



**Diseño y modelación de un prototipo de un recuperador de energía para unidades
médicas en el sistema de climatización**

Henry Leandro Carabali Encarnación

Código Estudiantil: 21131328723

Universidad Antonio Nariño

Programa Ingeniería Electromecánica

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Santiago de Cali, Colombia

2021

**Diseño y modelación de un prototipo de un recuperador de energía para unidades
médicas en el sistema de climatización**

Henry Leandro Carabali Encarnación

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:

Ingeniero Electromecánico

Director:

Prof. José Daniel Hernández Vásquez, PhD.

Co-director:

Prof. Jorge Maldonado, PhD.

Línea de Investigación: Energía

Universidad Antonio Nariño

Programa Ingeniería Electromecánica

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Santiago de Cali, Colombia

2021

NOTA DE ACEPTACIÓN

El trabajo de grado titulado
_____, Cumple
con los requisitos para optar
Al título de _____.

Firma del Tutor

Firma Jurado

Firma Jurado

Contenido

	Pág.
Lista de Figuras.....	5
Lista de tablas.....	6
Resumen.....	8
Abstract.....	9
1. Introducción	10
1.1 Formulación del problema.	11
1.2 Objetivo general	18
1.3 Objetivos Específicos	18
1.4 Justificación	18
1.5 Antecedentes	19
2. Marco teórico	23
2.1.1 La psicrometría y propiedades del vapor de agua	23
2.1.2 Procesos psicrométricos.....	25
2.1.2 Cálculo de la carga de refrigeración.	27
2.1.2 Mezcla de las corrientes de aire en un sistema de climatización.	30
3. Diseño metodológico	33
4. Resultado y discusión	36
4.1 Diseño proceso psicrométrico.	36
4.1.1 Descripción psicrométrica actual unidad médica.	36
4.1.2 Propuesta del nuevo proceso psicrométrico de la unidad medica	41
4.2 Análisis del consumo energético del sistema de climatización.	52
4.2.1 Consumo energético de la renovación de aire exterior.....	52
4.2.2 Sistema típico de patología contra sistema con recuperador.	56
4.3 Modelo del prototipo en 3D recuperador de energía.....	58
4.4 Calculo de la eficiencia higrométrica del recuperador tipo cámara de mezcla.	61
4.5 Análisis del ahorro energético frente al pago de la inversión.	63
5. Conclusiones y recomendaciones.....	65
Bibliográficas.....	67

Lista de Figuras

Figura 1: Proceso psicrométrico de enfriamiento de las unidades médicas.....	11
Figura 2 : Tipos de cajas de mezclas	20
Figura 3: Carta psicrométrica y sus propiedades.....	25
Figura 4 : Proceso de enfriamiento.	26
Figura 5:proceso de humidificación y calentamiento sensible.....	26
Figura 6:proceso de humidificación y deshumidificación.....	27
Figura 7: proceso de mezcla de dos corrientes de aire.	30
Figura 8: Proceso psicrométrico laboratorio de patología.....	36
Figura 9 :Proceso enfriamiento y calentamiento sensible.....	38
Figura 10: diagrama de funcionamiento laboratorio de patología de aire acondicionado	39
Figura 11 : Diagrama psicrométrico proceso 1.....	44
Figura 12 : Diagrama psicrométrico proceso 2.....	44
Figura 13 : Diagrama psicrométrico proceso 3.....	45
Figura 14: Diagrama de funcionamiento proceso psicrométrico 1.	45
Figura 15: Diagrama de funcionamiento proceso psicrométrico 2.	47
Figura 16: Diagrama de funcionamiento proceso psicrométrico 3.	48
Figura 17: Comportamiento carga de refrigeración año 2018-2019.....	53
Figura 18: Comportamiento carga de refrigeración año 2019.	54
Figura 19: Comportamiento carga de refrigeración año 2019.	55
Figura 20: Comportamiento carga de refrigeración con recuperación de energía.	56
Figura 21: Comportamiento de abril hasta agosto del 2019 con recuperador de energía.	57
Figura 22: Boceto intercambiador tipo cámara de mezcla.	59
Figura 23: Diagrama P&D recuperación de energía.....	59
Figura 24: modelamiento con recuperador.	61
Figura 25: gasto energético unidad médica de patología sin recuperador.	63
Figura 26 : gasto energético unidad médica de patología con recuperador.....	63
Figura 27: tabla costo beneficio ahorro energético.....	64

Lista de tablas

Tabla 1: Caudales de las tres unidades m3icas.	12
Tabla 2:Datos psicrom3tricos punto de aire exterior (AIRE_EXT).	13
Tabla 3:Datos psicrom3tricos punto de suministro (P1).	13
Tabla 4:Datos psicrom3tricos punto de condensaci3n (P2).	13
Tabla 5 : Carga de refrigeraci3n de las unidades m3icas evaluadas.	17
Tabla 6: Costo Energ3tico unidades m3icas evaluadas.	17
Tabla 7: Datos psicrom3tricos punto (P1).	31
Tabla 8: Datos psicrom3tricos punto (P2).	31
Tabla 9: Datos psicrom3tricos punto de mezcla (P3).	31
Tabla 10: Datos psicrom3tricos punto de aire exterior.	37
Tabla 11: Datos psicrom3tricos punto de zona.	37
Tabla 12:Datos psicrom3tricos punto de suministro (P1).	37
Tabla 13:Datos psicrom3tricos punto de condensaci3n (P2).	38
Tabla 14: Carga de refrigeraci3n y porcentaje de consumo.	41
Tabla 15:Datos psicrom3tricos punto de aire exterior (A_EXT).	41
Tabla 16:Datos psicrom3tricos punto de zona (ZONA).	41
Tabla 17:Datos psicrom3tricos punto de suministro (P1).	42
Tabla 18:Proceso psicrom3trico 1.	42
Tabla 19:Proceso psicrom3trico 2.	43
Tabla 20:Proceso psicrom3trico 3.	43
Tabla 21: Cuadro comparativo consumo energ3tico.	52
Tabla 22:Par3metros intercambiador tipo c3mara de mezcla.	58
Tabla 23:Secciones intercambiador tipo c3mara de mezcla.	59
Tabla 24: punto psicrom3tricos zona.	62
Tabla 25: punto psicrom3tricos aire exterior.	62
Tabla 26: punto psicrom3tricos mezcla.	62

En el transcurso de la vida muchas veces nos encontramos caminos largos y sinuosos, y sin embargo seguimos haciendo esfuerzos denodados por alcanzar el final de ese camino trazado.

Hoy doy gracias a Dios por darme las fuerzas y el ánimo que necesite en esos momentos sombríos y a esa persona que estuvieron a mi lado que contribuyeron alcanzar este gran éxito de mi vida.

Amada madre te doy las gracias por darme la vida, permitirme alcanzar este objetivo profesional, aunque no esté conmigo.

Resumen

Este trabajo tiene como objetivo principal, desarrollar un ahorrador de energía para unidades médicas que renueven todo su aire acondicionado.

La motivación para el desarrollo de este proyecto, se basa en la necesidad que se tiene para proponer un recuperador de energía que disminuya el consumo que genera las unidades médicas que renuevan todo su aire acondicionado, ya que este tipo de unidad médica demanda de muchas toneladas de refrigeración para su operación en el sistema de climatización de una clínica o hospital. Para lograr el diseño del recuperador de energía, se planteó un nuevo proceso psicrométrico basado en un intercambiador tipo cámara de mezcla, el cual se realizará la recuperación de energía. También se diseñará un boceto de este recuperador de energía y se presentará en 3D.

Al conocer los resultados obtenidos del nuevo proceso psicrométrico para las unidades médicas que renuevan todo su aire permite que estos sistemas recuperen parte de la energía que era rechazada hacia el exterior y contribuya a la reducción de toneladas de refrigeración en el sistema de climatización.

Como conclusión, este trabajo contribuyó al diseño de un prototipo de un intercambiador tipo cámara de mezcla el cual cumple con el nuevo proceso psicrométrico que permite un ahorro en el consumo energético para las unidades médicas que renuevan todo su aire.

PALABRAS CLAVE: unidad manejadora, psicrometría, proceso psicrométrico, intercambiador tipo cámara de mezcla.

Abstract

The main objective of this work is to develop an energy saver for medical units that renew all their air conditioning.

The motivation for the development of this project is based on the need to propose an energy recovery unit that reduces the consumption generated by medical units that renew all their air conditioning, since this type of medical unit demands many tons cooling for its operation in the air conditioning system of a clinic or hospital.

To achieve the energy recovery design, a new psychrometric process was proposed based on a mixing chamber type exchanger, which will carry out energy recovery. A sketch of this energy recuperator will also be designed and presented in 3D.

Knowing the results obtained from the new psychrometric process for medical units that renew all their air allows these systems to recover part of the energy that was rejected to the outside and contribute to the reduction of tons of refrigeration in the air conditioning system.

As a conclusion, this work contributed to the design of a prototype of a mixing chamber type exchanger which complies with the new psychrometric process that allows savings in energy consumption for medical units that renew all their air.

KEYWORDS: handling unit, psychrometry, psychrometric process, mixing chamber type exchanger.

1. Introducción

En la actualidad los sistemas de climatización son los que más consumen energía en un edificio a fin de contribuir al confort humano y bienestar de los pacientes en el caso de las unidades médicas, al pasar de los años se han creado diferentes procesos para la recuperación de energía para que los sistemas de climatización sean más amigables con el medio ambiente.

La siguiente investigación se refiere al estudio del ahorro energético que pueden tener las unidades médicas que renuevan todo su aire exterior, debido a que estas unidades médicas consumen grandes cantidades de energía para una planta de refrigeración de un edificio, por tal motivo se planteó un nuevo proceso psicrométrico basados en un intercambiador tipo cama de mezcla para mitigar este impacto de consumo de energía en las planta de refrigeración de los edificios que atienden estas unidades en la ciudad de Santiago de Cali.

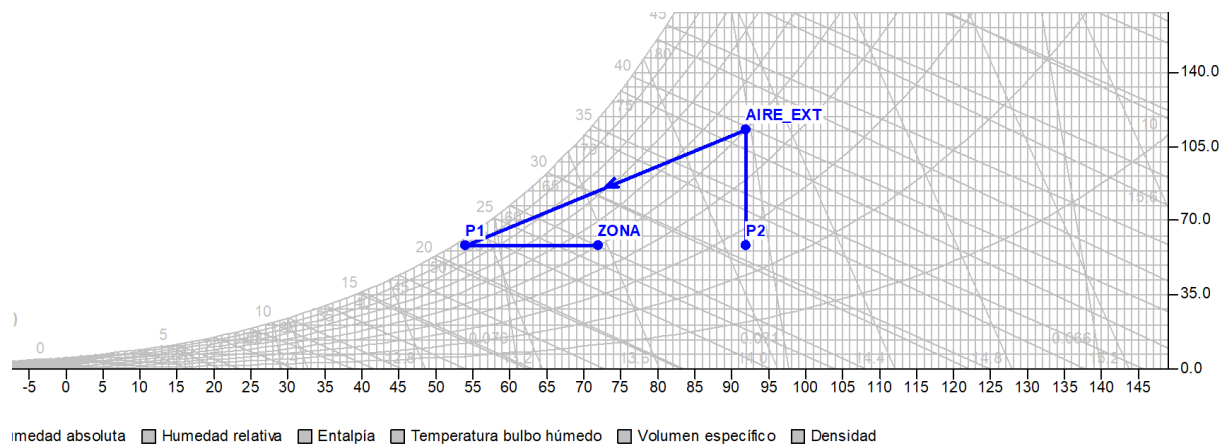
Esta investigación se desarrolló basados en el proceso psicrométrico de enfriamiento inicial de las unidades médicas que renuevan todo su aire, a partir de esto se creó un nuevo proceso psicrométrico fundamentado en un intercambiador tipo cámara de mezcla, con el objetivo de modelar el sistema de recuperación en 3D.

1.1 Formulación del problema.

En la actualidad, las unidades médicas que renuevan todo su aire acondicionado (ansi/ASHARAE/ASHE, 2013), causan un mayor gasto energético en los sistemas de refrigeración. Es decir, estas unidades médicas consumen 3 o 4 veces más que un sistema promedio de una planta de refrigeración (Eades, 2018), y esto hace que estos sistemas sean de mayor capacidad en toneladas de refrigeración para atender la demanda.

En la ciudad de Santiago de Cali hay tres casos de unidades médicas que renuevan todo su aire, estas unidades médicas operan en un edificio de un centro médico de la ciudad, la planta de refrigeración de este edificio es de 120 Tonelada de refrigeración (T.R) y el proceso psicrométrico típico para estas tres unidades médicas es el siguiente:

Figura 1: Proceso psicrométrico de enfriamiento de las unidades médicas.



Nota: Elaborado en el programa de Daikin de psicrometría licencia libre.

En la tabla 1 se muestra los caudales de las unidades acondicionadora de aire y la tabla 2 y 3 los datos psicrométricos del aire exterior y punto de suministro:

Tabla 1: Caudales de las tres unidades médicas.

Caso 1	5.000 CFM
Caso 2	3.000 CFM
Caso 3	8.000 CFM

Para el primer caso el sistema tiene una unidad de acondicionamiento de 5,000 CFM, para el segundo otra de 3,000 CFM y la tercera de 8,000 CFM, el proceso de enfriamiento está representado en la figura 2, así mismo para los tres casos el punto de aire exterior está ubicado en la psicrometría a la altura de Cali a 991,8192 m sobre el nivel del mar en las condiciones de 92 °F con 50% H.R.

Se procedió a calcular la presión atmosférica de Cali con la ecuación 1.

$$P_{Atmcali} = 101325 \times [1 - (2,255692 \times 10^{-5} \times z)]^{5,2561} \quad \text{Ecuación 1}$$

$$z = 991,8192$$

$$P_{Atmcali} = 101325 \times [1 - (2,255692 \times 10^{-5} \times 991,8192)]^{5,2561}$$

$$P_{Atmcali} = 101325 \times [1 - (2,255692 \times 10^{-5} \times 991,8192)]^{5,2561}$$

$$P_{Atmcali} = 101325 \times [1 - 0,022372]^{5,2561}$$

$$P_{Atmcali} = 101325 \times [1 - 0,022372]^{5,2561}$$

$$P_{Atmcali} = 89963,8924 \text{ Pa} \times \frac{0,0001450 \text{ psia}}{1 \text{ Pa}}$$

$$P_{Atmcali} = 13,0448 \text{ psia}$$

Luego de obtener la presión barométrica en la ciudad de Cali se procedió a calcular los puntos psicrométricos con sus propiedades termodinámicas en las tablas 2,3 y 4

Tabla 2:Datos psicrométricos punto de aire exterior (AIRE_EXT).

Temperatura Bulbo seco	92,00 °F
Temperatura Bulbo húmedo	76,08 °F
Punto de rocío	70,71 °F
Humedad relativa	50,00 %
Humedad especifica(w1)	128,0621 gr/lb
Entalpia (h1)	42,24 btu/lb
Volumen especifico (ve)	16,12 ft ³ /lb

Nota: datos obtenidos en el programa de Daikin de psicrometría licencia libre.

Fuente: Autor.

Tabla 3:Datos psicrométricos punto de suministro (P1).

