

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA**



**“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE AIRE
ACONDICIONADO DE 11 TON PARA ALCANZAR LAS
CONDICIONES DE CLIMATIZACIÓN EN LA SALA DE
ANGIOGRAFÍA. INSTITUTO NACIONAL DE SALUD DEL NIÑO -
SAN BORJA”**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
EN ENERGÍA**

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Juan Carlos Huamán Alfaro".

Juan Carlos Huamán Alfaro

DNI: 40607588

Asesor

ALVARADO CHUQUIZUTA, JOSEPH ALEXANDER

Callao, 2021
PERÚ

A handwritten signature in blue ink, appearing to read "Joseph Alexander Alvarado Chuquizuta".

(Resolución N°019-2021-C.U. del 20 de enero de 2021)

**ACTA N° 034 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS CON CICLO TALLER DE TESIS PARA LA
OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN ENERGÍA**

**LIBRO 001 FOLIO No. 060 ACTA N° 034 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS CON CICLO TALLER DE TESIS PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
PROFESIONAL DE INGENIERO EN ENERGÍA**

A los 16 días del mes setiembre, del año 2021, siendo las 15:50 horas, se reunieron, en la sala meet: <http://meet.google.com/npd-amoz-jcn>, el **JURADO DE SUSTENTACION DE TESIS** para la obtención del **TÍTULO** profesional de **Ingeniero en Energía** de la **Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía**, conformado por los siguientes docentes ordinarios de la **Universidad Nacional del Callao**:

- | | | |
|------------------------------------|---|------------|
| ▪ Dr. Juan Manuel Palomino Correa | : | Presidente |
| ▪ Mg. Carlos Zacarías Díaz Cabrera | : | Secretario |
| ▪ Mg. Vladimiro Contreras Tito | : | Miembro |
| ▪ Mg. Juan Carlos Huamán Alfaro | : | Asesor |

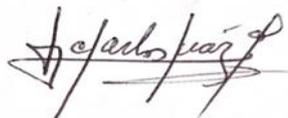
Se dio inicio al acto de sustentación de la tesis del Bachiller **ALVARADO CHUQUIZUTA JOSEPH ALEXANDER**, quien habiendo cumplido con los requisitos para optar el Título Profesional de Ingeniero en Energía sustenta la tesis titulada "**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE 11 TON PARA ALCANZAR LAS CONDICIONES DE CLIMATIZACIÓN EN LA SALA DE ANGIOGRAFÍA. INSTITUTO NACIONAL DE SALUD DEL NIÑO - SAN BORJA**", cumpliendo con la sustentación en acto público, de manera no presencial a través de la Plataforma Virtual, en cumplimiento de la declaración de emergencia adoptada por el Poder Ejecutivo para afrontar la pandemia del Covid-19, a través del D.S. N° 044-2020-PCM y lo dispuesto en el DU N° 026-2020 y en concordancia con la Resolución del Consejo Directivo N°039-2020-SUNEDU-CD y la Resolución Viceministerial N° 085-2020-MINEDU, que aprueba las "Orientaciones para la continuidad del servicio educativo superior universitario";

Con el quórum reglamentario de ley, se dio inicio a la sustentación de conformidad con lo establecido por el Reglamento de Grados y Títulos vigente. Luego de la exposición, y la absolución de las preguntas formuladas por el Jurado y efectuadas las deliberaciones pertinentes, acordó: Dar por **APROBADO** con la escala de calificación cualitativa **BUENO** y calificación cuantitativa **15 (quince)**, la presente Tesis, conforme a lo dispuesto en el Art. 27 del Reglamento de Grados y Títulos de la UNAC, aprobado por Resolución de Consejo Universitario N° 245-2018- CU del 30 de Octubre del 2018.

Se dio por cerrada la Sesión a las 15:30 horas del día 16 del mes y año en curso.



