	357	2	Floor	-212	-212	###	Termin	873	873		
Adjacent Floor	0	0	0	0	0	0	Adjacent Floor	0	0	0.00	Main	873	873		
Infiltration	0	0	0	0	0	0	Infiltration	0	0	0.00	Sec Fan	0	0		
Sub Total =>	6,164	8,856	15,019	53	6,985	42	Sub Total	-63	2,138	###	Nom	0	0		
											AHU	0	0		
Internal Loads				Internal Loads								ENGINEERING CKS			
Lights	2,184	0	2,184	8	2,184	13	Lights	0	0	0.00	Infil	0	0		
People	10,522	0	10,522	37	5,846	35	People	0	0	0.00	MinStop/	0	0		
Misc	683	0	683	2	683	4	Misc	0	0	0.00	Return	873	873		
Sub Total =>	13,389	0	13,389	47	8,713	52	Sub Total	0	0	0.00	Exhaust	0	0		
											Rm Exh	0	0		
											Auxiliar	0	0		
Ceiling Load	1,366	-1,366	0	0	1,044	6	Ceiling Load	339	0	0.00	Leakage	0	0		
Ventilation	0	0	0	0	0	0	Ventilation	0	0	0.00	Leakage	0	0		
Adj Air Trans	0	0	0	0	0	0	Adj Air Trans	0	0	0					
Dehumid. Ov Sizing	0	0	0	0	0	0	Ov/Undr	0	0	0.00					
Ov/Undr	0	0	0	0	0	0	Exhaust Heat	0	0	0.00					
Exhaust Heat	0	0	0	0	0	0	OA Preheat Diff.	0	0	0.00					
Sup. Fan Heat	0	0	0	0	0	0	RA Preheat Diff.	-276	###						
Ret. Fan Heat	0	0	0	0	0	0	Additional Reheat	0	0	0.00	% OA	0.0	0.0		
Duct Heat	0	0	0	0	0	0	System Plenum Heat	0	0	0.00	cfm/ft²	1.87	1.87		
Underflr Sup Ht	0	0	0	0	0	0	Underflr Sup Ht Pkup	0	0	0.00	cfm/ton	368.88			
Supply Air Leakage	0	0	0	0	0	0	Supply Air Leakage	0	0	0.00	ft²/ton	197.54			
Grand Total	20,918	7,490	28,409	100.00	16,741	100.0	Grand Total	276	1,862	100.00	Btu/hr-ft²	60.75	0.00		
											No.	23			

COOLING COIL SELECTION											AREAS		HEATING COIL SELECTION			
Total	Sens	Coil	Enter DB/WB/HR			Leave DB/WB/HR			Gross	Glass	Capacity	Coil	Ent	Lvg		
ton	MBh	MBh	cfm	°F	°F	gr/lb	°F	°F	gr/lb	ft² (%)	MBh	cfm	°F	°F		
Main	2.4	28.4	23.7	873	80.8	61.7	68.1	51.0	49.4	60.0	Floor	468				
Aux Clg	0.0	0.0	0.0	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	Part	695				
Opt	0.0	0.0	0.0	0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	Int	0				
											ExFlr	468				
Total	2.4	28.4									Roof	468	0	0		
											Wall	269	43	16		
											Ext	0	0	0		
											Total	0.0				

Project Tesis Duque.trc

TRACE® 700 v6.2.4 calculated at 05:30 PM on 09/10/2015
Alternative - 1 System Checksums Report Page 1 of 1