Temperatura Bulbo seco	54,00 °F
Temperatura Bulbo húmedo	53,00 °F
Punto de rocío	52,36 °F
Humedad relativa	94,15 %
Humedad especifica(w2)	65,9799 gr/lb
Entalpia (h2)	23,19 btu/lb

Nota: datos obtenidos en el programa de Daikin de psicrometría licencia libre.

Fuente: Autor.

Tabla 4:Datos psicrométricos punto de condensación (P2).

Temperatura Bulbo seco	92,00 °F
Temperatura Bulbo húmedo	65,62 °F
Punto de rocío	52,29 °F
Humedad relativa	26,00 %
Humedad especifica(w2)	65,9799 gr/lb
Entalpia H2O (h)	32,43 btu/lb

Nota: datos obtenidos en el programa de Daikin de psicrometría licencia libre.

Fuente: Autor.

Dado esta condición del aire y presión atmosférica en Cali se realizó el balance de energía y masa según la ecuación 3 y 5 basados en esto balances se procedió a calcular la capacidad del serpentín con la ecuación 4 y 6.

Caso 1:

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{V}}{v_e} \quad \text{Ecuación 2}$$

$$\dot{m}_p = \frac{5,000 \text{ ft}^3/\text{min}}{16,12 \text{ ft}^3/\text{lb}}$$

$$\dot{m}_p = 310,17 \text{ lb}/\text{min}$$

$$\dot{m}_p = 310,17 \frac{\text{lb}}{\text{min}} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} = 18610,42 \text{ lb}/\text{h}$$

Balance de energía

$$\dot{m}_{p_1} \times h_1 + \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O} + \dot{q}_{coil} = \dot{m}_{p_2} \times h_2 \quad \text{Ecuación 3}$$

$$\dot{m}_{p_1} = \dot{m}_{p_2}$$

Despejando la ecuación 3 se tiene

$$\dot{q}_{coil} = \dot{m}_p \times (h_2 - h_1) - \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O} \quad \text{Ecuación 4}$$

Balance de masa

$$\dot{m}_{IN} = \dot{m}_{OUT} \quad \text{Ecuación 5}$$

$$\dot{m}_p * w_1 + \dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_p * w_2$$

Despejando la ecuación 5 se tiene

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_p \times (w_2 - w_1) \quad \text{Ecuación 6}$$

$$w_1 = 128,0621 \text{ gr}/\text{lb} \times \frac{1 \text{ lb}}{7000 \text{ gr}}$$

$$w_1 = 0,0183 \text{ lb}/\text{lb}$$

$$w_2 = 65,9799 \text{ gr}/\text{lb} \times \frac{1 \text{ lb}}{7000 \text{ gr}}$$

$$w_2 = 0,009426 \text{ lb}/\text{lb}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 18610,42 \frac{\text{lb}}{\text{h}} * (0,009426 \text{ lb}/\text{lb} - 0,0183 \text{ lb}/\text{lb})$$

$$\dot{m}_{H_2O} = -165.1489 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

$$\dot{q}_{coil} = \dot{m}_p \times (h_2 - h_1) - \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O} \quad \text{Ecuación 4}$$

$$\dot{q}_{coil} = 18610,42 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \times (23,19 \text{ btu}/\text{lb} - 42,24 \text{ btu}/\text{lb}) +$$

$$165.1489 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \times 32,43 \text{ btu}/\text{lb}$$

$$\dot{q}_{coil} = 354528,50 \frac{\text{btu}}{\text{h}} + 5355,78 \frac{\text{btu}}{\text{h}}$$

$$\dot{q}_{coil} = 359884,28 \frac{\text{btu}}{\text{h}} * \frac{1 \text{ T.R}}{12000 \frac{\text{btu}}{\text{h}}} = 29,99 \text{ T.R}$$

Caso 2:

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{V}}{v_e} \quad \text{Ecuación 2}$$

$$\dot{m}_p = \frac{3,000 \text{ ft}^3/\text{min}}{16,12 \text{ ft}^3/\text{lb}}$$

$$\dot{m}_p = 186,10 \text{ lb}/\text{min}$$

$$\dot{m}_p = 186,10 \frac{\text{lb}}{\text{min}} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} = 11166,25 \text{ lb}/\text{h}$$

Balance de energía

$$\dot{m}_{p_1} \times h_1 + \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O} + \dot{q}_{coil} = \dot{m}_{p_2} \times h_2 \quad \text{Ecuación 3}$$

$$\dot{m}_{p_1} = \dot{m}_{p_2}$$

Despejando la ecuación 3 se tiene

$$\dot{q}_{coil} = \dot{m}_p \times (h_2 - h_1) - \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O} \quad \text{Ecuación 4}$$

Balance de masa

$$\dot{m}_{IN} = \dot{m}_{OUT} \quad \text{Ecuación 5}$$

$$\dot{m}_p * w_1 + \dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_p * w_2$$

Despejando la ecuación 4 se tiene

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_p \times (w_2 - w_1) \quad \text{Ecuación 6}$$

$$w_1 = 128,0621 \text{ gr}/\text{lb} \times \frac{1 \text{ lb}}{7000 \text{ gr}}$$

$$w_1 = 0,0183 \text{ lb}/\text{lb}$$

$$w_2 = 65,9799 \text{ gr}/\text{lb} \times \frac{1 \text{ lb}}{7000 \text{ gr}}$$

$$w_2 = 0,009426 \text{ lb}/\text{lb}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 11166,25 \text{ lb}/\text{h} * (0,009426 \text{ lb}/\text{lb} - 0,0183 \text{ lb}/\text{lb})$$

$$\dot{m}_{H_2O} = -99,09 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

$$\dot{q}_{coil} = \dot{m}_p \times (h_2 - h_1) - \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O} \quad \text{Ecuación 4}$$

$$\dot{q}_{coil} = 11166,25 \text{ lb}/\text{h} \times (23,19 \text{ btu}/\text{lb} - 42,24 \text{ btu}/\text{lb}) + 99,09 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \times 32,43 \text{ btu}/\text{lb}$$

$$\dot{q}_{coil} = 212717,06 \frac{\text{btu}}{\text{h}} + 3213,49 \frac{\text{btu}}{\text{h}}$$

$$\dot{q}_{coil} = 215930,55 \frac{\text{btu}}{\text{h}} * \frac{1 \text{ T.R}}{12000 \frac{\text{btu}}{\text{h}}} = 17,99 \text{ T.R}$$

Caso 3:

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{V}}{v_e}$$

Ecuación 2

$$\dot{m}_p = \frac{8,000 \text{ ft}^3/\text{min}}{16,12 \text{ ft}^3/\text{lb}}$$

$$\dot{m}_p = 496,28 \text{ lb}/\text{min}$$

$$\dot{m}_p = 496,28 \frac{\text{lb}}{\text{min}} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} = 29776,67 \text{ lb}/\text{h}$$

Balace de energía

$$\dot{m}_{p_1} \times h_1 + \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O} + \dot{q}_{coil} = \dot{m}_{p_2} \times h_2$$

Ecuación 3

$$\dot{m}_{p_1} = \dot{m}_{p_2}$$

Despejando la ecuación 3 se tiene

$$\dot{q}_{coil} = \dot{m}_p \times (h_2 - h_1) - \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O}$$

Ecuación 4

Balace de masa

$$\dot{m}_{IN} = \dot{m}_{OUT}$$

Ecuación 5

$$\dot{m}_p * w_1 + \dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_p * w_2$$

Despejando la ecuación 4 se tiene

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_p \times (w_2 - w_1)$$

Ecuación 6

$$w_1 = 128,0621 \text{ gr}/\text{lb} \times \frac{1 \text{ lb}}{7000 \text{ gr}}$$

$$w_1 = 0,0183 \text{ lb}/\text{lb}$$

$$w_2 = 65,9799 \text{ gr}/\text{lb} \times \frac{1 \text{ lb}}{7000 \text{ gr}}$$

$$w_2 = 0,009426 \text{ lb}/\text{lb}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 29776,67 \text{ lb}/\text{h} * (0,009426 \text{ lb}/\text{lb} - 0,0183 \text{ lb}/\text{lb})$$

$$\dot{m}_{H_2O} = -264,24 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

$$\dot{q}_{coil} = \dot{m}_p \times (h_2 - h_1) - \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O}$$

Ecuación 4

$$\dot{q}_{coil} = 29776,67 \text{ lb}/\text{h} \times (23,19 \text{ btu}/\text{lb} - 42,24 \text{ btu}/\text{lb}) + 264,24 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \times 32,43 \text{ btu}/\text{lb}$$

$$\dot{q}_{coil} = 567245,56 \frac{\text{btu}}{\text{h}} + 8569,30 \frac{\text{btu}}{\text{h}}$$

$$\dot{q}_{coil} = 575814,86 \frac{\text{btu}}{\text{h}} * \frac{1 \text{ T.R}}{12000 \frac{\text{btu}}{\text{h}}} = 47,98 \text{ T.R}$$

Tabla 5 : Carga de refrigeración de las unidades médicas evaluadas.

Caso 1	29,99 T.R
Caso 2	17,99 T.R
Caso 3	47,98 T.R
Total carga de refrigeración	95,96 T.R

Teniendo en cuenta las capacidades calculadas son los siguientes: casos 1 es de 29,99 T. R, caso 2, con 17,99 T.R y caso 3 con 47,98 T.R esto da una carga total para este sistema de 95,96 T.R, lo cual consume el 80 % de la totalidad de la planta de refrigeración para este edificio.

Además, hay que tener en cuenta el consumo de potencia eléctrica, en la tabla 6 se muestra el impacto de consumo que tiene estos sistemas y cuanto es el costo de la energía eléctrica anual.

Tabla 6: Costo Energético unidades médicas evaluadas.

Equipo	Unidades		Equipos Operando	Factor Carga Parcial	HP	Consumo (kw)	Hrs. Operacion (año)	Costo Kw Pesos	Costo operacion (año)
Chiller	TR	95.96	1	1.00		337.0	7993	320	\$861,965,120.00
Bombas del sistema	GPM	259	1	1.00	20.00	14.9	7993	320	\$38,110,624.00
unidad acondicionadora caso 1	CFM	5000	1	1.00	3.00	2.2	7993	320	\$5,716,593.60
unidad acondicionadora caso 2	CFM	3000	1	1.00	2.00	1.5	7993	320	\$3,811,062.40
unidad acondicionadora caso 3	CFM	8000	1	1.00	5.00	3.7	7993	320	\$9,527,656.00
Adicional mantenimiento anual									\$36,000,000.00
TOTAL									\$955,131,056

También un estudio realizado por el departamento de desarrollo de protección del medio ambiente de los estados unidos en un campus de ciencia médica ubicada carolina del norte, concluyo que un sistema de torre enfriamiento que atiende una unidad médica que renueva todo su aire consumió 163,000,000 L de agua que equivale a 25,000 T.R (Eades, 2018).

En este sentido, se formula la siguiente pregunta: ¿Cómo el diseño y la modelación de un prototipo de un recuperador de energía para unidades médicas en el sistema de climatización puede contribuir al ahorro más eficiente desde el punto de vista energético? En este orden de ideas, una vez descrita la problemática presentada, se espera que el desarrollo del trabajo de grado, se proponga un diseño de un recuperador de energía para las unidades médicas que contribuyan a la disminución de la demanda en toneladas de refrigeración.

1.2 Objetivo general

Diseñar y modelar un prototipo de un recuperador de energía para unidades médicas en el sistema de climatización.

1.3 Objetivos Específicos

- Proponer un nuevo proceso psicrométrico que contribuya a la construcción de un recuperador de energía basados en una unidad tipo que renueve todo su aire acondicionado.
- Elaborar un cuadro comparativo del consumo energético que tiene un sistema de climatización de una unidad médica tipo que renueva todo su aire, frente a un nuevo sistema con recuperador.
- Modelar un prototipo en 3D, en el cual se ilustre una unidad médica tipo que renueva todo su aire acondicionado con el diseño del recuperador de energía.

1.4 Justificación

Las unidades médicas donde se renueva el 100% del aire acondicionado, en su funcionamiento deben de garantizar las condiciones en humedad relativa y temperatura, esto genera un consumo energético del 50% de la planta de refrigeración desaprovechando la energía térmica que es expulsada hacia el exterior (ASHRAE, 2016), esta energía térmica se

puede aprovechar de tal manera que disminuya gradualmente el consumo en la etapa de enfriamiento del sistema (S&P, 2021).

En ese orden de ideas, este proyecto grado hará uso de los conceptos fundamentales de termodinámica, transferencia de calor y electivas relacionada con la recuperación de energía.

1.5 Antecedentes

La climatización en el sector de salud es muy importante, debido a que la calidad de aire influye en la recuperación de los pacientes y en el bienestar de los profesionales que contribuyen al confort de los mismos.

Sin embargo, en el sector de la salud se encuentra áreas con diferentes necesidades para el sistema de climatización, áreas como: sala de espera, UCI, trasplante de medula, central de mezclas, cuartos de aislados etc. Por lo tanto, existe una normatividad ya estandarizada en Colombia para la adecuación de cada una de estas zonas.

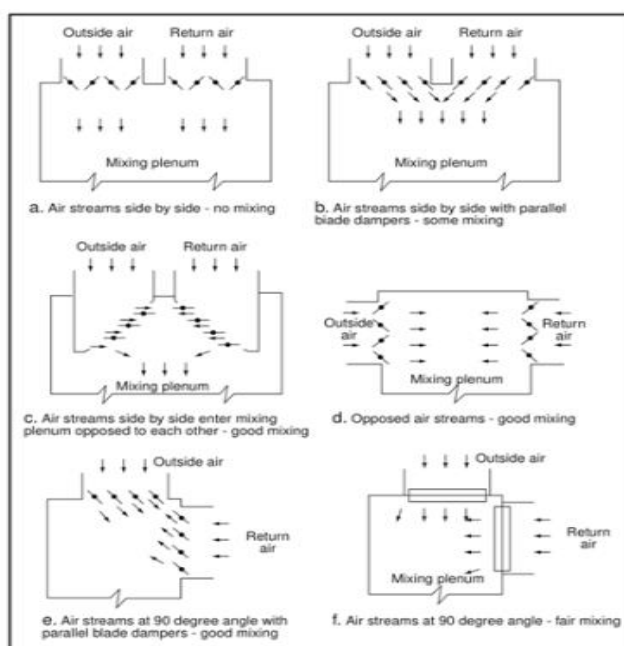
Las normas hospitalarias vigente colombiana conferidas en la resolución 4445 de 1996 (Minisalud, 1996), y el estándar para hospitales americano (ansi/ASHARAE/ASHE, 2013), estas normas regulan las condiciones de las áreas citadas anteriormente, basados en esta normativa, por ejemplo, en una sala de espera se puede recircular el aire acondicionado manejando un cierto índice de aire exterior que es del 15% del volumen total que se le inyecta a la zona, por otro lado un laboratorio de patología no se puede recircular el aire acondicionado y la renovación debe de ser 100% de aire exterior para evitar contaminación cruzada en el zona.

Según (GreenGuide, 2013), Construcción and Operación of Sustainable Buildings, en el capítulo Health Care Facilities unas de la consideración para el ahorro energético de las unidades médicas es la siguiente: *“La recuperación de energía que capturan el calor que de*

otro modo se perdería, para su uso en la calefacción de espacios y el calentamiento de agua son grandes oportunidades para explorar. Por ejemplo, considere el uso de la recuperación de calor para espacios servidos por AHUs con 100% de capacidad de aire exterior."