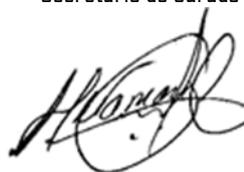
.....
Dr. Juan Manuel Palomino Correa
Presidente de Jurado



.....
Mg. Carlos Zacarías Díaz Cabrera
Secretario de Jurado



.....
Mg. Vladimiro Contreras Tito
Miembro de Jurado



.....
Ing. Juan Carlos Huamán Alfaro
Asesor

DEDICATORIA

A mis padres que me dieron la vida y siempre han estado a mi lado apoyándome incondicionalmente en cada etapa de mi vida. Familiares y amigos cercanos que siempre estuvieron apoyándome con sus palabras a seguir mi camino profesional.

AGRADECIMIENTO

En primer lugar quiero alcanzar mi agradecimiento a Dios, y en segundo lugar a la empresa por haberme dado la oportunidad de desempeñarme, sobre todo ir adquiriendo más experiencia y habilidades profesionales que me permitieron mejorar de forma continua.

También mi agradecimiento a mi familia, que me dio la formación como persona de bien y que con su ejemplo me han dado siempre un soporte para mi crecimiento.

A mi asesor el Mg. Juan Carlos Huamán Alfaro por su apoyo, tiempo, con su experiencia y guía en la concepción y desarrollo del presente estudio.

Finalmente, el agradecimiento a la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía – FIME - UNAC, por brindarme la formación académica para poder desarrollarme en el ámbito profesional.

ÍNDICE

RESUMEN	14
ABSTRACT	15
INTRODUCCIÓN	16
I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	18
1.1. Descripción de la realidad problemática.....	18
1.2. Formulación del Problema	19
1.2.1. Problema General	19
1.2.2. Problemas Específicos	19
1.3. Objetivos.....	19
1.3.1. Objetivo General	19
1.3.2. Objetivos Específicos	19
1.4. Limitantes de la investigación	20
1.4.1. Limitante teórica	20
1.4.2. Limitante temporal.....	20
1.4.3. Limitante espacial.....	20
II. MARCO TEORICO	21
2.1. Antecedentes.....	21
2.1.1. Antecedentes Internacionales	21
2.1.2. Antecedentes Nacionales	22
2.2. Bases teóricas	24
2.2.1. Conceptos básicos termodinámicos	24
2.2.2. Parámetros de refrigeración	30
2.2.1. Fluidos en ductos	35
2.3. Conceptual.....	37

2.3.1.	Aire Acondicionado.....	37
2.3.2.	Tipos de sistemas de aire acondicionado	37
2.3.3.	Sistema de aire acondicionado en centros de atención médica....	39
2.3.4.	Normatividad y estándares aplicados al diseño e instalación de sistemas de aire acondicionado	42
2.4.	Definición de términos básicos.....	44
III.	HIPOTESIS Y VARIABLES	47
3.1.	Hipótesis	47
3.1.1.	Hipótesis General	47
3.1.2.	Hipótesis Específicas	47
3.2.	Definición conceptual de variables	47
IV.	DISEÑO METODOLÓGICO.....	49
4.1.	Tipo y Diseño de la Investigación.....	49
4.1.1.	Tipo de investigación.....	49
4.1.2.	Diseño de la investigación	49
4.2.	Método de la Investigación	50
4.3.	Población y Muestra	50
4.4.	Lugar de estudio y periodo desarrollado	51
4.5.	Técnicas e instrumentos de recolección de datos.	51
4.6.	Análisis y procesamiento de datos	53
	Etapa 4: Dimensionamiento y selección de componentes eléctricos.....	54
4.6.1.	Etapa 1: Determinación de los parámetros de diseño.....	54
4.6.2.	Etapa 2: Determinación de la capacidad de enfriamiento	67
4.6.3.	Etapa 3. Selección del equipo de aire acondicionado, selección y dimensionamiento de los componentes mecánicos del sistema de aire acondicionado	85