ROOM PSYCHROMETRIC STATE POINTS

By Trane

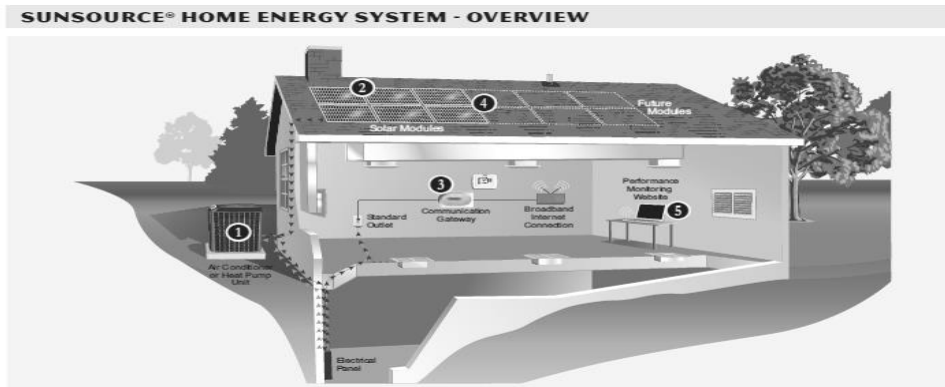
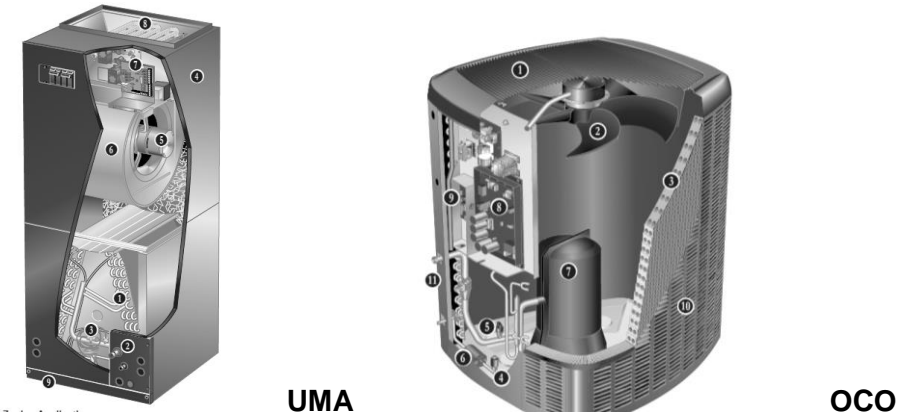
Room - 001

	Dry Bulb °F	Wet Bulb °F	Relative Humidity %	Humidity Ratio gr/lb	Enthalpy Btu/lb	Temperature Difference °F
Space	71.6	58.8	49.2	68.1	27.8	
Main System						
Return Fan						0.0
Return Air	78.6	61.1	38.9	68.1	29.5	
Return Air Heat Pickup						7.0
Outdoor Air	84.3	74.2	64.1	137.2	41.8	
Entering OA preconditioning	84.3	74.2	64.1	137.2	41.8	
Leaving OA preconditioning	84.3	74.2	64.1	137.2	41.8	
Return/Outdoor Air Mix	78.6	61.1	38.9	68.1	29.5	
Blow Through Fan						0.0
Entering Coil	78.6	61.1	38.9	68.1	29.5	
Leaving Coil	51.0	49.3	89.6	59.6	21.5	
Draw Through Fan						0.0
Fan Frictional Heat						0.0
Supply Duct Heat Gain						0.0
Reheat Device						0.0
Cold Deck Supply Air	51.0	49.3	89.6	59.6	21.5	
Supply Air	51.0	49.3	89.6	59.6	21.5	
Percent Outside Air	0.00	%				
Sensible Heat Ratio (SHR)	0.78					
Coil Airflow	873	cfm				

Project Name:
Dataset Name: Tesis Duque.trc

TRACE® 700 v6.2.4 calculated at 05:30 PM on 09/10/2015
Alternative - 1 Room Psychrometric Report Page 1 of 1

6.3 Selección de Equipo



Grafica 4 Tomada de los archivos de Lennox. Componentes del SunSource.

Después del análisis y los cálculos arrojados en los estudios, la empresa estadounidense LENNOX, brinda la mejor opción en cuanto a la necesidad que se requiere en el laboratorio de refrigeración de la IUPB, también se tuvo en consideración la flexibilidad que tiene el producto ya que se pueden expandir los paneles solares. Se hace descripción técnica de los equipos seleccionados que suministra el fabricante.

6.4 ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL EQUIPO

UNIDAD MANEJADORA (UMA)

La unidad manejadora tiene una capacidad de ventilación de 1200 cfm, cuenta con un motor ventilador tipo centrífugo (variable), un serpentín, una válvula de expansión y su tubería de refrigeración tiene un diámetro de 3/8 descarga y 7/8 succión y su sistema de control es compatible con WI-FI.



PRODUCT SPECIFICATIONS

AIR HANDLERS
CBX32MV
 DAVE LENNOX SIGNATURE® COLLECTION
 R-410A Ready - Multi-Position - Variable Speed

