



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA

**Rediseño del sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica
para cumplir la RM N°040-2020-MINSA en el HEAV - 2022**

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

Ingeniero Mecánico Electricista

AUTORES:

Hervias Robles, Luis Hans (ORCID:0000-0002-0180-5113)

Valles Guerrero, Victor Adan (ORCID:0000-0002-9495-3763)

ASESOR:

Dr. Carranza Montenegro, Daniel (ORCID:0000-0001-6743-6915)

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Modelamiento y simulación de sistemas electromecánicos

LÍNEA DE RESPONSABILIDAD SOCIAL UNIVERSITARIA:

Promoción de la salud, nutrición y salud alimentaria

TRUJILLO – PERÚ

2022

DEDICATORIA

Este trabajo de investigación va dedicado a Dios por saber guiar mis pasos, a mi abuelo Tito, a mis padres, a mis hermanos y a mis docentes que me acompañaron en este camino a mi vida profesional. En este documento reflejo todo lo aprendido durante estos años de vida académica y paso a dejar mi granito de arena para futuras investigaciones.

Bach. Luis Hervias Robles

Mi tesis la dedico con mucho amor y cariño a mi esposa que me acompañó a lo largo de mi carrera universitaria y siempre me apoya en todos mis proyectos quien desde el inicio confió en mí y en mi esfuerzo y siempre ha estado allí brindándome su comprensión. A mi amado hijo Emiliano quien llegó al mundo para ser de mí una mejor persona, quien es mi fuente de motivación e inspiración para poder superarme cada día más y así poder luchar para que la vida nos depare un mejor futuro. A mis amados padres quienes siempre con sus palabras de aliento no me dejaban decaer para que siguiera adelante y siempre sea perseverante y cumpla con la meta de ser un profesional. Finalmente va dedicado a mi abuelita Artemisa quien desde el cielo me bendice y fue quien me motivo a seguir adelante y ser una mejor persona tanto en lo profesional como en lo personal y estuvo a mi lado en los mejores momentos de mi vida.

Bach. Adan Valles Guerrero

AGRADECIMIENTO

Damos gracias a Dios por permitir culminar con éxito nuestra carrera y cruzar nuestras vidas para forjar esta valiosa amistad. Junto a mi colega y amigo compartimos la dicha de trabajar juntos en esta investigación y agradecemos la oportunidad de abrirnos sus puertas a la Universidad San Pedro, en la que nos desarrollamos durante muchos años como estudiantes de Pre-Grado y a la Facultad de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad César Vallejo en la cual desarrollamos el Programa de Titulación.

Agradecemos todo el apoyo brindado por el administrador del Hospital Emergencia Ate Vitarte, además de la confianza brindada para realizar los estudios en el establecimiento de salud que representa.

Al Dr. Ing. Daniel Carranza Montenegro por proporcionarnos su tiempo y mediante sus experiencias brindarnos la mejor orientación y asesoría durante el programa.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

DEDICATORIA.....	ii
AGRADECIMIENTO.....	iii
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	iv
ÍNDICE DE TABLAS	vi
ÍNDICE DE FIGURAS	viii
RESUMEN	ix
ABSTRACT	x
I. INTRODUCCIÓN	1
II. MARCO TEÓRICO	4
CALIDAD DEL AIRE EN HOSPITALES Y CLÍNICAS.....	7
RESOLUCIÓN MINISTERIAL N°040-2020-MINSA	7
Caudales en los sistemas de climatización.....	10
Caudal de ventilación.....	10
Caudal de suministro.....	10
Caudal de extracción	10
Caudal de recirculación.....	11
SISTEMAS DE CALEFACCIÓN, VENTILACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO	11
Sistema de “aire-agua” tipo inductor	13
Sistemas “todo-aire”	14
Sistema de Flujo de Aire Variable “FAV”.....	15
Sistema de Flujo de Aire Variable con recalentamiento “FAVR”	16
Sistema de Flujo de Aire Constante “FAC”	16
Sistema de Flujo de Aire Constante con Recalentamiento	17
Sistemas HAVC en centros de atención médica.....	17
ACONDICIONAMIENTO TERAPÉUTICO	17
Control de infecciones.....	17
Seguridad de la vida de los pacientes.....	18
EQUIPOS Y ACCESORIOS DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN, VENTILACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO.....	20
Sistema “aire-aire” con rooftops	20
Sistema de refrigeración reversible:.....	22
Sistema “aire-aire” con climatizadoras	23
Sistemas de ductos de ventilación	31
III. METODOLOGÍA.....	33
3.2 Variables y operacionalización.....	34

3.3	Población, muestra, muestreo, unidad de análisis	35
3.4	Técnica e instrumentos de recolección de datos	35
3.5	Procedimientos	36
3.6	Métodos de análisis de datos	36
3.7	Aspectos éticos	36
IV.	RESULTADOS	36
4.1	Se diagnosticó la situación actual del sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica del área de trauma shock del HEAV	36
4.2	Se calculó los diversos elementos y equipos electromecánicos del sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica del área de trauma shock del HEAV de acuerdo a la RM N°040-2020-MINSA	42
4.3	Se seleccionó los equipos electromecánicos del sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica del área de trauma shock del HEAV para cumplir la RM N°040-2020-MINSA.	73
4.4	Se presupuestó el nuevo sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica en el área de trauma shock	86
V.	DISCUSIÓN	87
VI.	CONCLUSIONES	91
VII.	RECOMENDACIONES	92
	REFERENCIAS	92
	ANEXOS	96

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Clasificación de las áreas hospitalarias según UNE 100713	8
Tabla 2. Tipos de quirófanos y su clasificación según las normas UNE 100713:2005 y NTE INEN-ISO 14644-1.	9
Tabla 3. Especificaciones de renovaciones por hora de los espacios quirúrgicos 19	
Tabla 4. Clasificación de difusores para centros hospitalarios	26
Tabla 5. Clasificación de difusores según el ASHRAE	26
Tabla 6. Clasificación de difusores según la ASHRAE	28
Tabla 7. Eficiencia de filtros en instalaciones hospitalarias dadas por ANSI/ASHRAE 52.	29
Tabla 8. Nomenclatura de las normas comerciales en cuanto a eficiencia de filtros 30	
Tabla 9. Técnicas e instrumentos de recolección de datos	35
Tabla 10. Características de equipos existentes de inyección y extracción de aire 39	
Tabla 11. Características de accesorios existentes.....	39
Tabla 12. Tabla de temperatura máxima	42
Tabla 13. Tabla de temperatura mínima.....	42
Tabla 14. Materiales para construcción de techo	44
Tabla 15. Materiales para la construcción de muros exteriores e interiores.....	44
Tabla 16. Materiales para la construcción del piso.....	45
Tabla 17. Materiales para la construcción de la puerta	45
Tabla 18. Propiedades térmicas de diversos materiales	46
Tabla 19. Propiedades térmicas de diversos materiales II	47
Tabla 20. Propiedades térmicas de diversos materiales III	48
Tabla 21. Balance de Calor por Transmisión del Techo.....	49
Tabla 22. Balance de Calor por Transmisión de las Paredes Exteriores.....	50
Tabla 23. Balance de Calor por Transmisión de las Paredes Interiores.....	51
Tabla 24. Balance de Calor por Transmisión del Piso.....	52
Tabla 25. Balance de Calor por Transmisión de las puertas	53
Tabla 26. Ganancia total a través de paredes	55
Tabla 27. Resumen de carga térmica total para el verano	59
Tabla 28. Pérdida total de calor a través de paredes	61
Tabla 29. Resumen, Carga Térmica Total Para Invierno.	62
Tabla 30. Tabla de ocupantes por m2.....	74

Tabla 31.	Selección de equipo de aire acondicionado	75
Tabla 32.	Selección de equipo de aire acondicionado	76
Tabla 33.	Características de los equipos de aire acondicionado.....	76
Tabla 34.	Características de los equipos de inyección de aire	77
Tabla 35.	Características de los equipos de extracción de aire.....	77
Tabla 36.	Tabla de coeficientes de fricción.....	78
Tabla 37.	Cálculo de pérdida de presión	79
Tabla 38.	Cantidad de aire de inyección	81
Tabla 39.	Cálculo de sección rectangular.....	81
Tabla 40.	Cálculo de aire de extracción	82
Tabla 41.	Cálculo de sección rectangular.....	82
Tabla 42.	Velocidades recomendadas para rejillas de retorno	82
Tabla 43.	Tabla de selección de difusores 50-FR-4	83
Tabla 44.	Tabla de selección de rejillas de puerta.....	85
Tabla 45.	Presupuesto de la adquisición de equipos y accesorios.....	86

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.	Representación gráfica de los caudales en un sistema de calefacción, ventilación y aire acondicionado.....	11
Figura 2.	Diagrama de los sistemas HVAC comúnmente utilizados en hospitales	12
Figura 3.	Esquema de un sistema “aire-agua” con inductores.....	13
Figura 4.	Esquema de funcionamiento básico de un inductor.	14
Figura 5.	Esquema básico de un sistema “todo-aire” utilizando un climatizador.	15
Figura 6.	Esquema de un sistema “todo-aire” utilizando un equipo Rooftop....	15
Figura 7.	Sistema típico de caudal variable y recalentamiento	16
Figura 8.	Esquema básico de un sistema “todo-aire” con una unidad rooftop.	21
Figura 9.	Unidad rooftop funcionando en modo refrigeración	22
Figura 10.	Bomba de calor reversible funcionando en modo calefacción	22
Figura 11.	Bomba de calor reversible funcionando en modo refrigeración	23
Figura 12.	Bomba de calor reversible funcionando en modo refrigeración	24
Figura 13.	Esquema básico de UMA	24
Figura 14.	Mapa de ubicación del Hospital Emergencia Ate Vitarte	38
Figura 15.	Equipo extractor Tipo Hongo E3-12.....	41
Figura 16.	Equipo inyector de aire centrifugo V3-8.....	41
Figura 17.	Carta psicósomática de temperatura	67
Figura 18.	Carta psicométrica de temperatura.....	71
Figura 19.	Carta psicométrica de temperatura.....	72
Figura 20.	Difusor cuadrado 50-FR-4	84
Figura 21.	Rejilla de puerta.....	86

RESUMEN

El sistema de ventilación y aire acondicionado del área de Trauma shock del Hospital Emergencia Ate Vitarte en el cual se atienden pacientes con COVID-19 actualmente cuenta con un sistema que no se ajusta a los parámetros exigidos por la RM N°040-2020-MINSA, por lo que no garantiza la calidad de aire en las etapas de inyección y la extracción del sistema hacia el medio ambiente.

Debido a la problemática, en una reunión conjunta las áreas de administración y servicios generales del HEAV han visto conveniente que es imprescindible realizar el rediseño del sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica en el área de trauma shock en la cual se atienden pacientes con COVID-19.

Para realizar el rediseño utilizaremos la metodología provista por la ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating & Air-Conditioning Engineers) en su Handbook 2017 y normas aplicables como lo son: ANSI/ASHRAE 55 “Thermal Environmental Condition For Human Occupancy” y ASHRAE 170 “Ventilation of Health Care Facilities”.

Se realizará el cálculo de las cargas térmicas exteriores en paredes, techos y ventanas mediante el uso del método de las series radiantes (RTS del inglés *Radiant Times Series*) para poder realizar el cálculo de las cargas térmicas internas debido a la ocupación de las personas en una habitación.

Finalmente se llegará al cálculo de los ductos siguiendo los parámetros establecidos por la RM N°040-2020-MINSA que nos indica que tiene que tener doce (12) cambios por hora como mínimo. Además, se utilizaron herramientas de dibujo en AutoCad 2020 para generar planos 2D, planos de ductería e informe de cargas.

Los ductos rectángulos dimensionados varían en 250 y 500 mm, con espesores entre los 0,5 – 0,7 mm, fabricados de plancha galvanizada.

Palabra clave: Covid-19, aire acondicionado, extracción, ductos.

ABSTRACT

The ventilation and air conditioning system of the Shock Trauma area of the Ate Vitarte Emergency Hospital, in which patients with COVID-19 are treated, currently has a system that does not meet the parameters required by RM No. 040-2020-MINSA, so it does not guarantee the quality of air in the stages of injection and extraction of the system into the environment.

Due to the problem, the administration of the HEAV in coordination with the General Services area has found it essential to redesign the area in which patients with COVID-19 are treated, which is the Trauma Shock area.

To carry out the redesign we will use the methodology provided by the ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating & Air-Conditioning Engineers) in its 2017 Handbook and applicable standards such as: ANSI/ASHRAE 55 "Thermal Environmental Condition For Human Occupancy" and ASHRAE 170 Ventilation of Health Care Facilities.

The calculation of the external thermal loads in walls, ceilings and windows will be carried out by using the radiant series method (RTS of the English Radiant Times Series) to be able to calculate the internal thermal loads due to the occupation of the people in a room.

Finally, the calculation of the pipelines will be reached following the parameters established by RM No. 040-2020-MINSA, which indicates that it must have at least twelve (12) changes per hour. In addition, drawing tools in AutoCad 2020 were used to generate 2D plans, duct plans and load reports.

The dimensioned rectangular ducts vary in 300 and 600 mm, with thicknesses between 0.5 - 0.7 mm, made of galvanized sheet.

Keyword: Covid-19, air conditioning, extraction, ducts.

I. INTRODUCCIÓN

A nivel mundial se tomaron diversas medidas en el sector salud para poder mejorar el nivel de atención de los principales centros de salud, por lo cual implementarán cambios en su infraestructuras y mecanismos de atención orientado a la disipación correcta del aire y mantener la inocuidad de los ambientes.

Fabricado en Perú por D.U. No. 032-2020 (El Peruano, 2020); Las medidas no programadas para garantizar la respuesta sanitaria en caso de emergencia por COVID-19 reflejan el establecimiento de la unidad operativa del Hospital de Emergencias Ate Vitarte de acuerdo con las disposiciones del Ministerio de Salud. Como parte de una serie de modificaciones y cambios diseñados para mejorar la atención al paciente, se mantiene la ventilación continua en varios entornos de COVID-19.

La realidad problemática se presenta explicando que en la actualidad existe un problema con respecto la modificación del diseño del sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica para cumplir la RM N°040-2020-MINSA en el HEAV - 2022(Ministerio de Salud, 2020) que indica cumplir con el uso de habitaciones individuales con ventilación mecánica negativa con un mínimo de 12 cambios de aire por hora o 160 litros de aire por segundo por paciente en casos de ventilación natural. Esto se relaciona con la necesidad de un circuito de ventilación mecánica de presión negativa y aire acondicionado en el área de trauma shock para reducir los agentes patógenos del ambiente, siendo este un punto en contra en la lucha contra el virus de la COVID-19. Teniendo como consecuencia el contagio y la muerte de los pacientes atendidos. La investigación se realizó en las Salas de Emergencia del HEAV en el área de trauma shock, provincia de Lima, departamento de Lima, distrito de Ate Vitarte. Lugar donde no se encontró un diseño de una red de ventilación que cumple con la RM N°040-2020-MINSA.

De acuerdo a información recopilada en una entrevista se realizó una evaluación previa al diseño existente del sistema de ventilación mecánico en las salas de emergencia del Hospital Emergencia Ate Vitarte, el cual se solicitó al director del

Hospital los resultados para analizarlos y participar en el diseño de las modificaciones necesarias para cumplir con la RM N°040-2020 del Ministerio de Salud.

En este sentido, la razón principal es que no existe un diseño de ventilación mecánica sin un sistema de filtración de partículas durante la inyección y extracción de aire. Según (Rengifo, 2020), indica que el problema de la ventilación y la iluminación negativa provocaba el uso excesivo de aparatos eléctricos y en otros casos su escasez, lo que acarrea problemas de salud y malestar para el usuario. Esto conduce a un desequilibrio energético en la región, además del consumo excesivo de energía eléctrica que contribuye a la contaminación ambiental. Además, instruye que “para aplicar estrategias de climatización pasiva en el diseño de espacios arquitectónicos, el diseñador interesado debe tener en cuenta cómo el sistema de ventilación, complementado con el sistema de colectores solares y los principios que se complementan logran el objetivo. de tener un espacio hospitalario acondicionado”.

Frente a todo lo mostrado se plantea la formulación del problema: ¿Qué parámetros debe seguir el rediseño del sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica en el área de trauma shock para cumplir la RM N°040-2020-MINSA en el HEAV – 2022?

Así mismo, la justificación del presente informe de investigación se evidencia de un carácter teórico, legal, social y metodológico. Teórico porque se basó en teorías donde se obtuvo conceptos y definiciones que permitió abordar más el tema, teniendo en cuenta trabajos de investigación, tesis y artículos previos, entre otros.

Por otro lado, se consideró legal porque se requirió de normas legales tales como el DU N°032- 2020 y la RM N°040-2020-MINSA. Esto facilitó determinar la cantidad de flujo de aire requerido, las cantidades de equipos necesarios y el estado de los equipos existentes en el sistema mecánico de ventilación, así como también la implementación de filtros en los procesos de extracción e inyección de aire en el sistema de ventilación mecánica de las Salas de Emergencia en el HEAV. Así

mismo, se consideró de carácter social debido a los beneficios que obtuvo el hospital y la comunidad, teniendo un ambiente saludable para sus trabajadores asistenciales, administrativos, médicos y pacientes. Por último, se consideró metodológica porque con las técnicas de investigación se pudo resolver los objetivos planteados, creando instrumentos adecuados para la recolección de información y análisis de datos.

Tal como se estudió en el informe, se planteó un objetivo común: rediseñar los sistemas de ventilación mecánica y aire acondicionado de la zona de choque para cumplir con la RM n° 040-2020-MINSA. Una vez desarrollados los siguientes objetivos específicos: Diagnosticar el estado de los sistemas de climatización y ventilación mecánica en el área de choque HEAV, calcular los distintos factores electromecánicos y dispositivos del sistema de ventilación mecánica y aire acondicionado para el área de choque según RM N° 040-2020-MINSA, seleccionar los elementos y dispositivos electromecánicos del sistema de aire acondicionado y Ventilación mecánica zona de choque HEAV según RM n° 040-2020-MINSA y presupuestar el nuevo sistema de ventilación mecánica y aire acondicionado zona de choque según RM n° 040-2020- MINSA.

La hipótesis que se propone: ¿El Rediseño del sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica en el área de trauma shock del HEAV cumplirá con la RM N°040-2020-MINSA?

II. MARCO TEÓRICO

En el contexto internacional (Ruiz et al., 2021) en un informe de investigación titulado “Filtros de aire automatizados y sensores para controlar la transmisión de Sars-cov-2 por aerosol”, con el objetivo de resolver problemas de purificación y desinfección del aire: “El sistema de filtración es el sistema más eficaz sin efectos secundarios para la eliminación de virus presentes en el aire.” El sistema de filtración es el más eficaz y no tiene efectos adicionales para la eliminación de virus en el aire. El uso de luz germicida ultravioleta (UV) es un sistema muy efectivo, pero el diseño, instalación y mantenimiento de esta tecnología es complejo. Si se utilizan sistemas UV, deben instalarse en el techo, donde son más efectivos que los conductos. Cuando se encuentra una posible solución a una situación de SAI de emergencia HEAV y se concluye que la filtración de aire es más eficiente, reemplace el aire interior y exterior con ventilación natural o mecánica.

Así mismo, (Franco, 2019) en su investigación titulada “Evaluación técnica del proceso de climatización de salas limpias en Colombia, para Acaire”, con el propósito de realizar el método de mejora continua en los sistemas de ventilación para los hospitales indica que: “Las salas limpias corresponden a los espacios interiores de algunas instalaciones donde se requieren un diseño y construcción especiales con el objetivo de mitigar la contaminación”. Se concluye, en que se aplicó un método de ventilación, de acuerdo a una estimación técnica y zonificación de acuerdo a las normativas colombianas que cita en dicho documento. Esta investigación ha permitido conocer que los sistemas de ventilación que se puede emplear tienen como finalidad mitigar la contaminación en espacios cerrados.

Según (Reyes y Zubillaga,2020) en su artículo publicado en la Gaceta Médica de Bilbao señala “Las preocupaciones de los hospitales y la atención necesaria para continuar funcionando orgánicamente a menudo provienen del sector de mantenimiento o, a veces, se les conoce como el sector de la ingeniería. Al mismo tiempo, brinda una crítica constructiva al continuo desarrollo del área de trabajo del hospital. El ochenta por ciento del tiempo debe dedicarse a realizar mantenimiento preventivo para prepararse para emergencias y ahora el Covid-19”.

Según (Gonzales y Rodríguez, 2021), en la Guía Práctica de Medidas para Mejorar la Ventilación Interior Durante la Epidemia de Covid-19 se menciona lo siguiente: “El riesgo de transmisión se puede minimizar evitando las concentraciones de aerosoles en el aire interior, promoviendo su reemplazo. y distribuyéndolos adecuadamente Eficaz, por lo que es necesario ventilar los lugares públicos manteniendo el uso de mascarillas, la higiene de manos y la distancia de higiene (1,8 metros).

Según (Ramírez, 2013), indica que “los parámetros a considerar para la climatización son la temperatura de bulbo seco, la temperatura de bulbo húmedo, la temperatura de rocío, la humedad relativa, la pureza del aire y la innovación del aire, debiendo mantenerse la presión en el Base y recorrido de los conductos de aire desde donde trasladamos el aire acondicionado.

A nivel nacional (García, 2018) el estudio se realizó según el enfoque de cálculo de la demanda convectiva de verano, para asegurar el cumplimiento de los requisitos normativos para asegurar la temperatura, la humedad relativa y la frecuencia de renovación del aire; Adecuarnos a las necesidades del área de producción de los servicios farmacéuticos del Hospital Nacional Guillermo Almenara Irigoyen, contribuyendo así a la calidad de los preparados (mezclas intravenosas); Además de brindar un ambiente confortable y refrescante, brindar aire limpio, fresco y fresco.

De acuerdo a (García, 2020), para seleccionar un sistema de aire acondicionado, se debe tener como objetivo reunir las características necesarias para cumplir las condiciones de confort. También se debe mantener el aire por debajo de los parámetros de diseño y realizar una instalación eficaz.

Según (Moya, 2018), los estudios de termobalanza y psicometría realizados en el quirófano del Hospital Departamental Madre de Dios son necesarios para el cálculo y selección de equipos para el medio ambiente. Sistema de aire acondicionado.

CONFORT TÉRMICO

Según (Guerrero, 2020) nos dice que confort térmico se obtiene a partir de falta de la sensación de calor o frío de las personas que se encuentran en un ambiente limitado realizando ciertas actividades.

Según (Fierro, 2021), se puede decir que “El calor es el flujo de energía que se da entre dos cuerpos a diferente temperatura”. Además, la temperatura es una unidad de medida de la actividad corporal, y su escala en el Perú es de grados Celsius (°C).

El Estándar 55 de ASHRAE define las “Condiciones Ambientales Térmicas de la Ocupación Humana” como un estado psicológico que expresa satisfacción con el ambiente térmico y evaluado a través de la autoevaluación.

En los edificios sanitarios, el confort térmico de los pacientes y sus médicos es fundamental para salud y rendimiento. En los hospitales, se debe tener un ambiente confortable que proporcione un entorno adecuado para la recuperación como también el tratamiento de los pacientes. Se necesita cumplir con las siguientes pautas: Iluminación natural y un sistema de ventilación según el ambiente puede ser natural, mecánico o mixto.

De acuerdo a (Gonzales y Rodríguez, 2021), se define por ventilación natural a la circulación del flujo de aire por succión flotante o la acción del viento natural sin la intervención de medios mecánicos. Se asume que el espacio tiene por lo menos una abertura para la entrada de aire.

Para facilitar el diseño de las temperaturas dentro de las habitaciones de un centro de atención médica la Norma ASHRAE Standard 55 nos proporciona métodos para encontrar puntos de confort máximo. Mientras que, en (ASHRAE, 2017) se muestra un rango de temperaturas de diseño para cada una de las habitaciones del centro hospitalario.

CALIDAD DEL AIRE EN HOSPITALES Y CLÍNICAS

La Norma Técnica E.M. 030 “Instalaciones de ventilación” (RNE, 2008) nos señala que “toda edificación debe contar con una ventilación natural que genera un entorno saludable y contribuye con el ahorro energético”.

La calidad de aire en los hospitales se obtiene mediante un adecuado filtrado y ventilación apropiado que permite garantizar y proporcionar la higiene óptima y necesaria de los pacientes, debido a que se está directamente relacionado con la concentración de partículas, virus, gérmenes y bacterias; dañinas tanto para los pacientes como del personal de turno. Por esta razón, la calidad del aire debe cumplir altas exigencias, mismas que están dadas por varias normativas nacionales e internacionales.

RESOLUCIÓN MINISTERIAL N°040-2020-MINSA

En cuanto a las medidas de prevención y control de infecciones, establece: “Siempre que sea posible, utilice habitaciones individuales con ventilación adecuada cuando realice procedimientos de generación de aerosoles, es decir, salas de presión negativa con al menos 12 cambios de aire por hora o al menos 160 litros/segundos/pacientes en instalaciones con ventilación normal.

La norma española UNE 100713:2005 “Instalación de acondicionadores de aire en hospitales” clasifica las habitaciones de un centro hospitalario en dos categorías. La primera categoría tiene altos requisitos de requisitos microbiológicos, mientras que la segunda categoría tiene solo requisitos generales. La clasificación de las habitaciones hospitalarias según (Sánchez y Sanz, 2019) se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 1. **Clasificación de las áreas hospitalarias según UNE 100713**

Área hospitalaria	Clasificación UNE 100713
Quirófano clase A y B	I
Sala de partos	I
Sala de reanimación	II
Cuidados intensivos	II
Neonatos	II
Urgencia traumatología	II
Endoscopia digestiva	I
Broncoscopia	I
Sala de Urgencias	II
Sala de procedimientos	I
Habitación de hospitalización	II
Baño de una habitación	II
Habitación hematología	II
Habitación de aislamiento	I
Antesala habitaciones aislamientos	II
Pasillos	II
Radiología hemodinámica	I
Radiología convencional	II
Cuarto oscuro	NE
Sala de tratamiento	NE
Sala de equipos de esterilización	II
Sala de limpieza – descontaminación	II
Sala estéril	II
Sala limpia	I
Almacén material estéril	II
Bioquímica	II
Anatomía patológica	II
Microbiología	II

Fuente: (Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el trabajo, 2010)

La mayoría de los quirófanos, salas de parto y unidades de cuidados intensivos e intermedios son de primera clase. Norma NTE INEN-ISO 14644-1 "Sala blanca e instalación anexa. La primera parte: Clasificación de la limpieza del aire "clasifica los quirófanos en tres grupos, distinguiéndose por su grado de esterilidad, es decir, por la concentración de partículas. Los tipos de quirófanos y su clasificación según UNE 100713:2005 y NTE INEN-ISO 14644-1: 2000 se presentan en la Tabla 2.

Como se puede observar en la Tabla 2, un operador Clase 1 tiene un nivel de calidad del aire correspondiente a las ISO n° 5, 7 y 8. Es decir, una concentración máxima de 3,52 millones de partículas/m³ en partículas 0,5 (ISO n° 8) en un Quirófano Clase C y a una concentración máxima Es de 832 partículas/m³ en Partículas 1 (ISO N°5) en Clase A.

Tabla 2. Tipos de quirófanos y su clasificación según las normas UNE 100713:2005 y NTE INEN-ISO 14644-1.

Tipo de quirófano	UNE 100713:2005	NTE INEN-ISO 14644-1:2005	Denominación de quirófano	Tipo de intervención
A	Clase I	ISO N°5	Quirófanos de alta tecnología y cirugía especial	Trasplantes de órganos, cirugía cardíaca, cirugía vascular, cirugía ortopédica con implantes, etc.
B	Clase I	ISO N°7	Quirófanos convencionales	Cirugía convencional y de urgencias. Resto de operaciones quirúrgicas.
C	Clase I	ISO N°8	Quirófanos de cirugía ambulatoria	Cirugía ambulatoria y salas de parto.