4.6.4.	Etapa 4: Dimensionamiento y selección de componentes eléctricos.....	103
4.6.5.	Etapa 5: Implementación del sistema de aire acondicionado.....	111
V.	RESULTADOS	122
5.1.	Resultados descriptivos	122
5.1.1.	Condiciones de climatización	122
5.1.2.	Parámetros de diseño de la sala de angiografía.....	122
5.1.3.	Capacidad de enfriamiento de la sala de angiografía	124
5.1.4.	Dimensionamiento y selección del equipamiento mecánica eléctrico 128	
5.1.5.	Implementación del sistema de aire acondicionado.....	131
5.2.	Resultados inferenciales	131
5.2.1.	Análisis de normalidad de los datos recolectados	132
5.2.2.	Comprobación de la hipótesis nula.....	134
VI.	DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS.....	136
6.1.	Contrastación y demostración de la hipótesis con los resultados.....	136
6.1.1.	Contrastación de la hipótesis general.....	136
6.1.2.	Contrastación de la hipótesis específica.....	136
6.1.3.	Contrastación de los resultados con otros estudios similares	138
6.1.4.	En el área Internacional.....	138
6.1.5.	En el área Nacional.	138
6.2.	Responsabilidad ética de acuerdo a los reglamentos vigentes.	139
	CONCLUSIONES.....	140
	RECOMENDACIONES.....	142
	REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	143
	ANEXOS	147

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1. OPERACIONALIZACIÓN DE LAS VARIABLES INDEPENDIENTE Y DEPENDIENTE .	48
TABLA 2. RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN DE LA SALA DE ANGIOGRAFÍA.....	57
TABLA 3. CARACTERÍSTICAS DE LOS MUROS DE LA SALA DE ANGIOGRAFÍA	58
TABLA 4. PROPIEDADES COMUNES EN MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN, HOMOGÉNEOS Y NO HOMOGÉNEOS	58
TABLA 5. PROPIEDADES DEL AIRE DE ACUERDO A SU MOVILIDAD Y DIRECCIÓN	59
TABLA 6. RESISTENCIA TOTAL OBTENIDA POR LA SUMA DE LAS RESISTENCIAS DE CADA MATERIAL PARA EL TRAMO A-B	61
TABLA 7. RESISTENCIA TOTAL OBTENIDA POR LA SUMA DE LAS RESISTENCIAS DE CADA MATERIAL PARA EL TRAMO B-C	62
TABLA 8. RESISTENCIA TOTAL OBTENIDA POR LA SUMA DE LAS RESISTENCIAS DE CADA MATERIAL PARA EL PISO.	63
TABLA 9. CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO DE VENTILACIÓN PARA ESPACIOS COMUNES DE HOSPITALES Y CLÍNICAS	65
TABLA 10. GANANCIAS SENSIBLES DEBIDO AL ALUMBRADO	68
TABLA 11. GANANCIA DE CALOR DEBIDA AL GRADO DE ACTIVIDAD DE LOS OCUPANTES Y TEMPERATURA SECA DEL LOCAL.....	69
TABLA 12. GANANCIAS DE CALOR AL AIRE PARA SISTEMAS DE IMÁGENES.....	70
TABLA 13. RESUMEN DE LOS PESOS DE LAS PAREDES POR METRO CUADRADO DE PARED PARA CADA TRAMO	73
TABLA 14. CANTIDAD DE PAREDES EXPUESTAS AL SOL DE ACUERDO A SU ORIENTACIÓN CARDINAL	73
TABLA 15. RESUMEN DE LAS MÁXIMAS APORTACIONES SOLARES DE ACUERDO A LOS PUNTOS CARDINALES DEL PROYECTO	74
TABLA 16. RESUMEN DE LOS DATOS REQUERIDOS PARA EL CÁLCULO DE LA DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA PARA LA PARED SOLEADA DEL TRAMO A-B	76
TABLA 17. TRANSFERENCIA DE CALOR APORTADO POR EL SOL DURANTE 24 HORAS ..	77
TABLA 18. RESUMEN DE CÁLCULOS DE CALOR TOTAL POR CARGA TÉRMICA Y FACTOR DE CALOR SENSIBLE.....	79
TABLA 19. CARACTERÍSTICAS DEL AIRE EN EL PUNTO “S”	79
TABLA 20. CARACTERÍSTICAS DEL AIRE EN EL PUNTO “E”	80