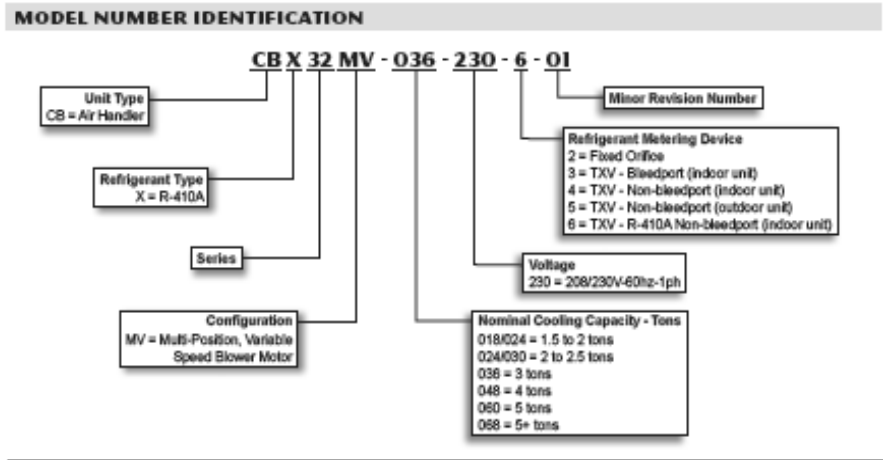
Bulletin No. 210352
 July 2013
 Supersedes October 2012





iComfort.
 So simple. So smart. So comfortable.

Nominal Capacity - 1.5 to 5+ Tons
Optional Electric Heat - 2.5 to 25 kW



Grafica 5 Descripción Unidad Manejadora

UNIDAD CONDENSADORA (UCO)

La unidad condensadora tiene una capacidad de 3TR y cuenta con un motor ventilador axial, un serpentín, un compresor tipo scroll (invertir), su tubería de refrigeración tiene un diámetro de 3/8 en descarga y 7/8 en succión y su sistema de control es compatible con WI-FI.



PRODUCT SPECIFICATIONS

AIR CONDITIONERS
XC25
DAVE LENNOX SIGNATURE® COLLECTION
 Variable Capacity - Precise Comfort® Technology

Bulletin No. 210658
 July 2014
 Supersedes March 2014



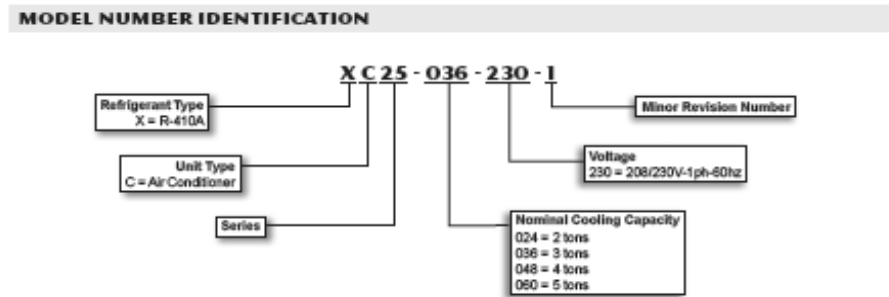


iComfort.
 So simple. So smart. So comfortable.

* iComfort Wi-Fi®
 Thermostat




SEER up to 26.00
2 to 5 Tons
Cooling Capacity - 22,000 to 59,500 Btuh



Grafica 6 Descripción unidad condensadora

PANEL SOLAR

El sistema de panelearía cuenta con 4 paneles con una capacidad de generar 16 amperios de (I) nominal y cuenta con 4 micro inversores para conexión en serie y con la tecnología adaptada a este sistema de refrigeración.

Sunmodule⁺ Plus SW 275 mono

- TUV Power controlled: Lowest measuring tolerance in industry
- Every component is tested to meet 3 times IEC requirements
- Designed to withstand heavy accumulations of snow and ice
- Sunmodule Plus: Positive performance tolerance
- 25-year linear performance warranty and 10-year product warranty

World-class quality
Fully-automated production lines and seamless monitoring of the process and material ensure the quality that the company sets as its benchmark for its sites worldwide.

SolarWorld Plus-Sorting
Plus-Sorting guarantees highest system efficiency. SolarWorld only delivers modules that have greater than or equal to the nameplate rated power.

25 years linear performance guarantee and extension of product warranty to 10 years
SolarWorld guarantees a maximum performance depression of 0.7% p.a. In the course of 25 years, a significant added value compared to the two-phase warranties common in the industry. In addition, SolarWorld is offering a product warranty, which has been extended to 10 years.*

*In accordance with the applicable SolarWorld Limited Warranty at purchase.
www.solarworld.com/warranty