Fuente: (NTE INEN-ISO 14644-1,2014), (UNE 100713,2005)

Caudales en los sistemas de climatización

En la mayoría de los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado, hay tres tipos principales de flujo: ventilación, suministro y extracción. Por otro lado, en algunos sistemas también existe una corriente cíclica. (Guerrero, 2020)

Caudal de ventilación

El caudal de ventilación " Q_v " se toma directamente del exterior y se utiliza para proporcionar una calidad de aire interior aceptable. Esta calidad se obtiene en virtud de la filtración a la que se somete. De acuerdo con las normas y directrices de confort térmico vigentes, esta escorrentía se puede mezclar con aire reciclado, si se lleva a cabo el tratamiento adecuado. (Guerrero, 2020)

Caudal de suministro

El caudal de suministro " Q_s " se define como la cantidad mínima de aire necesaria para acondicionar una habitación a una temperatura y humedad determinadas. En salas donde la ventilación tiene prioridad sobre el aire acondicionado (por ejemplo, teatro en funcionamiento), la tasa de ventilación es más alta que el flujo de aire de suministro, mientras que, en salas con cargas internas altas, el flujo de aire de suministro es generalmente más alto que la tasa de ventilación, por lo que en algunos casos se utiliza aire recirculado donde las regulaciones lo permitan. La velocidad de soplado se utiliza para dimensionar los conductos. (Guerrero, 2020)

Caudal de extracción

Este caudal es extraído de la zona de acondicionamiento y es el encargado de controlar la presión de una estancia, es decir, determina si la estancia tiene presión positiva o negativa. Si la cantidad de aire extraído es menor que el volumen de aire que sopla, la habitación tendrá presión positiva, por el contrario, si el volumen de aire extraído es mayor que el volumen de aire que sopla, la habitación tendrá presión negativa. (Guerrero, 2020)

Caudal de recirculación

Cuando la normativa lo permite y los niveles de climatización superan la ventilación, se utiliza un porcentaje del caudal de extracción para mezclarlo con el caudal de ventilación. Este flujo de aire generalmente corresponde a la diferencia entre el flujo de aire de suministro requerido y el flujo de aire de ventilación. El uso de aire recirculado proporciona un mejor control de la humedad y reduce la carga de calor del aire exterior. (Guerrero, 2020)

La figura 1 muestra la interacción de los caudales, mencionados anteriormente, dentro de un sistema de ventilación y aire acondicionado.

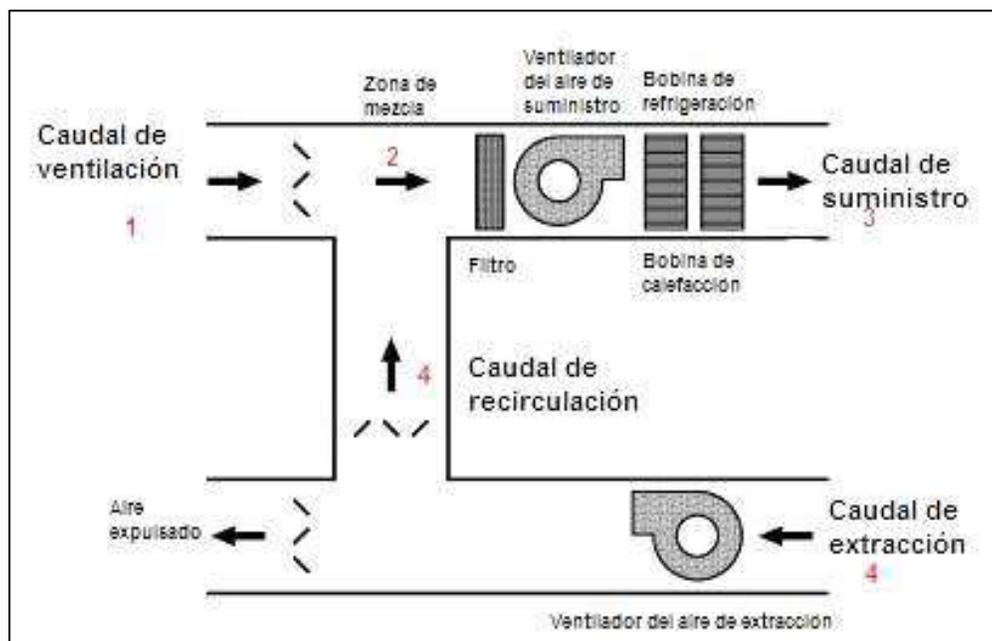


Figura 1. Representación gráfica de los caudales en un sistema de calefacción, ventilación y aire acondicionado.

Fuente: (Guerrero,2020, p.6)

SISTEMAS DE CALEFACCIÓN, VENTILACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO

Los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC) deben ser altamente eficientes en hospitales y clínicas. Los sistemas HVAC dependen de la dispersión de contaminantes, concentraciones de partículas nocivas, eliminación de olores y confort térmico. Este efecto de alta calidad del aire da como resultado grandes volúmenes de aire fresco.

Debido a esta alta tasa de ventilación, en los sistemas de aire acondicionado solo se pueden aplicar ciertas configuraciones y tipos de equipos HVAC reconocidos por diferentes organismos reguladores.

La Figura 2 muestra un diagrama de los tipos y clasificaciones de los sistemas HVAC comúnmente utilizados en hospitales y clínicas. El Manual de aire acondicionado (Carrier,2008) establece que “las áreas de los pacientes se tratan mejor con sistemas de inducción de aire primario y agua secundario”. Mientras tanto, a veces en grandes edificios, como hospitales, es recomendable utilizar sistemas de “aire” y sistemas de “aire” con calefacción.

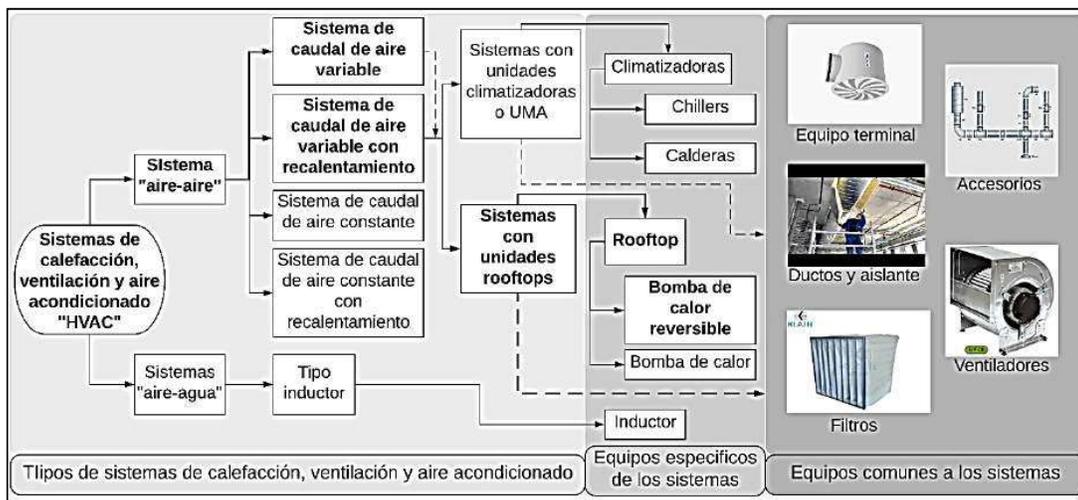


Figura 2. Diagrama de los sistemas HVAC comúnmente utilizados en hospitales

Fuente: (Guerrero,2020, p.7)

De la misma manera, el manual de diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado para hospitales y clínicas de la ASHRAE Standard 55 nos muestra algunas de las alternativas de sistemas HVAC que pueden ser usados en el entorno de la salud: flujo de aire variable (FAV), flujo de aire variable con recalentamiento (FAVR), flujo de aire constante (FAC) y flujo de aire constante con recalentamiento (FACR).

Sistema de “aire-agua” tipo inductor

Este tipo de sistema utiliza un inductor en lugar de un fancoil (un fancoil es simplemente un dispositivo que consiste en una batería o un intercambiador de "bobinas" de calor o frío y un "ventilador"). El estrangulador es similar a la unidad fancoil excepto que no tiene ventilador y funciona en conjunto con la unidad climática, lo que permite una mejor regulación de la temperatura y compensa las altas cargas térmicas. (ATECYR, 2017)

La figura 3 muestra el funcionamiento básico de este tipo de sistema. El aire en el ingreso se encuentra ventilado (A), además, el aire se enfría o se calienta en el enfriador (B) o en la caldera (C), según sea el caso, en el aire acondicionado luego se mezcla con aire del ambiente (E) en el inductor (cuyo funcionamiento básico se muestra en la Figura 3) para producir las condiciones de confort deseadas. Estos tipos de sistemas se utilizan en salas de recuperación de hospitales debido a su funcionamiento silencioso y bajos índices de mantenimiento. Ahora está obsoleto, siendo reemplazado por sistemas más eficientes y confiables.

Las principales desventajas de este sistema son: no se puede usar filtros, potencia limitada, regulación complicada, control de humedad deficiente y posibilidad de condensación en la unidad.

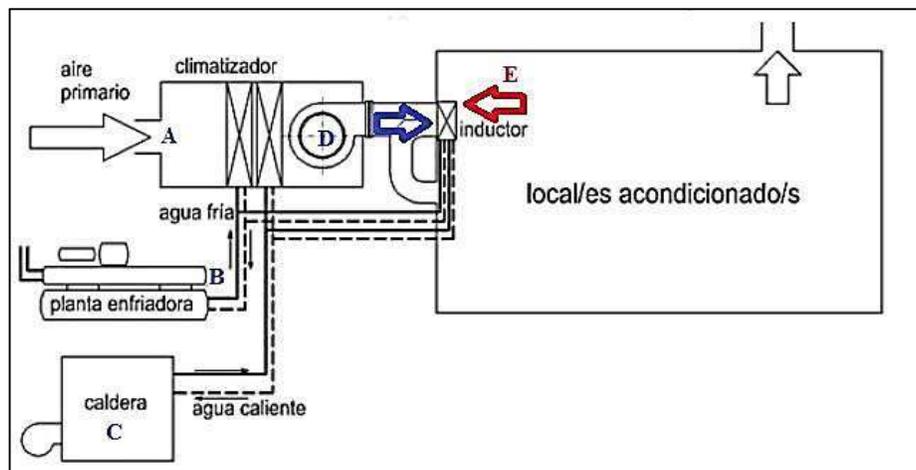


Figura 3. Esquema de un sistema “aire-agua” con inductores

Fuente: (UPM, 2019, p. 58)

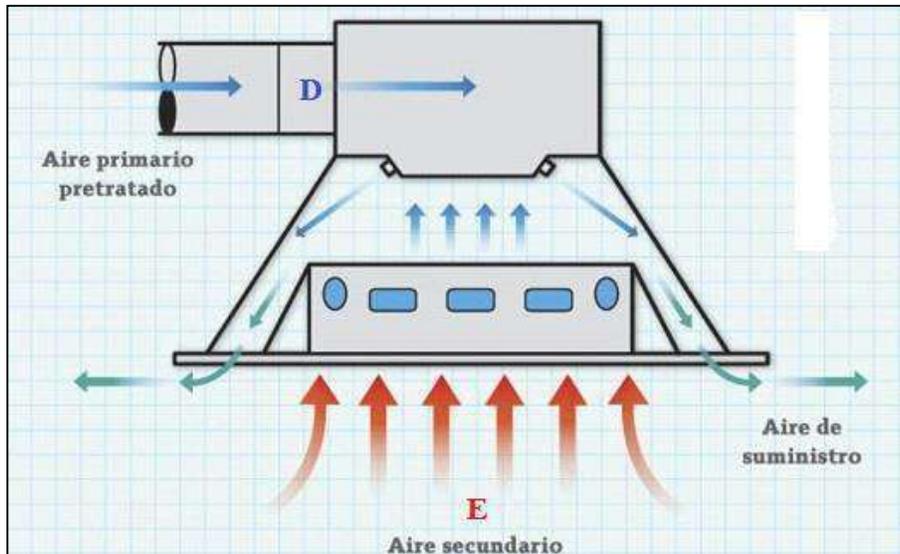


Figura 4. Esquema de funcionamiento básico de un inductor.

Fuente: (Guerrero,2020,p.8)

Sistemas “todo-aire”

Se aporta aire tratado a los locales para su climatización. Cabe recalcar que únicamente utiliza el aire como un fluido de trabajo. El aire es tratado mediante una unidad manejadora de aire, la cual obtiene la fuente de calor o frío de calderas o chillers. (ATECYR,2017)

Actualmente, también se utilizan unidades rooftops (unidades de techo compactas), las cuales no precisan de una fuente de calor o frío externa. Este tipo de sistemas puede ser multizona o unizona. La figura 5 muestra el diagrama básico de un sistema “todo-aire” haciendo uso de un climatizador, donde el aire primario (1) se toma directamente del exterior. La mezcla de aire (2) puede o no ser utilizada en estos sistemas (depende de la normativa utilizada). El caudal de extracción (4) ayuda a la reducción de la carga térmica por aire exterior, además, ayuda a un mejor control de la humedad. La figura 6 muestra el mismo sistema anterior con la diferencia que cuenta con una unidad de techo compacta.

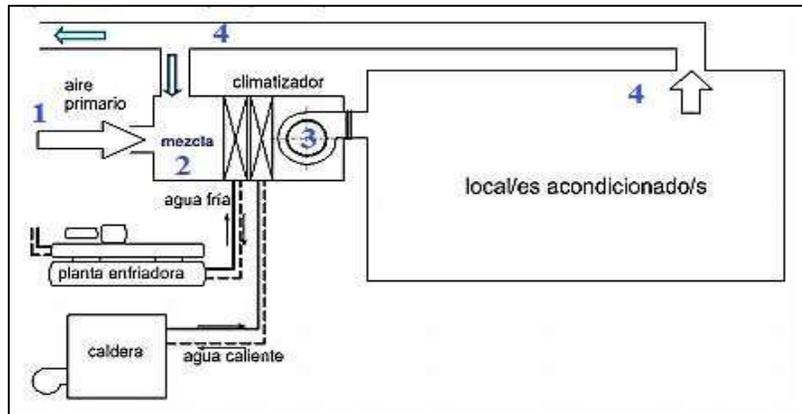


Figura 5. Esquema básico de un sistema “todo-aire” utilizando un climatizador.
Fuente: (UPM,2019, p.61)



Figura 6. Esquema de un sistema “todo-aire” utilizando un equipo Rooftop.
Fuente: (Luciani, 2016, p. 19)

Sistema de Flujo de Aire Variable “FAV”

Este sistema se caracteriza por un caudal de aire variable y una temperatura constante. Son una buena opción para espacios o zonas que normalmente no están ocupadas. Tales como: cuarto técnico, cuarto eléctrico, almacén, etc. Estos sistemas requieren una caja de conexiones, tanto en el aire de impulsión como en el aire de extracción. (ATECYR,2017)

Sistema de Flujo de Aire Variable con recalentamiento “FAVR”

Cuenta con filtros de aire, un precalentador (ubicado en la zona de mezcla) para enfriar el aire frío en invierno y un deshumidificador para eliminar el exceso de humedad. Es ampliamente utilizado en hospitales porque la principal ventaja de estos sistemas es su capacidad para entregar calor rápidamente en áreas como quirófanos donde se requieren altas temperaturas para procedimientos quirúrgicos específicos. (ATECYR,2017)

La Figura 7 muestra un esquema básico de este tipo de sistema. El sensor de temperatura T1 permite conocer las condiciones térmicas de la habitación y así determinar el caudal necesario de: ventilación (1), extracción (2) y soplado (3) de aire, caudal. La cantidad se regula mediante compuertas y guía paletas (M1, M2 y M3). El sensor T2 se usa para monitorear el cambio de temperatura en la zona de mezcla (2). Las principales ventajas del sistema CAVR son: operación económica, operación simple, número mínimo de componentes, bajo costo inicial y entrada de aire exterior concentrada.

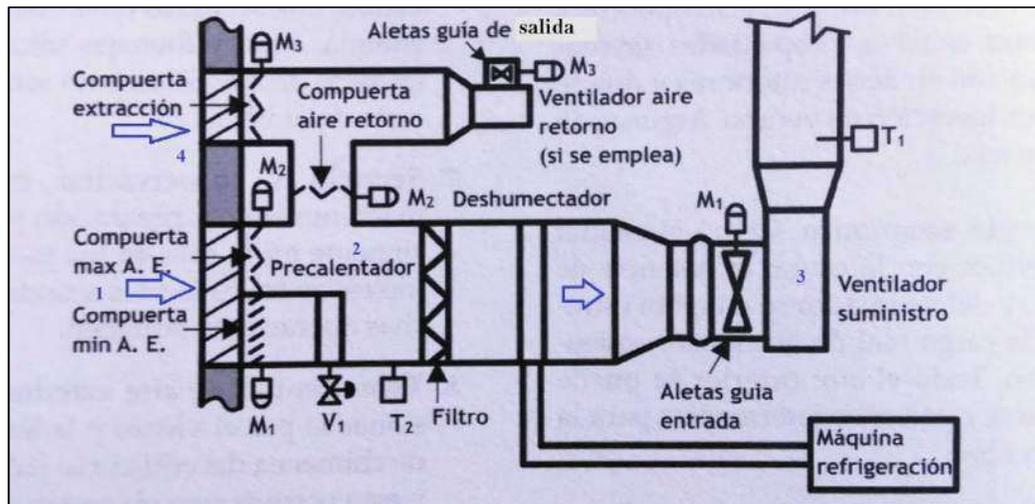


Figura 7. Sistema típico de caudal variable y recalentamiento

Fuente: (Guerrero,2020, p.11)

Sistema de Flujo de Aire Constante “FAC”

Los sistemas de caudal de aire constante sin recalentamiento no son muy comunes en los hospitales. Aunque los requisitos de presión de sala o requisitos de intercambio de aire alto pueden sugerir un sistema CAC. Debe haber un medio para

mantener la temperatura cuando las cargas de refrigeración en los varios espacios son más bajas que el diseño del pico. Por esta razón, los sistemas de recalentamiento del terminal de caudal de aire constante (CACR) son más comunes en el ambiente hospitalario. (ATECYR,2017)

Sistema de Flujo de Aire Constante con Recalentamiento

En este sistema, a diferencia de los sistemas CAV; mantienen el caudal constante mientras cambia la temperatura. Se pueden usar en habitaciones donde los requisitos de aire están dictados por el número de renovaciones en lugar de la carga. Los sistemas CACR también se pueden usar en áreas donde se debe mantener la presión ambiental (como una sala de aislamiento).

Sistemas HVAC en centros de atención médica

Los sistemas HVAC en hospitales, clínicas o centros de atención médica brindan más que solo confort térmico, pues también brindan ayuda para el cuidado de la salud de las poblaciones. “Estas instalaciones son altamente reguladas y de alto riesgo por lo que continuamente están sometidas a mantenimiento, verificación, inspección y recertificación” (ASHRAE,2013)

ACONDICIONAMIENTO TERAPÉUTICO

El acondicionamiento terapéutico tiene mucha más importancia que el acondicionamiento de confort personal, debido a que, existen procedimientos, tratamientos o funciones médicas de curación que precisan condiciones ambientales de temperatura y humedad específicos, que no siempre satisfacen las condiciones de confort. Como, por ejemplo: las salas de quirófanos y las unidades de enfermería requieren de un rango de temperatura que ayude al procedimiento y a la condición del paciente; otro ejemplo evidente son las salas de recuperación de quemaduras, ya que “pueden requerir condiciones de temperatura y humedad relativa elevadas de hasta 100 ° F [37.7 ° C] y 35% a 40% de humedad relativa”. (ASHRAE,2013).

Control de infecciones

Los pacientes enfermos y lesionados que han suprimido o comprometido la función inmune “son altamente susceptibles a nuevas infecciones, pues las instalaciones médicas son lugares donde se generan niveles relativamente altos de

microorganismos patógenos (causantes de enfermedades)” (ASHRAE,2013), que se dispersa por dos vías bien definidas, el contacto directo con la persona poseedora del microorganismo o la dispersión por medio del aire. Por este motivo los hospitales precisan prácticas operativas estrictas cuando se refiere a la propagación de microorganismos patógenos, por lo que hacen uso de diversos sistemas ingenieriles y herramientas médicas. Los sistemas HVAC son sistemas ingenieriles que los hospitales y clínicas utilizan para mitigar la propagación y así tener un alto control de infecciones.

Seguridad de la vida de los pacientes

En ciertas ocasiones los sistemas HVAC están destinados a respaldar los sistemas contra incendios, es decir, cumplen funciones de detección y contención de humos, además, pueden ser utilizados para la evacuación de estos humos. Estas funciones están limitadas a instalación clasificadas como atención médica o atención médica ambulatoria según NFPA 101.

Por estas diversas funciones de los sistemas HVAC, los códigos y criterios de atención médica establecen requisitos específicos para la temperatura del espacio, humedad y tasas de cambio de aire totales, estos indicadores específicos están descritos en la norma (ASHRAE,2018), los cuales pueden ser tomados como parámetros de diseño de las diferentes habitaciones de un hospital. Tal y como se puede observar en la siguiente tabla:

Tabla 3. Especificaciones de renovaciones por hora de los espacios quirúrgicos

Función del espacio		Relación de presión a áreas adyacentes	Cambios totales de aire exterior por hora ACH	Aire recirculado por medio de unidades de habitación	Humedad relativa de diseño (%)	Temperatura de diseño (°C)
CIRUGÍA	Cuidados intensivos y críticos	NR	6	NO	30-60	21-24
	Sala de parto (cesárea)	Positiva	20	NO	20-60	20-24
	Cuidado intermedio	NR	6	NR	Max 60	21-24
	Cuidado intensivo del recién nacido	Positiva	6	NO	30-60	22-26
	Cuarto de operaciones	Positiva	20	NO	20-60	20-24
	Sala de procedimientos	Positiva	15	NO	20-61	21-24
	Cuidado intensivo de heridos (unidad de quemados)	NR	6	NO	40-60	21-24
	Triaje	Negativa	12	NR	Max 60	21-24
ENFERMERÍA DE PACIENTES	A II antesala	Variable	10	NO	NR	NR
	A II habitación	Negativa	12	NO	Max 60	21-24
	Labor/parto/recuperación	NR	6	NR	Max 60	21-24
	Sala de recién nacidos	NR	6	NR	30-60	22-26
	Corredor de pacientes	NR	2	NR	NR	NR
	Habitación del paciente	NR	4	NR	Max 60	21-24
	Cuarto de baño	Negativa	10	NO	NR	NR
ESTERILIZACIÓN	Sala de esterilización de equipos	Negativa	10	NO	NR	NR
	Cuarto de trabajo limpio	Positiva	4	NO	Max 60	20-23
	Sala de descontaminación	Negativa	6	NO	NR	16-23

Fuente: (ASHRAE,2018)

Las habitaciones de uso quirúrgico, cuidados intensivos e intermedios, salas de parto, salas de recuperación y habitaciones, requieren grandes cantidades de aire fresco y limpio (cambios totales de aire exterior por hora ACH, por sus siglas en ingles air changes per hour), que ayudan al control de contaminantes y olores.

EQUIPOS Y ACCESORIOS DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN, VENTILACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO

Sistema “aire-aire” con rooftops

Los sistemas de HVAC con rooftops domina el mercado en el ámbito de la climatización, puesto que presentan diversas ventajas frente a las unidades climatizadoras, comúnmente utilizadas. Una unidad rooftop o unidad de techo empaquetada, es un tipo de equipo HVAC que posee todos los componentes necesarios para brindar aire acondicionado en una única unidad concisa. Entre algunas de sus ventajas se encuentran: facilidad de instalación, puesto que no precisan instalaciones de tuberías o equipos externos; no requiere una sala de máquinas, ya que son unidades compactas con todos sus elementos en el interior del rooftop; económicos, eficientes y silenciosos. El esquema del sistema “aire-aire” con rooftop de la figura 8 muestra el proceso de acondicionamiento del aire. El caudal de ventilación es tomado del exterior para después mezclarlo (depende si se puede utilizar aire de recirculación en base a las normativas), el aire mezclado es acondicionado gracias a la bomba de calor reversible (aquella en puede funcionar como máquina frigorífica o como bomba de calor, que toma aire del exterior para tratar el refrigerante. Este aire tratado, llamado caudal de suministro, se ingresa a las habitaciones para después extraerlo y así continuar el ciclo.

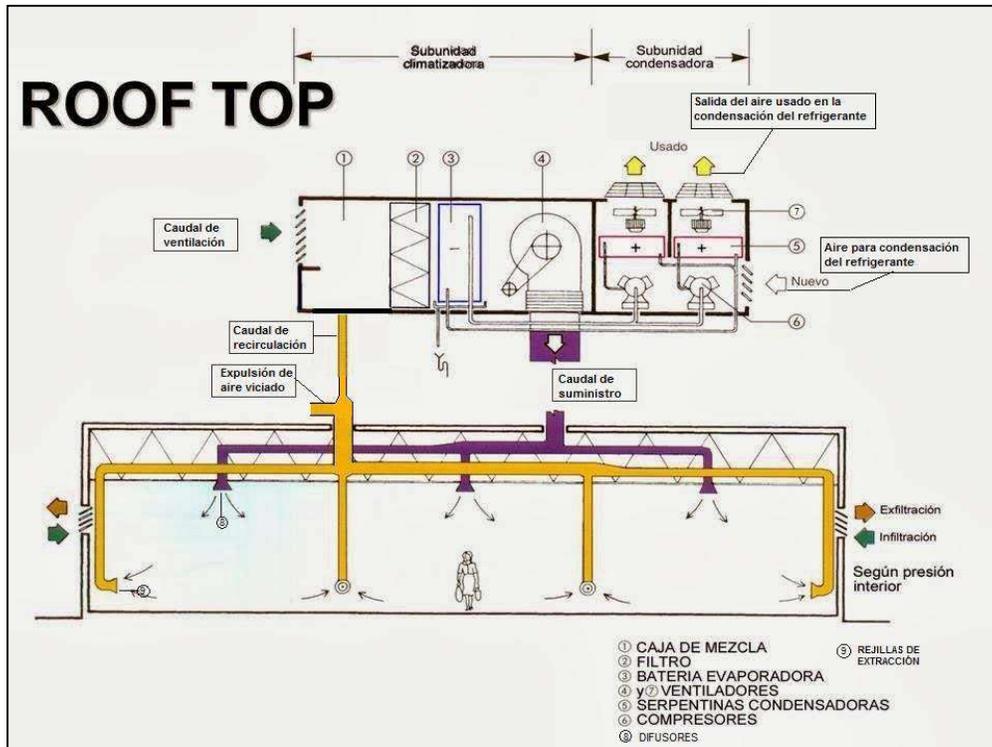


Figura 8. Esquema básico de un sistema “todo-aire” con una unidad rooftop

Fuente: (Guerrero,2020,p.14)

Rooftops

Una unidad de techo empaquetada, es un tipo de equipo HVAC que posee todos los componentes necesarios para brindar aire acondicionado en una única unidad concisa. También conocido como rooftops, está conformado por módulos según las necesidades de cada edificio, sin embargo, existen dos módulos que siempre se encontrarán presentes: el primero para el tratamiento del volumen de aire a acondicionar; se trata de una cámara de tipo central con un elemento de filtración, una batería de refrigeración, una batería de calefacción, ventiladores, dispositivos de mezcla y humidificación. Un segundo módulo, que incluye la generación de calor y frío, pues cuenta con un ciclo de refrigeración reversible o bomba de calor reversible. Debido a que la bomba de calor no calienta eficientemente con temperaturas exteriores muy bajas, y con el propósito de suministrar calor al caudal de ventilación, la unidad a menudo contiene calentadores eléctricos optativos, los cuales suplementan el ciclo inverso de calor. Además, permiten manejar caudales de ventilación sin mezcla. El esquema básico de un rooftop con mezcla de aire se muestra en la figura 9.

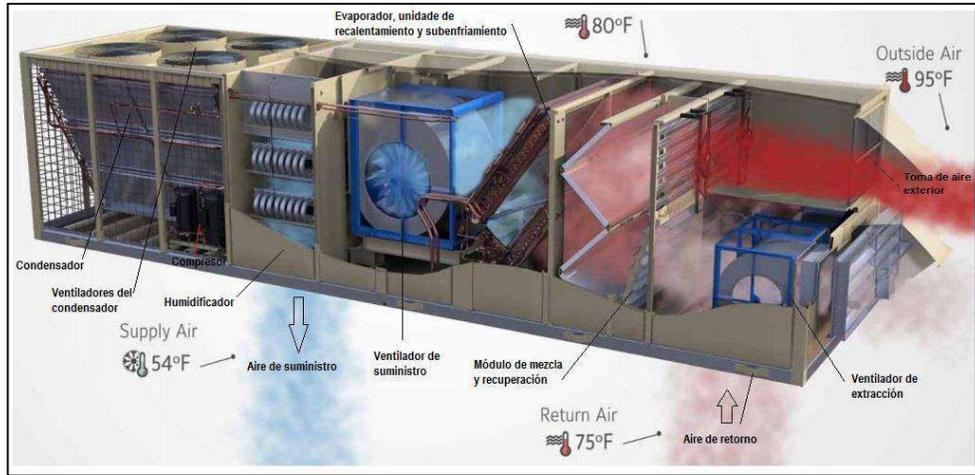


Figura 9. Unidad rooftop funcionando en modo refrigeración
 Fuente: (York Company,2019, p. 5)

Sistema de refrigeración reversible:

Esto se ilustra en el método de cambio de paso derivado del ciclo de refrigeración. Proceso, en modo calentamiento, consistente en extraer calor de una fuente de energía renovable (termogas, hidrotermia o geotermia) a través de un evaporador, y convertirlo en una fuente de alta temperatura a través de un condensador. En el modo de enfriamiento, el ciclo se invierte a medida que se extrae calor del interior de la caja”.