Para generar un sistema de recuperación de energía para las unidades médicas que renueven todo su aire, se propone con un intercambiador tipo cámara de mezcla como lo propone el siguiente esquema sacado del libro *Fundamentals of HVAC Control Systems* (Ross Montgomery, 2009).

Figura 2 : Tipos de cajas de mezclas



Nota: Esquema sacado del libro *Fundamentals of HVAC Control Systems* (Ross Montgomery, 2009).

Este sistema tomara el 50% del aire acondicionado que se expulsa hacia el exterior y luego debe de pasar por una etapa de filtración de alta eficiencia que se mezclara con el otro 50% de aire fresco en el intercambiador tipo cámara de mezcla. Esta proporcionalidad se

manejará con damper's motorizados controlados y ubicados en los conductos de entra y salida del sistema, obteniendo un ahorro del 30% en el sistema de climatización.

La psicrometría es la herramienta que analiza el comportamiento del sistema de climatización, ya que representa los diferentes procesos del aire como: enfriamiento, calentamiento sensible, humidificación, deshumidificación. También depende de la altura sobre el nivel del mar, en ella se representan las propiedades termodinámicas del aire como: temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo húmedo, humedad relativa, humedad específica, temperatura de bulbo de rocío, entalpia y volumen específico tal como lo afirma el artículo Understanding Psychrometrics elaborado por Donald P. Gatley (Gatley, 2013). Los procesos y propiedades termodinámicas influyen de manera directa al comportamiento en el consumo del sistema de refrigeración en las unidades médicas que renuevan todo su aire acondicionado.

Actualmente hay tres diagramas psicrométricos: diagrama de Mollier, diagrama de ASHRAE y diagrama de Carrier. La propuesta del recuperador de energía se basará en el estudio psicrométrico del diagrama de Carrier como lo explica el artículo Understanding Psychrometrics elaborado por Donald P. Gatley (Gatley, 2013).

En el mercado mundial hay grandes desarrollos en la tecnología de los recuperadores de energía y se clasifican de distintas formas.

Recuperador entálpico: El principio de funcionamiento de estos recuperadores es el más utilizado, en la actualidad la transferencia de energía se hace de tal manera que los dos fluidos no se mezclan, también dependen de la dirección de flujo y se clasifican: en flujos cruzados, paralelo y rotativo, la eficiencia de transferencia de este intercambiador oscila entre

50 y 95% como lo afirma el libro de 2016 HVAC Systems and Equipment capítulo 26 (ASHRAE, 2016).

En Colombia la utilización de estas tecnologías son muy pocas, en los sistemas de las unidades médicas es casi nula, debido a su alto costo, estos sistemas no son tan versátiles al ser instalados con un sistema existente. La utilización de estos recuperados se emplea en el área comercial, apartamentos, oficinas (S&P, 2021)etc.

Los HEAT PIPE son recuperadores desarrollados por la empresa HEAT PIPE TECHNOLOGY, funcionan por medio de un refrigerante R410A y es el medio de transferencia de energía, hay tres tipos en los cuales se clasifican estos recuperadores de energía (ASHRAE, 2016):

- Configuración DHP
- Configuración HRM
- Configuración HRM-V

Las aplicaciones de estos recuperadores son más enfocadas a las unidades médicas, pero el inconveniente de estos recuperadores es el costo, ya que implementar un sistema de estos en Colombia cuesta el 50% de lo que vale la unidad de tratamiento de aire.

2. Marco teórico

Según la historia el confort en el sector industrial, que con el tiempo se convirtió en nuestra forma de existir, laborar y producir, que a través del tiempo continúa evolucionando, lleva al año 1902 donde el ingeniero Willis Haviland Carrier estable el fundamento de la refrigeración moderna. A partir de este descubrimiento el confort que genera los ambientes climatizados ha causado un alto efecto de utilidades industriales, comerciales y residenciales. Cuando se habla del confort que genera climatizar espacios continuamente, esto conlleva a una investigación de la infraestructura del lugar para logra la correcta ubicación. Esto sucede cuando se realiza la climatización de los centros de salud y hospitales. Estos lugares exigen una clase de observaciones, pues una buena instalación puede afectar no solo el bienestar si no también la salud de las personas.

Por consiguiente, la exigencia para establecer un procedimiento de climatización en un hospital se encuentran las normas de los hospitales la ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) tal proceso es guiado por la psicrometría del aire y tipos de recuperadores que contribuyan al ahorro energético para dicho sistemas, en consecuencia se hablara de los siguientes temas:

2.1.1 La psicrometría y propiedades del vapor de agua

La psicometría se utiliza para analizar las propiedades térmicas del vapor del agua que se encuentra en el aire, esta fue diseñada por Willis Haviland Carrier que en base en ella se encuentra todas las propiedades del aire las cuales son (Psychrometries, 2016):

- Temperatura de bulbo seco.
- Temperatura de bulbo húmedo.
- Temperatura de punto de rocío.

- Temperatura de saturación.
- Humedad relativa.
- Humedad específica.
- Entalpía.
- Volumen específico.

A continuación, se realiza un análisis de dichas propiedades.

Temperatura del Bulbo Seco (DB): la temperatura del bulbo seco es la temperatura medida en el aire circundante de un espacio determinado, esta temperatura es medida con un termómetro de mercurio, su unidad de medida es °C y °F. (Psychrometries, 2016).

Temperatura del Bulbo húmedo (WB): la temperatura del bulbo húmedo indica la evaporación del agua en el aire en un espacio determinado, esta temperatura es medida con un termómetro de mercurio, pero a diferencia de la temperatura de bulbo seco se humedece la parte inferior del termómetro con una tela tipo media, su unidad de medida es °C y °F.

Temperatura de punto de rocío (DP): es la medición de la temperatura de bulbo seco en el punto donde el vapor de agua comienza a condensarse, esto también se conoce como el punto de condensación, porque es la temperatura a la que el agua se convierte en líquido a partir del vapor en la corriente de aire en un espacio (Ross Montgomery, 2009).

Temperatura de saturación: la temperatura de saturación es cuando el vapor de agua no se le puede adicionar más agua, en este estado la temperatura de bulbo seco y húmedo son iguales.

Humedad relativa (RH): es la cantidad de humedad en el aire a una temperatura determinada de bulbo seco si cambia la temperatura del bulbo seco, también lo hace la humedad relativa esta se mide en %RH.

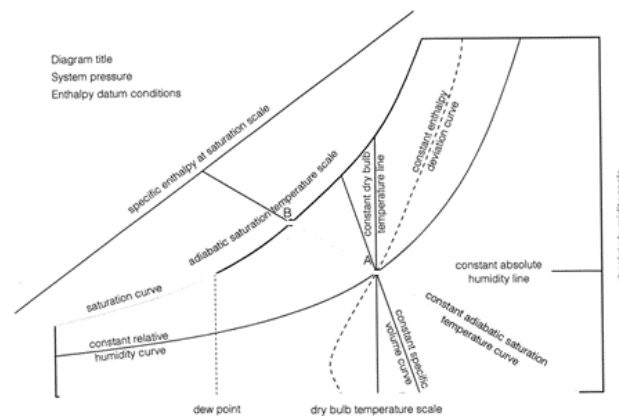
Humedad específica(W): es el peso real del vapor de agua por libra sobre aire seco y representa con la siguiente unidad gr/lb.

Entalpia: el contenido de energía en el aire se define como entalpia, esta se expresa en las siguientes unidades Btu/lb.

Volumen específico: es una propiedad intensiva de la materia que mide el volumen ocupado por unidad de masa de un cuerpo, en el vapor de aire se define como un pie cubico por una libra de aire seco, si la temperatura del bulbo seco cambia también cambia el volumen específico, pero no cambia tanto, pero si la altitud cambia la diferencia es notoria respecto al cambio del volumen específico (Gatley, 2013).

En la figura 3 se muestra un punto en la psicrometría y todas sus propiedades en la carta psicrométrica.

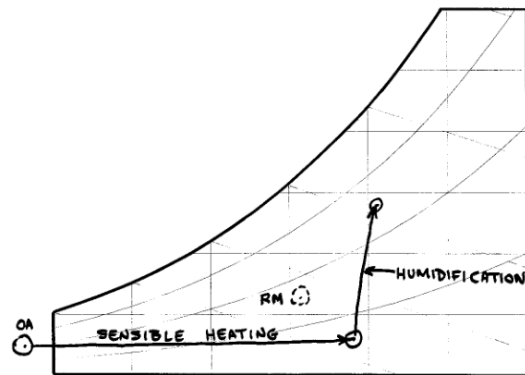
Figura 3: Carta psicrométrica y sus propiedades.



Fuente: Handbook of Psychrometric Charts Humidity diagrams for engineers (Shallcross, 1997).

2.1.2 Procesos psicrométricos.

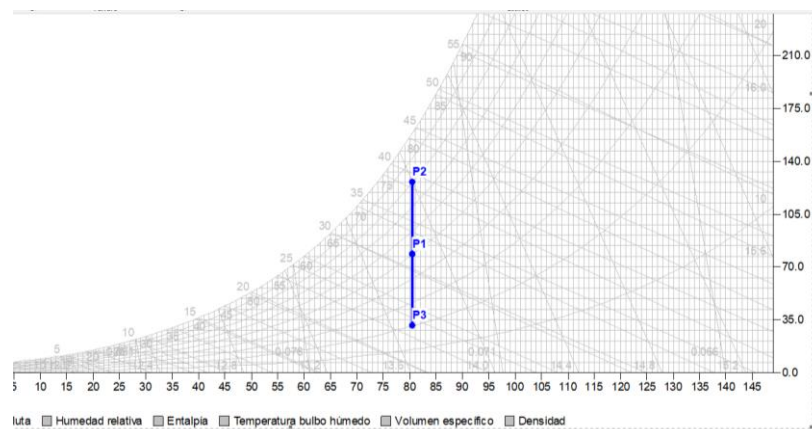
La psicrometría es una herramienta de análisis que utilizan los ingenieros de aire acondicionado para proporcionar soluciones a problemas del confort humano, o en función de



Fuente: Aprendiendo de psicrometría (Gatley, 2013).

Deshumidificación: este proceso psicrométrico le quita la humedad al aire circundante en un espacio determinado, en la figura 6 se muestra la carta psicrométrica el proceso del punto 1 al 2 humidificación, 1 al 3 deshumidificación.

Figura 6: proceso de humidificación y deshumidificación.



Fuente: Autor

2.1.2 Cálculo de la carga de refrigeración.

La combinación de los procesos expuestos anteriormente puede generar varias acciones en la carta psicrométrica (Roger W. Haines, 2004; Ross Montgomery, 2009), por ejemplo, enfriamiento-deshumidificación-Calentamiento sensible, es una acción en la cual se basan los sistemas de climatización comerciales e industriales (ASHRAE, 2016), para cuantificar este

ciclo en la psicrometría en consumo de energía en toneladas de refrigeración se tiene que tener en cuenta los siguientes conceptos.

Cambio de entalpia (Δh): como se había definido anteriormente la entalpia es la suma de la energía interna del aire o el contenido total de calor en el aire (Roger W. Haines, 2004; Psychrometries, 2016), está dividida en entalpia de aire seco en 0% de humedad relativa, entalpia de aire saturado y el cambio de entalpia que es la diferencia entre entalpia de aire seco y entalpia del aire saturado. (Psychrometries, 2016).

Densidad del aire(ρ): la elevación tiene un efecto sobre el análisis de las propiedades psicrométricas y los cálculos de carga de refrigeración, esto afecta directamente la densidad del aire la cual depende de la altitud donde se desarrolle el análisis psicrométrico (Gatley, 2013; HANDBOOK, 2017).

Caudal(Q): El caudal es definido por dos factores; la carga térmica que hay que evacuar del espacio evaluado y los requerimientos por la norma (ansi/ASHRAE/ASHE, 2013) del cambio de aire por hora (Spach, 2019), esta cantidad se cuantifica en CFM (pies cúbicos por minuto).

Flujo masico: es la variación de la masa con respecto al tiempo su magnitud es determinada por lb/h, (ASHRAE, 2016), se calcula con la ecuación 1.

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{v_e}$$

Ecuación 1

Carga de refrigeración (\dot{q}): la carga de refrigeración es la cantidad de energía que se necesita para mantener unas condiciones de confort para el ser humano en un espacio determinado está representado por la unidad T.R(toneladas de refrigeración) (HANDBOOK,

2017), para calcular la carga de refrigeración se debe de hacer un balance de energía y masa de gun las siguientes ecuaciones.

Balance de energía

$$\dot{m}_{p_1} \times h_1 + \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O} + \dot{q}_{coil} = \dot{m}_{p_2} \times h_2 \quad \text{Ecuación 2}$$

$$\dot{m}_{p_1} = \dot{m}_{p_2}$$

Despejando la ecuación 2 se tiene

$$\dot{q}_{coil} = \dot{m}_p \times (h_2 - h_1) - \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O} \quad \text{Ecuación 3}$$

La ecuación de balance de energía comprende los cambios de condensación y enfriamiento o calentamiento del sistema.

Balance de masa

$$\dot{m}_{IN} = \dot{m}_{OUT} \quad \text{Ecuación 4}$$

$$\dot{m}_p \times w_1 + \dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_p \times w_2$$

Despejando la ecuación 4 se tiene

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_p \times (w_2 - w_1) \quad \text{Ecuación 5}$$

El balance de masa de condensación o humidificación es la relación del flujo masico de en el cual el sistema remueve o adiciona agua según sea el proceso psicrométrico.

Calor sensible del aire: es el incremento de temperatura que puede sufrir una corriente de aire en un recinto (Psychrometries, 2016).

Calor latente: es el cambio de fase del fluido este caso el aire sin que cambie su temperatura (HANDBOOK, 2017).

2.1.2 Mezcla de las corrientes de aire en un sistema de climatización.

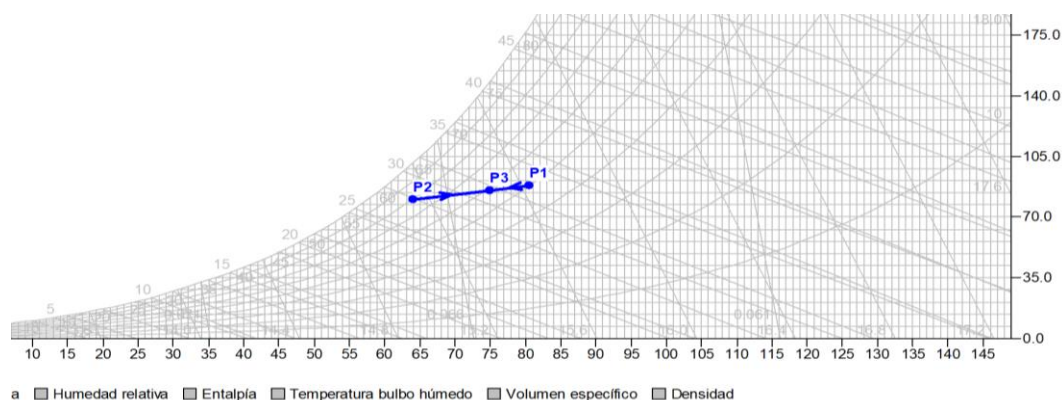
La mezcla de aire es una transformación psicrométrica lo cual indica un cambio de condiciones en el aire húmedo, dichos cambios permiten ajustar las condiciones para realizar cualquier proceso psicrométrico (Psychrometries, 2016).