TABLA 21. CARACTERÍSTICAS DEL AIRE EN EL PUNTO “I”	81
TABLA 22. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LAS DIFERENTES TECNOLOGÍAS DE AIRE ACONDICIONADO	86
TABLA 23. CALIFICACIÓN DEL RENDIMIENTO DE ENFRIAMIENTO PARA EQUIPOS ROOFTOP	89
TABLA 24. EFICIENCIAS MÍNIMAS DE FILTROS DE ACUERDO A LA DESIGNACIÓN DE ESPACIO	89
TABLA 25. IRRADIACIÓN DE LA LUMINARIA UV	90
TABLA 26. VELOCIDADES RECOMENDADAS PARA SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO	94
TABLA 27. CAÍDAS DE PRESIÓN TÍPICAS PARA FILTROS DE AIRE	97
TABLA 28. CAÍDAS DE PRESIÓN POR PÉRDIDAS PRIMARIAS DE LA RUTA CRÍTICA	98
TABLA 29. CUADRO RESUMEN DE LAS PÉRDIDAS SECUNDARIAS POR LOS ACCESORIOS	101
TABLA 30. HARDWARE INCLUIDO POR UN CONTROLADOR VCCX	103
TABLA 31. CORRIENTE ELÉCTRICA NOMINAL A 380 V DE CADA COMPONENTE DEL EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO	105
TABLA 32. FACTORES DE CORRECCIÓN PARA TEMPERATURA DISTINTA A 30°C PARA CABLES AL AIRE Y DISTINTA A 20°C PARA CABLES EN DUCTOS ENTERRADOS....	106
TABLA 33. SECCIÓN MÍNIMA DEL CONDUCTOR DE PUESTA A TIERRA PARA CANALIZACIONES O EQUIPOS DE CONEXIÓN	107
TABLA 34. MÁXIMO NÚMERO DE CONDUCTORES DE UNA DIMENSIÓN EN TUBERÍAS PESADAS O LIVIANAS	107
TABLA 35. CAPACIDAD NOMINAL DE LOS DISPOSITIVOS DE SOBRE CORRIENTE QUE PROTEGEN CONDUCTORES	108
TABLA 36. CAPACIDAD DE CORRIENTE DE CONDUCTORES AISLADOS – EN CANALIZACIÓN O CABLE (AISLAMIENTO XLPE).....	109
TABLA 37. RESUMEN DE LOS COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR CALCULADOS PARA CADA TRAMO, PISO Y TECHO RESPECTIVAMENTE.....	122
TABLA 38. REPORTE PARA DETERMINAR LOS PARÁMETROS DE DISEÑO	123
TABLA 39. REPORTE PARA DETERMINAR EL CAUDAL DE ACUERDO A LAS RENOVACIONES DE AIRE	124

TABLA 40. REPORTE PARA DETERMINAR LA CARGA TÉRMICA Y FACTOR DE CALOR SENSIBLE.....	125
TABLA 41. CUADRO RESUMEN DE LAS DIMENSIONES DE DUCTOS CON SUS PÉRDIDAS DE PRESIÓN ESTÁTICA	128
TABLA 42. REPORTE DE CARACTERÍSTICAS PARA EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE LA SALA DE ANGIOGRAFÍA	129
TABLA 43. REPORTE DE LAS CARACTERÍSTICAS BÁSICAS DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA ELÉCTRICO	130
TABLA 44. MUESTRA DE DATOS DE HUMEDAD RELATIVA Y TEMPERATURA EN UN PERIODO DE 30 DÍAS.....	131