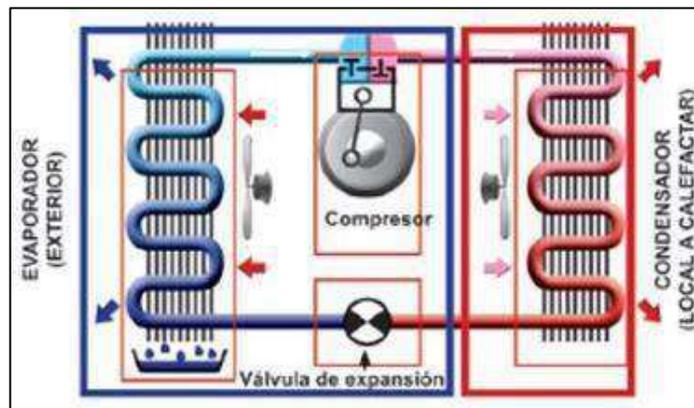


Figura 10. Bomba de calor reversible funcionando en modo calefacción
 Fuente:(AFEC,2019)

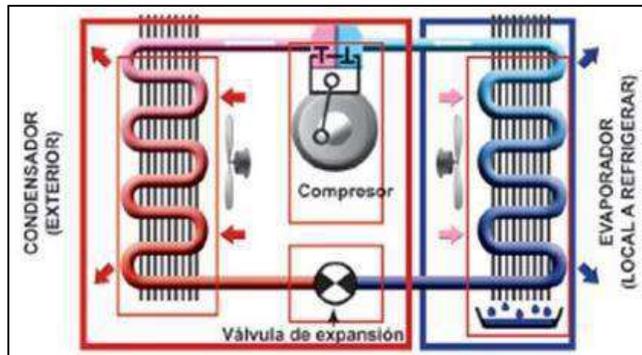


Figura 11. Bomba de calor reversible funcionando en modo refrigeración

Fuente:(AFEC,2019)

Sistema “aire-aire” con climatizadoras

Centrales enfriadoras de aire

Son equipos que tienen como función enfriar agua desde, más o menos, 12°C hasta unos 7°C, para luego enviarla a las climatizadoras (conjunto de equipos de naturaleza modular con el cual se consigue aire de acorde a su aplicación). Este tipo de equipos unidad rooftop o unidad de techo empaquetada, es un tipo de equipo HVAC que posee todos los componentes necesarios para brindar aire basan su funcionamiento en un ciclo de compresión de vapor. El ciclo consta de un evaporador donde se produce el frío, un condensador, que es necesario refrigerar, la válvula de expansión y el compresor.

El esquema general de funcionamiento de este quipo y un modelo a modo de ejemplo se encuentra en la figura 12.

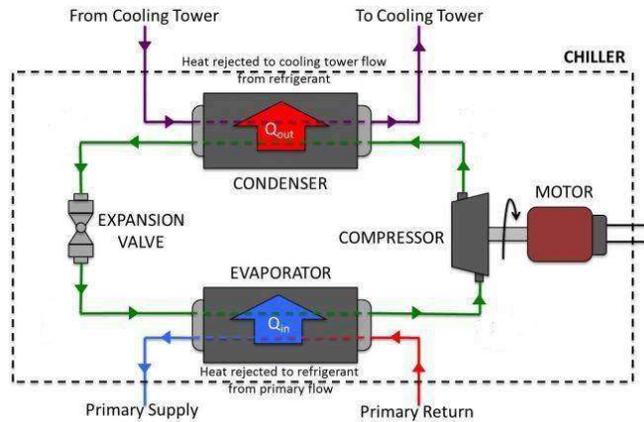


Figura 12. Bomba de calor reversible funcionando en modo refrigeración
Fuente: (AFEC,2019)

Climatizadora

Acondicionador de aire, también conocido como controlador de aire "UTA", controlador de aire "UMA" o AHU (su abreviatura en inglés es Air Handling Unit); Es un conjunto estándar de dispositivos a partir del cual es posible obtener aire personal, es decir, modifica las propiedades centimétricas del aire, hasta llevarlo a un estado crítico. Los datos requeridos (temperatura, humedad). La energía térmica requerida para este proceso proviene del intercambio de calor con el fluido de trabajo de una máquina de calefacción externa, como una caldera, una bomba de calor o un refrigerante.

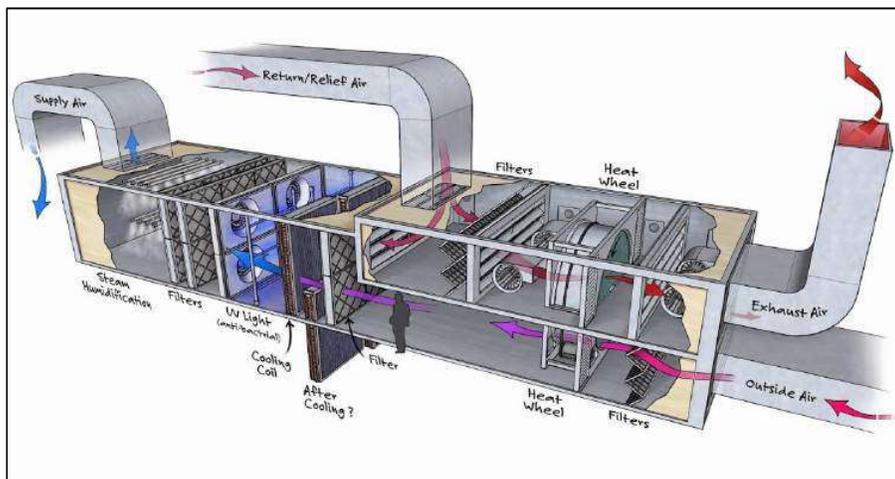


Figura 13. Esquema básico de UMA
Fuente: (York Company,2019)

Ventiladores

Los ventiladores son equipos con la tarea de distribuir el aire de suministro a través del sistema de ductos, así como de extraer todo el aire viciado de los espacios climatizados. Por esta razón deben tener la energía de presión suficiente. En los rooftops y UMA's los ventiladores se encuentran dentro de los equipos y por lo general son centrífugos y del tipo "Plug" de alta eficiencia.

Equipos terminales

La selección adecuada de la salida del aire es importante para el correcto funcionamiento de todo el sistema HVAC. Para las edificaciones del cuidado de la salud, existe una amplia gama de difusores que se pueden utilizar dependiendo del área a tratar. En áreas críticas se hace uso de difusores de flujo laminar lineal, mientras que para áreas menos críticas se suelen utilizar difusores de flujo laminar radial. Los diseñadores de sistemas de climatización suelen utilizar difusores con patrones ajustables, con el fin de permitir ajustes cuando surjan inconvenientes.

El estándar 170 de la ASHRAE recomienda 3 tipos específicos de difusores, los cuales se pueden observar en las tablas 4 y 5. El grupo A se subdivide en A1 y A2. El subgrupo A1 se caracteriza por ser salidas montadas en el techo, además, descargan el aire horizontalmente. El subgrupo A2 descarga el aire horizontalmente y no está influenciada por superficies adyacentes.

En la tabla 3 podemos observar que se muestra a modo de ejemplo, además de la clasificación, patrones típicos (perfiles de velocidad) de la salida del flujo de aire de los diferentes equipos terminales. La imagen A1.1 de esta tabla muestra el patrón de salida de un difusor cuadrado montado en el techo el cual tiene un flujo bajo y en el cual se observa que la descarga es horizontal. La imagen A1.2 corresponde al mismo difusor con la diferencia de que el flujo es mucho mayor. La imagen A2.1 muestra el patrón típico de un difusor colocado en la pared con los deflectores colocados horizontalmente, mientras que en la imagen A2.2 los deflectores están a 45 grados. Los deflectores son elementos mecánicos que ayudan al direccionamiento del aire de salida en un difusor. El grupo D se caracteriza por tener las salidas montadas en el piso o cerca de este, que de igual manera que el grupo A, descarga el aire horizontalmente. La imagen D1 muestra el perfil de

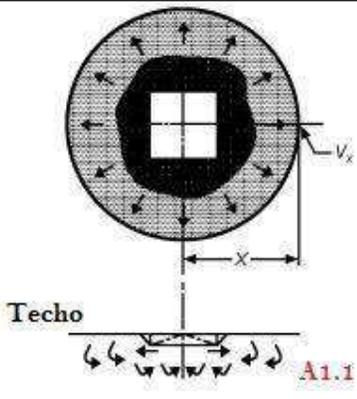
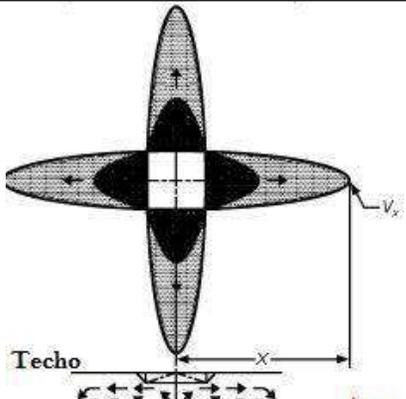
velocidad típico de un difusor colocado cerca del piso, donde al acondicionar la habitación con aire (frio o caliente) se genera una zona estancamiento “stagnant”.

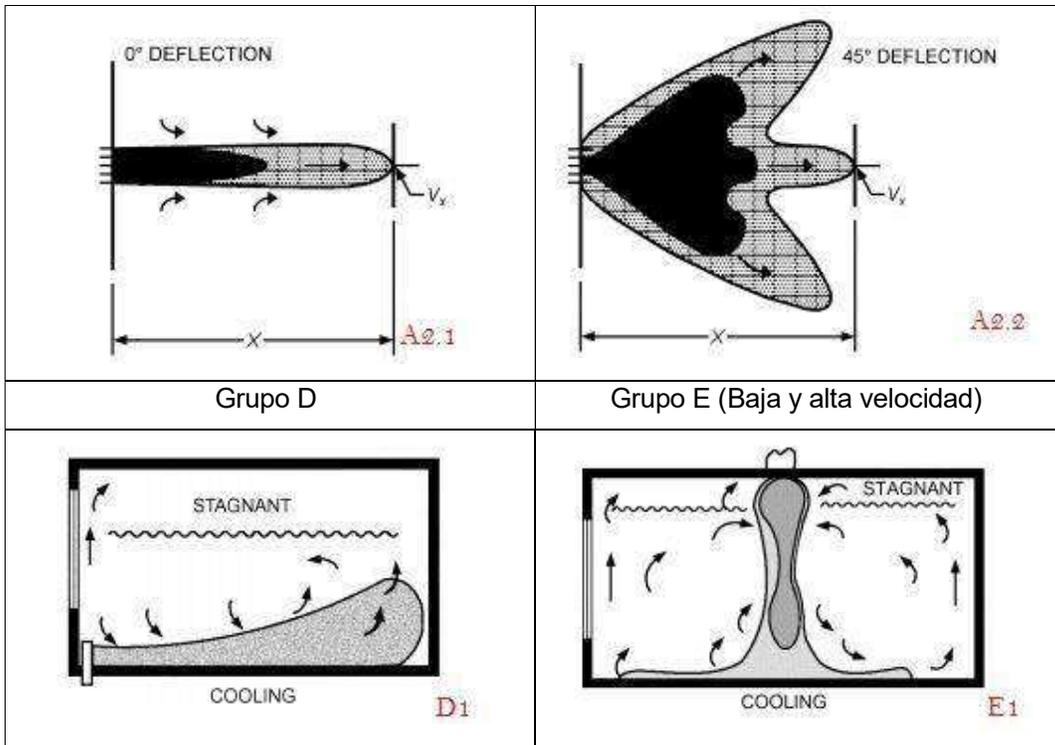
Tabla 4. Clasificación de difusores para centros hospitalarios

Habitación	Clasificación de salida de aire de suministro
Salas de operación y salas de procesos	Grupo E no aspirante
Salas de ambiente protector (PE de sus siglas en inglés protective environment).	Grupo E no aspirante
Unidades de cuidados intensivos de heridas (unidades de quemaduras)	Grupo E no aspirante
Salas de trauma shock	Grupo E no aspirante
Salas II	Grupo A o Grupo E
Habitaciones de cama Individual para pacientes	Grupo A, D o Grupo E
Todos los demás espacios de atención al cliente	Grupo A o Grupo E
Todos los otros espacios	No específico

Fuente:(Standard 170 Ventilation of Health Care Facilities,2017)

Tabla 5. Clasificación de difusores según el ASHRAE

Grupo A1	Grupo A1
	
Grupo A2	Grupo A2



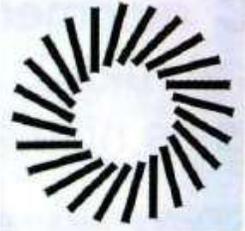
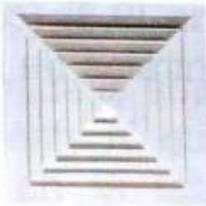
Notas: x : distancia desde la cara de salida y V_x : velocidad de la línea central a la distancia x de la salida.

Fuente:(ASHRAE,2017, p. 20)

El grupo E tiene salidas que proyectan suministro de aire verticalmente hacia abajo, usados generalmente en sistemas estratificados (salidas de flujo laminar). Las velocidades de descarga de estos sistemas son generalmente bajas, sin embargo, en sistemas mixtos estas salidas tienen velocidades más elevadas.

Para seleccionar un difusor adecuado hay que tomar en cuenta cuatro puntos: caudal de aire, ruido emitido, alcance, velocidad y ubicación dentro de la habitación. (Pita,1994, p. 332–335).

Tabla 6. Clasificación de difusores según la ASHRAE

 <p>Difusor de conos fijos</p>	 <p>Difusor de techo de conos múltiples</p>	 <p>Difusor de techo de conos regulables</p>
 <p>Difusor de techo, aleta móvil</p>	 <p>Rejilla de techo, 4 direcciones</p>	 <p>Difusor lineal de pared</p>

Fuente: (ATECYR,2017, p. 430–432)

Filtros:

En los hospitales, las bacterias tienden a ser mucho más pequeñas, de menos de 1 micrómetro. Por tal motivo, (ASHRAE, 2018) brinda el alcance efectivo mínimo que debe tener un filtro y grado (piso) para cada área de un establecimiento hospitalario, como se muestra en la Tabla 1.7. Esta eficiencia se detalla en el estándar ANSI/ASHRAE/52 “Método de prueba para un purificador de aire para ventilación general para la eficiencia de eliminación de tamaño de partículas”. Los valores de eficiencia dados en este estándar se miden en MERV (Valor mínimo de informe de eficiencia), que es una medida de la eficacia de un filtro para eliminar partículas del aire. Valores mínimos de eficiencia (MERV) y eficiencia mínima de filtración según tamaño de partícula. La filtración del quirófano tiene dos niveles. Requiere niveles de filtro específicos, como se establece en el estándar ANSI/ASHRAE 52.

Tabla 7. Eficiencia de filtros en instalaciones hospitalarias dadas por ANSI/ASHRAE 52.

Designación del espacio	Nivel de filtración #1		Nivel de filtración #2	
	%(3-10µm)	MERV	%(3-10µm)	MERV
Salas de operaciones, salas de parto hospitalario y espacios de recuperación	50 a 70	7	>99	14
Atención hospitalaria, tratamiento y diagnóstico y salas limpias	50 a 70	7	>99	14
Salas de ambiente protector	50 a 70	7	>99	14
Áreas de trabajo de laboratorio, salas de procedimientos	>99	13	NR	NR
Administrativo, almacenamiento a granel, espacios de contención sucios, espacios de preparación de alimentos y lavanderías	50 a 70	7	NR	NR
Todos los demás espacios ambulatorios	50 a 70	7	NR	NR
Instalaciones de enfermería	>99	13	NR	NR
Hospitales psiquiátricos	50 a 70	7	NR	NR
Atención de residentes, tratamiento y áreas de apoyo en instalaciones de hospicio para pacientes hospitalizados	>99	13	NR	NR
Cuidado de residentes, tratamiento y áreas de apoyo en instalaciones de vivienda asistida.	50 a 90	7	NR	NR

Fuente: (Method of testing General Ventilation Air-Cleaning Devices for Removal by Particle Size (ANSI Approved),2007)

Es imprescindible conocer las diferentes nomenclaturas de las normas para la clasificación de los filtros de aire, pues comercialmente se maneja varios estándares, tales como EN ISO 16890, EN779, EN1822, ASHRAE MERV, ASHRAE 52.76, entre otras. La tabla 8 muestra las diferentes nomenclaturas de las normas más importantes dentro del mercado internacional.

Tabla 8. Nomenclatura de las normas comerciales en cuanto a eficiencia de filtros

Norma	Filtros polvo grueso				Filtros polvo fino					HEPA		
	G1	G2	G3	G4	M5	M6	F7	F8	F9	-	-	-
EN779:2018						6						
EN1822:201	-	-	-	-	-	-	-	-	-	E12	H13	H14
EUROVENT 4/5 DPF F5<F9= 600 Pa	EU1	EU2	EU3	EU4	EU5	E6	E7	E8	E9	E10	E11	E12
ASHRAE MERV	1	2-3-4	5-6	7-8	9-10	11-12	13	14	15	18	19	20
DIN 24185 E	A	B1	B2	B2	B2	C1	C2	C3	C3	S	S	ST
US fed 209 (0,3 um DOP) Eficacia inicial	N/A	N/A	N/A	0-5	5-15	10-25	45-60	65-75	75-85	>85	>85	>85

Fuente: (ATECYR,2017) (ASHRAE,2017)

Aislamiento de ductos de ventilación

El aislamiento en los ductos forma parte de la protección externa de las cañerías y evita que le ingrese impurezas, agentes corrosivos y diversos elementos propios de la exposición al ambiente. De la misma manera contribuye con el ahorro de consumo energético debido a que impide el recalentamiento en los mismos. Cabe resaltar que un buen aislamiento previene la condensación del vapor de agua a lo largo del circuito de ductos. Actualmente existen varios materiales de los que se puede fabricar los aislamientos, estos son: láminas de aluminio, Kraft (papel de estraza o papel de madera), fibra de vidrio, polietilenos, fenolitas expandidas y diversos materiales compuestos.

Existen otros elementos de vital importancia para la distribución del aire tratado, tales como: Las rejillas de extracción, los ductos de aire y los accesorios de los ductos.

Sistemas de ductos de ventilación

El objetivo principal de la red de ductos es conducir el aire desde el equipo de aire acondicionado hasta la habitación o zona a acondicionar. Es por ello que la red de ductos debe ser diseñada con la metodología adecuada.

Para seleccionar las dimensiones de los conductos de aire, existen distintos métodos que permiten este cálculo, entre estos se encuentran: el método de la velocidad constante, el método de la reducción de la velocidad, el método de igual rozamiento y el método de la recuperación estática.

Método de igual rozamiento

El método de igual rozamiento o también denominado como EFM de sus siglas en inglés Equal Friction Method, utiliza una velocidad de fricción constante, es decir, una pérdida unitaria. El límite de velocidad determina el tamaño de la primera sección del conducto, tanto aguas abajo como aguas arriba del conducto. A partir del tamaño determinado por el límite de velocidad, se utiliza la tasa de fricción de diseño para determinar todas las secciones de ductos restantes, a excepción de las conexiones de las unidades terminales y difusores de volumen constante.

Pérdidas mayores en tuberías

La pérdida por fricción es “incluye la pérdida de presión debido a la viscosidad del fluido y resulta del intercambio de momento entre moléculas o entre elementos individuales de capas de fluido adyacentes que se mueven a diferentes velocidades” (ASHRAE, 2017, p. 21), estas pérdidas ocurren a lo largo de toda la longitud del canal. Para un canal circular, se obtiene mediante la ecuación de Darcy-Weisbach (White, 1983) que se representa mediante la siguiente ecuación:

$$\frac{\Delta p_f}{L} = f \frac{1}{D} * \frac{\rho V_0^2}{2} \quad \text{Ecuación (1)}$$

Dónde: $\frac{\Delta p_f}{L}$: caída de presión por unidad de longitud [Pa/m].

ρ : densidad del aire [Kg/m³].

D : diámetro [m].

En el caso de un canal no circular, se utiliza el diámetro equivalente, que es característico de la sección transversal de la tubería y se puede estudiar el mismo comportamiento del flujo que si fuera circular. En el caso de un canal rectangular, es igual a la razón de cuatro veces su área y perímetro, como se muestra en la siguiente ecuación:

$$D = \frac{4A}{P} \quad \text{Ecuación (2)}$$

dónde:

P : perímetro [m].

A : área [m²].

El coeficiente de fricción en una tubería depende del número de Reynolds y la rugosidad relativa, que se define como la relación entre la altura promedio de la rugosidad de la tubería y el diámetro de la tubería. Se representa en la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{DV_0}{\nu} \quad \text{Ecuación (3)}$$

dónde:

Re : Número de Reynolds [adimensional].

ν : viscosidad cinemática [m²/s].

Este elemento de fricción fue introducido por Cyril F. Colebrook en una relación implícita “cuando combinó los datos disponibles sobre flujos de transición y turbulencia en tubos lisos y rugosos” (Cengel y Cimbala, 2012). Esta relación se conoce como la ecuación de Colebrook y se representa en la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log\left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}}\right) \quad \text{Ecuación (4)}$$

dónde:

f : factor de fricción [adimensional].

ϵ : rugosidad absoluta [m].

Pérdidas menores o pérdidas dinámicas

Como en todo circuito de aire en la trayectoria de los ductos tenemos varios accesorios; codos, ramificaciones, difusores, Tees, contracciones, ensanchamientos y filtros. Estos provocan pérdidas adicionales debido al fenómeno de separación y mezcla del fluido. Por lo general estas pérdidas tienen un menor valor que las pérdidas por fricción en el trayecto de los ductos. No existen análisis teóricos específicos para estos accesorios, por lo que los fabricantes y algunas instituciones como ASHRAE determinan las pérdidas menores de manera experimental.

Ruta Crítica

La ruta crítica de un sistema de ductos de ventilación es el trayecto en la que se presentan las mayores pérdidas de presión. Esta ruta crítica determina la presión mínima necesaria para la selección del ventilador.

III. METODOLOGÍA

3.1 Tipo y diseño de investigación

El tipo de encuesta es la aplicación y su enfoque es cuantitativo, no convertido, ya que se da en un período de tiempo específico y no tiene intención de cambiar las variables independientes, por lo que la corriente actual se observará como se muestra en el contexto y con el objetivo de resolver los problemas de la verdad. Por lo tanto, los datos técnicos, medidas, conclusiones y propuestas para una solución, se implementan, analizan, analizan y procesan los resultados y las recomendaciones que analizan, analizan y procesan.

3.2 Variables y operacionalización

Variable Independiente

Rediseño del sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica

Definición del concepto Es un conjunto de estudios necesarios para desarrollar un proyecto que permita la entrada y salida de aire en un área con poca o poca ventilación natural, dando como resultado la intercambiabilidad y la creación de continuidad en el flujo de aire.

Definición operacional Los valores de definición operativa se obtienen del cálculo de los componentes que componen el sistema de ventilación existente para que se seleccione el equipo para el sistema de filtración requerido y cree una circulación continua de la corriente de aire creada.

Indicador Caudal de aire de renovación

Escala de medición m³/h.

Variable dependiente

Para Cumplir RM N°040-2020-MINSA del Ministerio de Salud

Definición conceptual Este es el conjunto mínimo de criterios para el intercambio adecuado de un mínimo de 12 cambios de aire por hora o 160 litros de aire por segundo por paciente en el caso de ventilación de bioseguridad y ecoeficiencia.

Definición operacional Parámetros mínimos definidos para el diseño del sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica.

Indicador Caudal de aire de renovación

Escala de medición m³/h

En el Anexo No. 3 de este trabajo se encuentra una tabla de variables de actividad.

3.3 Población, muestra, muestreo, unidad de análisis

Población Está comprendida por el diseño existente de la red de ventilación mecánica del Hospital Emergencia Ate Vitarte y los equipos que participan en los procesos de inyección y extracción de aire.

Muestra Debido a la naturaleza de la investigación se considera la muestra igual a la red de ventilación mecánica existente dentro de la Sala de trauma shock del HEAV.

3.4 Técnica e instrumentos de recolección de datos

La técnica que luego se realizó fue la de recolectar la información documental brindada por el director del hospital, tomando en cuenta los datos de infraestructura, registros de medición de energía, capacitancia eléctrica y flujo de aire generado en el hospital, a plena carga y los datos son recolectados directamente en el campo. Se intervino para diligenciar registros y fotografiar el estado inicial de la infraestructura de ventilación mecánica.

Tabla 9. Técnicas e instrumentos de recolección de datos

Recolección de datos	Instrumentos
Revisión de la información del área de trauma shock en el pabellón de emergencia.	Formatos para el llenado de los datos obtenidos.
Recorrido de conductos y ubicación de equipos existentes y proyectados.	Planos existentes y propuestos.
Análisis de la información obtenida	Cálculos matemáticos Balómetro

Fuente:(Elaboración propia)

La técnica que luego se realizó fue la recolección de información documental brindada por el director del hospital, teniendo en cuenta los datos de la infraestructura, el caudal de aire generado a plena carga y la recolección de datos realizada directamente. Continúe en el campo para completar los formatos de prueba con el indicador de balón.

3.5 Procedimientos

La información obtenida del sistema de ventilación existente se usará para realizar el cálculo de dimensionamiento de conductos para la nueva red de ventilación, así como también para la selección de equipos de inyección y extracción de aire y la ubicación de los filtros a lo largo del proceso. Se estima lograr el balance energético para cubrir con las necesidades establecidas de acuerdo a la norma del ministerio de salud.

3.6 Métodos de análisis de datos

Mediante el uso de programas informáticos y cálculos matemáticos, se utilizarán para analizar los datos de este proyecto de investigación.

3.7 Aspectos éticos

En este proyecto de investigación se han tenido en cuenta valores éticos como el respeto a la propiedad intelectual y la confiabilidad de los datos técnicos proporcionados por el Hospital de Emergencias Ate Vitarte, y de acuerdo con la investigación y aplicación de los conocimientos adquiridos en la UCV, este proyecto toma en cuenta la integridad de los datos y resultados y el respeto a la propiedad intelectual.