Dicho lo anterior este proceso ocurren dos casos, transferencia de calor y de masa de aire húmedo, no obstante, el mayor aprovechamiento cuando se mezclan dos corrientes de aire solo se determina según la aplicación.

Una de las aplicaciones es la ganancia del calor sensible y latente ya que la transferencia de calor total es definida por la suma de las dos, por ejemplo, se tiene las siguientes condiciones del punto 1 y 2 representados en la figura 7.

En la figura 7 se muestra una mezcla adiabática de dos masas de aire a diferentes humedades relativas (Gatley, 2013), que se conectan con una línea recta representada en la figura 7 lo cual genera un punto de mezcla (P3), con nuevas condiciones psicrométricas según la tabla 8.

Figura 7: proceso de mezcla de dos corrientes de aire.



Fuente: Autor

Tabla 7: Datos psicrométricos punto (P1).

Temperatura Bulbo seco	80,60 °F
Temperatura Bulbo húmedo	66,64 °F
Punto de rocío	60,27 °F
Humedad relativa	50,01 %
Humedad específica	88,43 g/lb
Entalpia	33.19 Btu/lb

Nota: datos obtenidos en el programa de Daikin de psicrometría licencia libre.

Fuente: Autor.

Tabla 8: Datos psicrométricos punto (P2).

Temperatura Bulbo seco	64,00 °F
Temperatura Bulbo húmedo	59,89 °F
Punto de rocío	57,72 °F
Humedad relativa	80 %
Humedad específica	80,57 g/lb
Entalpia	27,89 Btu/lb

Nota: datos obtenidos en el programa de Daikin de psicrometría licencia libre.

Fuente: Autor.

Tabla 9: Datos psicrométricos punto de mezcla (P3).

Temperatura Bulbo seco	75,00 °F
Temperatura Bulbo húmedo	64,36 °F
Punto de rocío	59,24 °F
Humedad relativa	58,01 %
Humedad específica	85,19 g/lb
Entalpia	31,30 Btu/lb

Nota: datos obtenidos en el programa de Daikin de psicrometría licencia libre.

Fuente: Autor.

La transferencia de calor en la mezcla da una nueva temperatura y humedad relativa 75 °F con 58 %HR, estas condiciones son sujetas a las evaluaciones que se pueden dar en un momento determinado para beneficio de un proceso de climatización,

No obstante, lo más importante de la mezcla adiabática entre dos masas de aire es la nueva temperatura que podemos obtener y la entalpia, propiedades las cuales definen el gasto energético para los procesos psicrométricos.

3. Diseño metodológico

Objetivo específico #1: Diseño de un nuevo proceso psicrométrico que contribuya a la construcción de un recuperador de energía basados en una unidad tipo que renueve todo su aire acondicionado.

Etapa 1: Se diseñó el nuevo proceso psicrométrico para las unidades médicas que renuevan 100 % su aire acondicionado con el ahorro energético.

Acorde al análisis del proceso psicrométrico que se presentó en las unidades médicas que renuevan todo su aire se tomó como punto de análisis una unidad médica 9,000 CFM ubicada en la ciudad de Santiago de Cali a 3254 ft sobre el nivel del mar, se planteó tres procesos psicrométricos con diferentes puntos de mezclas esto se realizó con la ayuda del software psicrométrico de Daikin, en el cual se logró esta interacción de puntos de mezclas y genero resultados de manera efectiva para el análisis de la recuperación de energía mediante la mezcla de aire en el intercambiador tipo cama de mezcla.

Se definieron los diagramas de funcionamiento por medio del software de AUTOCAD de los sistemas que renuevan todo su aire exterior para determinar la ubicación del recuperador de energía, como resultado de esto se definió las especificaciones técnicas del recuperador y los elementos que debe incluir según la norma de hospitales y equipos de aire acondicionado (ansi/ASHARAE/ASHE, 2013) este boceto se elaboró con la herramienta de equipos de CE Project Explorer, por medio del programa de AUTOCAD se mostró los diferentes balances de masa de aire que podría tener el recuperador de energía, haciendo esta evaluación y apoyados con los cálculos psicrométricos, se determinó el proceso psicrométrico que más apporto reducción al cambio de la entalpia del aire (Gatley, 2013).

Objetivo específico #2: Elaborar un cuadro comparativo del consumo energético que tiene un sistema de climatización de una unidad médica tipo que renueva todo su aire, frente a un nuevo sistema con recuperador.

Etapa 2: análisis energético del nuevo proceso psicrométrico con ahorro de energía frente al proceso sin ahorro de energía.

Este análisis se hizo por medio de una estación climatológica ubicada en la ciudad de Cali, se recopilaron los datos de temperatura y humedad relativa organizados en una base de datos desde el año 2018 hasta 2019, estos datos fueron modelados en software de Excel, primeramente se calculó los estados termodinámicos en la psicrometría de cada condición obtenida por estación climatológica y después se calculó la carga de refrigeración con el proceso psicrométrico que aporte más recuperación de energía para una unidad médica de 9,000 CFM, esto se realizó con la ayuda del Software Excel, este proceso se realizó para el sistema sin recuperador y con recuperador de energía, posteriormente se generaron graficas tipo lineales para analizar las tendencias de consumo energético con recuperación y sin recuperación, con base en estos se creó un cuadro comparativo donde se muestra los efectos del sistema en consumo de toneladas de refrigeración para el sistema de refrigeración que se le adapte el recuperado y el que no tenga recuperador de energía para una unidad médica tipo que renueve 100% su aire acondicionado de 9,000 CFM.

Objetivo específico #3: Modelar un prototipo en 3D, en el cual se ilustre una unidad médica tipo que renueva todo su aire acondicionado con el diseño del recuperador de energía.

Etapa 3: boceto en 3D mediante la herramienta BIM REVIT 2020.

Basados en los cálculos anteriores se escogió el proceso que mejor aporta recuperación de energía, por medio de esta herramienta se modeló en 3D el comportamiento dimensional con un sistema tipo de 9,000 CFM ubicado en la terraza de un edificio con todos sus sistemas de ductos.

Etapa 4: análisis de resultados, elaboración de conclusiones y documento final.

Una vez obtenidos los resultados consolidados de la investigación, se procedió a realizar un análisis detallado de los mismos, con el propósito de discutir los aspectos más relevantes obtenidos en el desarrollo de la investigación. Así mismo, las conclusiones de la investigación fueron redactadas en función de cada objetivo específico propuesto. Finalmente, la elaboración del documento final se realizó y estará disponible para la asignación de evaluadores conforme a las directrices definidas por la facultada de Ingeniería Mecánica, electrónica y Biomédica (FIMB) de la universidad Antonio Nariño.

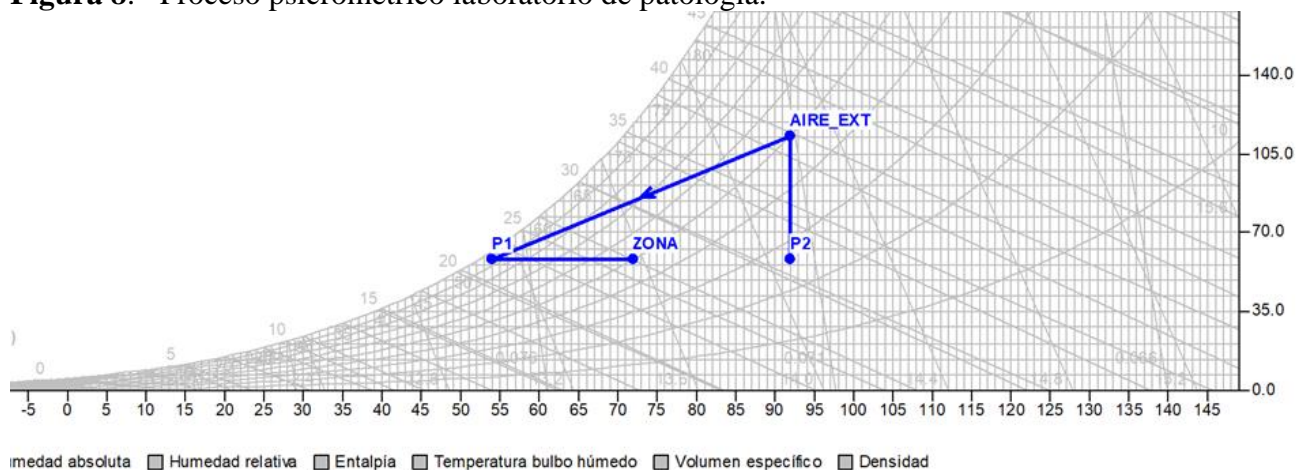
4. Resultado y discusión

4.1 Diseño proceso psicrométrico.

4.1.1 Descripción psicrométrica actual unidad médica.

Para el análisis energético se tomaron como ejemplo un laboratorio de patología que renueva todo su aire según el estándar (ansi/ASHARAE/ASHE, 2013) y la norma colombiana (Minisalud, 1996), este análisis se construyó con un diagrama psicrométrico a 3.254 ft sobre el nivel del mar de Cali con una presión barométrica de 13,0448 psia, en este laboratorio se realizaban pruebas a tejidos biológico para detectar anomalías. La unidad acondicionadora que atiende este sistema es de 9.000 CFM y estaba conectada a una planta de refrigeración 100 T.R. Esta unidad siempre estaba en funcionamiento debido a que el área debe de mantener las condiciones de temperatura y humedad relativa, en la figura 8 se muestra el proceso psicrométrico de enfriamiento del aire para esta área.

Figura 8: Proceso psicrométrico laboratorio de patología.



Nota: Elaborado en el programa de Daikin de psicrometría licencia libre.

Fuente: Autor.

Los datos del punto del aire exterior se muestran en la tabla 10.

Tabla 10: Datos psicrométricos punto de aire exterior.

Temperatura Bulbo seco	92,00 °F
Temperatura Bulbo húmedo	76,08 °F
Punto de rocío	70,71 °F
Humedad relativa	50,00 %
Humedad específica(w1)	128,0621 gr/lb
Entalpia (h1)	42,24 btu/lb
Volumen específico (ve)	16,12 ft ³ /lb

Nota: datos obtenidos en el programa de Daikin de psicrometría licencia libre.

Fuente: Autor.

También es necesario saber las condiciones psicrométricas en las cuales se debe mantener el laboratorio, para este caso en la tabla 11 y 12 se muestra la información psicrométrica del punto de zona y suministro (ansi/ASHRAE/ASHE, 2013), en la tabla 13 se muestra los datos del punto de condensación del sistema.

Tabla 11: Datos psicrométricos punto de zona.

Temperatura Bulbo seco	72,00 °F
Temperatura Bulbo húmedo	59,45 °F
Punto de rocío	52,43 °F
Humedad relativa	50,00 %
Humedad específica	66,0045 gr/lb
Entalpia	27,59 btu/lb

Nota: datos obtenidos en el programa de Daikin de psicrometría licencia libre.

Fuente: Autor.

Tabla 12:Datos psicrométricos punto de suministro (P1).

Temperatura Bulbo seco	54,00 °F
Temperatura Bulbo húmedo	53,00 °F
Punto de rocío	52,36 °F
Humedad relativa	94,15 %

Humedad específica	65,9799 g/lb
Entalpia (h2)	23,19 btu/lb

Nota: datos obtenidos en el programa de Daikin de psicrometría licencia libre.

Fuente: Autor.

Tabla 13:Datos psicrométricos punto de condensación (P2).

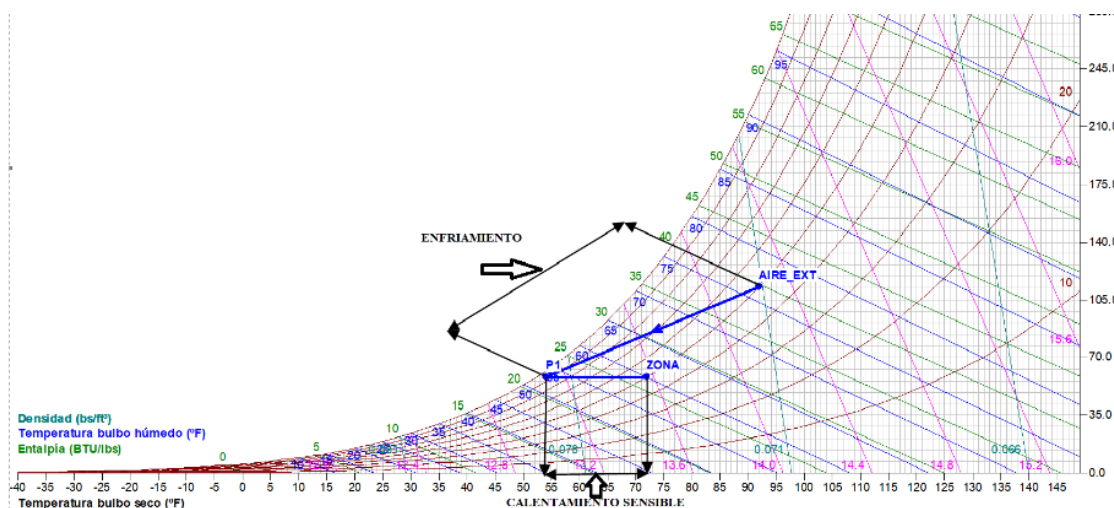
Temperatura Bulbo seco	92,00 °F
Temperatura Bulbo húmedo	65,62 °F
Punto de rocío	52,29 °F
Humedad relativa	26 %
Humedad específica(w2)	65,9799 gr/lb
Entalpia H2O (h)	32,43 btu/lb

Nota: datos obtenidos en el programa de Daikin de psicrometría licencia libre.

Fuente: Autor.

El análisis psicrométrico según la información de los puntos de aire exterior y punto de zona del laboratorio de patología permite evaluar donde se gasta más energía analizando la temperatura de bulbo seco del aire exterior y su humedad específica (Gatley, 2013), para trasladarse al punto de zona en consecuencia, se debe generar un proceso de enfriamiento y calentamiento sensible en la psicrometría, en la figura 9 se muestra el proceso.

Figura 9 :Proceso enfriamiento y calentamiento sensible.

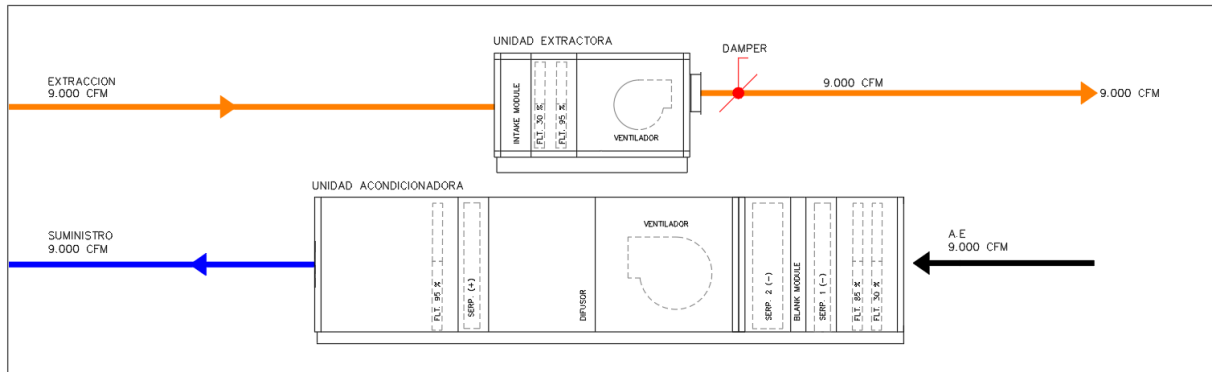


Nota: Elaborado en el programa de Daikin de psicrometría licencia libre.