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1. TIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE UN CUERPO A OTRO	27
FIGURA 2. EJEMPLO DE RESISTENCIAS TÉRMICAS DE UNA PARED	28
FIGURA 3. CARTA PSICROMÉTRICA TÍPICA ELABORADA POR CARRIER	32
FIGURA 4. RANGOS DE TEMPERATURAS USADAS EN LA REFRIGERACIÓN, EL AIRE ACONDICIONADO Y LA CRIOGENIA	34
FIGURA 5. ECUACIÓN DE CONTINUIDAD PARA UN FLUJO CONSTANTE DE AIRE A TRAVÉS DE UNA TUBERÍA.....	35
FIGURA 6. ZONA DE TEMPERATURA DE AIRE INTERIOR Y HUMEDAD RELATIVA RECOMENDADO	37
FIGURA 7. SISTEMA DE VENTILACIÓN MODELO PARA UNA SALA DE QUIRÓFANO.....	40
FIGURA 8. MODELO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO ROOFTOP 100% DE AIRE EXTERIOR PARA HOSPITALES O CLÍNICAS.....	41
FIGURA 9. RANGOS DE HUMEDAD RELATIVA SALUDABLE PARA LAS PERSONAS	43
FIGURA 10. DIAGRAMA DE TÉCNICAS E INSTRUMENTOS PARA LA RECOLECCIÓN DE DATOS.....	52
FIGURA 11. UBICACIÓN GEOGRÁFICA DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN	55
FIGURA 12. PLANO DE ARQUITECTURA DE LA SALA DE ANGIOGRAFÍA.....	56
FIGURA 13. TEMPERATURA Y HUMEDAD RELATIVA MÁXIMAS PROYECTADAS EN EL AÑO 2020 ENERO-DICIEMBRE	64
FIGURA 14. CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA, EN TONELADAS DE REFRIGERACIÓN, OBTENIDO USANDO EL “ELITE SOFTWARE” PARA LA SALA DE ANGIOGRAFÍA.	84
FIGURA 15. CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA, EN TONELADAS DE REFRIGERACIÓN, OBTENIDO USANDO EL “ELITE SOFTWARE” PARA LA SALA DE ANGIOGRAFÍA.	85
FIGURA 16. ALTERNATIVAS DE DISEÑO PARA UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO ..	87
FIGURA 17. MODELO DE UN SISTEMA DE VENTILACIÓN SUMINISTRADO POR UN EQUIPO ROOFTOP 100% AIRE EXTERIOR.....	92
FIGURA 18. TRAMO DE DUCTOS CRÍTICOS DEBIDO A LAS PÉRDIDAS PRIMARIAS.....	94
FIGURA 19. ÁBACO PARA DIMENSIONAMIENTO DEL DUCTO DE DIÁMETRO EQUIVALENTE	95
FIGURA 20. MEDIDA DE LOS DUCTOS DE DIÁMETRO EQUIVALENTE A LADOS RECTANGULARES	96