IV. RESULTADOS

4.1 Se diagnosticó la situación actual del sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica del área de trauma shock del HEAV

El área de trauma shock se encuentra dentro del pabellón de Emergencias del HEAV ubicado en Av. José Carlos Mariátegui N°364 con coordenadas en el sistema UTM zona 18L E: 291242.118 N: 8669823.819 y atiende a diario un promedio de 500 emergencias contando con un total de 30 personas entre médicos y enfermeros, sumando un total de flujo promedio de 10 personas

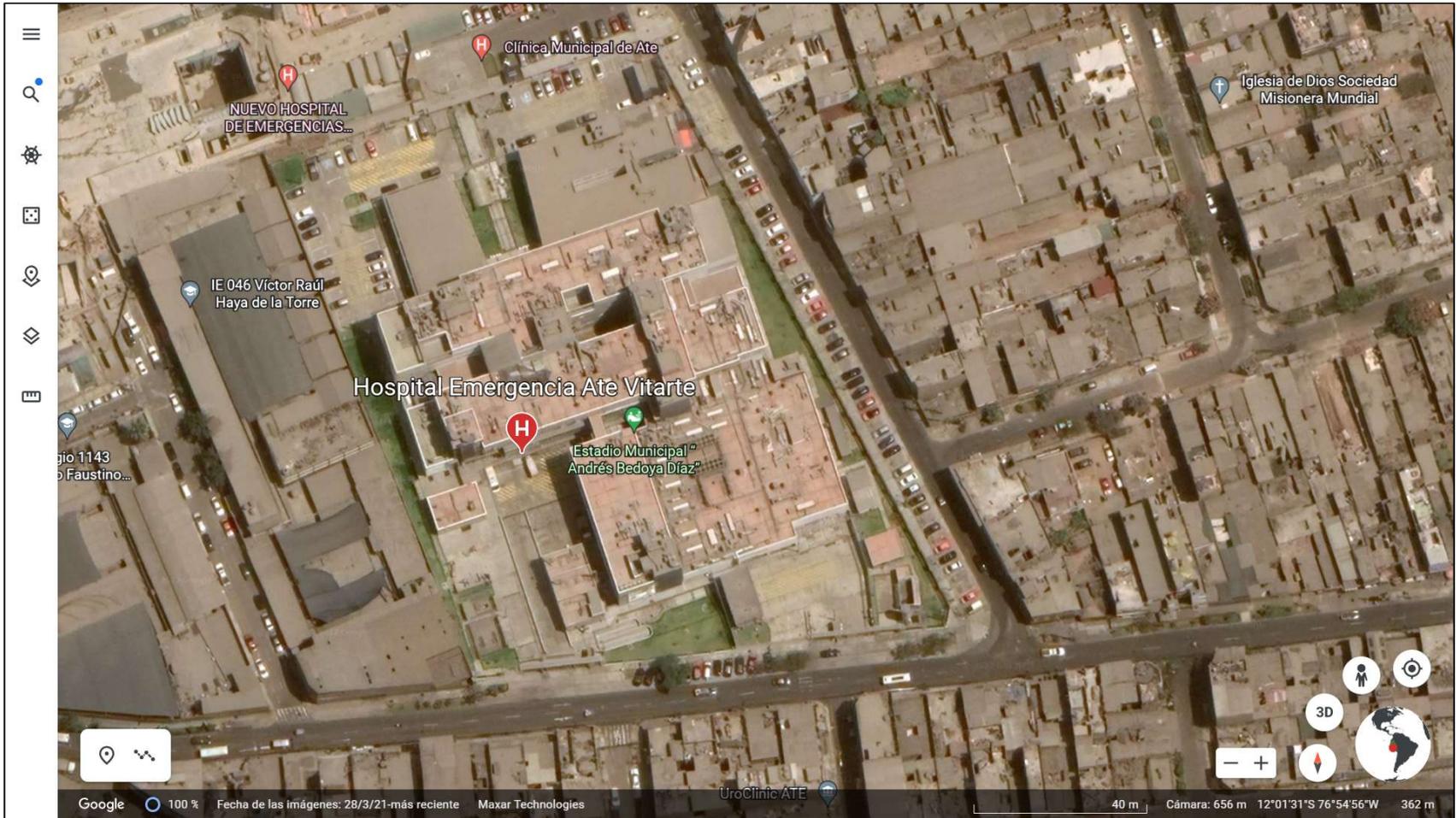


Figura 14. Mapa de ubicación del Hospital Emergencia Ate Vitarte
Fuente: (Google Earth)

Equipos de inyección y extracción de aire

Se cuenta con un sistema de ventilación mecánica convencional tipo inyector centrífugo que cuenta con un volumen de aire de 12 811 CFM el cual suministra aire del medio ambiente hacia el área de trauma shock por medio de un filtro de aire de malla metálica. Así mismo, se cuenta con un sistema de extracción mecánica convencional tipo Hongo, que cuenta con un volumen de aire de 10 949 CFM el cual extrae el aire del área de trauma shock hacia el medio ambiente expulsando en su estado natural debido a la falta de filtros.

Las características se detallan en el siguiente cuadro:

Tabla 10. Características de equipos existentes de inyección y extracción de aire

AMBIENTE	EQUIPOS	TIPO	VOLUMEN CFM	CARACTERISTICAS ELECTRICAS	CANT.
TRAUMASHOCK	INYECTOR DE AIRE	CENTRIFUGO EN LINEA	12,811	10HP - 380V - 3Ø - 60 Hz	01
	EXTRACTOR DE AIRE	HONGO	10,949	7.5 HP - 380V - 3Ø - 60 Hz	01

Fuente: (Elaboración propia)

Tabla 11. Características de accesorios existentes

AMBIENTE	ACCESORIO	TIPO	VOLUMEN CFM	CARACTERISTICAS	CANT
TRAUMASHOCK	FILTRO	MALLA METALICA	2,000	60%	02

Fuente: (Elaboración propia)

Teniendo en cuenta las siguientes características antes mencionadas nos encontramos con un sistema en el cual la inyección de aire es mayor a la extraída, según la RM N°040-2020 MINSA nos indica que deberíamos tener un intercambio de aire de 12 CPH o 160l/s el cual no la cumple.

Nos encontramos que el sistema de inyección tiene un filtro de aire tipo malla metálica, dicho filtro no es el indicado para el tipo de inyección de aire ya que debe filtrar toda las partículas y contaminantes existentes que se encuentren en el aire y proceder a ser extraído para llegar a los ambientes de manera limpia.

En cuanto a la extracción de aire nos encontramos con un equipo extractor de aire Tipo Hongo el cual no tiene ningún filtro, al no contar con dicho filtro extrae el aire de las diferentes áreas y expulsa al exterior virus o bacterias, lo cual contamina y perjudica el medio ambiente siendo también un fuerte infeccioso para las personas y personal que trabaja en el hospital.

Plano de ubicación de inyector y extractor de aire centrifugo

Se encuentran ubicados en la azotea del área de emergencias, en el tercer piso del establecimiento de salud. El inyector es del tipo centrifugo en línea para uso en sobretecho, mayormente usado en tejados. Detallamos su ubicación de acuerdo a los planos presentados en el Anexo N°4 de este documento.

En la figura 15 se hace referencia al plano del anexo N°4 ubicando el equipo E3-12 que comprende un extractor tipo hongo; el cual por su diseño aerodinámico permite guiar el aire dentro de la estructura del ventilador, sin turbulencia y expulsarlo al medio ambiente, este extractor tiene una capacidad de 10949 CFM el cual extrae el aire acondicionado del área de trauma shock y demás áreas y lo expulsa al medio ambiente sin ningún tipo de filtración.

En la figura 16 se hace referencia al plano del anexo N°04 ubicando el equipo V3-8, que comprende a un inyector de aire tipo centrifugo en línea; el cual por su diseño permite extraer aire del exterior y transportarlo por medio los ductos hacia el ambiente del área de Trauma shock, este inyector tiene una capacidad de 12811 CFM el cual inyecta aire del exterior hacia los ambientes de emergencia y trauma shock sin ningún tipo de filtración.

Plano del recorrido del sistema de inyección y extracción de aire

Se detalla en el Anexo N°05 el plano del recorrido de los sistemas de inyección y extracción para las diferentes áreas del área de emergencia incluyendo el área de trauma shock.

Figura 15. Equipo extractor Tipo Hongo E3-12



Fuente: (Elaboración propia)

Figura 16. Equipo inyector de aire centrifugo V3-8



Fuente: (Elaboración propia)

4.2 Se calculó los diversos elementos y equipos electromecánicos del sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica del área de trauma shock del HEAV de acuerdo a la RM N°040-2020-MINSA

Datos del Diseño:

Condiciones Exteriores:

Tabla 12. Tabla de temperatura máxima

DATOS DE VERANO			DATOS DE INVIERNO		
Temp. Max. Ext. 27°C			Temp. Min. Ext. 13°C		
Temperatura de Calculo			Temperatura de Calculo		
TBS °F	TBH °F	HR %	TBS °F	TBH °F	HR %
80.6	77	77	44.6	39.2	90

Fuente: Datos tomados de (SENAMHI,2022)

Condiciones Interiores:

La temperatura y la humedad relativa para el interior del trauma shock son tomados de Resolución Ministerial N°862-2015-MINSA. Que son las recomendadas para este tipo de ambientes.

Tabla 13. Tabla de temperatura mínima

DATOS DE VERANO		DATOS DE INVIERNO	
TBS °F	HR %	TBS °F	HR %
73.4	50	73.4	50

Fuente:(Ministerio de Salud,2015)

DESCRIPCIÓN DEL ÁREA A ACONDICIONAR

Dimensiones:

Área de techo: 70 m^2 (753.5 ft^2)

Área de pared este exterior: 18.9 m^2 (203.4 ft^2)

Área de paredes interiores colindantes con área acondicionada a 24°C :
 20.7 m^2 (222.8 ft^2)

Área de paredes interiores colindantes con área acondicionada a 23°C :
 20.7 m^2 (222.8 ft^2)

Área de piso: 70 m^2 (753.5 ft^2)

Área de puertas colindantes con aire acondicionado a 23°C :
(2 PUERTAS) (2.5m x 2.0m) = 10 m^2 (107.63 ft^2)

Número de personas al interior del ambiente: 11

Se puede visualizar el esquema de PI&D del área a acondicionar en el Anexo N°09 de este documento.

MATERIALES UTILIZADOS EN LA CONSTRUCCIÓN DEL ESPACIO

Techo:

Tabla 14. Materiales para construcción de techo

Materiales	e (inch)	Conductividad [k] $k \left(\frac{Btu - pulg}{pie^2 - h_r - E} \right)$	Conductancia (C) $k \left(\frac{Btu}{pie^2 - h_r - E} \right)$
1.-Impermeabilizante asfáltico 3/8 pulg.	-----	-----	6.5
2.-Ladrillo de barro común.	4.0	5.0	-----
3.-Losa de concreto armado.	5.0	12.0	-----
4.-Espacio de aire.	11.0	0.156	-----
5.-Plafon interior de Tabla roca de ½ pulg (cartón de yeso)	-----	-----	2.25

Fuente: (Elaboración propia)

Muros exteriores e interiores:

Tabla 15. Materiales para la construcción de muros exteriores e interiores

Materiales	e (pulg)	Conductividad [k] $k \left(\frac{Btu - pulg}{pie^2 - h_r - E} \right)$	Conductancia (C) $k \left(\frac{Btu}{pie^2 - h_r - E} \right)$
1.-Aplanado cemento arena	0.5	8.0	-----
2.-Tabique barro rojo recocido refractario	4.0	15.0	-----
3.-Aplanado cemento arena	0.5	8.0	-----

Fuente: (Elaboración propia)

Piso:

Tabla 16. Materiales para la construcción del piso

Materiales	e (inch)	Conductividad [k]	Conductancia (C)
		$k \left(\frac{Btu - pulg}{pie^2 - h_r - E} \right)$	$k \left(\frac{Btu}{pie^2 - h_r - E} \right)$
1.-Piso de loseta de granito	0.5	22.0	-----
2.-Pulido de cemento	0.02	8.0	-----
3.-Aplanado cemento arena	0.5	12.0	-----

Fuente: (Elaboración propia)

Puerta:

Los valores de conductividad térmica del material se obtienen de las tablas del HVAC Handbook a continuación:

Tabla 17. Materiales para la construcción de la puerta

Materiales	e (pulg)	Conductividad [k]	Conductancia (C)
		$k \left(\frac{Btu - pulg}{pie^2 - h_r - E} \right)$	$k \left(\frac{Btu}{pie^2 - h_r - E} \right)$
1.-Madera de pino	0.25	0.78	-----
2.-Espacio de aire	1.5	0.156	-----
3.-Madera de pino	0.25	0.78	-----

Fuente: (Elaboración propia)

PROPIEDADES TÉRMICAS DE LOS MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN Y AISLAMIENTOS.

Tabla 18. Propiedades térmicas de diversos materiales

MATERIAL	$k \left(\frac{Btu - pulg}{pie^2 - hr - E} \right)$
Lamina animal	0.25
Papel	0.27
Corcho	0.30
Asbesto	0.30
Pulpa de madera	0.24
Bagazo de caña	0.34
Algodón	0.36
Madera de pino	0.78
Madera de caoba	0.90
Aplanado de yeso	3.30
Aplanado de cal	4.00
Aplanado de cemento	8.00
Tabique refractario	15.0
Mármol	20.0
Granito	22.0
Acero	300.0
Hierro	350.0
Zinc	770.0
Aluminio	1380.0
Cobre	2665.0
Plata	2840.0
Aire	0.156

Fuente: (Baumeister y Avallone, 1987)

Tabla 19. Propiedades térmicas de diversos materiales II

MATERIAL	DESCRIPCIÓN	K	C
PLACAS DE CONSTRUCCION	Placa de cemento de asbesto.	4.00	
	Yeso o carton de yeso.		2.25
	Ladrillo de fachada.	0.38	
	Ladrillo hueco de 2 celdas 6".		1.07
	Bloque de concreto, arena y grava.	0.38	
	Bloque de concreto, cenizas.		0.49
	Yeso para estucar, arena.	1.40	
MATERIALES AISLANTES	MANTAS Y BLOQUES DE MATERIAL FIBROSO		
	Fibras de lana (piedra, escoria o vidrio).	0.27	
	Fibra de madera.	0.25	
	TABLAS Y PLACAS		
	Vidrio celular.	0.39	
	Planchas prensadas de corcho granulado.	0.27	
	Fibra de vidrio.	0.25	
	Techo aislante 2".		0.18
MATERIAL DE ALBAÑILERÍA	RELLENO SUELTO		
	Lana mineral (vidrio, escoria o piedra).	0.27	
	Vermeculite (expandido).	0.46	
	CONCRETO		
	Cemento mortero.	5.00	
	Agregado ligero, exquisito expandido, arcilla	1.70	
	Agregado de arena, y grava o piedra	12.00	
	Estuco.	5.00	
	LADRILLOS, TEJAS, BLOCKS Y PIEDRAS.		
	Ladrillo común.	5.00	
	Ladrillo de fachada.	9.00	
	Tejas de arcilla concava, 1 celda de espesor		0.90
	Tejas de arcilla concava, 2 celda de espesor		0.54
	BLOCK DE 3 OVALOS EN EL NUCLEO Y CONCRETO.		
	Agregado de arena y grava -4"-		1.40
	Agregado de arena y grava -8".		0.90
	Agregado de ceniza 4".		0.90
	Agregado de ceniza de 8".		0.58
	Piedra, cal o arena.	15.50	
	Repellado de cemento agregado de arena.	5.00	
	REVOQUE DE YESO		
	Agregados ligeros 1/2".		3.12
	Agregados ligeros sobre listón metálico lleno.		2.13
Agregado de Pereira.	1.50		
Agregado de arena.	5.60		
Agregado de arena sobre listón metálico		7.70	
Agregado de vermiculite.	1.70		
TECHADO	Asfalto preparado.		6.50
	Techo armado 3/82.		3.00

Fuente: (Baumeister y Avallone, 1987)

Tabla 20. **Propiedades térmicas de diversos materiales III**

MATERIAL	DESCRIPCIÓN	K	C
MATERIAL DE FORRO	Cemento de asbesto 1/4" recubierto.		4.76
	Aislante de asfalto 1/2" en placa		0.69
	Madera biselada 1/2" x 8" recubierta.		1.23
CONSTRUCCIÓN	Concreto, arena, grava.	12.00	
	Ladrillo común.	5.00	
	Ladrillo hueco fachada.	9.00	
	Ladrillo hueco de 2 celdas 6".		0.66
	Bloque de concreto, arena y grava		0.90
	Bloque de concreto, cenizas 8".		0.58
	Yeso para estucar, arena.	5.60	
AISLANTES	Capa de lana mineral.	0.32	
	Capa de fibra de vidrio.	0.32	
	Placa de corcho.	0.25	
	Placa de fibra de vidrio.	0.21	
	Uretano expandido R-11.	0.17	
	Poliestireno expandido.	0.24	
	Placa de lana mineral.	0.25	
	Cubierta de techo, aislante de 2".		0.18
	Relleno suelto de lana mineral.	0.23	
	Perlita extendida.	0.32	
TECHOS	Techo de asbesto-cemento.		4.76
	Asfalto en rollo para techo.		6.50
	Techo prefabricado de 3/8".		3.00
	Tejas de madera.		1.06
PISOS	Alfombra con bajo-alfombra de fibra.		0.48
	Alfombra con bajo-alfombra d hule espuma.		0.81
	Losa de corcho de 1/8".		3.60
	Terrazo 1".		12.50
	Loseta asfáltica de vinilo o linoleum.		20.00
	Subsuelo de madera de 25/32".		1.02
	Suelo de madera de 3/4".		1.47
VIDRIOS	Vidrio plano sencillo.		0.73
	Vidrio plano aislante doble.		0.49
	Vidrio plano aislante triple.		0.38
	Ventanas de tormenta.		0.44
ACABADOS	Placa de asbesto cemento.	4.00	
	Yeso de 1/2".		2.25
	Triplay.	0.80	
	Revestimiento de madera.	0.38	
	Fibracel	1.40	
	Fieltro permeable al vapor.		16.70

MADERAS	Madera biselada de 1" x 8".		1.23
	Arce, roble, maderas duras similares.	1.10	
	Abeto, pino y maderas suaves similares.	0.80	
	Abeto, pino y maderas suaves similares 25/32".		1.23
VARIOS	Agua	4.20	
	Nieve	1.2-3.6	
	Tierra	7.2-12.0	

Fuente: (Baumeister y Avallone, 1987)

Balance de Carga Térmica Para Verano

Tabla 21. Balance de Calor por Transmisión del Techo

Materiales	e (inch)	Conductividad [k]	Conductancia (C)
		$k \left(\frac{Btu - pulg}{pie^2 - h_r - E} \right)$	$k \left(\frac{Btu}{pie^2 - h_r - E} \right)$
1.-Impermeabilizante asfáltico 3/8 pulg.	-----	-----	6.5
2.-Ladrillo de barro común.	4.0	5.0	-----
3.-Losa de concreto armado.	5.0	12.0	-----
4.-Espacio de aire.	11.0	0.156	-----
5.-Plafon interior de Tabla roca de ½ pulg (cartón de yeso)	-----	-----	2.25

Fuente: (Elaboración propia)

La conductividad eléctrica de la película superficial del aire presentado depende de la rugosidad de la superficie del material, por lo que para la superficie exterior hay un material de superficie lisa y al mismo tiempo para la parte interior de la pieza con el mismo tipo de material. .

Para este cálculo, la velocidad normal del aire exterior de Lima (área de Atté Vitart) es de 6,8 mph y la velocidad interior es de 0,56 mph.

$$f_{INT} = 1.6 + 0.3 V$$

$$f_{INT} = 1.6 + 0.3 (0.56) = 1.77$$

$$f_{EXT} = 1.6 + 0.3 V$$

$$f_{EXT} = 1.6 + 0.3 (6.8) = 3.64$$

Cálculo de coeficientes globales de transferencia de calor “U”

Fórmula:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_{int}} + \frac{1}{c_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{e_3}{k_3} + \frac{e_4}{k_4} + \frac{1}{c_5} + \frac{1}{f_{ext}}}$$

Substituyendo los valores en la ecuación de coeficiente total de transmisión de calor.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1.77} + \frac{1}{6.5} + \frac{4}{5} + \frac{5}{12} + \frac{11}{0.156} + \frac{1}{2.25} + \frac{1}{3.64}}$$

$$U = 0.01374 \text{ (Btu/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F)}$$

Tabla 22. Balance de Calor por Transmisión de las Paredes Exteriores

Materiales	e (inch)	Conductividad [k]	Conductancia (C)
		$k \left(\frac{\text{Btu} - \text{pulg}}{\text{pie}^2 - h_r - E} \right)$	$k \left(\frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2 - h_r - E} \right)$
1.-Aplanado cemento arena	0.5	8.0	-----
2.-Tabique barro rojo recocido refractario	4.0	15.0	-----
3.-Aplanado cemento arena	0.5	8.0	-----

Fuente: (Elaboración propia)

La conductividad eléctrica de la película de la superficie del aire es función de la rugosidad de la superficie del material, por lo que para la superficie exterior hay un material de superficie lisa y al mismo tiempo para la parte interior de la pieza que contiene la misma sustancia. . Para este cálculo, la velocidad normal del aire exterior de Lima (área de Atté Vitart) es de 6,8 mph y la velocidad interior es de 0,56 mph.

$$f_{INT} = 2.0 + 0.4 V$$

$$f_{INT} = 2.0 + 0.4 (0.56) = 2.224$$

$$f_{EXT} = 2.0 + 0.4V$$

$$f_{EXT} = 2.0 + 0.4 (6.8) = 4.72$$

Cálculo de coeficientes globales de transferencia de calor “U”

Fórmula:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_{int}} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{e_3}{k_3} + \frac{1}{f_{ext}}}$$

Substituyendo los valores en la ecuación de coeficiente total de transmisión de calor.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{2.224} + \frac{0.5}{8} + \frac{4}{15} + \frac{0.5}{8} + \frac{1}{4.72}}$$

$$U = 0.9495 \text{ (Btu/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F)}$$

Tabla 23. Balance de Calor por Transmisión de las Paredes Interiores

Materiales	e (pulg)	Conductividad [k] $k \left(\frac{\text{Btu} - \text{pulg}}{\text{pie}^2 - h_r - E} \right)$	Conductancia (C) $k \left(\frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2 - h_r - E} \right)$
1.-Aplanado cemento arena	0.5	8.0	-----
2.-Tabique barro rojo recocido refractario	4.0	15.0	-----
3.-Aplanado cemento arena	0.5	8.0	-----

Fuente: (Elaboración propia)

La conductividad en la película de aire de la superficie de este elemento se hace de manera diferente porque es un elemento que está dentro de la base, y solo se ve afectado por el aire interior, por lo que para las dos superficies exteriores de este elemento tenemos un material con un moderado aspereza que requiere solo 0.56 MPH de velocidad interna del aire.

$$f_{INT} = 2.0 + 0.4 V$$

$$f_{INT} = 2.0 + 0.4 (0.56) = 2.224$$

Cálculo de coeficientes globales de transferencia de calor “U”

Fórmula:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_{int}} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{e_3}{k_3} + \frac{1}{f_{ext}}}$$

Substituyendo los valores en la ecuación de coeficiente total de transmisión de calor.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{2.224} + \frac{0.5}{8} + \frac{4}{15} + \frac{0.5}{8} + \frac{1}{2.224}}$$

$$U = 0.7746 \text{ (Btu/hr pie}^2 \text{ °F)}$$

Tabla 24. Balance de Calor por Transmisión del Piso

Materiales	e (pulg)	Conductividad [k] $k \left(\frac{\text{Btu} \cdot \text{pulg}}{\text{pie}^2 \cdot \text{hr} \cdot \text{E}} \right)$	Conductancia (C) $k \left(\frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2 \cdot \text{hr} \cdot \text{E}} \right)$
1.-Piso de loseta de granito	0.5	22.0	-----
2.-Pulido de cemento	0.02	8.0	-----
3.-Aplanado cemento arena	0.5	12.0	-----

Fuente: (Elaboración propia)

La conductividad de este elemento también cambia como la capa superficial de aire, por lo que para la superficie interior es un material con una superficie muy lisa, pero en este caso este factor no se tiene en cuenta. En el exterior porque el suelo está construido con materiales macizos. . Tierra, con una velocidad interna de sólo 0,56 mph.

$$f_{INT} = 1.4 + 0.2 V$$

$$f_{INT} = 1.4 + 0.2 (0.56) = 1.512$$

Cálculo de coeficientes globales de transferencia de calor “U”

Fórmula:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_{int}} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{e_3}{k_3}}$$

Substituyendo los valores en la ecuación de coeficiente total de transmisión de calor.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1.512} + \frac{0.5}{22} + \frac{0.2}{8} + \frac{0.5}{12}}$$

$$U = 1.3319 \text{ (Btu/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F)}$$

Tabla 25. Balance de Calor por Transmisión de las puertas

Materiales	e (inch)	Conductividad [k] $k \left(\frac{\text{Btu} - \text{pulg}}{\text{pie}^2 - h_r - E} \right)$	Conductancia (C) $k \left(\frac{\text{Btu}}{\text{pie}^2 - h_r - E} \right)$
1.-Madera de pino	0.25	0.78	-----
2.-Espacio de aire	1.5	0.156	-----
3.-Madera de pino	0.25	0.78	-----

Fuente:(Elaboración propia)

La conductividad en la película superficial de este elemento se obtiene de forma diferente debido a que es un elemento del interior de la habitación, afectado únicamente por el aire interior, por lo que existe un cuerpo para ambas superficies. Si la superficie es lisa, tome una velocidad interna del aire de 0,56 mph.

$$f_{INT} = 1.4 + 0.3 V$$

$$f_{INT} = 1.4 + 0.3 (0.56) = 1.768$$

Cálculo de coeficientes globales de transferencia de calor “U”

Fórmula:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_{int}} + \frac{e_1}{k_1} + \frac{e_2}{k_2} + \frac{e_3}{k_3} + \frac{1}{f_{int}}}$$

Substituyendo los valores en la ecuación de coeficiente total de transmisión de calor.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1.768} + \frac{0.25}{0.78} + \frac{1.5}{0.156} + \frac{0.25}{0.78} + \frac{1}{1.768}}$$

$$U = 0.0878 \text{ (Btu/hr pie}^2 \text{ °F)}$$

TEMPERATURAS REQUERIDAS PARA EL CÁLCULO

Temperatura de bulbo seco interior requerida para verano

$$T_{req} = 23 \text{ °C} = 73.4 \text{ °F}$$

Temperatura de bulbo seco exterior de diseño para verano

$$T_{req} = 27 \text{ °C} = 80.6 \text{ °F}$$

Diferencia de temperatura entre área acondicionada a 23 °C (73.4 °F) e intemperie:

$$\Delta T = T_{ext} - T_{req} = 80.6 - 73.4 = 7.2 \text{ °F}$$

Diferencia de temperatura entre área acondicionada a 23 °C (73.4 °F) y área acondicionada a 24 °C (75.2 °F):

$$\Delta T = T_{ext} - T_{req} = 75.2 - 73.4 = 1.8 \text{ °F}$$

Diferencia de temperatura entre área acondicionada a 23 °C (73.4 °F) y área acondicionada a 23 °C (73.4 °F):

$$\Delta T = T_{ext} - T_{req} = 73.4 - 73.4 = 0 \text{ °F}$$

Temperatura del subsuelo:

$$T_{suelo} = (T_{ext} + T_{req}) / 2 = (80.6 + 73.4) / 2 = 77 \text{ °F}$$

$$\Delta T = T_{suelo} - T_{req} = 77 - 73.4 = 3.6 \text{ °F}$$

Mediante la ecuación de Fourier, los coeficientes globales de transmisión de calor, las áreas de transmisión y las diferencias de temperatura obtenidos anteriormente, se calculó la ganancia de calor a través de los siguientes elementos en verano:

$$\dot{Q} = A U \Delta T$$

$$\dot{Q} \text{ TECHO} = (753.5 \text{ pies}^2) (0.01374 \text{ Btu/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}) (7.2 \text{ }^\circ\text{F}) = 74.54 \text{ Btu/hr}$$

$$\dot{Q} \text{ PAREDES EXT} = (203.4 \text{ pies}^2) (0.9495 \text{ Btu/ hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}) (7.2 \text{ }^\circ\text{F}) = 1,390.5237 \text{ Btu/hr}$$

$$\dot{Q} \text{ PAREDES INT (1)} = (222.8 \text{ pies}^2) (0.7646 \text{ Btu/ hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}) (1.8 \text{ }^\circ\text{F}) = 306.6351 \text{ Btu/hr}$$

$$\dot{Q} \text{ PAREDES INT (2)} = (222.8 \text{ pies}^2) (0.7646 \text{ Btu/ hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}) (0 \text{ }^\circ\text{F}) = 0 \text{ Btu/hr}$$

$$\dot{Q} \text{ PISO} = (753.5 \text{ pies}^2) (1.3319 \text{ Btu/ hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}) (3.6 \text{ }^\circ\text{F}) = 3612.9119 \text{ Btu/hr}$$

$$\dot{Q} \text{ PUERTAS} = (107.63 \text{ pies}^2) (0.0878 \text{ Btu/ hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}) (0 \text{ }^\circ\text{F}) = 0 \text{ Btu/hr}$$

Tabla 26. Ganancia total a través de paredes

DESIGNACIÓN	ÁREA (inch ²)	U (Btu / hr inch ² °F)	ΔT (°F)	BALANCE TERM.(Btu / hr)
TECHO	753.5	0.01374	7.2	74.54
PAREDES EXTERIORES	203.4	0.9495	7.2	1,390.5237
PAREDES INTERIORES (1) ACOND. A 75.2	222.8	0.7746	3.6	306.6351
PAREDES INTERIORES (2) ACOND. A73.4	222.8	0.7746	0	0
PISO	753.5	1.3319	3.6	3,612.9119
PUERTAS	107.63	0.0878	0	0

Fuente: (Elaboración propia)

$$\dot{Q} \text{ total} = 5,384.61 \text{ (Btu/hr)}$$

Carga Térmica Generada por Ocupantes

Los humanos emitimos calor constantemente, y el calor de los humanos es de dos tipos, uno de los cuales resulta de una temperatura corporal constante de 37°C (98.6°F) llamada endotérmica. La otra es provocada por la expulsión de vapor de agua a través de la piel o por las fosas nasales al inspirar, y se denomina calor latente. Estas dos temperaturas están directamente relacionadas con la edad, el metabolismo y la actividad en la que te desenvuelves.