Fuente: Autor.

Por lo tanto, el diagrama de funcionamiento para el laboratorio de patología (Design, 2001) se muestra en la figura 10.

Figura 10: diagrama de funcionamiento laboratorio de patología de aire acondicionado



Nota: Elaborado en el programa de AUTOCAD 2016.

Fuente: Autor.

Dentro de este marco el sistema se compone de una unidad acondicionadora y un extractor, de 9.000 CFM, la unidad acondicionadora es la que enfría el volumen de aire, y a su vez la unidad extractora renueva todo el aire del laboratorio (Design, 2001).

Dicho lo anterior, se calculó la carga de refrigeración para este sistema (Gatley, 2013).

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{V}}{v_e} \quad \text{Ecuación 2}$$

$$\dot{m}_p = \frac{9,000 \text{ ft}^3/\text{min}}{16,12 \text{ ft}^3/\text{lb}}$$

$$\dot{m}_p = 558,31 \text{ lb}/\text{min}$$

$$\dot{m}_p = 558,31 \frac{\text{lb}}{\text{min}} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} = 33498,76 \text{ lb}/\text{h}$$

Balace de energía

$$\dot{m}_{p_1} \times h_1 + \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O} + \dot{q}_{coil} = \dot{m}_{P_2} \times h_2 \quad \text{Ecuación 3}$$

$$\dot{m}_{p_1} = \dot{m}_{P_2}$$

Despejando la ecuación 2 se tiene

$$\dot{q}_{coil} = \dot{m}_p \times (h_2 - h_1) - \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O} \quad \text{Ecuación 4}$$

Balance de masa

$$\begin{aligned} \dot{m}_{IN} &= \dot{m}_{OUT} \\ \dot{m}_p \cdot w_1 + \dot{m}_{H_2O} &= \dot{m}_p \cdot w_2 \end{aligned} \quad \text{Ecuación 5}$$

Despejando la ecuación 5 se tiene

$$\begin{aligned} \dot{m}_{H_2O} &= \dot{m}_p \times (w_2 - w_1) \\ w_1 &= 128,0621 \text{ gr/lb} \times \frac{1 \text{ lb}}{7000 \text{ g}} \\ w_1 &= 0,0183 \text{ lb/lb} \\ w_2 &= 65,9799 \text{ gr/lb} \times \frac{1 \text{ lb}}{7000 \text{ gr}} \\ w_2 &= 0,009426 \text{ lb/lb} \end{aligned} \quad \text{Ecuación 6}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{H_2O} &= 33498,76 \text{ lb/h} * (0,009426 \text{ lb/lb} - 0,0183 \text{ lb/lb}) \\ \dot{m}_{H_2O} &= -297,27 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{q}_{coil} &= \dot{m}_p \times (h_2 - h_1) - \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O} \\ \dot{q}_{coil} &= 33498,76 \text{ lb/h} \times (23,19 \text{ btu/lb} - 42,24 \text{ btu/lb}) + \\ & 297,27 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \times 32,47 \text{ btu/lb} \\ \dot{q}_{coil} &= 638151,38 \frac{\text{btu}}{\text{h}} + 9652,36 \frac{\text{btu}}{\text{h}} \\ \dot{q}_{coil} &= 647803,74 \frac{\text{btu}}{\text{h}} * \frac{1 \text{ T.R}}{12000 \frac{\text{btu}}{\text{h}}} = 53,98 \text{ T.R} \end{aligned} \quad \text{Ecuación 4}$$

En efecto la carga de refrigeración está relacionada con la posición del punto de aire exterior en el proceso psicrométrico, entre más alto sea su valor en la temperatura de bulbo seco y humedad específica, el sistema consumirá más carga de refrigeración como se muestra en la tabla 14.

Tabla 14: Carga de refrigeración y porcentaje de consumo.

Carga de refrigeración	53,98 T.R
Porcentaje de consumo para la planta de refrigeración	54%

Fuente: Autor.

4.1.2 Propuesta del nuevo proceso psicrométrico de la unidad médica.

En la siguiente sección se representó el análisis energético de las unidades médicas las cuales renuevan todo su aire, partiendo del proceso típico estudiado en el capítulo anterior se obtendrá el modelo que ahorre más energía para estas unidades médicas.

Por lo tanto, se analizó tres procesos psicrométrico basados en el principio de un intercambiador tipo cámara de mezcla (Ross Montgomery, 2009), de este modo cada proceso tendrá un porcentaje de aire exterior y otro de aire de la zona, así pues, se crearon nuevas condiciones psicrométricas las cuales se presentarán en las tablas 15, 16,17,18,19 y 20 aplicado a un laboratorio de patología.

Tabla 15:Datos psicrométricos punto de aire exterior (A_EXT).

Temperatura Bulbo seco	92,00 °F
Temperatura Bulbo húmedo	76,08 °F
Punto de rocío	70,71 °F
Humedad relativa	50,00 %
Humedad especifica(w2)	128,0621 gr/lb
Entalpía (h1)	42,24 btu/lb
Volumen especifico (ve)	16,12 ft ³ /lb

Nota: datos obtenidos en el programa de Daikin de psicrometría licencia libre.

Fuente: Autor.

Tabla 16:Datos psicrométricos punto de zona (ZONA).

Temperatura Bulbo seco	72,00 °F
Temperatura Bulbo húmedo	59,45 °F
Punto de rocío	52,43 °F
Humedad relativa	50,00 %

Humedad especifica	66,0045 gr/lb
Entalpia	27,59 btu/lb

Nota: datos obtenidos en el programa de Daikin de psicrometría licencia libre.

Fuente: Autor.

Tabla 17:Datos psicrométricos punto de suministro (P1).

Temperatura Bulbo seco	54,00 °F
Temperatura Bulbo húmedo	53,00 °F
Punto de rocío	52,36 °F
Humedad relativa	94,15 %
Humedad especifica	65,9799 gr/lb
Entalpia (h2)	23,19 btu/lb

Nota: datos obtenidos en el programa de Daikin de psicrometría licencia libre.

Fuente: Autor.

Tabla 18:Proceso psicrométrico 1.

Caudal	9000 CFM
Porcentaje de aire exterior	50% 4500 CFM
Porcentaje de aire de la zona	50% 4500 CFM
Punto de mezcla	
Caudal	9000 CFM
Temperatura Bulbo seco	82,13 °F
Temperatura Bulbo húmedo	64,97 °F
Punto de Rocío	56,46 °F
Humedad relativa	41,49 %
Humedad especifica(w1)	76,7865 gr/lb
Entalpia	31,76 btu/lb
Volumen especifico (ve)	15,66 ft ³ /lb
Punto de condensación (P2)	
Temperatura Bulbo seco	82,13 °F
Temperatura Bulbo húmedo	62,88 °F
Punto de rocío	52,36 °F
Humedad relativa	35,72 %
Humedad especifica(w2)	65,9799 gr/lb
Entalpia H2O (h)	30,06 btu/lb

Nota: datos obtenidos en el programa de Daikin de psicrometría licencia libre.

Fuente: Autor.

Tabla 19:Proceso psicrométrico 2.

Caudal	9000 CFM
Porcentaje de aire exterior	70% 6300 CFM
Porcentaje de aire de la zona	30% 2700 CFM
Punto de mezcla	
Caudal	9000 CFM
Temperatura Bulbo seco	86,11 °F
Temperatura Bulbo húmedo	69,77 °F
Punto de Rocío	62,96 °F
Humedad relativa	46,04 %
Humedad especifica(w1)	97,2838 gr/lb
Entalpia	35,96 btu/lb
Volumen especifico (ve)	15,84 ft³/lb
Punto de condensación (P2)	
Temperatura Bulbo seco	86,11 °F
Temperatura Bulbo húmedo	64,23 °F
Punto de rocío	52,36 °F
Humedad relativa	31,43 %
Humedad especifica(w2)	65,9799 gr/lb
Entalpia H2O (h)	31,03 btu/lb

Nota: datos obtenidos en el programa de Daikin de psicrometría licencia libre.

Fuente: Autor.

Tabla 20:Proceso psicrométrico 3.

Caudal	9000 CFM
Porcentaje de aire exterior	60% 5400 CFM
Porcentaje de aire de la zona	40% 3600 CFM
Punto de mezcla	
Caudal	9000 CFM
Temperatura Bulbo seco	84,13 °F
Temperatura Bulbo húmedo	67,44 °F
Punto de Rocío	59,88 °F
Humedad relativa	43,88 %
Humedad especifica(w1)	86,8211 gr/lb
Entalpia	33,86 Btu/lb
Volumen especifico (ve)	15,75 ft³/lb

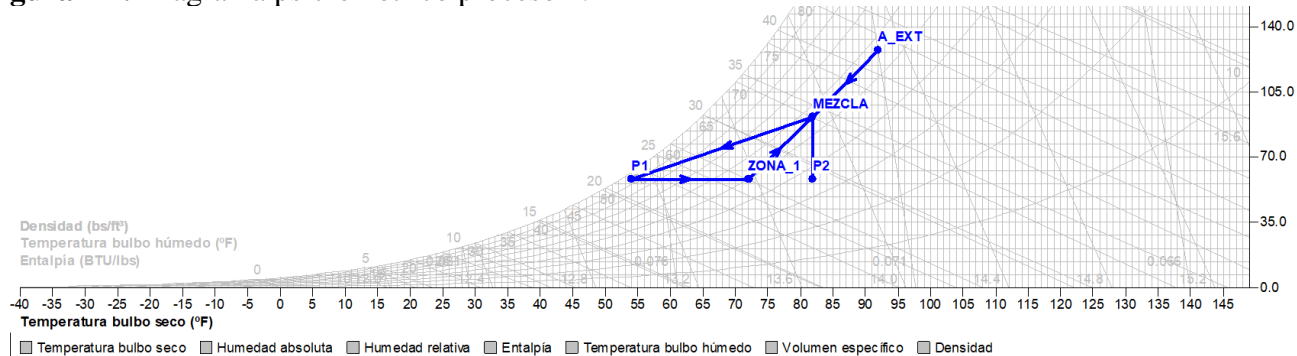
Punto de condensación (P2)	
Temperatura Bulbo seco	84,13 °F
Temperatura Bulbo húmedo	63,51 °F
Punto de rocío	52,36 °F
Humedad relativa	33,49 %
Humedad especifica(w2)	65,9799 gr/lb
Entalpia H2O (h)	30,55 btu/lb

Nota: datos obtenidos en el programa de Daikin de psicrometría licencia libre.

Fuente: Autor.

Así mismo se realizaron los respectivos diagramas psicrométricos representas en las figuras 11, 12 y 13.

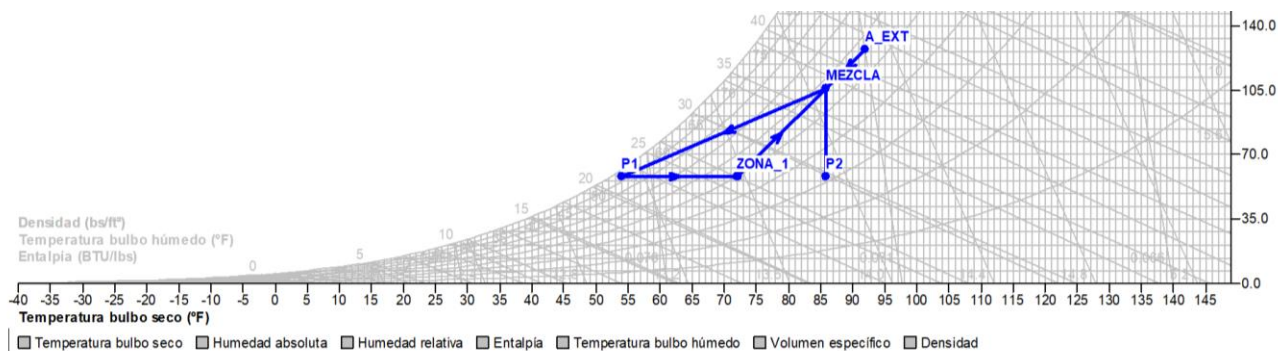
Figura 11 : Diagrama psicrométrico proceso 1.



Nota: Elaborado en el programa de Daikin de psicrometría licencia libre.

Fuente: Autor.

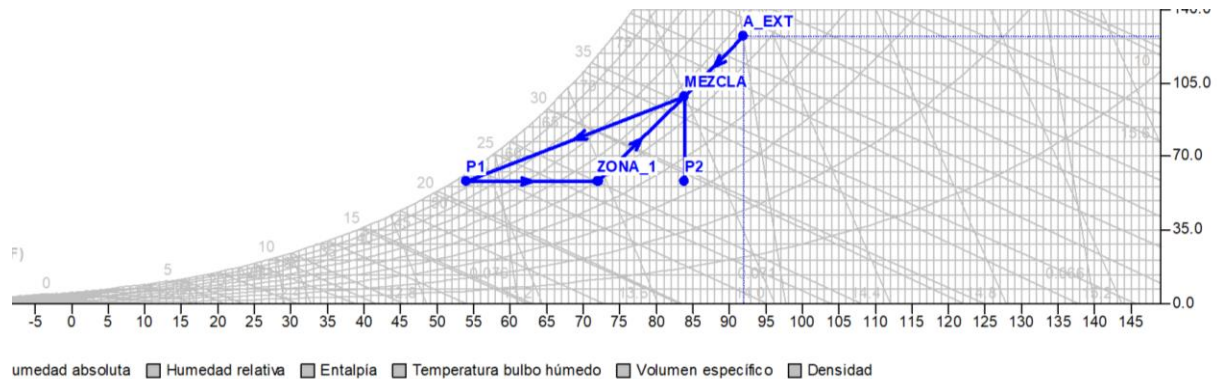
Figura 12 : Diagrama psicrométrico proceso 2.



Nota: Elaborado en el programa de Daikin de psicrometría licencia libre.

Fuente: Autor

Figura 13 : Diagrama psicrométrico proceso 3.

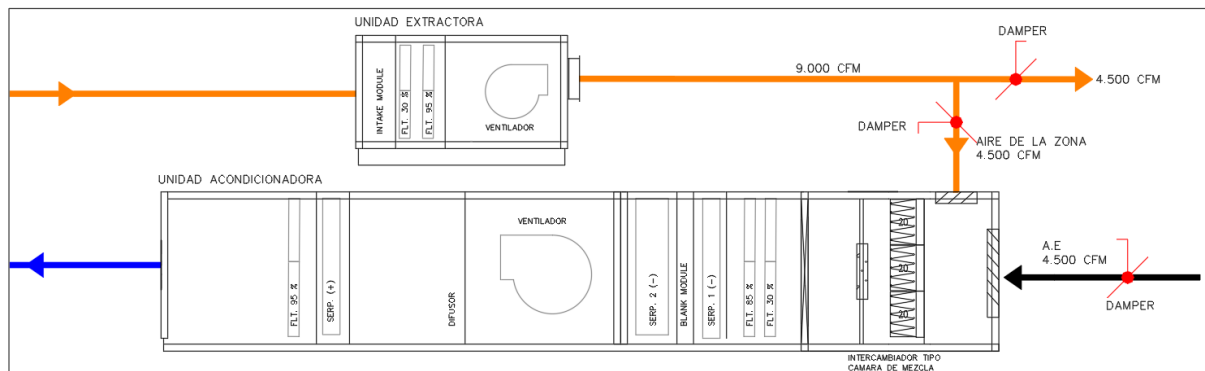


Nota: Elaborado en el programa de Daikin de psicrometría licencia libre.