FIGURA 21. CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DEL DUCTO Y CAÍDA DE PRESIÓN EN EL DUCTO DEL TRAMO A-B PARA UN CAUDAL DE 1000 FPM.....	96
FIGURA 22. DIMENSIONES DEL CODO EN EL TRAMO A-B	98
FIGURA 23. COEFICIENTES DE PÉRDIDAS “C” PARA LOS ACCESORIOS CONSIDERAS EN EL PRESENTE PROYECTO.....	100
FIGURA 24. ACCESORIO DEL TIPO CODO DE 90°	100
FIGURA 25. DIAGRAMA DE BLOQUES FUNCIONALES PARA UN SISTEMA DE CONTROL DE CIRCUITO CERRADO	102
FIGURA 26. DATOS ELÉCTRICOS DEL EQUIPO RN-011 AAON.....	104
FIGURA 27. CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES PARA LA INSTALACIÓN DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO	111
FIGURA 28. FOTOS DE FABRICACIÓN Y PINTADO DE LA ESTRUCTURA METÁLICA	112
FIGURA 29. FOTOS DE FABRICACIÓN DE DUCTOS GALVANIZADO	113
FIGURA 30. FOTOS DE DUCTOS ENCHAQUETADOS CON AISLANTE Y TELA TOCUYO ...	113
FIGURA 31. FOTOS DEL PROCESO DE INSTALACIÓN DE LA CAJA PORTA FILTRO	114
FIGURA 32. FOTOS DE PROTECCIÓN DEL ANGIÓGRAFO.....	114
FIGURA 33. FOTOS DEL ENCHAQUETADO E INSTALACIÓN DE LOS DUCTOS INTERIORES	115
FIGURA 34. FOTOS DE LOS DIFUSORES INSTALADOS EN LA SALA DE ANGIOGRAFÍA... 115	115
FIGURA 35. SIMULACIÓN DE IZAJE CON UNA GRÚA TELESCÓPICA DE 80 TONELADAS 116	116
FIGURA 36. FOTOS DEL IZAJE Y MONTAJE DEL EQUIPO ROOFTOP.....	117
FIGURA 37. FOTOS DE LA INSTALACIÓN DE TUBOS PVC DE 38 MM Y 12 MM.....	118
FIGURA 38. FOTOS DE LA INSTALACIÓN DEL TABLERO ELÉCTRICO SECUNDARIO	118
FIGURA 39. FOTOS DE LA INSTALACIÓN DEL TABLERO ELÉCTRICO PRINCIPAL	118
FIGURA 40. FOTOS DEL CABLEADO ELÉCTRICO Y CONEXIONADO AL EQUIPO ROOFTOP	119
FIGURA 41. FOTOS DE LA INSTALACIÓN Y CONEXIÓN DEL TERMOSTATO HUMIDISTATO	119
FIGURA 42. CONFIGURACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE INPUT Y OUTPUT PARA LA SALA DE ANGIOGRAFÍA	120
FIGURA 43. ESTATUS DE LAS CONDICIONES ACTUALES DE TEMPERATURA Y HUMEDAD PARA LA SALA DE ANGIOGRAFÍA.....	121

FIGURA 44. HISTOGRAMA DE LOS DATOS DE MAYOR APORTACIÓN POR CARGA TÉRMICA	126
FIGURA 45. GRÁFICA DE LOS PASOS 4, 5 Y 6 REALIZADOS EN LA CARTA PSICROMÉTRICA	126
FIGURA 46. CÁLCULO DE LA CAPACIDAD TOTAL DE ENFRIAMIENTO REALIZADO POR EL SOFTWARE HDPSY CHART.....	127
FIGURA 47. GRÁFICA DE LA PRUEBA DE NORMALIDAD PARA DATOS DE TEMPERATURA Y HUMEDAD RELATIVA	133
FIGURA 48. . REPORTE DEL CÁLCULO DEL T-STUDENT PARA LA TEMPERATURA Y HUMEDAD RELATIVA.....	134
FIGURA 49. GRÁFICA DE PRUEBA DE HIPÓTESIS NULA PARA LA TEMPERATURA Y HUMEDAD RELATIVA.....	135

RESUMEN

La presente investigación, tuvo como objetivo alcanzar las condiciones de climatización en la sala de angiografía del Instituto Nacional de Salud del Niño de San Borja; controlando la temperatura y humedad relativa del ambiente de trabajo, mediante parámetros de diseño establecidos por la Norma Técnica de Salud 119 y ASHRAE.

La investigación requerida fue de tipo tecnológica, así mismo el diseño usado fue pre experimental. El método de investigación utilizada, sintética y analítica; con un enfoque sistémico debido a que se analizó las partes que conforman el diseño e implementación para estudiar el conjunto como unidad. Las técnicas y recolección utilizadas fueron de manera empírica y documental, para la contrastación de la hipótesis se utilizó normas nacionales e internacionales. Se empleó el “Elite Software” para validar los resultados obtenidos por carga térmica, el software HDPsy Chart se utilizó para obtener la capacidad de enfriamiento y el software Ductsizer para calcular las dimensiones del sistema de ductos.