El número medio de personas en la sala de urgencias es de 11, incluidos: 5 pacientes, 2 residentes y 3 enfermeras. De estos, solo 5 pacientes descansan, el resto camina y realiza trabajos ligeros.

Se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$Q_{so} = h_s (\text{Nro. de personas})(\text{Btu/ hr})$$

$$Q_{LA} = h_{LA} (\text{Nro. de personas})(\text{Btu/ hr})$$

$$Q_{TOTAL} = (\text{Nro. de personas})(\text{Btu/ hr})$$

Por lo tanto, tenemos que calcular el calor sensible y calor latente generado tanto por los pacientes como por el médico y las enfermeras.

Pacientes:

Calor Sensible:

$$Q_{so} = h_s (\text{Nro. de personas})(\text{Btu/ hr})$$

$$Q_{so} = 225(5) = 1,125 (\text{Btu/ hr})$$

Calor Latente

$$Q_{LA} = h_{LA} (\text{Nro. de personas})(\text{Btu/ hr})$$

$$Q_{LA} = 105(5) = 525(\text{Btu/ hr})$$

Médicos y enfermeras:

Calor Sensible

$$Q_{so} = h_s (\text{Nro. de personas})(\text{Btu/ hr})$$

$$Q_{so} = 250(6) = 1,500(\text{Btu/ hr})$$

Calor Latente:

$$Q_{LA} = h_{LA} (\text{Nro. de personas})(\text{Btu/ hr})$$

$$Q_{LA} = 200(6) = 1,200(\text{Btu/ hr})$$

Calor Sensible total:

$$Q_{SO-T} = Q_{SO.P} + Q_{SO.ME}$$

$$Q_{SO-T} = 1125 + 1500 = 2,625(\text{Btu/ hr})$$

Calor Latente total

$$Q_{LA-T} = Q_{LA.P} + Q_{LA.ME}$$

$$Q_{LA-T} = 525 + 1200 = 1,725 (\text{Btu/ hr})$$

Carga Térmica Generada por Alumbrado y Equipo

En el área de trauma shock se encontró los siguientes equipos que producían carga térmica:

32 lámparas fluorescentes de 36 watts.

5 máquinas de monitoreo de signos vitales de 450 watts.

1 monitor de operaciones auxiliar para el medico de 80 watts.

Cálculo para carga térmica por alumbrado:

Lámparas fluorescentes:

$$\dot{Q}_{\text{lamp fluo}} = (1.2) (\text{No. De lámparas}) (\text{watts de cada lámpara}) (3.415) (\text{Btu / hr})$$

$$\dot{Q}_{\text{lamp fluo}} = (1.2) (32) (36) (3.415) = 4,720.896 (\text{Btu / hr})$$

$$\dot{Q}_A = 4,720.896 \text{ Btu/hr}$$

Para calcular la carga térmica por el equipo eléctrico y electrónico haremos la sumatoria de los watts de los equipos para obtener un total.

MMSV= Monitor de signos vitales = 450 watts

MO = Monitor de TV = 80 watts

$$WT = WMMSV + WMO$$

$$WT = (5) (450) + (1) (80)$$

$$WT = 2,330 \text{ watts}$$

Por consiguiente, tenemos que la carga térmica por equipo eléctrico es:

$$\dot{Q} E = (3.415) (\text{watts de trabajo}) (\text{Btu} / \text{hr})$$

$$\dot{Q} E = (3.415) (2,330) = 7,956.95 (\text{Btu} / \text{hr})$$

Por lo tanto, la carga térmica total generada por alumbrado y equipo es:

$$\dot{Q} AE = QA + QE (\text{Btu} / \text{hr})$$

$$\dot{Q} AE = 4,720.896 + 7,956.95 = 12,677.84 (\text{Btu} / \text{hr})$$

Carga Térmica Generada por Efecto Solar

Esto se debe a la proporción de luz solar que llega al techo y las paredes expuestas al sol. Entonces, comenzamos a calcular la ganancia de calor de este concepto, las paredes exteriores están pintadas en colores claros (blanco):

$$\dot{Q} ES = A U \Delta T' (\text{Btu/hr})$$

Áreas de los diferentes elementos:

$$\text{Área de paredes este: } 18.9 \text{ m}^2 \quad (203.4 \text{ ft}^2)$$

Coefficientes globales de transferencia de calor a través de los diferentes elementos:

$$U \text{ paredes exteriores: } 0.9495 (\text{Btu/hr pie}^2\text{E})$$

Temperatura corregida por efecto solar:

$$\Delta T' = \text{Temperatura corregida por efecto solar } (^\circ\text{F})$$

$$\Delta T' = \text{Temperatura exterior corregida} - \text{temperatura requerida interior}$$

$$\text{Temperatura exterior corregida} = \text{temperatura exterior} + \text{incremento}$$

Temperatura corregida para pared exterior este:

De la tabla obtenemos que para paredes claras al este se tiene un incremento de 15 °F. Incremento = (15 °F)

Entonces:

$$T_{Ec} = 80.6 \text{ } ^\circ\text{F} + 15 \text{ } ^\circ\text{F} = 95.6 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T'' = 95.6 \text{ }^\circ\text{F} - 73.4 \text{ }^\circ\text{F} = 22.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Teniendo ya todos los datos requeridos procedemos a calcular la carga térmica por efecto solar:

Carga térmica por efecto solar a través de la pared este

$$\dot{Q}_{ES} = A U \Delta T \text{ (Btu/hr)}$$

$$\dot{Q}_{ES} = (203.4 \text{ pie}^2) (0.9495 \text{ Btu/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}) (22.2 \text{ }^\circ\text{F})$$

$$\dot{Q}_{ES} = 4,287.45 \text{ Btu/hr}$$

La carga térmica total por efecto solar es igual a:

$$\dot{Q}_{T-ES} = 4,287.45 \text{ Btu/hr}$$

Tabla 27. Resumen de carga térmica total para el verano

CONCEPTO Carga térmica a través de:	CALOR SENSIBLE (Q_s) Btu/hr	CALOR LATENTE (Q_L) Btu/hr
Techo y paredes	5,384.61	0
Ocupantes	2,625	1,725
Alumbrado y equipo	12,677.84	0
Efecto solar	4,287.45	0
Total	24,974.90	1,725

Fuente: (Elaboración propia)

$$\dot{Q}_{\text{Total}} = \dot{Q}_{\text{SENSIBLE}} + \dot{Q}_{\text{LATENTE}}$$

$$\dot{Q}_{\text{SENSIBLE}} = 24,974.90 \text{ Btu/hr}$$

$$\dot{Q}_{\text{LATENTE}} = 1,725 \text{ Btu/hr}$$

$$\dot{Q}_{\text{Total}} = 24,974.90 + 1,725$$

$$\dot{Q}_{\text{Total}} = 26,699.90 \text{ Btu/hr}$$

Se convirtió BTU/h a Tonelada de Refrigeración (TR)

$$TR = \frac{Q^s}{12,000}$$

$$TR = \frac{24,974.90}{12,000} = 2.08$$

BALANCE TÉRMICO PARA INVIERNO

Carga Térmica Generada a Través de las Paredes

Para el termómetro de invierno, las superficies y el coeficiente global de transferencia de calor se mantienen iguales, y solo se cambia la diferencia de temperatura, porque en cada estación del año cambian las condiciones climáticas externas.

TEMPERATURAS REQUERIDAS PARA EL CÁLCULO.

Temperatura de bulbo seco interior para invierno $T_{req} = 23 \text{ °C} = 73.4 \text{ °F}$

Temperatura de bulbo seco exterior de diseño para invierno $T_{ext} = 13 \text{ °C} = 55.4 \text{ °F}$

Diferencia de temperatura entre área acondicionada a 23 °C (73.4 °F) e intemperie:

$$\Delta T = T_{ext} - T_{req} = 44.6 - 73.4 = -28.8 \text{ °F}$$

Diferencia de temperatura entre área acondicionada a 23 °C (73.4 °F) y área acondicionada a 24 °C (75.2 °F).

$$\Delta T = T_{ext} - T_{req} = 75.2 - 73.4 = 1.8 \text{ °F}$$

Diferencia de temperatura entre área acondicionada a 23 °C (73.4 °F) y área acondicionada a 23 °C (73.4 °F).

$$\Delta T = T_{ext} - T_{req} = 73.4 - 73.4 = 0 \text{ E}$$

Temperatura del suelo:

$$T_{suelo} = (T_{ext} + T_{req}) / 2 = (44.6 + 73.4) / 2 = 59 \text{ °F}$$

$$\Delta T_{suelo} = T_{suelo} - T_{req} = 59 - 73.4 = -14.4 \text{ °F}$$

Usando la ecuación de Fourier y el coeficiente de transferencia de calor total, el área de transformación y la diferencia de temperatura obtenidos anteriormente, se calculó la ganancia de calor por los siguientes factores durante el invierno.

$$\dot{Q} = A U \Delta T$$

$$\dot{Q} \text{ TECHO} = (753.5 \text{ pies}^2) (0.01374 \text{ Btu / hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}) (-28.8 \text{ }^\circ\text{F}) = - 298.17 \text{ Btu/hr}$$

$$\dot{Q} \text{ PAREDES EXTERIORES} = (203.4 \text{ pies}^2) (0.9495 \text{ Btu /hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}) (-28.8 \text{ }^\circ\text{F}) = - 5.562.09 \text{ Btu/hr}$$

$$\dot{Q} \text{ PAREDES INTERIORES (1)} = (222.8 \text{ pies}^2) (0.7746 \text{ Btu / hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}) (1.8 \text{ }^\circ\text{F}) = 310.64 \text{ Btu/hr}$$

$$\dot{Q} \text{ PAREDES INTERIORES (2)} = (222.8 \text{ pies}^2) (0.7746 \text{ Btu / hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}) (0 \text{ }^\circ\text{F}) = 0 \text{ Btu/hr}$$

$$\dot{Q} \text{ PISO} = (753.5 \text{ pies}^2) (1.3319 \text{ Btu / hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}) (-14.4 \text{ }^\circ\text{F}) = -14,451.64 \text{ Btu/hr}$$

$$\dot{Q} \text{ PUERTAS} = (107.63 \text{ pies}^2) (0.0878 \text{ Btu / hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}) (0 \text{ }^\circ\text{F}) = 0 \text{ Btu/hr}$$

Tabla 28. Pérdida total de calor a través de paredes

DESIGNACIÓN	ÁREA (pie ²)	U(Btu / hr pie ² °F)	ΔT(°F)	BALANCE TERM. (Btu / hr)
TECHO	753.5	0.01374	-28.8	-298.17
PAREDES EXTERIORES	203.4	0.9495	- 28.8	- 5,562.09
PAREDES INTERIORES (1) ACOND. A 75.2	222.8	0.7746	1.8	310.64
PAREDES INTERIORES (2) ACOND. A 73.4	222.8	0.7746	0	0
PISO	753.5	1.3319	-14.4	-14,451.64
PUERTAS	107.63	0.0878	0	0

Fuente: (Elaboración propia)

Q̇ total: -20,001.26 (Btu/hr)

Carga Térmica Generada Por Ocupantes.

La cantidad de calor generado por los pasajeros se mantiene igual en verano, ya que no cambia en ninguna época del año.

Carga Térmica Generada Por Alumbrado Y Equipo.

La cantidad de calor emitida por la iluminación y los equipos sigue siendo la misma en verano y los equipos utilizados en verano, por lo que no hay diferencia.

Carga Térmica Generada Por Efecto Solar.

En invierno no se tiene en cuenta el calor generado por la luz solar, por lo que se considera nulo sin afectar al balance térmico.

Tabla 29. Resumen, Carga Térmica Total Para Invierno.

CONCEPTO Carga térmica a través de:	CALOR SENSIBLE (Q S) Btu/hr	CALOR LATENTE (Q L) Btu/hr
Techo y paredes	-20,001.26	0
Ocupantes	2,625.00	1,725.00
Alumbrado y equipo	12,677.84	0
Efecto solar	0	0
Total	-4,698.42	1,725.00

Fuente: (Elaboración propia)

$$\dot{Q} \text{ Total} = \dot{Q} \text{ SENSIBLE} + \dot{Q} \text{ LATENTE}$$

$$\dot{Q} \text{ SENSIBLE} = -4,698.42 \text{ Btu/hr}$$

$$\dot{Q} \text{ LATENTE} = 1,725 \text{ Btu/hr}$$

$$\dot{Q} \text{ Total} = -4,698.42 + 1,725$$

$$\dot{Q} \text{ Total} = -2,973.42 \text{ Btu/hr}$$

CÁLCULO PARA EL CALOR SENSIBLE

La carga total de calor de refrigeración se expresa como la suma del calor percibido y latente, denominado coeficiente de calor percibido (SCF), donde se relaciona con el calor percibido y latente.

$$F.C.S. = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_s + \dot{Q}_L} = \frac{\dot{Q}_s}{\dot{Q}_T}$$

Los valores obtenidos mediante este factor son de gran importancia para la correcta selección de los equipos de climatización y para la correcta determinación de las características del aire suministrado o cargado.

Por lo tanto:

$$\dot{Q}_s = mC_p\Delta T$$

$$\dot{Q}_T = m\Delta QT = 4.5 V\Delta QT$$

$$F.C.S. = \dot{Q}_s/\dot{Q}_T = mC_p\Delta T / m\Delta QT = 0.24 \Delta T/\Delta Q_T$$

Se calculó el Factor de Calor Sensible:

$$\dot{Q}_{ST} = 24,974.90$$

$$\dot{Q}_{LT} = 1,725$$

$$\dot{Q}_T = 26,699.90$$

$$F.C.S. = \frac{24,974.90}{26,699.90} = 0.93$$

CÁLCULO DEL CICLO PSICOMÉTRICO PARA VERANO

Con los resultados que se obtuvieron en el cálculo del balance térmico, se calculó la manejadora y el punto de inyección.

$$\dot{Q}_{ST} = 24,974.90 \text{ (Btu/hr)} \quad TB_{S2} = 73.4 \text{ }^\circ\text{F} \text{ (Treq)} \quad \%HR1 = 50$$

$$\dot{Q}_{LT} = 1,725 \text{ (Btu/hr)} \quad TB_{S3} = 80.6 \text{ }^\circ\text{F} \text{ (Text)} \quad \%HR3 = 77$$

$$\dot{Q}_T = 26,699.90 \text{ (Btu/hr)} \quad TB_{S1} = ?$$

$$HT_1 = ?$$

Cálculo de la temperatura de bulbo seco de inyección

1. "Del balance térmico se obtuvo $Q_{ST} = 24,974.90$ (Btu/hr)"
2. "Se calculó la manejadora de aire. El local a acondicionar se encontró en Lima (Ate Vitarte) a 355 m.s.n.m. por lo tanto $C_p/\bar{v} = 0.018$ y es una instalación de máxima calidad y en tal caso para verano $\Delta T = 15$."
3. "V= 6.8 MPH Aire Exterior en Ate Vitarte."

$$\dot{V} = \frac{Q_{ST}}{(C_p/\bar{v})(60)(\Delta T)} (CFM)$$

$$\dot{V} = \frac{24,974.90}{(0.018)(60)(15)} (CFM)$$

$$\dot{V} = 1,541.66(CFM) \text{ (Capacidad Tentativa)}$$

4. "Para este paso se logró saber el volumen específico del aire exterior, por lo tanto, observando la carta psicométrica obtenemos: $v = 14.67$ pies³ / libra."

$$\dot{m} = \frac{V(60)}{\bar{v}} (lb/hr)$$

$$\dot{m} = \frac{(1,541.66)(60)}{(14.67)} (lb/hr)$$

$$\dot{m} = 6,305.35 (lb/hr)$$

$$\Delta hs = \frac{\dot{Q}_{ST}}{\dot{m}} (Btu/lb)$$

$$\Delta hs = \frac{24,974.90}{6,305.35} (Btu/lb)$$

$$\Delta hs = 3.97(Btu/lb)$$

5. "Se procedió a calcular la temperatura del bulbo seco en el punto de inyección."

$$\Delta T = T_{b_{s2}} - T_{b_{s1}}$$

$$T_{b_{s1}} = T_{b_{s2}} - \Delta T$$

$$T_{b_{s1}} = 73.4 - 15$$

$$T_{b_{s1}} = 58.4 \text{ } ^\circ F$$

6. "Se calculó el calor sensible en el punto de inyección".

$$h_{s1} = T b_{s1} C_p m$$
$$h_{s1} = (58.4)(0.24)(1)$$
$$h_{s1} = 14.02 \text{ (Btu/lb)}$$

7. "Se calculó el calor sensible en el interior del espacio".

$$h_{s2} = m C_p T b_{s2}$$
$$h_{s2} = (1)(0.24)(73.4)$$
$$h_{s2} = 17.62 \text{ (Btu/lb)}$$

8. Es posible conocer la temperatura de bulbo seco en el punto de inyección logrado por el experimento, se procede a otro procedimiento psicométrico temporal para determinar el estado de la inyección temporal en el panel psicométrico.

Del balance térmico tenemos $\dot{Q}_{ST} = 24,974.90 \text{ (Btu/hr)}$

Capacidad de la manejadora de aire

$$\dot{V} = 1,541.66 \text{ (CFM)}$$
$$\dot{m} = 6,305.35 \text{ (lb/hr)}$$

Así que nos dispusimos a calcular el calor transitorio total de la pulverización, que es el siguiente parámetro que necesitamos en este momento, y así pudimos trazarlo en el gráfico psicométrico.

1) "Para este cálculo se necesitó el calor total que arrojó el balance térmico HT_2 y m tentativo".

$$\dot{Q}_T = 26,699.90 \text{ (Btu/hr)}$$

2) "Se calculó la variación de calor total que sufre el aire en el espacio que se condicionó".

$$\Delta HT = HT_2 - HT_1 = Q_T / m$$
$$HT_1 = HT_2 - \Delta HT$$
$$\Delta HT = Q_T / m$$
$$\Delta HT = 26,699.90 / 6,305.35$$
$$\Delta HT = 4.23 \text{ BTU/lb}$$

3) "De la carta psicométrica se obtuvo el calor total de la condición interior".

$$H_{T2} = 28.2 \text{ (Btu/lb)}$$

4) "Se procedió a calcular el calor total del punto de inyección".

$$HT_1 = HT_2 - \Delta HT \text{ (Btu/lb)}$$

$$HT_1 = 28.2 - 4.23 \text{ (Btu/lb)}$$

$$HT_1 = 23.97 \text{ (Btu/lb)}$$

$$T_{BS1} = 58.4 \text{ }^\circ F$$

Con estas dos cantidades psicométricas transitorias, el período psicométrico real se traza en el gráfico psicométrico con operación corregida al 90% de HR y, por lo tanto, se puede calcular la capacidad del dispositivo. Aire acondicionado para verano.

La temperatura obtenida corregida en la carta psicométrica fue la siguiente:

$$T_{BS} = 56.8 \text{ }^\circ F$$

$$T_{BH1} = 56.3 \text{ }^\circ F$$

CÁLCULO DE LA CAPACIDAD DE LA MANEJADORA DE AIRE CORREGIDA

$$\Delta T = 73.4 - 56.8 = 16.6 \text{ }^\circ F$$

$$\dot{V} = \frac{Q_{ST}}{(0.018)(60)(\Delta T)} \text{ (CFM)}$$

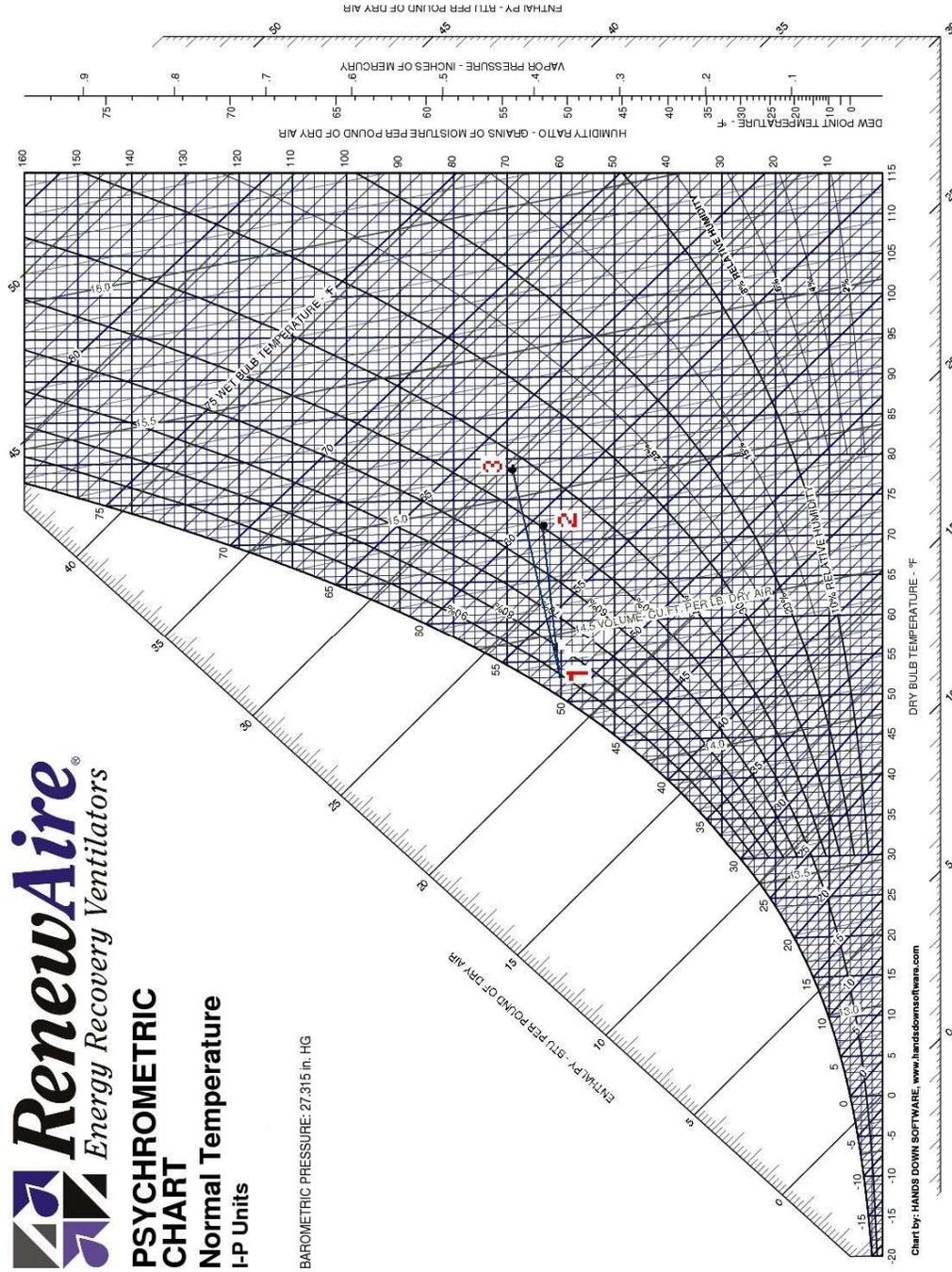
$$\dot{V} = \frac{24,974.90}{(0.018)(60)(16.6)} = 1,393.07 \text{ (CFM)}$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{V} \times 60}{\bar{v}}$$

$$\dot{m} = \frac{(1,393.07) \times 60}{14.67} = 5,697.62 \text{ (lb/hr)}$$

TRAZO DEL CICLO PSICOMÉTRICO PARA VERANO

Figura 17. Carta psicrométrica de temperatura para verano



Fuente: (<https://rdu.unc.edu.ar/bitstream/handle/11086/6450/ANEXO%204.pdf?sequence=5&isAllowed=y>)

CÁLCULO DEL CICLO PSICOMÉTRICO PARA INVIERNO

Con los resultados del gestor de balance de calor y cálculo de verano con valores de temperatura corregidos, se determinaron las condiciones de pulverización para el invierno.

$$\dot{Q}_{ST} = -4,698.42 \text{ (Btu/hr)}$$

$$\dot{Q}_{LT} = 1,725 \text{ (Btu/hr)}$$

$$\dot{Q}_T = -2,973.42 \text{ (Btu/hr)}$$

Cálculo de la Temperatura de Bulbo Seco de Inyección

- 1) Del balance térmico tenemos: $\dot{Q}_{ST} = -4,698.42 \text{ (Btu/hr)}$
- 2) Cálculo de unidades de tratamiento de aire. Desde un punto de vista empírico, el cálculo se realiza con la misma potencia que el procesador resultante para el verano.

Dado que la potencia del administrador calculada para el verano es importante, se utilizan los valores corregidos de V_m y m del verano.

$$V_m = 1,393.07 \text{ (CFM)}$$

$$\dot{m} = 5,697.62 \text{ (lb/hr)}$$

- 3) "Se calculó la variación de calor sensible que sufre el aire en el espacio que se va a acondicionar entre el punto 1 y 2".

$$\Delta h_s = \frac{\dot{Q}_{ST}}{\dot{m}} = h_{s2} - h_{s1} \text{ (Btu/lb)}$$

$$\Delta h_s = \frac{-4,698.42}{5,697.62} \text{ (Btu/lb)}$$

$$\Delta h_s = -0.8246 \text{ (Btu/lb)}$$

- 4) "Se calculó el calor sensible en el interior del espacio".

$$h_{s2} = m C_p T_{b_{s2}}$$

$$h_{s2} = (1)(0.24)(73.4)$$

$$h_{s2} = 17.62 \text{ (Btu/lb)} = \text{(verano)} = \text{(invierno)}$$

- 5) “Con lo anterior se procedió a conocer el calor sensible en el punto de inyección”.

$$h_{s1} = h_{s2} - \Delta h_s \text{ (Btu/lb)}$$

$$h_{s1} = 17.62 - (-0.8246) \text{ (Btu/lb)}$$

$$h_{s1} = 18.45$$

- 6) Procedemos a calcular la temperatura de bulbo seco en el punto de inyección, a partir de la cual tendremos el primer punto para trazar el estado de la inyección en el diagrama psicométrico.

$$Tb_{s1} = h_{s1}/C_p m \text{ (}^\circ\text{F)}$$

$$Tb_{s1} = \frac{18.45}{(0.24)(1)} \text{ (}^\circ\text{F)}$$

$$Tb_{s1} = 76.875 \text{ (}^\circ\text{F)}$$

Luego se calcula el calor total del spray que es el siguiente parámetro requerido para este momento y por ende a cumplir en el panel psicométrico, además se calcularon otros parámetros del aire del spray.

- 1) “Para este cálculo se necesitó el calor total que arrojó el balance térmico”.

$$\dot{Q}_T = -2,973.42 \text{ (Btu/hr)}$$

- 2) “Se calculó la variación de calor total que sufre el aire en el espacio que se va a acondicionar”.

$$\Delta H_T = H_{T2} - H_{T1} = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{m}}$$

$$H_{T1} = H_{T2} + \frac{\dot{Q}_T}{\dot{m}}$$

$$\frac{\dot{Q}_T}{\dot{m}} = \frac{-2,973.42}{5,697.62} = -0.52 \text{ (BTU/lb)}$$

3) “De la carta psicométrica se obtuvo el calor total de la condición interior”.

$$h_{T2} = 28.2 \text{ (Btu/lb)}$$

4) “Se procedió a calcular el calor total del punto de inyección”.

$$h_{T1} = h_{T2} - \frac{\dot{Q}_T}{\dot{m}}$$

$$h_{T1} = 28.2 - (-0.52) \text{ (Btu/lb)}$$

$$h_{T1} = 28.72 \text{ (Btu/lb)}$$

Plano de recorrido del rediseño del sistema de ventilación y aire acondicionado.