Fuente: Autor.

En el proceso psicrométrico 1 se planteó una mezcla del 50% de aire exterior y 50% de aire de la zona, esto genero un nuevo punto psicrométrico antes de entrar a la etapa de enfriamiento, esto valores se muestran en la tabla 16, en este caso el intercambiador tipo cámara de mezcla trabajara con la siguiente configuración para cumplir con el balance del caudal del sistema (ASHRAE, 2016), 4500 CFM de aire exterior y 4500 CFM de aire de la zona, asimismo el delta de entalpia en entre el punto P1 y el punto de mezcla es de 8,57 btu/lb, a continuación en la figura 14 se muestra el diagrama de funcionamiento del proceso psicrométrico 1.

Figura 14: Diagrama de funcionamiento proceso psicrométrico 1.



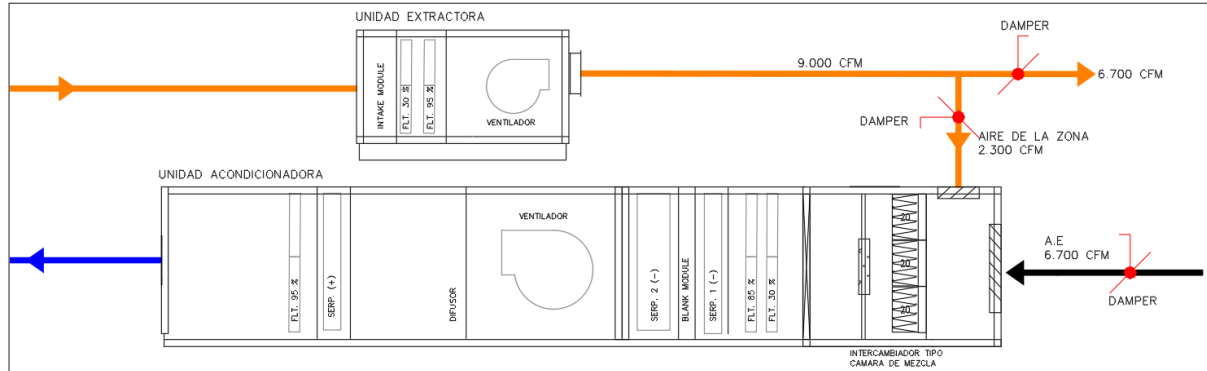
Nota: Elaborado en el programa de AUTOCAD 2016.

Fuente: Autor.

Como se ha establecido en el sistema se compone de una unidad acondicionadora y un extractora de 9000 CFM, por lo tanto el nuevo proceso psicrométrico para este caso ocurriera en el intercambiador tipo cámara de mezcla ya que ingresarán por una toma de aire 4500 CFM de la zona, representado con línea de flujo de color naranja en el diagrama y por la otra toma de aire ingresarán 4500 CFM de aire exterior indicado con la línea de flujo negra, el suministro a la zona se indica con color azul y el valor es de 9000 CFM, se debe agregar que el sistema tendrá dämpers mecánicos de aletas opuestas (Ross Montgomery, 2009), para balancear el suministro y la extracción.

En el proceso psicrométrico 2 se planteó una mezcla del 70% de aire exterior y 30% de aire de la zona, esto generó un nuevo punto psicrométrico antes de entrar a la etapa de enfriamiento, estos valores se muestran en la tabla 17, en este caso el intercambiador tipo cámara de mezcla trabajara con la siguiente configuración para cumplir con el balance del caudal del sistema, 6300 CFM de aire exterior y 2700 CFM de aire de la zona, asimismo el delta de entalpia entre el punto P1 y el punto de mezcla es de 12,77 btu/lb, a continuación en la figura 15 se muestra el diagrama de funcionamiento del proceso psicrométrico 2.

Figura 15: Diagrama de funcionamiento proceso psicrométrico 2.



Nota: Elaborado en el programa de AUTOCAD 2016.

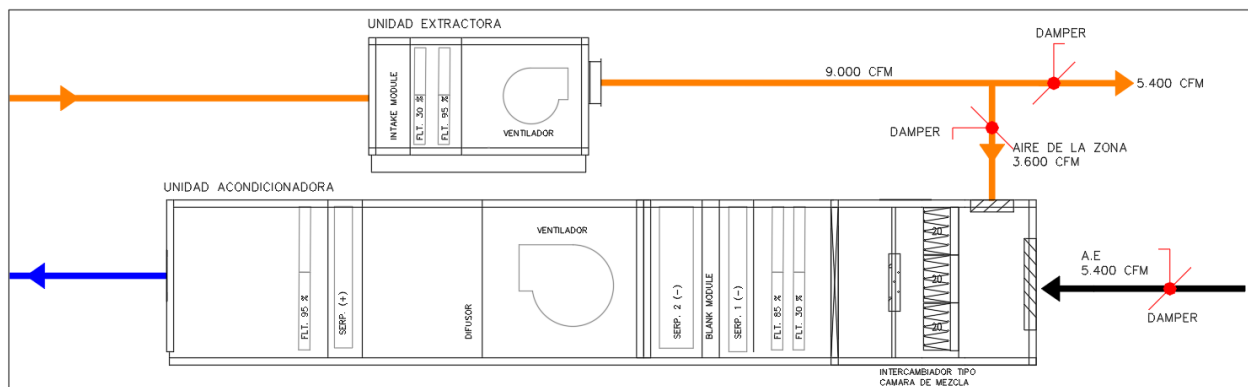
Fuente: Autor.

Como se ha establecido en el sistema se compone de una unidad acondicionadora y un extractora de 9000 CFM, por lo tanto el nuevo proceso psicrométrico para este caso ocurriera en el intercambiador tipo cámara de mezcla ya que ingresarán por una toma de aire 6700 CFM de la zona, representado con línea de flujo de color naranja en el diagrama y por la otra toma de aire ingresarán 2700 CFM de aire exterior indicado con la línea de flujo negra, el suministro a la zona se indica con color azul y el valor es de 9000 CFM, se debe agregar que el sistema tendrá dámetros mecánicos de aletas opuestas para balancear el suministro y la extracción.

En el proceso psicrométrico 3 se planteó una mezcla del 60% de aire exterior y 40% de aire de la zona, esto generó un nuevo punto psicrométrico antes de entrar a la etapa de enfriamiento, estos valores se muestran en la tabla 18, en este caso el intercambiador tipo cámara de mezcla trabajará con la siguiente configuración para cumplir con el balance del caudal del sistema, 5400 CFM de aire exterior y 3600 CFM de aire de la zona, asimismo el delta de entalpía en

entre el punto P1 y el punto de mezcla es de 10,67 btu/lb, a continuación en la figura 16 se muestra el diagrama de funcionamiento del proceso psicrométrico 3.

Figura 16: Diagrama de funcionamiento proceso psicrométrico 3.



Nota: Elaborado en el programa de AUTOCAD 2016.

Fuente: Autor.

Como se ha establecido en el sistema se compone de una unidad acondicionadora y un extractora de 9000 CFM, por lo tanto el nuevo proceso psicrométrico para este caso ocurriera en el intercambiador tipo cámara de mezcla ya que ingresarán por una toma de aire 5400 CFM de la zona, representado con línea de flujo de color naranja en el diagrama y por la otra toma de aire ingresarán 3600 CFM de aire exterior indicado con la línea de flujo negra, el suministro a la zona se indica con color azul y el valor es de 9000 CFM, se debe agregar que el sistema tendrá dámetros mecánicos de aletas opuestas para balancear el suministro y la extracción.

En este mismo contexto se calcularon las cargas de refrigeración para cada uno de los procesos psicrométricos planteados por medios de las siguientes ecuaciones:

Proceso psicrométrico 1:

$$\begin{aligned}\dot{m}_p &= \frac{\dot{V}}{v_e} && \text{Ecuación 2} \\ \dot{m}_p &= \frac{9000 \text{ ft}^3/\text{min}}{15,66 \text{ ft}^3/\text{lb}} \\ \dot{m}_p &= 574,71 \text{ lb}/\text{min} \\ \dot{m}_p &= 574,71 \frac{\text{lb}}{\text{min}} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} = 34482,76 \text{ lb}/\text{h}\end{aligned}$$

Balance de energía

$$\dot{m}_{p_1} \times h_1 + \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O} + \dot{q}_{coil} = \dot{m}_{p_2} \times h_2 \quad \text{Ecuación 3}$$

$$\dot{m}_{p_1} = \dot{m}_{p_2}$$

Despejando la ecuación 3 se tiene

$$\dot{q}_{coil} = \dot{m}_p \times (h_2 - h_1) - \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O} \quad \text{Ecuación 4}$$

Balance de masa

$$\dot{m}_{IN} = \dot{m}_{OUT} \quad \text{Ecuación 5}$$

$$\dot{m}_p * w_1 + \dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_p * w_2$$

Despejando la ecuación 5 se tiene

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_p \times (w_2 - w_1) \quad \text{Ecuación 6}$$

$$w_1 = 76,7865 \text{ gr}/\text{lb} \times \frac{1 \text{ lb}}{7000 \text{ gr}}$$

$$w_1 = 0,0125 \text{ lb}/\text{lb}$$

$$w_2 = 65,9799 \text{ gr}/\text{lb} \times \frac{1 \text{ lb}}{7000 \text{ gr}}$$

$$w_2 = 0,009426 \text{ lb}/\text{lb}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 34482,76 \text{ lb}/\text{h} * (0,009426 \text{ lb}/\text{lb} - 0,0125 \text{ lb}/\text{lb})$$

$$\dot{m}_{H_2O} = -106,00 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

$$\dot{q}_{coil} = \dot{m}_p \times (h_2 - h_1) - \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O} \quad \text{Ecuación 4}$$

$$\dot{q}_{coil} = 33498,76 \text{ lb}/\text{h} \times (23,19 \text{ btu}/\text{lb} - 31,76 \text{ btu}/\text{lb}) +$$

$$106,00 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \times 30,06 \text{ btu}/\text{lb}$$

$$\dot{q}_{coil} = 287084,37 \frac{\text{btu}}{\text{h}} + 3186,36 \frac{\text{btu}}{\text{h}}$$

$$\dot{q}_{coil} = 290270,73 \frac{btu}{h} * \frac{1 T.R}{12000 \frac{btu}{h}} = 24,19 T.R$$

Proceso psicrométrico 2:

$$\begin{aligned} \dot{m}_p &= \frac{\dot{V}}{v_e} && \text{Ecuación 2} \\ \dot{m}_p &= \frac{9000 \text{ ft}^3/\text{min}}{15,84 \text{ ft}^3/\text{lb}} \\ \dot{m}_p &= 568,18 \text{ lb}/\text{min} \\ \dot{m}_p &= 568,18 \frac{\text{lb}}{\text{min}} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} = 34090,91 \text{ lb}/\text{h} \end{aligned}$$

Balance de energía

$$\begin{aligned} \dot{m}_{p_1} \times h_1 + \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O} + \dot{q}_{coil} &= \dot{m}_{p_2} \times h_2 && \text{Ecuación 3} \\ \dot{m}_{p_1} &= \dot{m}_{p_2} \end{aligned}$$

Despejando la ecuación 3 se tiene

$$\dot{q}_{coil} = \dot{m}_p \times (h_2 - h_1) - \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O} \quad \text{Ecuación 4}$$

Balance de masa

$$\begin{aligned} \dot{m}_{IN} &= \dot{m}_{OUT} && \text{Ecuación 5} \\ \dot{m}_p * w_1 + \dot{m}_{H_2O} &= \dot{m}_p * w_2 \end{aligned}$$

Despejando la ecuación 5 se tiene

$$\begin{aligned} \dot{m}_{H_2O} &= \dot{m}_p \times (w_2 - w_1) && \text{Ecuación 6} \\ w_1 &= 97,2838 \text{ gr}/\text{lb} \times \frac{1 \text{ lb}}{7000 \text{ gr}} \\ w_1 &= 0,01389 \text{ lb}/\text{lb} \\ w_2 &= 65,9799 \text{ gr}/\text{lb} \times \frac{1 \text{ lb}}{7000 \text{ gr}} \\ w_2 &= 0,009426 \text{ lb}/\text{lb} \\ \dot{m}_{H_2O} &= 34090,91 \text{ lb}/\text{h} * (0,0094 \text{ lb}/\text{lb} - 0,01389 \text{ lb}/\text{lb}) \\ \dot{m}_{H_2O} &= -153,07 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{q}_{coil} &= \dot{m}_p \times (h_2 - h_1) - \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O} && \text{Ecuación 4} \\ \dot{q}_{coil} &= 34090,91 \text{ lb}/\text{h} \times (23,19 \text{ btu}/\text{lb} - 35,96 \text{ btu}/\text{lb}) + \\ &153,07 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \times 31,03 \text{ btu}/\text{lb} \\ \dot{q}_{coil} &= 435340,92 \frac{\text{btu}}{\text{h}} + 4749,76 \frac{\text{btu}}{\text{h}} \end{aligned}$$

$$\dot{q}_{coil} = 440090,68 \frac{btu}{h} * \frac{1 T.R}{12000 \frac{btu}{h}} = 36,67 T.R$$

Proceso psicrométrico 3:

$$\dot{m}_p = \frac{\dot{V}}{v_e} \quad \text{Ecuación 2}$$

$$\dot{m}_p = \frac{9000 ft^3/min}{15,75 ft^3/lb}$$

$$\dot{m}_p = 571,43 lb/min$$

$$\dot{m}_p = 571,43 \frac{lb}{min} * \frac{60 min}{1 h} = 34285,71 lb/h$$

$$\dot{m}_{p_1} \times h_1 + \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O} + \dot{q}_{coil} = \dot{m}_{p_2} \times h_2 \quad \text{Ecuación 3}$$

$$\dot{m}_{p_1} = \dot{m}_{p_2}$$

Despejando la ecuación 3 se tiene

$$\dot{q}_{coil} = \dot{m}_p \times (h_2 - h_1) - \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O} \quad \text{Ecuación 4}$$

Balance de masa

$$\dot{m}_{IN} = \dot{m}_{OUT} \quad \text{Ecuación 5}$$

$$\dot{m}_p * w_1 + \dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_p * w_2$$

Despejando la ecuación 4 se tiene

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_p \times (w_2 - w_1) \quad \text{Ecuación 6}$$

$$w_1 = 86,8211 gr/lb \times \frac{1 lb}{7000 gr}$$

$$w_1 = 0,01240 lb/lb$$

$$w_2 = 65,9799 gr/lb \times \frac{1 lb}{7000 gr}$$

$$w_2 = 0,009426 lb/lb$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 34285,71 lb/h * (0,009426 lb/lb - 0,01240 lb/lb)$$

$$\dot{m}_{H_2O} = -101,97 \frac{lb}{h}$$

$$\dot{q}_{coil} = \dot{m}_p \times (h_2 - h_1) - \dot{m}_{h_2O} \times h_{h_2O} \quad \text{Ecuación 4}$$

$$\dot{q}_{coil} = 34285,71 lb/h \times (23,19 btu/lb - 33,86 btu/lb) +$$

$$101,97 \frac{lb}{h} \times 31,03 btu/lb$$

$$\dot{q}_{coil} = 365828,52 \frac{btu}{h} + 3164,13 \frac{btu}{h}$$

$$\dot{q}_{coil} = 368992,65 \frac{btu}{h} * \frac{1 T.R}{12000 \frac{btu}{h}} = 30,74 T.R$$

En virtud de los resultados de la carga de refrigeración de los tres procesos psicrométricos en la tabla 21 se calcularon el aporte de ahorro energético.