solarworld.com



Grafica 7 Descripción Panel Solar

COSTOS PROYECTO INGENIERIA 2015-II			
ELEMENTO	VALOR UNITARIO	CANTIDAD	TOTAL
EQUIPO A/A FOTOVOLTAICO	\$ 38,133,328.00	1	\$ 38,133,328
TUBERIA COBRE 7/8	\$ 63,900	3	\$ 191,700
TUBERIA COBRE 3/8 FLEX 15.2M	\$ 108,000	1	\$ 108,000
CODO COBRE 7/8	\$ 2,333	20	\$ 46,660
CODO COBRE 3/8	\$ 800	10	\$ 8,000
UNION COBRE 7/8	\$ 1,600	10	\$ 16,000
UNION COBRE 3/8	\$ 1,000	10	\$ 10,000
BREKER BIPOLAR DE 15 Y 30	\$ 15,000	2	\$ 30,000
RUBATEX 7/8	\$ 4,670	8	\$ 37,360
TUBERIA EMT 3/4	\$ 11,300	5	\$ 56,500
CODO EMT 3/4	\$ 1,700	20	\$ 34,000
CAJA DE PASO TERMOLASTICA SOBRE PONER	\$ 30,000	3	\$ 90,000
CONECTOR EMT 3/4	\$ 1,000	20	\$ 20,000
UNION EMT 3/4	\$ 800	15	\$ 12,000
CORAZA ASIALDA 3/4	\$ 4,100	15	\$ 61,500
CONECTOR CORAZA 3/4	\$ 1,200	10	\$ 12,000
ABRAZADERA GALVANIZADA 2"	\$ 1,550	10	\$ 15,500
ABRAZADERA GALVANIZADA 3/4	\$ 190	15	\$ 2,850
CABLE ASIALDO THHN # 10 AWG ROJO	\$ 1,350	40	\$ 54,000
CABLE ASIALDO THHN # 10 AWG AZUL	\$ 1,350	40	\$ 54,000
CABLE AISLADO THHN #10 AWG VERDE	\$ 1,350	40	\$ 54,000
CABLE ASIALDO THHN # 12 AWG ROJO	\$ 1,150	30	\$ 34,500
CABLE ASIALDO THHN # 12 AWG AZUL	\$ 1,150	30	\$ 34,500
CABLE AISLADO THHN #12 AWG VERDE	\$ 1,150	30	\$ 34,500
CABLE VEHICULO CONTROL # 14	\$ 1,000	25	\$ 25,000
CORAZA AISLADA 3/8	\$ 2,700	15	\$ 40,500
CONECTOR CORAZA 3/8	\$ 900	10	\$ 9,000
BASE UMA Y MANO DE OBRA	\$ 70,000	1	\$ 70,000
BASE UCO Y MANO DE AOBRA	\$ 250,000	1	\$ 250,000
DISEÑOS DE INGENIERIA	\$ 4,000,000	1	\$ 4,000,000
INGENIERIA OBRA	\$ 142,800	12	\$ 5,140,800
TECNOLOGOS INSTALADORES	\$ 76,500	6	\$ 1,377,000
		TOTAL	\$ 50,063,198.00

TABLA 5 COSTOS DEL PROYECTO

7. Conclusiones

- Se realizó el diseño del sistema de aire acondicionado el cual será instalado en el laboratorio de refrigeración de la IUPB, y este se usara como modelo educativo.
- Se llevó acabó el cálculo de carga térmica teniendo en cuenta todos los parámetros requeridos y basados en la temperatura deseada para el laboratorio.
- Se realizaron los cálculos de los conductos utilizando el método de pérdidas por fricción y alcanzando el mejor diseño para la distribución de aire.

8.Recomendaciones

Una vez concluido el proyecto de grados, se considera interesante investigar sobre todos los mecanismos y controles relacionados con la eficiencia del equipo y del URE uso racional energético.

- Extender el estudio de la proyección de un panel solar más para aumentar la eficiencia de alimentación de al equipo de aire acondicionado.
- Realizar cálculos de un sistema auto sostenible por medio de un banco de baterías para suplir la alimentación del equipo en las horas nocturnas.
- Realizar el análisis de una transferencia automática de alimentación por paneles solares y bancos de baterías por medio de una UPS.

9. Bibliografía

- [1] www.fayerwayer.com/2011/08/el-origen-de-el-aire-acondicionado/
- [2] <http://tesis.ipn.mx:8080/xmlui/bitstream/handle/123456789/5027/CALCULOYSELECCION.pdf?sequence=1>
- [3] <http://www.tutiempo.net/registros/skmd>
- [4] Bibliografía SENA
- [5] http://www.elaireacondicionado.com/articulos/historia_aire_acondicionado.html
- [6] http://www.ecured.cu/index.php/Aire_acondicionado
- [7] Información técnica Compartida por Andres Velásquez KLIMA S.A.S
- [8] <http://www.muyinteresante.es/innovacion/articulo/frio-solar-aire-acondicionado-a-partir-de-energia-solar>
- [9] <http://personales.unican.es/renedoc/Traspereancias%20WEB/Trasp%20Tec%20Frig/002%20Cargas%20T%C3%A9rmicas.pdf>
- [10] Trabajo de grado de conductos de la IUPB.