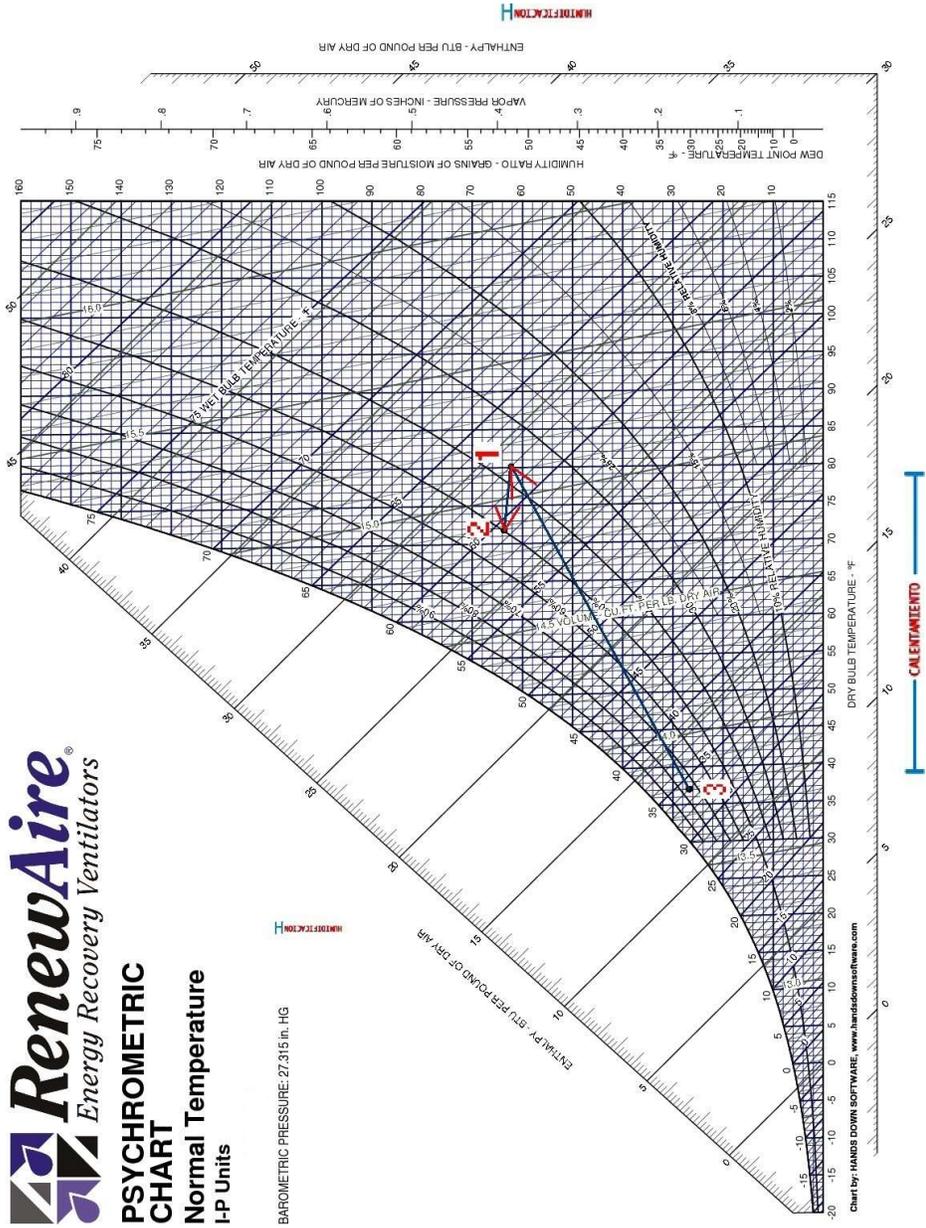
Serán ubicados en la azotea del área de emergencias, en el segundo piso del establecimiento de salud. Se realizó la selección de los equipos y elementos señalados en el plano ubicado en el Anexo N°10 de este documento.

Plano de ubicación del rediseño del sistema de ventilación y aire acondicionado.

La ubicación de cada equipo seleccionado se detalla en el plano ubicado en el Anexo N°11 de este documento.

TRAZO DEL CICLO PSICOMÉTRICO PARA INVIERNO

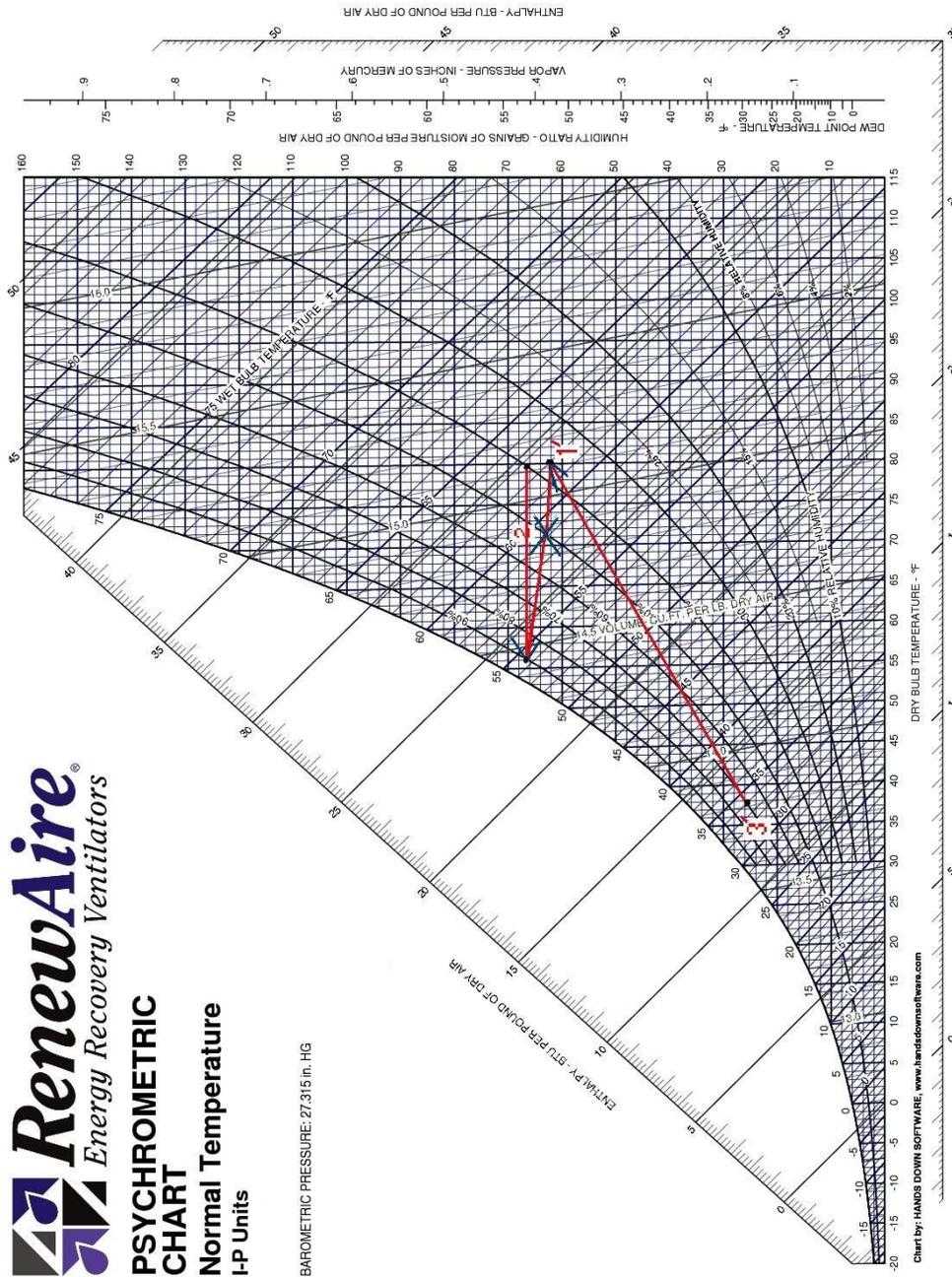
Figura 18. Carta psicométrica de temperatura para invierno



Fuente: (<https://rdu.unc.edu.ar/bitstream/handle/11086/6450/ANEXO%204.pdf?sequence=5&isAllowed=y>)

TRAZO DEL CICLO PSICOMÉTRICO PARA VERANO E INVIERNO

Figura 19. Carta psicométrica de temperatura



Fuente: (<https://rdu.unc.edu.ar/bitstream/handle/11086/6450/ANEXO%204.pdf?sequence=5&isAllowed=y>)

4.3 Se seleccionó los equipos electromecánicos del sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica del área de trauma shock del HEAV para cumplir la RM N°040-2020-MINSA.

SE CALCULÓ EL EQUIPO PARA VERANO:

Cálculo del serpentín de enfriamiento

$$\dot{Q}_S = (h_{S1} - h_{S3})\dot{m}$$

$$h_{S1} = 14.02$$

$$h_{S3} = m C_p T_{BS3}$$

$$h_{S3} = (1)(0.24)(80.6) = 19.344 \text{ (Btu/lb)}$$

$$\dot{Q}_S = (14.02 - 19.344) \times 5,697.62$$

$$\dot{Q}_S = -30,334.12 \text{ Btu/hr}$$

El signo negativo indicó que es un serpentín de enfriamiento

Cálculo del deshumidificador

$$H_a = (H_{a1} - H_{a3}) \dot{m}$$

$$H_a = (0.009 - 0.0097) \times 5,697.62$$

$$H_a = -3.98 \text{ lb}_{va}/\text{hr}$$

El signo negativo indicó que es deshumidificador.

SE CALCULÓ EL EQUIPO PARA INVIERNO:

Cálculo del serpentín de calefacción

$$\dot{Q}_S = (h_{S1} - h_{S3})\dot{m}$$

$$h_{S1} = 18.45$$

$$h_{S3} = m C_p T_{BS3}$$

$$h_{S3} = (1)(0.24)(44.6) = 10.70 \text{ (Btu/lb)}$$

$$\dot{Q}_S = (18.45 - 10.70) \times 5,697.62$$

$$\dot{Q}_S = 44,156.55 \text{ Btu/hr}$$

El signo positivo indicó que es un serpentín de calefacción

Cálculo del humidificador

$$H_a = (H_{a1} - H_{a3}) \dot{m}$$
$$H_a = (0.0087 - 0.003) \times 5,697.62$$
$$H_a = 47.86 \text{ lb}_{va}/\text{lb}_{vas}$$

El signo positivo nos indicó que es un humidificador.

Cálculo del extractor de aire

Datos del ambiente

$$A = 70\text{m}^2$$
$$h = 2.7 \text{ m}$$
$$V = Axh$$
$$V = 70 \times 2.7 = 189\text{m}^3$$

Según la tabla N°22 de la UNE EN 13779-2004 nos indicó cuantos ocupantes deberían ir en un ambiente de 70 m^2

Tabla 30. Tabla de ocupantes por m2

Tipo de uso	m ² /ocupante
Oficinas paisaje	12
Oficinas pequeñas	10
Salas de reuniones	3
Centros comerciales	4
Aulas	2,5
Salas de hospital	10
Habitaciones de hotel	10
Restaurantes	1,5

Fuente: (UNE EN 13779,2004)

$$\frac{70 \text{ m}^2}{10\text{m}^2} = 7 \text{ personas}$$

$$160 \frac{\text{l}}{\text{s}} \times 7 = 1,120 \frac{\text{l}}{\text{s}} = 2,373.14 \text{ CFM} \cong 2,500 \text{ FCM}$$

Selección de equipo de aire acondicionado

Tabla 31. Selección de equipo de aire acondicionado

ÍTEM	SISTEMA INGLES
CARGA TÉRMICA EN VERANO (+) QT	26,699.90 (Btu/hr)
CARGA TÉRMICA EN INVIERNO (-) QT	2,973.42 (Btu/hr)
SERPENTÍN DE ENFRIAMIENTO (-) QS	30,334.12 (Btu/hr)
SERPENTÍN DE CALEFACCION (+) QS	44,156.55 (Btu/hr)
DESHUMIDIFICADOR (-) Ha	3.98 (lb _{VA} /hr)
HUMIDIFICADOR (+) Ha	47.86 (lb _{VA} / lb _{AS})
CAPACIDAD DE LA MANEJADORA	1,393.07 CFM

Fuente: (Elaboración propia)

No obstante, hay que tener en cuenta un factor de confianza porcentual, para que el equipo pueda cubrir las necesidades de la instalación cuando las temperaturas exteriores son extremas y se pone a prueba nuestra instalación. En pruebas, se requiere que el equipo funcione al 100%, este porcentaje debe ser del 15%.

Esta proporción se aplica solo a los serpentines de enfriamiento y calefacción, que no sean deshumidificadores y humidificadores, y no a los controladores de aire que mantienen la misma cantidad de aire por ubicación. "Entonces, la tabla anterior se modificó para que quede de la siguiente manera, así es como debemos entregarla al distribuidor".

El equipo seleccionado por el distribuidor cumple con las características anteriores, en concreto las siguientes:

Tabla 32. Selección de equipo de aire acondicionado

ÍTEM	SISTEMA INGLÉS
CARGA TÉRMICA EN VERANO (+) QT	26,699.90 (Btu/hr)
CARGA TÉRMICA EN INVIERNO (-) QT	2,973.42 (Btu/hr)
SERPENTÍN DE ENFRIAMIENTO (-) QS	34,884.24 (Btu/hr)
SERPENTÍN DE CALEFACCIÓN (+) QS	50,779.65 (Btu/hr)
DESHUMIDIFICADOR (-) Ha	4.57 (lb _{VA} /hr)
HUMIDIFICADOR (+) Ha	55.03 (lb _{VA} / lb _{AS})
CAPACIDAD DE LA MANEJADORA	1,500 CFM

Fuente: (Elaboración propia)

SELECCIÓN DE LOS EQUIPOS

Equipo de aire acondicionado

Aire Acondicionado Tipo Ducto US marca YORK, equipado con serpentín de refrigeración para r-410^a, con un total de 48000 Btu/Hr de enfriamiento, para operar a 220/230 V, 3F, 60Hz. Revisar la ficha técnica en el anexo 6, adjunto a este documento.

Tabla 33. Características de los equipos de aire acondicionado

AMBIENTE	UNIDAD CONDENSAD.	UNIDAD EVAPOR.	TIPO	CAPACIDAD ENFRIAM. (Btu/h)	CARACTERÍSTICAS ELECTRICAS (UNIDAD EVAPORADORA)	CARACTERÍSTICAS ELECTRICAS (UNIDAD CONDENSADORA)	CANT.
TRAUMASHOCK	UC-01	UE-01	DUCTO	48,000	560 W - 220V - 1Ø - 60 Hz	6.0 KW - 220V - 3Ø - 60 Hz	01

Fuente: (Elaboración propia)

Equipos de inyección de aire

UMA-1 marca Soler&Palau, con caja de mezclas, descarga horizontal, para manejar 1500 CFM, motor eléctrico de 3 HP, para operar a 230/460 V, 3F, 60 Hz, 2,800 RPM, con variador de frecuencia para el motor, con sección de filtros tipo metálico, filtros merv8, filtros merv13, filtro carbón activo, luz UVC y filtro HEPA de tipo bolsa del 60% de eficiencia y filtros tipo HEPA del 99.99% de eficiencia. Revisar la ficha técnica en el anexo 6, adjunto a este documento.

Tabla 34. Características de los equipos de inyección de aire

AMBIENTE	VENTILADOR INYECTOR	TIPO CENTRIFUGO	CAUDAL (CFM)	DP (pulg c.a.)	TRANSMISIÓN	CARACTERÍSTICAS ELÉCTRICAS	CANT.
TRAUMASHOCK	IC-01	DOBLE ENTRADA	2,500	2.0	FAJA Y POLEAS	3.0 HP - 220V - 3Ø - 60 Hz	01

Fuente: (Elaboración propia)

Equipos de extracción de aire

Tabla 35. Características de los equipos de extracción de aire

AMBIENTE	VENTILADOR INYECTOR	TIPO CENTRIFUGO	CAUDAL (CFM)	DP (pulg c.a.)	TRANSMISIÓN	CARACTERÍSTICAS ELÉCTRICAS	CANT.
TRAUMASHOCK	IC-01	DOBLE ENTRADA	2,500	2.0	FAJA Y POLEAS	3.0 HP - 220V - 3Ø - 60 Hz	01

Fuente: (Elaboración propia)

Cálculo de la caída de presión en los ductos de extracción

Las pérdidas de presión en conductos rectos debido al rozamiento se expresaron de la siguiente forma.

$$H_f = (H_f/100) \times L \text{ (pulgadas de agua)}$$

En dónde:

L = longitud del ducto en pies.

H_f/100 = pérdidas por fricción en pulgadas de agua por 100 pies de largo.

Las pérdidas de presión en conexiones de ductos se expresaron de la siguiente forma:

$$H_f = C \times (V/4000)^2 \text{ (pulgadas de agua)}$$

C = es el coeficiente de fricción.

V = es la velocidad de aire en pies/minuto. H_f = es la pérdida de presión en pulgadas.

Al calcular la caída de presión en el sistema de tuberías, se deben tener en cuenta las siguientes condiciones.

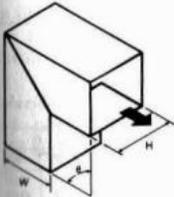
- 1) “La pérdida de presión total del sistema se define como la pérdida de presión total a través de la tubería con la mayor pérdida de presión”.
- 2) “El camino con la mayor caída de presión es el camino con varias juntas estudiadas”.
- 3) “Se debe calcular la pérdida de presión en los conductos de aire para determinar la capacidad del ventilador”.
- 4) “La presión de aire requerida para superar la fricción en las vías respiratorias es lo que determina el consumo de energía del ventilador”.

Tenga en cuenta que, para encontrar la pérdida de carga total en el sistema, se sumó la pérdida para cada sección de tubería recta y cada conexión en la ruta dada, más se incluyó la pérdida de carga a través de cualquier dispositivo. Es importante mencionar lo siguiente:

“Para calcular la pérdida de presión total en el sistema, se suman las pérdidas de cada sección recta del conducto y cada conexión en la tubería seleccionada. Se incluye la pérdida de presión en todos los dispositivos. En el caso de las ramas, se puede ignorar la pérdida de la cabeza en la línea, en cuanto a la pérdida de la cabeza de la rama, como si estuviera torcida.”

Tabla 36. Tabla de coeficientes de fricción

D. Codo de ángulo, rectangular

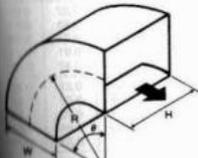


Coeficiente C

θ	H/W										
	0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
20°	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05
30°	0.18	0.17	0.17	0.16	0.15	0.15	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11
45°	0.38	0.37	0.36	0.34	0.33	0.31	0.28	0.27	0.26	0.25	0.24
60°	0.60	0.59	0.57	0.55	0.52	0.49	0.46	0.43	0.41	0.39	0.38
75°	0.89	0.87	0.84	0.81	0.77	0.73	0.67	0.63	0.61	0.58	0.57
90°	1.3	1.3	1.2	1.2	1.1	1.1	0.98	0.92	0.89	0.85	0.83

E. Codo, rectangular de radio uniforme sin álabes

Coeficientes para codos de 90° (ver nota)



R/W	H/W										
	0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
0.5	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.0	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2
0.75	0.57	0.52	0.48	0.44	0.40	0.39	0.39	0.40	0.42	0.43	0.44
1.0	0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.18	0.18	0.19	0.20	0.21	0.21
1.5	0.22	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17
2.0	0.20	0.18	0.16	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15

Fuente: (Baumeister y Avallone,1987)

Seguidamente, se calculó la caída de presión que se tuvo debido al recorrido de los ductos, los tramos contaron con varios codos, antes de llegar a la rejilla más lejana de extracción.

Tabla 37. Cálculo de pérdida de presión

CÁLCULO DE PERDIDA DE PRESIÓN EN DUCTOS DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN										
TRAMO	COMPONENTE	FLUJO CFM	VELOCIDAD PIES/MIN	DIMENSIONES PULGADAS	LONGITUD PIES	HF/100P	R/W R=(0.5W) + 6"	H/W	C	Hf
1	Ducto	2500	1800	12 x 10	6.5	0.15				0.009
	Codo	2500	1800	12 x 10						1.1
2	Ducto	2500	1800	12 x 10	3.2	0.15				0.004
	Codo	2500	1800	12 x 10						1.1
3	Ducto	2500	1800	12 x 10	23	0.15				0.034
	Codo	2500	1800	12 x 10						1.5
4	Ducto	2500	1800	12 x 10	39.3	0.15				0.058
5	Reja de extrac.									0.23
TOTAL										0.441
TOTAL: 0.441 pulg c. H2O										
TOTAL: 11.20 mmc. H2O										

Fuente: (Elaboración propia)

Posteriormente, se procedió a seleccionar el extractor de la tabla siguiente; por lo que el extractor seleccionado es:

Modelo CMF-4000-C

Caudal manejado: 2,500 CFM

Presión estática: 38.1 mm c. H2O

Velocidad de salida 1,800 pies/min

BHP: 1.58

RPM: 1,516

Dimensionamiento de ductos del sistema de aire acondicionado.

Para el dimensionamiento de los ductos de aire acondicionado se procedió de la siguiente manera.

- 1) "Se seleccionó la velocidad a la cual viajara el aire en el interior del ducto, de acuerdo al tipo de instalación de la que se trate".

Para instalaciones muy silenciosas	$v = 700$ a 800 pies/min
Para instalaciones silenciosas	$v = 1000$ a 1800 pies/min
Para instalaciones comerciales	$v = 2200$ a 2500 pies/min
Para instalaciones industriales	$v = 3000$ a 3500 pies/min

Como nuestro ambiente de trauma shock, es una instalación silenciosa y existe mucha limitación de espacio debido a las demás instalaciones se prefirió por utilizar la velocidad intermedia permisible para este tipo de establecimiento.

$$v = 800 \text{ pies/min}$$

- 2) "De acuerdo al volumen de aire impulsado por la manejadora y a la velocidad seleccionada anteriormente para el mismo se utilizó los siguientes datos para determinar la pérdida por fricción con la cual diseñaremos la red de ducto".

$$VM = 1,500 \text{ CFM}; \quad v = 800 \text{ pies/min}$$

Por lo tanto:

Perdida por fricción = 0.15 pulgadas de agua por 100 pies de ducto recto.

- 3) "La cantidad de aire de inyección en el área de trauma shock a acondicionar de acuerdo a su área fue".

Tabla 38. Cantidad de aire de inyección

Espacio	ÁREA m²	CFM
Trauma shock	70	1,500

Fuente: (Elaboración propia)

- 4) “Teniendo ya determinada la pérdida por fricción y la cantidad de aire a inyectar al área de trauma shock, se procedió a determinar primero la sección circular e inmediatamente después la sección rectangular equivalente.”.

Tabla 39. Cálculo de sección rectangular

CFM	Diámetro	Sección Rectangular
1,500	15	18x10

Fuente: (Elaboración propia)

Magnitud de ductos del sistema de extracción

Para el dimensionamiento de los ductos de aire acondicionado se procedió de la siguiente manera.

- 1) “Se seleccionó la velocidad a la cual viajará el aire en el interior del ducto; ya que es un volumen menor y los ductos son más pequeños podemos utilizar una velocidad menor a la anterior, pero sin salir del rango”.

$$v = 1,800 \text{ pies/min.}$$

- 2) “De acuerdo al volumen de aire impulsado por el extractor y a la velocidad seleccionada anteriormente para el mismo, utilizamos la gráfica para determinar la pérdida por fricción con la cual diseñaremos la red de ductos”.

$$VE = 2,500 \text{ CFM; } v = 1,800 \text{ pies/min.}$$

Por lo tanto:

Pérdida por fricción = 0.15 pulgadas de agua por 100 pies de ducto recto.

- 3) “Se calculó la cantidad de aire de extracción entre el espacio a acondicionar”.

Total 2,500 CFM

Tabla 40. Cálculo de aire de extracción

Espacio	ÁREA m²	CFM
Trauma shock	70	2,500

Fuente: (Elaboración propia)

- 4) “Teniendo ya determinada la pérdida por fricción y la cantidad de aire a inyectar a cada espacio procedemos a determinar primero la sección circular e inmediatamente después la sección rectangular equivalente”.

Tabla 41. Cálculo de sección rectangular

CFM	Diámetro	Sección Rectangular
2,500	12	12x10

Fuente: (Elaboración propia)

Para la extracción del aire en el interior del local se seleccionaron las rejillas del catálogo que a continuación se muestra:

Tabla 42. Velocidades recomendadas para rejillas de retorno

APLICACIÓN	MINIMO (FT/MIN)	PROMEDIO (FT/MIN)	MAXIMO (FT/MIN)	NIVEL DE RUIDO
TEATROS, ESTUDIOS Y CUARTOS DE MUSICA	200	250	300	BAJO 25
SALONES DE CONFERNCIA, BIBLIOTECAS Y MUSEOS	250	300	375	25-30
OFICINAS PRIVADAS, HOSPITALES, HOTELES,IGLESIAS Y RESIDENCIAS.	300	380	450	30-35
EDIFICIOS PUBLICOS, OFICINAS GENERALES Y TIENDAS.	500	600	800	34-40
EDIFICIOS PUBLICOS, OFICINAS POSTALES CAFETERIAS Y TIENDAS DEPARTAMENTALES.	600	750	1050	40-45
INDUSTRIAS.	700	1000	1500	45-50

Fuente: (York Company,2019)

Para la inyección de aire en el interior del local se seleccionó los difusores del catálogo que a continuación se muestra:

Selección de difusores y rejillas para el área de trauma shock

Rejilla de inyección:

Volumen de aire a inyectar: 412 CFM – 700 m3/hr.

Numero de rejillas de inyección: 4

Velocidad efectiva: 1.5 m/s

Tamaño: 21" x 21"

Presión total: 1.5 Pa.

Alcance: 1 m.

Índice sonoro: 15 dB.

Tabla 43. **Tabla de selección de difusores 50-FR-4**

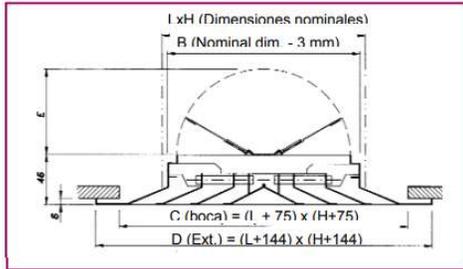
CAUDAL		mm	150x150	225x225	300x300	375x375	450x450	525x525	600x600
(m ³ /h)	(f/s)	tipo	6x6	9x9	12x12	15x15	18x18	21x21	24x24
		A _v	0.0109	0.0244	0.0435	0.0679	0.0978	0.1331	0.1739
100	27.8	V _v	2.5	1.1					
		X	0.5	0.3					
		P	4.5	0.9					
		NR	18						
120	33.3	V _v	3.1	1.4					
		X	0.6	0.4					
		P	6.5	1.3					
		NR	22	6					
140	38.9	V _v	3.8	1.8					
		X	0.7	0.5					
		P	8.9	1.8					
		NR	26	9					
160	44.4	V _v	4.1	1.8	1.0				
		X	0.8	0.5	0.4				
		P	11.6	2.3	0.7				
		NR	29	13					
180	50.0	V _v	4.6	2.0	1.1				
		X	0.9	0.6	0.4				
		P	14.7	2.9	0.9				
		NR	32	16					
200	56.6	V _v	5.1	2.3	1.3				
		X	1.0	0.7	0.5				
		P	18.2	3.6	1.1				
		NR	35	18	6				
250	69.4	V _v	6.4	2.8	1.6	1.0			
		X	1.2	0.8	0.6	0.5			
		P	28.4	5.7	1.8	0.7			
		NR	40	24	12				
300	83.3	V _v	7.6	3.4	1.9	1.2			
		X	1.5	1.0	0.7	0.6			
		P	40.9	8.2	2.6	1.1			
		NR	45	28	16	7			
350	97.2	V _v	8.9	4.0	2.2	1.4	1.0		
		X	1.7	1.2	0.9	0.7	0.6		
		P	55.7	11.1	3.5	1.4	0.7		
		NR	49	32	20	11			
400	111.1	V _v		4.6	2.6	1.6	1.1		
		X		1.3	1.0	0.8	0.7		
		P		14.5	4.6	1.9	0.9		
		NR		35	24	15	7		
450	125.0	V _v		5.1	2.9	1.8	1.3		
		X		1.5	1.1	0.9	0.7		
		P		18.4	5.8	2.4	1.1		
		NR		38	27	17	10		
500	138.9	V _v		5.7	3.2	2.0	1.4		
		X		1.7	1.2	1.0	0.8		
		P		22.7	7.1	2.9	1.4		
		NR		41	29	20	13		
600	166.7	V _v		6.8	3.8	2.5	1.7	1.3	
		X		2.0	1.5	1.2	1.0	0.9	
		P		32.7	10.3	4.2	2.0	1.1	
		NR		45	34	25	17	11	

CAUDAL		mm	150x150	225x225	300x300	375x375	450x450	525x525	600x600	
(m ³ /h)	(f/s)	tipo	6x6	9x9	12x12	15x15	18x18	21x21	24x24	
		A _v	0.0109	0.0244	0.0435	0.0679	0.0978	0.1331	0.1739	
700	194.4	V _v			8.0	4.5	2.9	2.0	1.5	1.1
		X			2.3	1.7	1.4	1.2	1.0	0.9
		P			44.5	14.0	5.7	2.8	1.5	0.9
		NR			49	37	28	21	15	9
800	222.2	V _v				5.1	3.3	2.3	1.7	1.3
		X				2.0	1.6	1.3	1.1	1.0
		P				18.3	7.5	3.6	2.0	1.1
		NR				41	32	24	18	12
900	250.0	V _v				5.7	3.7	2.6	1.9	1.4
		X				2.2	1.8	1.5	1.3	1.1
		P				23.1	9.5	4.6	2.5	1.4
		NR				44	35	27	21	15
1000	277.8	V _v				6.4	4.1	2.8	2.1	1.6
		X				2.5	2.0	1.7	1.4	1.2
		P				28.5	11.7	5.6	3.0	1.8
		NR				46	37	30	23	18
1200	333.3	V _v				7.7	4.9	3.4	2.5	1.9
		X				3.0	2.4	2.0	1.7	1.5
		P				41.1	16.9	8.1	4.4	2.6
		NR				51	42	34	28	23
1400	388.9	V _v					5.7	4.0	2.9	2.2
		X					2.8	2.3	2.0	1.7
		P					23.0	11.1	6.0	3.5
		NR					46	38	32	26
1600	444.4	V _v					6.5	4.5	3.3	2.6
		X					3.2	2.7	2.3	2.0
		P					30.0	14.5	7.8	4.6
		NR					49	41	35	30
1800	500.0	V _v					7.4	5.1	3.8	2.9
		X					3.6	3.0	2.6	2.2
		P					38.0	16.3	9.9	5.8
		NR					52	44	38	33
2000	555.6	V _v						5.7	4.2	3.2
		X						3.3	2.9	2.5
		P						22.6	12.2	7.1
		NR						47	41	35
2500	694.4	V _v						7.1	5.2	4.0
		X						4.2	3.6	3.1
		P						35.3	19.1	11.2
		NR						52	46	41
3000	833.3	V _v							6.3	4.8
		X							4.3	3.7
		P							27.4	16.1
		NR							51	45
3500	972.2	V _v							7.3	5.6
		X							5.0	4.4
		P							37.3	21.9
		NR							54	49
4000	1111.1	V _v							8.3	6.4
		X							5.7	5.0
		P							48.8	28.6
		NR							58	52

Fuente: Revisar catálogo en anexo 6.