Tabla 21: Cuadro comparativo consumo energético.

Proceso psicrométrico	Aporte ahorro energético (%)	Cambio de entalpia(btu/lb)	Carga de refrigeración (T.R)
Sin recuperador	0	18,99	53,98
1	55	8,57	24,19
2	31	12,77	36,67
3	43	10,67	30,74

En resumen, el proceso psicrométrico número uno es el que aporta más ahorro energético para el laboratorio de patología ya que ahorra el 55% en el consumo de energía en la etapa de enfriamiento, puesto que se realiza una mezcla de aire del 50% de aire exterior y 50% de aire de la zona.

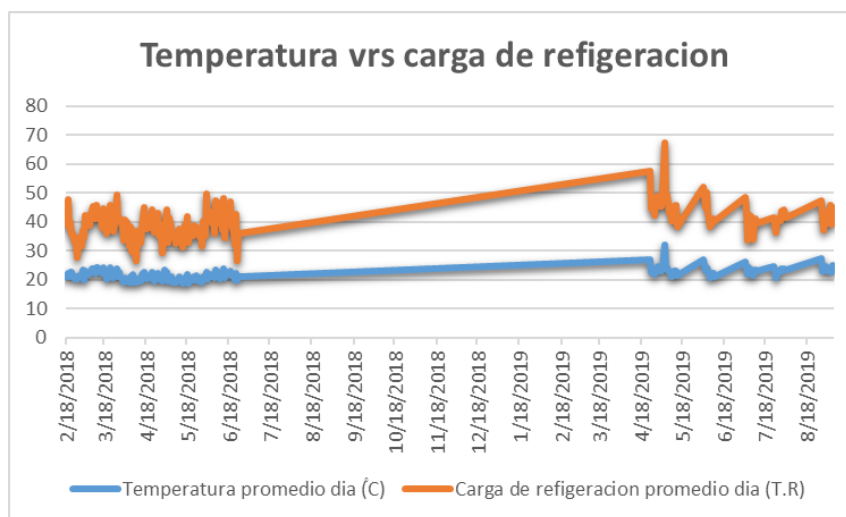
4.2 Análisis del consumo energético del sistema de climatización.

4.2.1 Consumo energético de la renovación de aire exterior.

Lo anterior expuesto es muy importante debido a que en esta sección se analizó el comportamiento del consumo energético de las unidades médicas que renuevan todo su aire exterior, de este modo se tomó como ejemplo el laboratorio de patología, esta unidad médica consume 53.79 T.R según los cálculos realizados anteriormente y está conectada a una planta de refrigeración de 100 T.R además el funcionamiento de la unidad acondicionadora y

extractora es continua ya que deben de mantener las condiciones de temperatura y humedad relativa del laboratorio (Grondzik, 2013), en la figura 17 se muestra el comportamiento del consumo de toneladas de refrigeración según las condiciones climatológicas de Santiago de Cali desde febrero del año 2018 hasta el agosto del 2019.

Figura 17: Comportamiento carga de refrigeración año 2018-2019.



Nota: La información de temperatura y humedad relativa es tomada de la estación Meteorológica de Celsia.

Fuente: Autor.

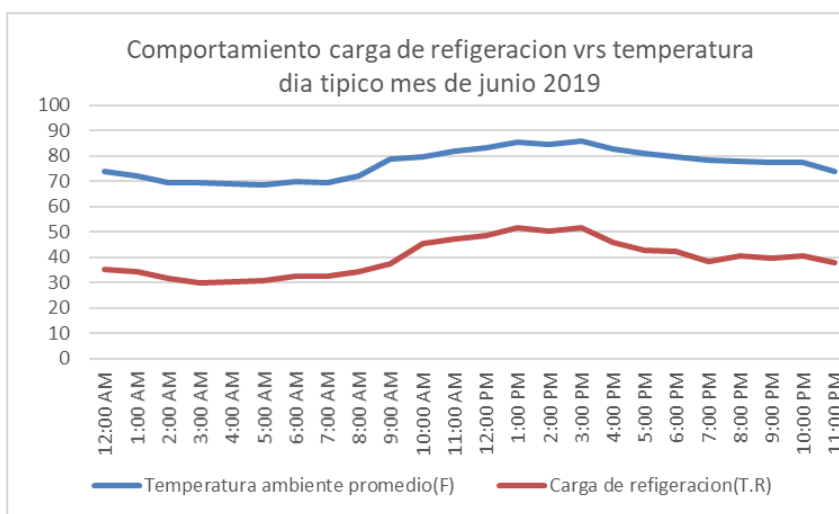
En la figura 17 se calculó la carga de refrigeración desde el 2 de febrero 2018 hasta el 6 de septiembre 2019, estos cálculos se realizaron con los datos meteorológicos de una estación de Celcia ubica en el valle del cauca cerca al laboratorio de patología, las tendencias que arrojaron este análisis fueron las siguientes:

- El año 2019 hubo un aumento de temperatura en todos los meses a comparación del año 2018 esto produjo una mayor demanda de carga de refrigeración.
- Se percibió que el mes de febrero y junio del año 2019 presentaron un pico de consumo de carga de refrigeración 53 toneladas de refrigeración promedio.

- Entre julio del 2018 y marzo del 2019 se evidencio un aumento de carga de refrigeración, la carga inicial en el mes de julio es de 38 T.R promedio con una temperatura de bulbo seco de 68 °F promedio, y la carga máxima que alcanzo en el mes de marzo es de 58 T.R con una temperatura de bulbo seco de 82 °F, debido a que la carga de refrigeración depende de las condiciones exteriores del aire, el sistema de climatización es muy inestable en el consumo de carga de refrigeración y tiene una tendencia a crecer en los próximos años.

Para analizar mejor este comportamiento se evaluó el mes de febrero y junio del 2019 debido a que se presentan uno altos niveles de temperatura del bulbo seco, para ello se evaluaron un día típico en la figura 17 y 18, se muestra este comportamiento.

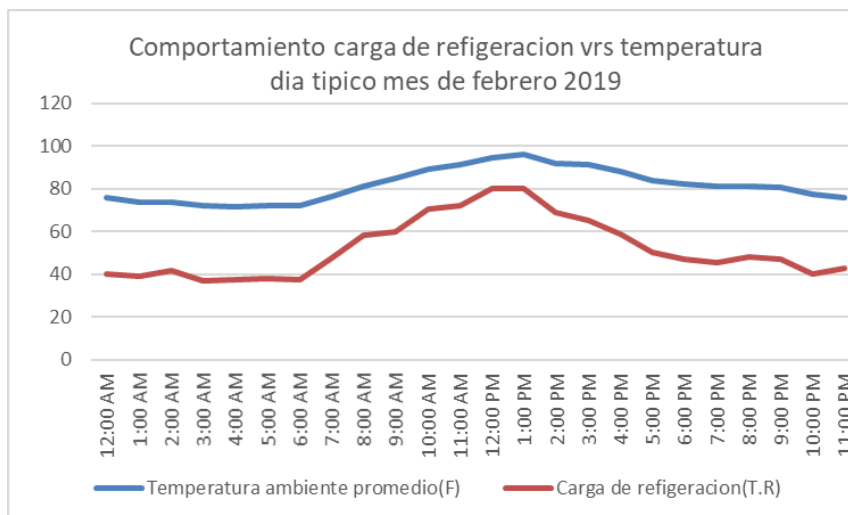
Figura 18: Comportamiento carga de refrigeración año 2019.



Nota: La información de temperatura y humedad relativa es tomada de la estación meteorológica de Celsia.

Fuente: Autor.

Figura 19: Comportamiento carga de refrigeración año 2019.



Nota: La información de temperatura y humedad relativa es tomada de la estación meteorológica de Celsia.

Fuente: Autor.

En ese mismo contexto las figuras 18 y 19 representa el comportamiento de la carga térmica del laboratorio de patología en el años 2019, el perfil de consumo de carga de refrigeración del laboratorio de patología se representa en dos sectores de la figura 15 y 16 en la horas de las noche el sistema trabaja a cargas de refrigeración por debajo de la capacidad nominal, para tal efecto la temperatura del bulbo seco está por debajo de 92 °F, así pues en las horas del día el sistema de refrigeración demanda de más carga de refrigeración ya que la temperatura del aire aumenta, por ejemplo en la figura 14 a las 3:00 PM en febrero hay un pico de capacidad de refrigeración de 50 T.R en el año 2019, pico que se repite a la misma hora pero aumenta a 53 T.R.

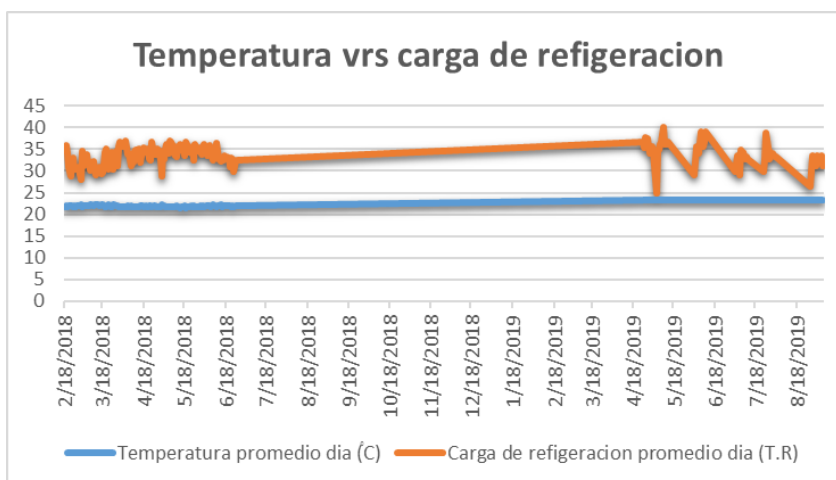
En resumen, el laboratorio de patología está enfrentado a unos fuertes cambios climatológicos ya que renueva todo su aire exterior, al mismo tiempo esto demanda de unas altas carga de refrigeración.

4.2.2 Sistema típico de patología contra sistema con recuperador.

En esta sección se realizó un análisis energético del punto de vista comparativo, en este sentido se tomara los resultados anteriores de un laboratorio de patología sin recuperador de energía, y se comparara con el proceso psicrométrico uno obtenido en el capítulo 4.1.2, esta nueva psicrometría se aplicara al proceso de enfriamiento del aire del laboratorio de patología, así pues se elaboraran nuevas graficas basadas en los años evaluados anteriormente 2018 y 2019, considerando los efecto de ahorro energético que puede tener este nuevo proceso psicrométrico al laboratorio de patología.

En la figura 20 se muestra el impacto de la aplicación del proceso psicrométrico a la tapa de enfriamiento de la unidad acondicionadora del laboratorio de patología.

Figura 20: Comportamiento carga de refrigeración con recuperación de energía.



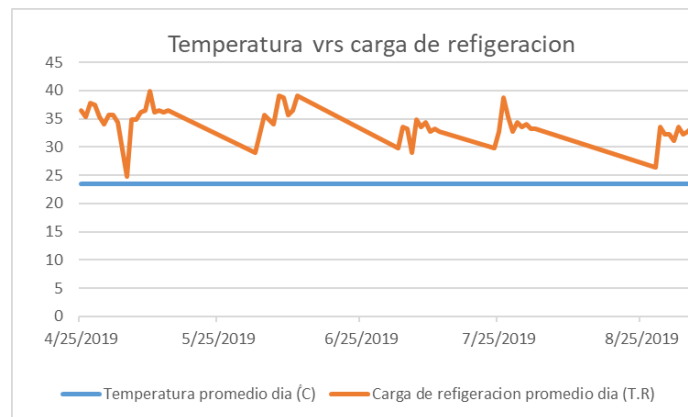
Nota: La información de temperatura y humedad relativa es tomada de la estación meteorológica de Celsia.

Fuente: Autor.

Luego de haber aplicado el nuevo proceso psicrométrico 1 por medio del intercambiador de calor tipo cámara de mezcla (ASHRAE, 2016), el consumo de la carga de refrigeración de los puntos más críticos de la gráfica menguaron, por ejemplo en la figura 17 el 6 de junio del 2019 se registró una capacidad de 53 T.R, en el mismo año y mes aplicando el recuperador de energía se redujo a 40 T.R, dentro de este marco se evaluó los tres primeros meses del año 2019 para comparar los efectos del sistema recuperación de energía en la figura 21.

Por ejemplo, la tendencia de la temperatura de la figura 20 en el mes de marzo del 2019 es baja si la comparamos con el sistema sin recuperador, el mes de marzo 2019 arrojó una lectura de 82 °F, cuando se hace con el modelo del recuperador se estabiliza a 75,20 °F, esto es debido al aprovechamiento de la transferencia de calor en el recuperador de energía ya que se aprovecha al máximo el calor sensible del aire de la zona.

Figura 21: Comportamiento de abril hasta agosto del 2019 con recuperador de energía.



Nota: La información de temperatura y humedad relativa es tomada de la estación meteorológica de Celsia.

Fuente: Autor.

De este modo la figura 21 en los meses de abril hasta agosto se nota una reducción notable en la carga de refrigeración, debido al efecto de intercambio de calor sensible en el intercambiador tipo cámara de mezcla, lo cual se evidencia una estabilidad en la temperatura para la unidad acondicionadora, finalmente el consumo de carga de refrigeración pasa entre 40 T.R y 60 T.R a oscilar entre 20 T.R y 40 T.R por el efecto del recuperado de energía.

Para la figura 21 la escala de temperatura es estable debido a que las condiciones de aire exterior promedio son 78 °F para estos meses del año 2019, debido a esto estas condiciones de temperatura al mezclarse con un flujo de aire de 72 °F estabilizan la temperatura en la caja de mezcla como se muestra en la gráfica manejando un rango de 75,2 °F, sin embargo, la carga de refrigeración promedio por día para esta grafica es de 35 T.R.

4.3 Modelo del prototipo en 3D recuperador de energía.

En último lugar se modelo en 3D la unidad médica de patología conectada al recuperador de energía, siguiendo el proceso psicrométrico 1 que se aplicó en el capítulo 4.2.2, pero para haber modelado el funcionamiento del intercambiador tipo cámara de mezcla se consideraron los siguientes criterios de diseño en la siguiente en la Tabla 22.

Tabla 22:Parámetros intercambiador tipo cámara de mezcla.