Como resultado se obtuvo un sistema de aire acondicionado de 11 TON logrando las condiciones de climatización deseadas (Temperatura máxima de 22 °C y humedad relativa máxima de 60%). Se dimensionó los componentes del sistema mecánico y eléctrico e implementó el sistema de aire acondicionado en la sala de angiografía.

Se concluyó que el diseño e implementación de un sistema de aire acondicionado de 11 TON, logró alcanzar las condiciones de climatización en la sala de angiografía para temperaturas menores o igual a 22 °C y una humedad relativa menor o igual a 60%.

Palabras clave: Sistema de aire acondicionado, condiciones de climatización.

ABSTRACT

The objective of this research was to achieve the air conditioning conditions in the angiography room of the “Instituto Nacional de Salud del Niño de San Borja”; controlling the temperature and relative humidity of the working environment, by means of design parameters established by the Technical Health Standard 119 and ASHRAE.

The required research was technological, and the design used was pre-experimental. The research method used was synthetic and analytical; with a systemic approach, because the parts that make up the design and implementation were analyzed to study the whole as a unit. The techniques and collection used were empirical and documentary, and national and international standards were used to contrast the hypothesis. The "Elite Software" was used to validate the results obtained by thermal load, the HDPsy Chart software was used to obtain the cooling capacity and the Ductsizer software was used to calculate the dimensions of the duct system.

As a result, an 11-TON air conditioning system was obtained, achieving the desired air conditioning conditions (maximum temperature of 22 °C and maximum relative humidity of 60%). The mechanical and electrical system components were dimensioned and the air conditioning system was implemented in the angiography room.

It was concluded that the design and implementation of an 11 TON air conditioning system achieved the desired air conditioning conditions in the angiography room for temperatures less than or equal to 22 °C and relative humidity less than or equal to 60%.

Key words: Air conditioning system, air conditioning conditions.

INTRODUCCIÓN

De acuerdo a la Norma Técnica de Salud 119 – Ministerio de Salud, la climatización en los hospitales, es uno de los principales factores para el bienestar en la salud de los pacientes.

Las variables involucradas en la climatización son las siguientes: temperatura, humedad para una adecuada operatividad de los equipos biomédicos. Un sistema de aire acondicionado diseñado de manera cuidadosa impacta positivamente en cualquier ambiente que se instale.

Los procesos de intervención quirúrgica que se realizan dentro de una sala de angiografía pueden llegar a durar de 4 a 6 horas, dependiendo de la complejidad durante la operación.

Mantener las condiciones de climatización durante estas intervenciones es un reto para la ingeniería debido a que el equipo biomédico, la cantidad de personas y los equipos complementarios ubicados en la sala; generan una gran cantidad de carga térmica, sobre todo en épocas de verano, donde la radiación también es uno de los factores que aportan gran cantidad de calor sensible.

Para el informe final de investigación titulado “Diseño e implementación de un sistema de aire acondicionado de 11 TON para alcanzar las condiciones de climatización en la sala de angiografía. Instituto Nacional De Salud Del Niño - San Borja”, tuvo como propósito brindar las condiciones de climatización en la sala de angiografía mediante un sistema de aire acondicionado, tomando en cuenta las recomendaciones desarrolladas por ASHRAE¹ y NTS² 119 – MINSA³ para el diseño e implementación.

El informe final se conforma por los siguientes capítulos:

En el capítulo I, se describe la problemática, se define el problema central, objetivos, donde se plantea alcanzar las condiciones de climatización en la sala

¹ ASHRAE: American Society Of Heating, Refrigerating And Air Conditioning

² NTS: Norma Técnica de Salud

³ MINSA: Ministerio de Salud

de angiografía, y su justificación.