Figura 20.

Difusor cuadrado 50-FR-4



50-FR-4

Difusor cuadrado de cuatro direcciones. Cuello normalizado según norma ISO para montaje en conducto. El hueco libre deberá ser 75 mm. superior a la dimensión nominal $L \times H$. Así, un difusor de 300x300, requerirá un hueco en el falso techo de 375x375 mm.



Descripción

Modelo 50 FR, difusor cuadrado o rectangular de aluminio.

Fuente: Catálogo. Revisar anexo 6.

Rejilla de extracción:

Volumen de aire a extraer: 625 CFM – 1061 m³/hr.

Numero de rejillas de inyección: 4

Velocidad efectiva: 2.3 m/s

Tamaño: 20" x 16"

Presión total: 23.4 Pa

Tabla 44. Tabla de selección de rejillas de puerta

Q		Dim. (mm)	300x100 200x150	400x100 200x200	500x150 350x200	400x200 300x250	500x200 400x250	600x200 500x250 400x300	600x250 500x300	600x350 500x400	700x400 600x500
m ² /h	l/s	A _e	0,0156	0,0208	0,0390	0,0448	0,0560	0,0684	0,0855	0,1218	0,1652
50	13,9	V _e	0,9	0,7	0,4						
		P _e	3,6	2,0	0,6						
60	16,7	V _e	1,1	0,8	0,4						
		P _e	5,1	2,9	0,8						
70	19,4	V _e	1,2	0,9	0,5	0,4					
		P _e	7,0	3,9	1,1	0,8					
80	22,2	V _e	1,4	1,1	0,6	0,5	0,4				
		P _e	9,1	5,1	1,5	1,1	0,7				
90	25,0	V _e	1,6	1,2	0,6	0,6	0,4				
		P _e	11,6	6,5	1,8	1,4	0,9				
100	27,8	V _e	1,8	1,3	0,7	0,6	0,5	0,4			
		P _e	14,3	8,0	2,3	1,7	1,1	0,7			
120	33,3	V _e	2,1	1,6	0,9	0,7	0,6	0,5	0,4		
		P _e	20,5	11,6	3,3	2,5	1,6	1,1	0,7		
140	38,9	V _e	2,5	1,9	1,0	0,9	0,7	0,6	0,5		
		P _e	28,0	15,7	4,5	3,4	2,2	1,5	0,9		
160	44,4	V _e		2,1	1,1	1,0	0,8	0,6	0,5		
		P _e		20,5	5,8	4,4	2,8	1,9	1,2		
180	50,0	V _e		2,4	1,3	1,1	0,9	0,7	0,6	0,4	
		P _e		26,0	7,4	5,6	3,6	2,4	1,5	0,8	
200	55,6	V _e			1,4	1,2	1,0	0,8	0,6	0,5	
		P _e			9,1	6,9	4,4	3,0	1,9	0,9	
250	69,4	V _e			1,8	1,6	1,2	1,0	0,8	0,6	0,4
		P _e			14,3	10,8	6,9	4,6	3,0	1,5	0,8
300	83,3	V _e			2,1	1,9	1,5	1,2	1,0	0,7	0,5
		P _e			20,5	15,6	10,0	6,7	4,3	2,1	1,1
350	97,2	V _e			2,5	2,2	1,7	1,4	1,1	0,8	0,6
		P _e			28,0	21,2	13,6	9,1	5,8	2,9	1,6
400	111,1	V _e				2,5	2,0	1,6	1,3	0,9	0,7
		P _e				27,7	17,7	11,9	7,6	3,7	2,0
500	138,9	V _e					2,5	2,0	1,6	1,1	0,8
		P _e					27,7	18,6	11,9	5,9	3,2
600	166,7	V _e						2,4	1,9	1,4	1,0
		P _e						26,7	17,1	8,4	4,6
700	194,4	V _e							2,3	1,6	1,2
		P _e							23,3	11,5	6,2
800	222,2	V _e							2,6	1,8	1,3
		P _e							30,4	15,0	8,1
900	250,0	V _e								2,1	1,5
		P _e								19,0	10,3
1000	277,8	V _e								2,3	1,7
		P _e								23,4	12,7
1200	333,3	V _e									2,0
		P _e									18,3
1400	388,9	V _e									2,4
		P _e									24,9
1600	444,4	V _e									2,7
		P _e									32,6

Tipos: 24-S1, 24-S2

Simbología:

V = Velocidad efectiva en m/s
P = Presión estática en Pa
A_e = Área efectiva en m²

NOTA:

-Esta tabla de selección está basada en ensayos reales de laboratorio de acuerdo a la norma ISO 5219 (UNE 100.710).

Fuente: Revisar catálogos en el anexo 6.

Figura 21. Rejilla de puerta



Descripción

Modelo 24-S1, rejilla de aluminio con contramarco.
Modelo 24-S2, rejilla de aluminio sin contramarco.

Acabados

Aluminio anodizado en su color.
Acabados especiales bajo demanda.

Fuente: Revisar catálogos en el anexo 6.

Plano de Ubicación del sistema de Aire Acondicionado y Extracción Mecánica de Aire Centrífugo.

Su ubicación se encuentra proyectada en la azotea del área de emergencias, en el segundo piso del establecimiento de salud. Ambos son para uso en sobretecho. Detallamos su ubicación de acuerdo a los planos presentados en el Anexo N°07 de este documento.

4.4 Se presupuestó el nuevo sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica en el área de trauma shock

A continuación, se presenta el presupuesto del nuevo rediseño con la finalidad de cumplir con la RM N° 040-2020-MINSA.

Tabla 45. Presupuesto de la adquisición de equipos y accesorios.

COSTO DE ADQUISICIÓN DE EQUIPOS Y ACCESORIOS DE LOS SISTEMAS					
EQUIPO	MARCA	MODELO	CANTIDAD	COSTO UNITARIO S/.	COSTO TOTAL
UNIDAD MANEJADORA DE AIRE - 48000 BTU/H	YORK	YVFE36BMV MAMO-X	1	5143.59	5143.59
CAJA DE FLTRACION 24" x 24" x 2" 2000 CFM	SOLER PALAU	CMF – 2000 - C	1	63351.21	63351.21
CAJA DE FILTRACION 24" x 24" x 2" 4000 CFM	SOLER PALAU	CMF – 4000 – C	1	93273.93	93273.93

TABLERO DE POLIESTER PUERTA CIEGA DE 430 x 330 x 200 MM	SCHNEIDER	NSYPLM43G	2	954.00	1908.00
REJILLAS DE INYECCION DE AIRE 525 x 525 MM	KOOL AIR	50 – FR – 4	2	253.00	506.00
REJILLAS DE EXTRACCION DE AIRE 400 x 300 MM	KOOL AIR	24 – S1	4	225.00	900
LLAVE TERMOMAGNETICA 32 AMP – 380V	SCHNEIDER	A9F84232	4	178.00	712.00
LLAVE TERMOMAGNETICA 32 AMP – 380V	SCHNEIDER	A9F84332	4	332.00	1328.00
VENTILADOR CON REJILLA	SCHNEIDER	NSYCAG125L PF	2	162.00	324.00
PULSADOR LUMINOSO VERDE 24 V – 1NA + 1NC	SCHNEIDER	HARMONY XB4	2	88.00	176.00
PULSADOR LUMINOSO AMARILLO 24 V – 1NA + 1NC	SCHNEIDER	HARMONY XB4	2	88.00	176.00
PULSADOR LUMINOSO ROJO 24 V – 1NA + 1NC	SCHNEIDER	HARMONY XB4	2	88.00	176.00
SELECTOR 3 POSICIONES	SCHNEIDER	K1B002ALH	2	152.00	304
TRANSFORMADOR 220/24 V – 60HZ	AUDAX	TAM0005001 70100	2	485.00	970.00
TOTAL					169247.00

Fuente: (Elaboración propia)

V. DISCUSIÓN

Este trabajo de investigación tuvo como objetivo general rediseñar el sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica del área de trauma shock del HEAV para cumplir la RM N°040-2020-MINSA, llegando así a obtener los parámetros solicitados por dicha normativa. La cual comprende doce (12) cambios por hora o 160 l/s (litros por segundo) por cada persona en el área de trauma shock, cabe recalcar que el aire

suministrado del equipo de aire acondicionado pasa por medio de una caja de filtros; los cuales comprenden un filtro primario, un filtro secundario, lámparas UV y un filtro HEPA. Además, sigue su recorrido a través de un inyector centrífugo, el cual absorbe el aire suministrado por el condensador y lo expulsa a través de los ductos llegando a una rejilla de disipación hacia el área de trauma shock. Teniendo en cuenta que la inyección de aire debe contar con menor fuerza en relación a la extracción del mismo, generando de esta manera una presión negativa; la cual impide el contagio debido al ingreso de pacientes que contrajeron el COVID-19 y garantiza su permanencia dentro de la sala de trauma shock, señalada como área segura y libre de patógenos.

Por otro lado, se cuenta con un sistema de extracción mecánica el cual absorbe el aire que se encuentra dentro del área de Trauma Shock. El aire contaminado es expulsado al exterior por medio de un ventilador mecánico centrífugo; el cual después de absorber dicho aire pasa a través de la caja de filtros que comprende los siguientes elementos: un filtro primario, un filtro secundario, lámparas UV y un filtro HEPA. Éste último contribuye en la purificación del aire, dando como resultado la expulsión de aire libre de contaminantes. Lo cual concuerda con la investigación realizada por Franco , en la tesis titulada “Evaluación técnica del proceso de climatización de salas limpias en Colombia, para ACAIRE”, que tiene como finalidad realizar un método de mejora continua en los sistemas de ventilación para los hospitales. La cual indica que las salas limpias corresponden a los espacios interiores de algunas instalaciones donde se requiere un diseño y construcción especiales con el objetivo de mitigar la contaminación, llegando así a concluir que se aplicó un método de ventilación de acuerdo a una estimación técnica y zonificación que cumpla con la normativa colombiana que cita en dicho documento. Esto ha permitido conocer que los sistemas de ventilación que se pueden emplear tienen como finalidad mitigar la contaminación en espacios cerrados.

Asimismo la tesis realizada por Reyes y Zubillaga en su artículo publicado en la gaceta médica de Bilbao indica su preocupación por los hospitales y las atenciones que éstas necesitan para seguir operando de manera orgánica, la cual se deriva muchas veces en un área de mantenimiento o también llamado área de ingeniería. A su vez el autor realiza una crítica constructiva hacia la evolución constante de las

áreas de trabajo en los hospitales donde indica que se debería de ocupar el 80% del tiempo en realizar un mantenimiento preventivo, que ayudará a estar preparados ante algunas emergencias y en la actualidad la COVID-19. Llegando así a concluir que las zonas sanitarias y sus instalaciones deben poder adaptarse para tener más capacidad de consumo eléctrico, y ser capaces de cambiar las presiones de aire acondicionado de positivas a negativas, con gastos medicinales en todas ellas y con suficiente capacidad y tecnología.

En esto coincide García, quien señala en su investigación que: “Se sigue el planteamiento de calcular la demanda convectiva en verano con el fin de cumplir con los requisitos normativos para garantizar que la temperatura y la humedad sean comparables. Adaptación a las necesidades de la producción de servicios farmacéuticos área del Hospital Nacional Guillermo Almenara Irigoyen, contribuyendo así a lograr calidad en las preparaciones; además de brindar un ambiente confortable y saludable; y así brindar aire fresco, limpio y puro”.

De lo anterior mencionado, podemos llegar a concordar con lo que dice Bryan Guerrero acerca del confort térmico donde indica que se obtiene a partir de la falta de la sensación de calor o frío de las personas que se encuentran en un ambiente limitado realizando ciertas actividades, al igual que Cristian Fierro, afirma que el calor es el flujo de energía que se produce entre dos cuerpos con diferentes temperaturas. Además, la temperatura es la unidad de medida de actividad de un cuerpo y su escala de medición en el Perú son los grados Celsius (°C).

De todo lo detallado se debe tener en cuenta que, en las edificaciones de la salud como los hospitales, el confort térmico de los pacientes y los médicos es fundamental para su bienestar y desempeño, respectivamente. En los centros hospitalarios, se debe tener un ambiente confortable que facilite la recuperación como también el tratamiento de los pacientes. Se necesita cumplir con los siguientes lineamientos: Iluminación natural y un sistema de ventilación según el ambiente puede ser natural, mecánico o mixto.

Con respecto a la calidad de aire en los hospitales y clínicas, nos estamos basando en La Norma Técnica E.M. 030 “Instalaciones de ventilación”(RNE 2008), donde nos

indica que toda edificación debe contar con una ventilación natural que genera un entorno saludable y contribuye con el ahorro energético. Asu vez indica que la calidad de aire en los hospitales se obtiene a través de un filtrado adecuado y una apropiada ventilación que permita garantizar y proporcionar la higiene optima y necesaria de los pacientes debido a que se está directamente relacionado con la concentración de partículas, virus, gérmenes y bacterias; dañinas tanto para los pacientes como del personal de turno. Por esta razón, la calidad del aire debe cumplir altas exigencias, mismas que están dadas por varias normativas nacionales e internacionales.

En cuanto a la Resolución Ministerial N° 040-2020-MINSA, se señaló que las medidas de prevención y control de contagios establecen que: “En lo posible, utilizar cuartos individuales con ventilación adecuada para la realización de las actividades. con no menos de Air 12. Cambie cada hora o al menos 160 L/seg/paciente en instalaciones bien ventiladas.

Es así, que el rediseño del sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica en el área de trauma shock del hospital de emergencia de Ate Vitarte, se calculó el balance de carga térmica del área de trauma shock, teniendo como elementos de construcción del techo, el concreto armado, cemento arena, celotex y aire, llegando a obtener una conductividad térmica de 74.64 btu/hr.

Para el caso de los muros, teniendo como elementos de construcción morteros de cemento, hilada de block, llegando a tener una conductividad térmica de 1697.1588 btu/hr.

En el caso del piso teniendo como elementos de construcción firme de concreto y cerámica comercial, llegando a obtener una conductividad térmica de 3612.9119 btu/hr.

Una vez calculado lo anterior mencionado, se usó la formula del calor por transmisión de los muros, el techo y el piso, llegando a calcular la ganancia de calor por transmisión total del área de trauma shock, con un total de 5384.6 btu/hr.

Seguidamente, se calculó la ganancia de calor por ocupantes teniendo en cuenta que existen 5 pacientes en posición de reposo y 4 personales médicos; llegando a obtener un calor latente de 2625 Btu/hr y un calor sensible de 1725 btu/hr en total de

los ocupantes. Al igual que, se calculó la ganancia de calor por iluminación teniendo un resultado de 4720.896 btu/hr.

En base a los resultados obtenidos, podemos optar por un equipo de aire acondicionado tipo ducto de 48 000 btu/hr.

VI. CONCLUSIONES

Las conclusiones son:

- El sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica del área de trauma shock del HEAV actualmente se encuentra con un diseño que no se ajusta a la atención de la alta demanda creciente de pacientes con la COVID-19 ya que dicho sistema cuenta con un ventilador inyector centrífugo en línea, el cual absorbe el aire del ambiente y pasa por un filtro tipo malla para posteriormente llegar al área de trauma shock. Asimismo, su sistema de extracción de aire es un extractor tipo hongo; el cual expulsa el aire contaminado al exterior sin ningún tipo de filtro.
- El rediseño del sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica tiene como finalidad cumplir con la RM N°040-2020-MINSA, para lo cual se hicieron diversos cálculos producto de los datos tomados in-situ, por lo cual se llegó a la conclusión que el área de trauma shock por la alta demanda de contaminación por la COVID-19 se tenía que implementar un sistema en el cual cumpla los estándares del estado peruano dando como resultado el aire a inyectar de 48 000 BTU/H y extracción de 2500 CFM.
- Teniendo en cuenta que el rediseño de aire acondicionado y ventilación mecánica para el área de traumashock es importante para salvaguardar la vida de los pacientes y médicos residentes se implementará el nuevo sistema contando con un presupuesto de 169'247.00 soles según lo detallado en el cuadro resumen de presupuesto.

VII. RECOMENDACIONES

Las recomendaciones son:

- El sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica del área de trauma shock del HEAV debería estar bajo mantenimiento preventivo cada 6 meses, asimismo el monitoreo del sistema permitirá aumentar la vida útil del mismo y así manteniendo la inocuidad, limpieza y liberando de virus, bacterias y diversos patógenos el ambiente.

REFERENCIAS

AFEC, 2019. Figura 1.10. *AFEC* [en línea]. Disponible en:

<https://www.bombadecolor.org/noticias/wp-content/uploads/2018/04/Modo-calefaccion-bomba-de-calor.jpg>.

ASHRAE, 2013. *HVAC Design Manual for Hospitals and Clinics*. ASHRAE. S.I.: s.n. ISBN 978-1-936504-39-8.

ASHRAE, 2017. *2017 ASHRAE fundamentals (SI)*. S.I.: s.n. ISBN 6785392187.

ASHRAE, 2018. ANSI/ASHRAE/ASHE standard 170-2017. , vol. 35, no. 10, pp. 32–34. ISSN 08919976.

ASHRAE STANDARD 55, 2017. Thermal environmental conditions for human occupancy. *ANSI/ASHRAE Standard - 55* [en línea], vol. 7, no. 2017, pp. 14. Disponible en: www.ashrae.org.

ATECYR, 2017. *Fundamentos de climatización*. S.I.: s.n. ISBN 9788495010346.

BAUMEISTER, T. y AVALLONE, E.A., 1987. *Manual-del-ingeniero-mecanico-1.pdf*. McGraw-Hil. México: s.n. ISBN 0-07-004123-7.

CARRIER, 2008. *Manual-De-Aire-Acondicionado-Carrier_Compress.Pdf*. 2008. S.I.: s.n.

CENGEL, Y. y CIMBALA, J., 2012. *Mecánica de fluidos Fundamentos y aplicaciones*. S.I.: s.n. ISBN 9788578110796.

- EL PERUANO, 2020. DECRETO DE URGENCIA QUE DICTA MEDIDAS EXTRAORDINARIAS DESTINADAS A GARANTIZAR LA RESPUESTA SANITARIA PARA LA ATENCIÓN DE LA EMERGENCIA PRODUCIDA POR EL COVID-19. *DIARIO OFICIAL DEL BICENTENARIO EL PERUANO* [en línea], vol. N° 15331, no. 90, pp. 4. Disponible en: <https://busquedas.elperuano.pe/download/url/decreto-de-urgencia-que-establece-medidas-excepcionales-y-te-decreto-de-urgencia-n-090-2020-1874820-3>.
- FIERRO CARRASCO, C.M., 2021. “*DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE 30 TON POR MEDIO DE AGUA HELADA PARA BRINDAR CONFORT TÉRMICO EN LAS OFICINAS ADMINISTRATIVAS DE MITSUI & CO LIMA-PERÚ*” [en línea]. S.l.: s.n. Disponible en: <http://hdl.handle.net/20.500.12952/5053>.
- FRANCO CEDEÑO, A., 2019. *EVALUACION TECNICA DEL PROCESO DE CLIMATIZACIÓN DE SALAS LIMPIAS EN COLOMBIA, PARA ACAIRE* [en línea]. S.l.: FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA. Disponible en: <http://repository.uamerica.edu.co/handle/20.500.11839/7442>.
- GARCIA PORTOCARRERO, A., 2018. *Sistema De Climatización De Aire Filtrado Para El Área De Preparación Del Servicio De Farmacia De Producción Del Hospital Nacional Guillermo Almenara Irigoyen* [en línea]. S.l.: UNIVERSIDAD NACIONAL PEDRO RUIZ GALLO. Disponible en: <https://repositorio.unprg.edu.pe/handle/20.500.12893/3109>.
- GARCIA TÁVARA, J.I., 2020. “*IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA EL CONTROL DE TEMPERATURA EN EL ALMACÉN DE MEDICAMENTOS DEL HOSPITAL MOGROVEJO-2019*” [en línea]. S.l.: Universidad Nacional Tecnológica de Lima Sur. Disponible en: http://repositorio.untels.edu.pe/jspui/bitstream/123456789/681/1/T088A_76628726_T.pdf.
- GONZALES SANCHEZ, A. y RODRÍGUEZ ÁLVAREZ, M., 2021. Guía práctica. En: S.Y. LÓPEZ (ed.), *MEDIDAS PARA MEJORAR LA VENTILACIÓN EN*

- ESPACIOS CERRADOS DURANTE LA PANDEMIA POR COVID-19* [en línea]. Ciudad de México: s.n., pp. 14. Disponible en: <http://www.puis.unam.mx/guiaventilacion.pdf>.
- GUERRERO YANZA, B.G., 2020. *REDISEÑO DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO DE LA UNIDAD DE CUIDADOS INTENSIVOS, SALAS DE PARTO Y QUIRÓFANOS DEL HOSPITAL ENRIQUE GARCÉS* [en línea]. S.I.: ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL. Disponible en: https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/20982/1/CD_10507.pdf.
- LUCIANI ZABALETA, L., 2016. *AJUSTE DE SIMULACION ENERGETICA DE EDIFICIOS CON DATALOGGERS HOBOS* [en línea]. Córdoba: Universidad Nacional de Córdoba. Disponible en: https://rdu.unc.edu.ar/bitstream/handle/11086/2364/INFORME_TECNICO_LAUREANA_2.pdf?sequence=1&isAllowed=y.
- MINISTERIO DE SALUD, 2020. Protocolo para la Atención de Personas con Sospecha o Infección Confirmada por Coronavirus (2019-nCoV) Resolución Ministerial-040-2020-MINSA. [en línea], pp. 14. Disponible en: <https://cdn.www.gob.pe/uploads/document/file/505246/resolucion-ministerial-040-2020-MINSA.PDF>.
- MOYA NATIVIDAD, B.S., 2018. *Cálculo del caudal de inyección y extracción para la sala de operaciones de un hospital en el departamento de Madre de Dios*. S.I.: s.n.
- RAMIREZ, L., 2013. *Proyecto de un sistema de acondicionamiento de aire para un quirófano perteneciente a un hospital, localizado en la ciudad de toluca; estado de Mexico* [en línea]. S.I.: Instituto Politecnico Nacional. Disponible en: https://tesis.ipn.mx/jspui/bitstream/123456789/12059/1/TESIS_AIRE_ACONDICIONADO.pdf.
- RENGIFO CRUZ, A. dell P., 2020. *ESTRATEGIAS DE CLIMATIZACIÓN PASIVA EN EL DISEÑO DE ESPACIOS ARQUITECTÓNICOS HOSPITALARIOS EN TACNA 2020* [en línea]. S.I.: UNIVERSIDAD PRIVADA DEL NORTE. Disponible en: <https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099/2327/IAU->

00076-49.pdf%0Ahttps://www.redalyc.org/pdf/380/38024616010.pdf.

REYES NÚÑEZ, M. y ZUBILLAGA, G., 2020. Violencia en el hospital. *Medicina clínica* [en línea], vol. 113, no. 2, pp. 174–175. ISSN 00257753. Disponible en:

<http://gacetamedicabilbao.eus/index.php/gacetamedicabilbao/article/download/789/799>.

RNE, 2008. Norma tecnica E.M. 030 instalaciones de ventilacion. *Reglamento Nacional de Edificaciones* [en línea]. S.l.: s.n., pp. 17. Disponible en:

<http://www.vivienda.gob.pe/dnc/archivos/normas/norma-em-030-instalaciones-de-ventilacion.pdf>.

RUIZ DE ADANA, M., JIMÉNEZ, E., JIMÉNEZ, J.L., CRUZ MINGUILLON, M., BALLESTER, J., QUEROL, X. y GRUPO DE TRABAJO MULTIDISCIPLINAR, 2021. EQUIPOS AUTÓNOMOS PARA LA LIMPIEZA DEL AIRE Y SENSORES PARA EL CONTROL DE LA TRANSMISIÓN DE SARS-CoV-2 POR AEROSOLES. *Ministerio de Ciencia e Innovación* [en línea]. Madrid: Disponible en: <https://digital.csic.es/handle/10261/242479>.

SÁNCHEZ-BARROSO, G. y SANZ-CALCEDO, J.G., 2019. Evaluation of HVAC design parameters in high-performance hospital operating theatres.

Sustainability (Switzerland) [en línea], vol. 11, no. 5. ISSN 20711050. DOI 10.3390/SU11051493. Disponible en: https://mdpi-res.com/d_attachment/sustainability/sustainability-11-01493/article_deploy/sustainability-11-01493.pdf.

UPM, 2019. Instalaciones de Climatización. *Universidad Politécnica de Madrid* [en línea], pp. 62. Disponible en:

<http://www.aq.upm.es/Departamentos/Fisica/UD-instalaciones/Doc03.pdf>.

YORK COMPANY, 2019a. APLICATION GUIDE Variable Air Volume for Rooftop Units. *York* [en línea], vol. 1, no. Johnson Controls, pp. 96. Disponible en:

https://www.york.com/-/media/project/jci-global/york-sites/united-states-york/insights/files/variable-air-volume-for-rooftop-units_application-guide.pdf.