Parámetros intercambiadores tipo cámara de mezcla	
Caudal	9.000 CFM
Velocidad	500 FPM
Toma de aire exterior	Superior
Toma de aire al extractor	Frontal
Caudal de aire toma de aire exterior	4500 CFM

Caudal de aire para la toma de aire al extractor	4500 CFM
--	----------

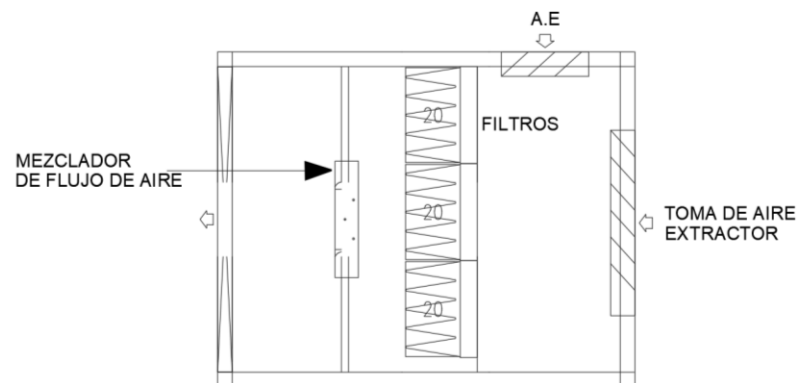
También se evaluó las secciones las cuales podrían incluirse en el intercambiador para un mejor funcionamiento, para este caso se incluyeron las siguientes secciones (ansi/ASHARAE/ASHE, 2013).

Tabla 23: Secciones intercambiador tipo cámara de mezcla

Secciones para el intercambiador tipo cámara de mezcla	
Sección de filtración	Eficiencia Merv 13
Sección mezclador de aire	9.000 CFM

En la figura 22 se muestra el intercambiador tipo cámara de mezcla con todos sus elementos.

Figura 22: Boceto intercambiador tipo cámara de mezcla.

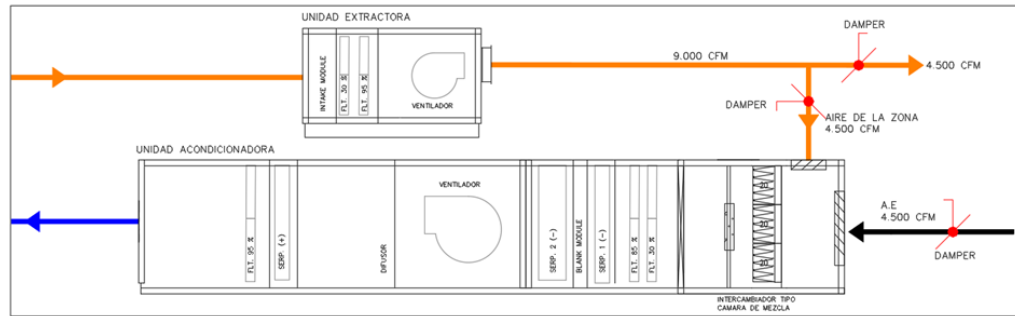


Nota: Elaborado en el software de diseño de unidades acondicionadoras CE Project Explorer.

Fuente: Autor

En el siguiente la figura 23 en un diagrama P&D se muestra el funcionamiento del sistema con el recuperador de energía.

Figura 23: Diagrama P&D recuperación de energía.

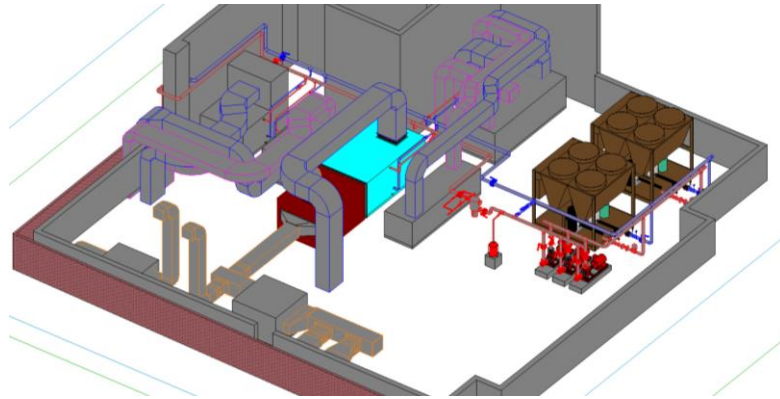


Nota: Elaborado en el programa de AUTOCAD 2016.

Fuente: Autor.

Como se estableció el sistema se compone de una unidad acondicionadora y un extractora de 9.000 CFM, por lo tanto el nuevo proceso psicrométrico ocurrirá en el intercambiador tipo cámara de mezcla ya que ingresaron por una toma de aire 4,500 CFM de la zona, representado con línea de flujo de color naranja en el diagrama y por la otra toma de aire ingresaron 4,500 CFM de aire exterior indicado con la línea de flujo negra, el suministro a la zona se indica con color azul y el valor es de 9,000 CFM, también se implementó dos damper's mecánicos de aletas opuestas (Ross Montgomery, 2009), para balancear el suministro y la extracción. De este modo se modeló el intercambiador tipo cama de mezcla en 3D, en el software Revit 2020 este programa permite la interacción entre sistemas mecánico de este tipo de manera estática, lo cual se mostró el impacto dimensional que podría causar la implementación del recuperador de energía a un sistema como el de laboratorio de patología, en la figura 19 se muestra el resultado del modelamiento.

Figura 24: modelamiento con recuperador.



Nota: Elaborado en el programa de Revit 2020.

Fuente: Autor.

Finalmente, en la figura 19 se muestra el modelamiento del sistema de recuperación, el recuperador es el equipo de color vinotinto conectado a la unidad acondicionadora de color cian, de igual forma se tuvieron en consideración la repotenciación del motor de la unidad acondicionadora debido a que el recuperador ofrece una carga adicional a la caída de presión total del sistema.

4.4 Calculo de la eficiencia higrométrica del recuperador tipo cámara de mezcla.

El intercambiador planteado es de tipo entalpico (ASHRAE, 2016), esto quiere decir que en el cruce de los dos flujos en la cámara de mezcla ocurren una transferencia de energía sensible y latente del aire, por lo cual la eficiencia se calcula con la siguiente ecuación 3:

$$n_w = 100 \cdot \frac{W_m - W_{AE}}{W_z - W_{AE}} \quad \text{Ecuación 7}$$

Basados en el proceso psicrométrico 1 en cual se escogió debido a que genera más recuperación de energía para el proceso según los cálculos descrito anteriormente, se obtuvieron los siguientes puntos psicrométricos en las tablas 24,25 y 26.

Tabla 24: punto psicrométricos zona.

Punto de zona (z)	
Temperatura de bulbo seco	72,00°F
Humedad específica (W)	66,0045 gr/lb
Caudal	4500 CFM

Tabla 25: punto psicrométricos aire exterior.

Punto de aire exterior (A.E)	
Temperatura de bulbo seco	92,00°F
Humedad específica (W)	128,0621 gr/lb
Caudal	4500 CFM

Tabla 26: punto psicrométricos mezcla.

Punto de mezcla (m)	
Temperatura de bulbo seco	82,00°F
Humedad específica (W)	76,7865 gr/lb
Caudal	9000 CFM

Dicho lo anterior se procedió a calcular la eficiencia del recuperado de energía con la ecuación 6.

$$n_w = 100 \cdot \frac{W_m - W_{AE}}{W_z - W_{AE}} \quad \text{Ecuación 7}$$

$$n_w = 100 \cdot \frac{76.7865 \text{ gr/lb} - 128,0621 \text{ gr/lb}}{66.0045 \text{ gr/lb} - 128,0621 \text{ gr/lb}} \quad \text{Ecuación 7}$$

$$n_w = 83 \% \quad \text{Ecuación 7}$$

La eficiencia del recuperador es de 83 %, esto indica el gran aprovechamiento energético que se obtuvo después de mezclar el 50% del aire frío de la zona en la cámara de mezcla.

4.5 Análisis del ahorro energético frente al pago de la inversión.

Se cotizo con proveedores nacionales e internacionales sobre la implementación del recuperador de energía y se concluyó que su valor es de aproximadamente de 200,000,000 de pesos colombianos con la tasa actual del dólar, en la figura 25 se muestra el análisis financiero de consumo que tendría esta unidad médica de patología sin recuperador.

Figura 25: gasto energético unidad médica de patología sin recuperador.

Equipo	Unidades		Equipos Operando	Factor Carga Parcial	HP	Consumo (kw)	Hrs. Operacion (año)	Costo Kw Pesos	Costo operacion (año)
Sistema de enfiamiento	TR	53,98	1	1.00		190.0	7993	400	\$607,468,000.00
Bombas del sistema	GPM	144	1	1.00	10.00	7.5	7993	400	\$23,819,140.00
unidad acondicionadora	CFM	9000	1	1.00	3.00	2.2	7993	400	\$7,145,742.00
Adicional mantenimiento anual									\$36,000,000.00
TOTAL									\$674,432,882

Fuente: Autor.

También se analizó la unidad médica de patología con el sistema de recuperación que aporta 42% según los cálculos realizados anteriormente, en la figura 26 se expresas los valores obtenidos.

Figura 26 : gasto energético unidad médica de patología con recuperador.

Equipo	Unidades		Equipos Operando	Factor Carga Parcial	HP	Consumo (kw)	Hrs. Operacion (año)	Costo Kw Pesos	Costo operacion (año)
Sistema de enfiamiento	TR	24.19	1	1.00		85.0	7993	400	\$271,762,000.00
Bombas del sistema	GPM	84	1	1.00	10.00	7.5	7993	400	\$23,819,140.00
unidad acondicionadora	CFM	9000	1	1.00	5.00	3.7	7993	400	\$11,909,570.00
Adicional mantenimiento anual									\$36,000,000.00
TOTAL									\$343,490,710

Fuente: Autor.

Basados en esta información se hizo un análisis costo beneficio y se obtuvieron los siguientes resultados en la figura 26.

Figura 27: tabla costo beneficio ahorro energético.

Inversion	\$ 200,000,000.00				
Tasa de retorno	35%				
		Meses	Inversion	Ingresos	Egresos
		0	\$ 200,000,000.00	-\$ 200,000,000.00	
		1		\$ 58,000,000.00	\$ 56,000,000.00
		2		\$ 68,000,000.00	\$ 60,000,000.00
		3		\$ 90,000,000.00	\$ 50,000,000.00
		4		\$ 80,000,000.00	\$ 55,000,000.00
		5		\$ 78,000,000.00	\$ 55,000,000.00
		6		\$ 56,000,000.00	\$ 58,000,000.00
		7		\$ 80,000,000.00	\$ 55,000,000.00
		8		\$ 75,000,000.00	\$ 58,000,000.00
		9		\$ 75,000,000.00	\$ 54,000,000.00
		10		\$ 68,000,000.00	\$ 55,000,000.00
		11		\$ 70,000,000.00	\$ 58,000,000.00
		12		\$ 80,000,000.00	\$ 60,000,000.00
Suma de ingresos	\$ 878,000,000.00				
Suma de egresos	\$ 674,000,000.00				
Costo-inversion	\$ 874,000,000.00				
C/B	1.004576659				

Fuente: Autor.

Por consiguiente, según el análisis financiero de costo y beneficio es 1.0 con una tasa de retorno de la inversión es del 35% esto indico que la implementación del sistema de recuperación para un sistema de climatización que renueva todo su aire acondicionado es viable financieramente.

5. Conclusiones y recomendaciones

- Dentro del análisis de un nuevo proceso psicrométrico, se obtuvo el modelo en el cual se ahorra el 55% de energía, ya que se planteó una mezcla de 50% de aire exterior y 50% de aire de la zona, este proceso a comparación del proceso sin recuperador de energía consume 24.19 T.R para una planta de refrigeración, también se logró un valor muy importante en el cambio de la entalpía pasando de 18,99 btu/h a 8,57 btu/h.
- En virtud de los análisis comparativos del consumo energético de los tres procesos psicrométricos, el proceso 1 tiene un ahorro energético para el laboratorio de patología del 55% con 53,98 T.R, el proceso 2 31% con 36,67 T.R y el proceso 3 del 43 % con 30,74 T.R en el consumo de energía en la etapa de enfriamiento, también se concluyó que el mejor proceso que brinda estabilidad y ahorro al sistema es el proceso psicrométrico 1.
- Finalmente al modelar dimensionalmente en 3D con un sistema de climatización adaptándole el sistema de recuperación de energía a la unidad de tratamiento de aire del laboratorio se concluyó que A pesar de los aportes energéticos que puede contribuir al sistema un intercambiador tipo cámara de mezcla a las unidades medica que renuevan todo su aire exterior, el modelamiento de este nos lleva a concluir que tiene que haber espacio y disposición técnica para que el sistema funcione en óptimas condiciones.
- La eficiencia del sistema de recuperación es de 82 %, esto obedece al gran aprovechamiento energético que se tiene a mezclar los dos fluidos en el sistema.

- Se concluyo con los análisis de consumo energético y costo beneficio que la implementación del recuperador es viable económicamente ya que el costo y beneficio es mayor que mayor que 1.

Bibliográficas

- ansi/ASHRAE/ASHE, E. 1.-2. (2013). Ventilacion de espacios. *Ventilacion de intalaciones de atencion medica*, 9-13.
- ASHRAE. (2016). *2016 ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment*. Estados unidos: W. Stephen Comstock.
- Ashrae. (2019). *ASHRAE Handbook - HVAC Applications*. Atlanta: ASHRAE.
- Design, G. A. (2001). *Laboratory design Guide*. Estados unidos: ASHRAE.
- Eades, W. G. (2018). Energy and water recovery using air-handling unit condensate from. *Sustainable Cities and Society*, 164-175.
- Gatley, D. P. (2013). *Understanding Psychrometrics*. Estados unidos: ASHRAE.
- GreenGuide, A. (2013). *Design, Construction, and operation of sustainable Building*. Atlanta: ASHRAE's.
- Haine, R. W. (2006). *CONTROL SYSTEMS FOR HEATING, VENTILATING,*. New York: Springer.
- HANDBOOK, A. (2017). *ASHRAE Fundamental* . Atlanta: ASHRAE.
- McDowall, R. (2007). *Fundamentals of HVAC Systems*. Atlanta: ELSERVIER.
- Minisalud. (2 de Diembre de 1996). *Condiciones sanitarias que deben cumplir las instituciuones prestadoras de salud*. Obtenido de Condiciones sanitarias que deben cumplir las instituciuones prestadoras de salud:
https://www.minsalud.gov.co/Normatividad_Nuevo/RESOLUCION%2004445%20de%201996.pdf
- Psychrometries, F. o. (2016). *Fundamentals of Psychrometries*. Atlanta: ASHRAE.
- Roger W. Haines, C. L. (2004). *HVAC Systems Design Handbook*. USA: McGraw-Hil.
- Ross Montgomery, R. M. (2009). *Fundamentals of HVAC Control Systems*. Estados unidos: ELSERVIER.
- S&P. (17 de Mayo de 2021). *Venilacion con recuperacion de calor y Energia S&P*. Obtenido de S&P: https://passivehouse-international.org/upload/3_Ventilacion_con_recuperacion_de_calor_y_energia_SyP.pdf

Shallcross, D. C. (1997). *Handbook of Psychrometric Charts Humidity diagrams for engineers*. New York: British Library.

Spach, H. W. (2019). *Analysis and Design of Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Systems*. Sound Parkway NW: Taylor & Francis Group.