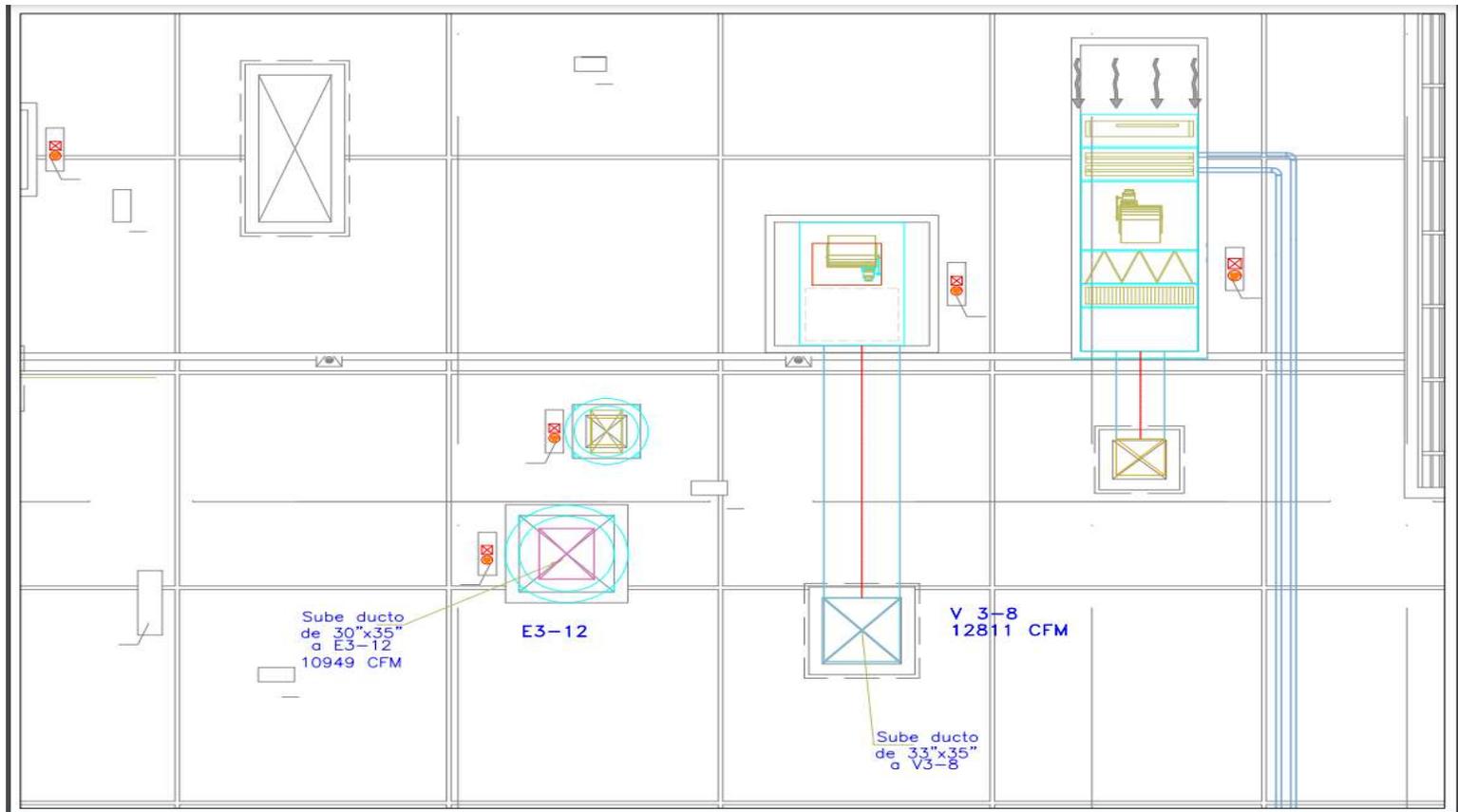
YORK COMPANY, 2019b. DUCTO US 60HZ R-410A. . Peru:

ANEXOS

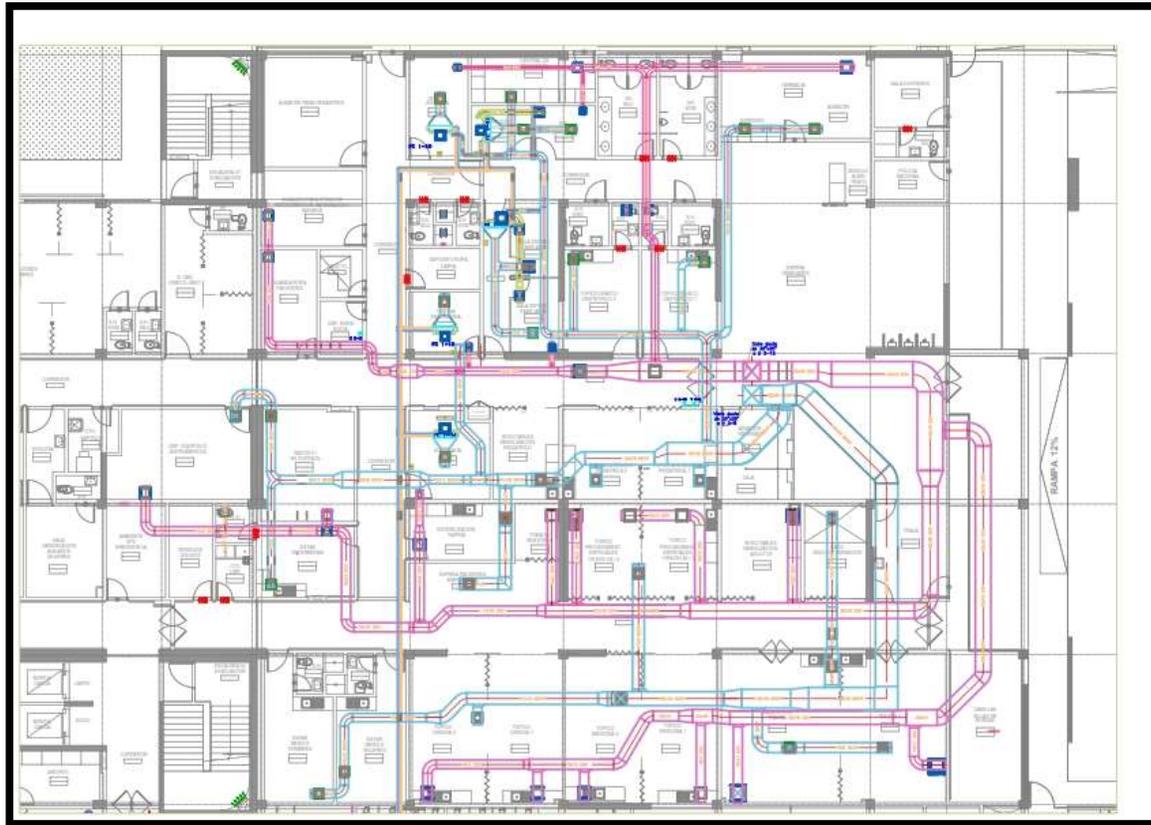
Anexo 3: Matriz de operacionalización de variables.

Variable Independiente	Definición conceptual	Definición operacional	Indicador	Escala de medición
Rediseño del sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica	Es la modificación de los mecanismos utilizados para la ventilación y confort de una habitación o espacio cerrado.	Valor obtenido a partir de los cálculos que permiten la selección de los equipos para realizar los cambios al sistema.	Unidad de calor, Tasa de flujo de aire	Btu, CFM
Variable Dependiente	Definición conceptual	Definición operacional	Indicador	Escala de medición
Cumplir RM N°040-2020-MINSA	Es la normativa que señala los cuidados y atenciones para pacientes con covid-19.	Valores que deben superar los 12 recambios de aire o 160 litros por segundo por paciente.	Tasa de flujo de aire, caudal	Cálculos matemáticos, Balómetro

Anexo 4: Plano de ubicación de inyector y extractor de aire centrifugo



Anexo 5: Plano de recorrido del sistema de inyección y extracción de aire para el área de emergencia y trauma shock.



Anexo 6: Fichas técnicas y catálogos de equipos seleccionados



Unidad interior

- Reinicio aleatorio automático
- Ruido bajo
- Filtro de aire lavable
- Control de baja tensión de 24V.
- Fácil mantenimiento
- Controlador inalámbrico (opcional)

Unidad de exterior

- Tamaño compacto
- Compresor de alta eficiencia
- Ruido bajo
- Protección de la válvula



Especificación

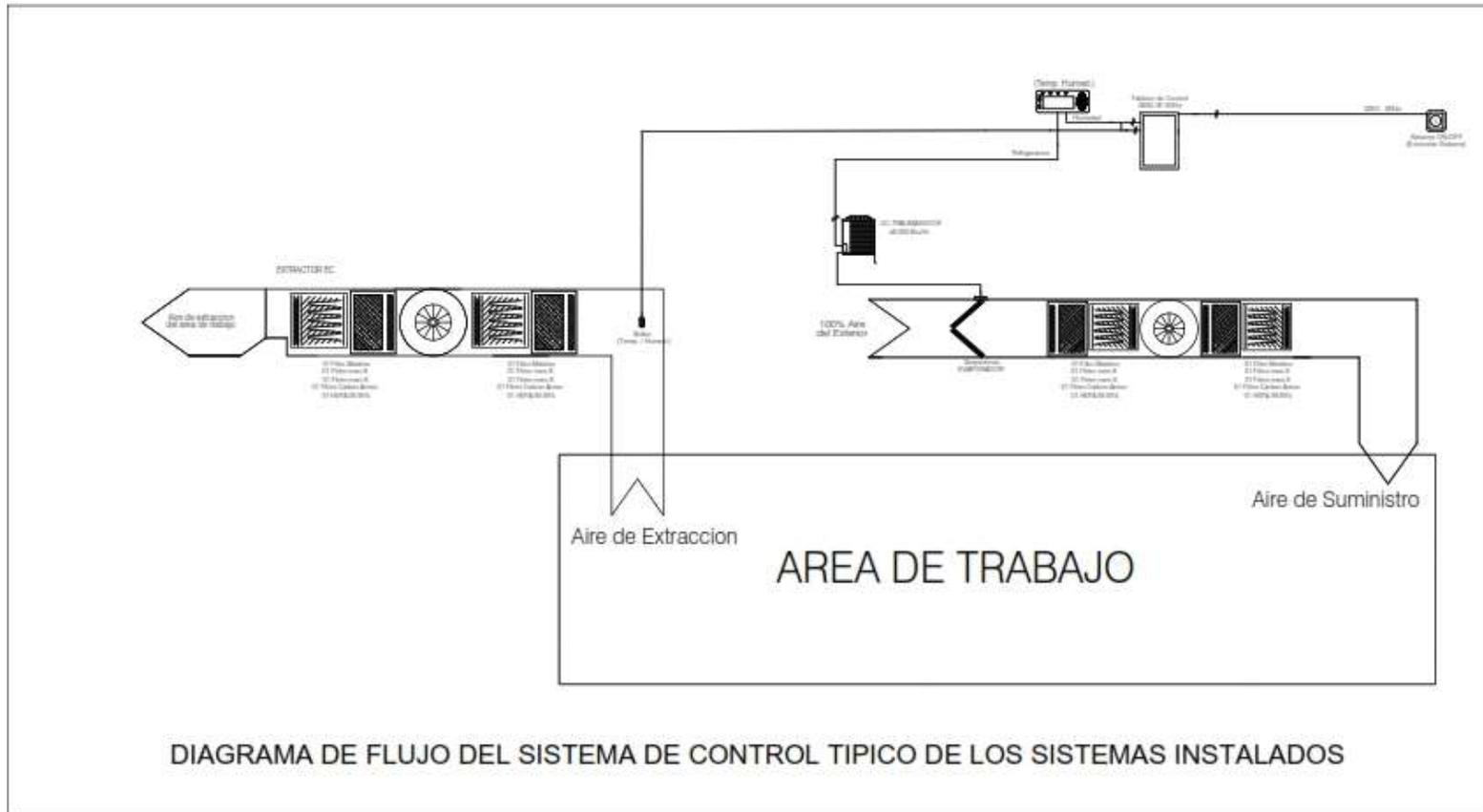
Modelo Rank		YSFE358BTMMMO-X	YSFE368VTMMAM-X	YSFE488BTMMMS-X	YSFE488VTMMAM-X	YSFE608BTMMMS-X	YSFE608VTMMAM-X
Unidad Interior		YSFE358VTMMAM-X	YSFE368VTMMAM-X	YSFE488VTMMAM-X	YSFE488VTMMAM-X	YSFE608VTMMAM-X	YSFE608VTMMAM-X
Unidad Exterior		YVFE358VTMMMO-X	YVFE368VTMMMO-X	YVFE488VTMMMS-X	YVFE488VTMMMS-X	YVFE608VTMMMS-X	YVFE608VTMMMS-X
Fuente de alimentación al aire libre		V-Ph-Hz	220-230V, 1Ph, 60Hz	220-230V, 1Ph, 60Hz	220-230V, 1Ph, 60Hz	220-230V, 1Ph, 60Hz	220-230V, 1Ph, 60Hz
Fuente de alimentación de interior		V-Ph-Hz	220-230V, 1Ph, 60Hz	220-230V, 1Ph, 60Hz	220-230V, 1Ph, 60Hz	220-230V, 1Ph, 60Hz	220-230V, 1Ph, 60Hz
Max. consumo de entrada		W	5400	3000	6000	6250	7200
Max. corriente		A	25.5	15.0	30.7	28.1	34.6
Eficiencia	Capacidad	litu/h	36000	36000	48000	48000	60000
	Entrada	W	3967	3967	5410	5410	6760
	EER	W/W	2.66	2.66	2.60	2.60	2.60
Motor del ventilador interior	Cantidad		1	1	1	1	1
	Entrada	W	420.0	420.0	515/450	515/450	660
	Capacitor	µF	15	15	12UF/450V	12UF/450V	12
	Velocidad (Hi / Mi / Lo)	r/min	1100/980	1100/980	800/710	800/705	985/760
Flujo de aire interior (Hi / Mi / Lo)	m³/h	1648.00	1648.00	2183.00	2182.00	2300.00	2300.00
	Pa	37	37	50	50	50	50
ESP	Clasificado	Pa	37	37	50	50	50
	Distancia	Pa	0-140	0-140	0-180	0-180	0-180
Nivel de sonido (presión de sonido)		dB(A)	51.5/30.0	51.5/30.0	54.00	54.00	54.5/30.0
Tipo de aceleración			Throttle valve	Throttle valve	Throttle valve	Throttle valve	Throttle valve
Unidad interior	Dimensión (WxDxH)	mm	520x460x774	520x460x774	500x550x970	500x550x970	500x550x970
	Embalaje (WxDxH)	mm	835x520x505	835x520x505	900x990x1090	900x990x1090	1030x560x595
	Peso neto / bruto	kg	36.2/41.7	36.2/41.7	48/52	48/52	51/55
Presión de diseño		MPa	4.2/1.5	4.2/1.5	4.2/1.5	4.2/1.5	4.2/1.5
Tubería de agua de drenaje dia.		mm	ØØ825mm	ØØ825mm	ØØ825mm	ØØ825mm	ØØ825mm
Tubería de refrigerante		Lado líquido / lado gas	mm(pulg)	Ø9.52(Ø19.05"/3/4")	Ø9.52(Ø19.05"/3/4")	Ø9.52(Ø19.05"/3/4")	Ø9.52(Ø19.05"/3/4")
Temperatura de operación		°C	17-30	17-30	17-30	17-30	17-30
Temperatura ambiente		°C	17 - 32	17 - 32	17 - 32	17 - 32	17 - 32
Cant. por 20' / 60' / 400HQ		Unidad interior	88/184/275	88/184/275	80/164/164	80/164/164	80/164/164
Compresor	Tipo		ROTARY	ROTARY	SCROLL	SCROLL	SCROLL
	Capacidad	W	10450	10350	14300	14800	16100
	Entrada	W	3480	3400	4540	4527	5500
	Corriente nominal (RLA)	A	17.0	16.9	25.1	18.7	25.8
	Amperaje de rotor bloqueado (LRA)	A	89	81	138.0	136.8	139.0
	Posición del protector térmico		INTERNO	INTERNO	INTERNO	INTERNO	INTERNO
	Capacitor	µF	80.0	/	80.0	/	60.0
Carga de aceite / carga de aceite		ml	668/65-H o equivalente / 660ml	668/65-H o equivalente / 660ml	3MAF POE/1242	3MAF POE/1242	668 o equivalente / 660
Motor del ventilador al aire libre	Cantidad		1	1	1	1	1
	Entrada	W	300.0	300.0	318.0	318.0	300.0
	Capacitor	µF	6	6	12	12	/
	Velocidad	r/min	1100	1100	1095	1095	1095
Flujo de aire exterior			4500	4500	7400	7400	6500
Nivel de ruido exterior		dB(A)	65.5	65.5	64.7	59.6	64.4
Unidad exterior	Dimensión (WxDxH)	mm	600x600x759	600x600x759	710x710x756	710x710x759	710x710x843
	Embalaje (WxDxH)	mm	638x638x794	638x638x794	738x738x794	738x738x794	738x738x872
	Peso neto / bruto	kg	57.8/60.4	56.8/60.6	71.8/76.1	69.3/74	80/85
	Tipo de refrigerante		R410A	R410A	R410A	R410A	R410A
Volumen cargado		kg	1.9	1.9	2.3	2.3	2.3
Presión de diseño		MPa	4.2/1.5	4.2/1.5	4.2/1.5	4.8/1.5	4.2/1.5
Tubería de refrigerante	Lado líquido / lado gas	mm(pulg)	Ø9.52(Ø19.05"/3/4")	Ø9.52(Ø19.05"/3/4")	Ø9.52(Ø19.05"/3/4")	Ø9.52(Ø19.05"/3/4")	Ø9.52(Ø19.05"/3/4")
	Max. longitud de la tubería de refrigerante	m	30	30	30	30	30
	Max. diferencia de nivel	m	30	30	30	30	30
Temperatura ambiente		Enfriamiento	°C	18 - 43	18 - 43	18 - 43	18 - 43
Cant. por 20' / 60' / 400HQ		Unidad exterior	54/114/171	54/114/171	42/96/144	42/96/144	42/96/144

Condiciones nominales de prueba:

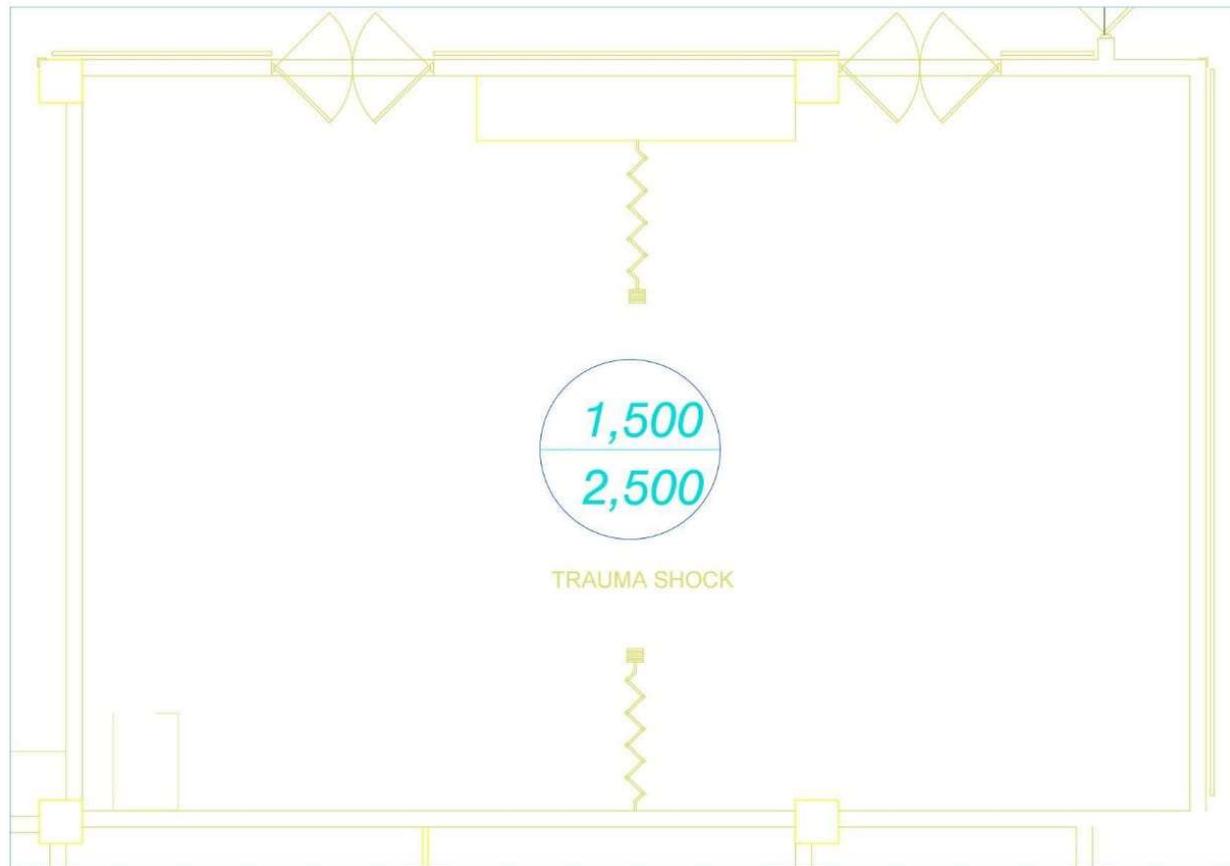
Enfriamiento en interiores: 80.06 °F DB / 66.32 °F WB (26.70 °C DB / 19.40 °C WB) y en exteriores: 95 °F DB / 75.02 °F WB (35.00 °C DB / 23.90 °C WB)

Calefacción en interiores: 69.98 °F DB / 60.06 °F WB (21.10 °C DB / 15.60 °C WB) y exteriores: 46.94 °F DB / 42.98 °F WB (8.30 °C DB / 6.10 °C WB)

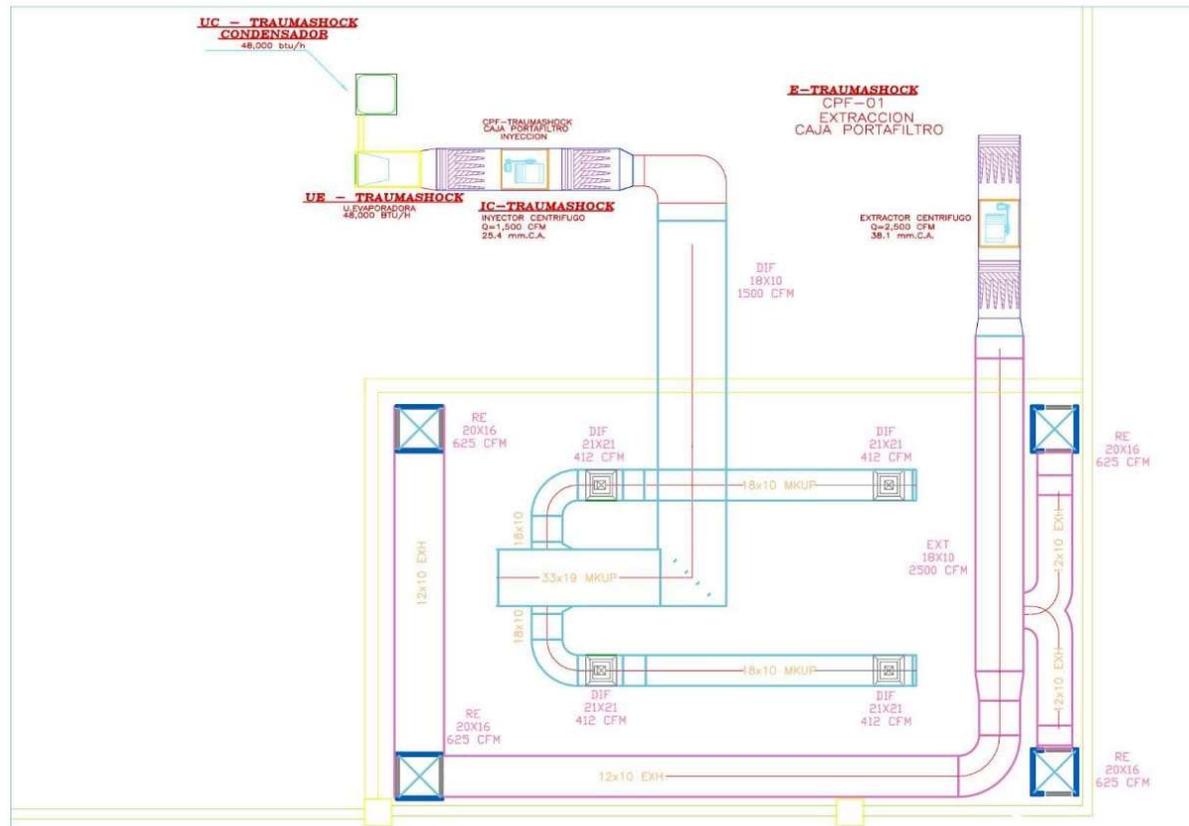
Anexo 8: Diagrama de flujo del sistema de control típico de los sistemas instalados



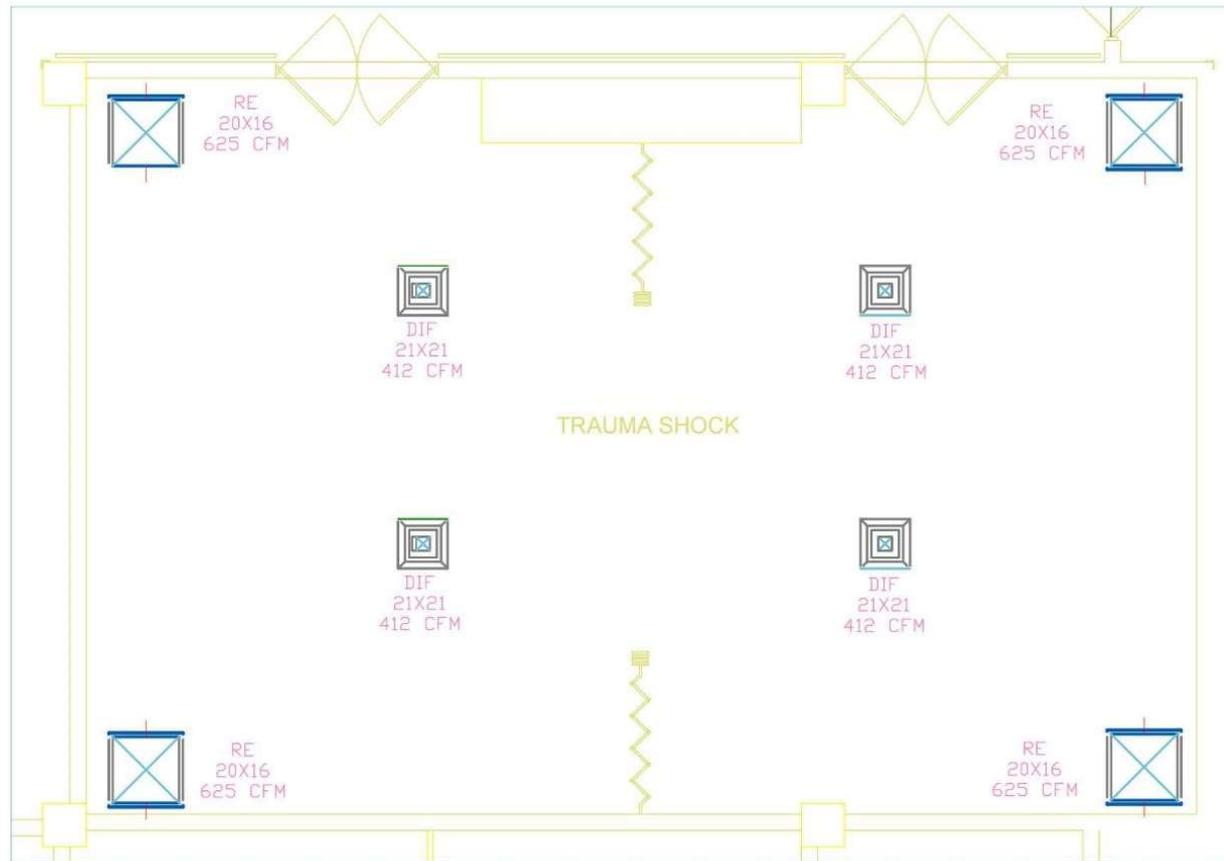
Anexo 9: Diagrama PI&D del rediseño del sistema de ventilación y aire acondicionado en el área de trauma shock



Anexo 10: Plano de recorrido del resideño del sistema de ventilación y aire acondicionado



Anexo 11: Plano de ubicación del rediseño del sistema de ventilación y aire acondicionado



Anexo 12: Tomas fotográficas de la inspección en campo.



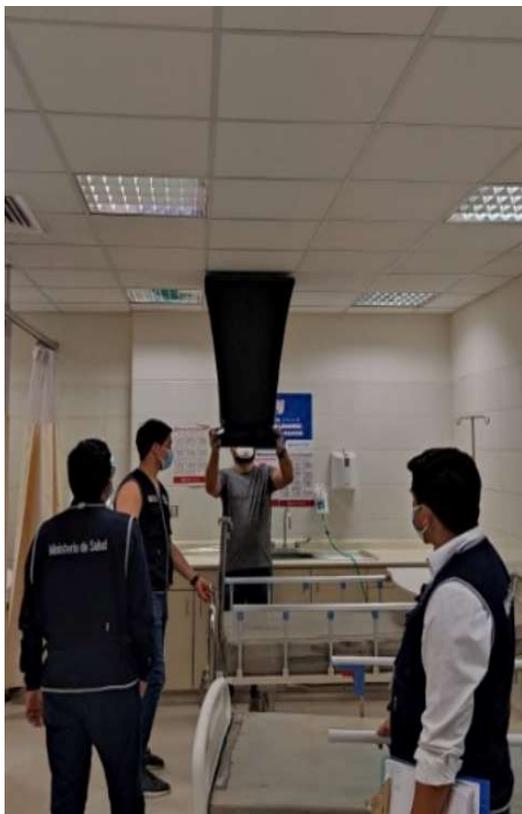
Inspección de campo y mediciones.



Equipo extractor tipo hongo



Equipo inyector de aire



Verificación de valores mediante una prueba con balómetro