En el capítulo II, se aborda los antecedentes nacionales e internaciones referentes al diseño e implementación de sistemas de aire acondicionado en hospitales. Se usan las bases teóricas de refrigeración, aire acondicionado y transferencia de calor.

En el capítulo III, se plantean la hipótesis principal y específica, se definen las variables dependientes e independientes, se presenta la matriz de operacionalización incluyendo las dimensiones, indicadores, metodología y técnicas de recopilación de información

En el capítulo IV, se desarrolla el tipo, diseño y método de la investigación, se indica la población, muestra, lugar de estudio y periodo desarrollado para la investigación además, se emplean las técnicas e instrumentos para la recolección de información, el procesamiento y análisis de los datos empleados.

En el capítulo V, se presentan los resultados de la investigación y los resultados inferenciales.

Finalmente, en el capítulo VI, se discuten los resultados mediante la contrastación y demostración de la hipótesis y contrastación de los resultados con otros estudios similares.

I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1. Descripción de la realidad problemática

“En el Perú cada año se registra un promedio de 5 mil niños nacidos con cardiopatías congénitas, el 80% requieren operarse tempranamente para no afectar su desarrollo”. (De la Cruz, 2018, párr. 2).

El angiógrafo es uno de los equipos biomédicos utilizados para realizar un diagnóstico de las diversas afecciones cardíacas mediante imágenes en tiempo real producidos por rayos x además, es un equipo que genera gran cantidad de calor sensible debido a la emisión de calor producido por los rayos x.

En muchas ocasiones el equipo es utilizado durante muchas horas cuando se realizan intervenciones quirúrgicas. El impacto de sobrecarga térmica en el ambiente, ocasionaría una falla de operatividad en los equipos biomédicos (angiógrafo) y una sensación térmica elevada para el personal médico y pacientes que se encuentran dentro de la sala de angiografía.

Actualmente el área de la sala de angiografía, cuenta con un sistema de aire acondicionado convencional que no brinda las capacidades necesarias de enfriamiento para el ambiente, debido a las cargas térmicas por el angiógrafo, personas, iluminación y del aire exterior.

El Instituto Nacional de Salud del Niño de San Borja, tiene la necesidad de implementar un sistema de aire acondicionado que cumpla con las condiciones de climatización de la sala de angiografía; de acuerdo a la recomendación de la ficha técnica del fabricante del equipo angiógrafo, a una temperatura ambiente menor o igual a 22 °C; y según la recomendación del ASHRAE (2013), en el “Manual de Diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado para hospitales y clínicas”, es necesario una humedad relativa menor o igual a 60 % para ambientes como sala de rayos x o imágenes.

De acuerdo a lo mencionado por el MINSa (2015), en la “Norma Técnica de Salud 119”, para cumplir con las condiciones de climatización en la sala de angiografía se deberá satisfacer las condiciones de temperatura y humedad relativa mencionados anteriormente.

1.2. Formulación del Problema

1.2.1. Problema General

- ¿Cómo diseñar e implementar un sistema de aire acondicionado de 11 TON para alcanzar las condiciones de climatización en la sala de angiografía del Instituto Nacional De Salud Del Niño - San Borja?

1.2.2. Problemas Específicos

- ¿Cómo determinar los parámetros de diseño en la sala de angiografía para calcular la capacidad de enfriamiento?
- ¿Cómo determinar la capacidad de enfriamiento a fin de dimensionar y seleccionar el equipamiento mecánico y eléctrico?
- ¿Cómo dimensionar y seleccionar el equipamiento mecánico y eléctrico para la implementación del sistema de aire acondicionado?
- ¿Cómo implementar el sistema de aire acondicionado a fin de alcanzar las condiciones de climatización en la sala de angiografía?

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo General

- Diseñar e implementar un sistema de aire acondicionado de 11 TON para alcanzar las condiciones de climatización en la sala de angiografía del Instituto Nacional De Salud Del Niño - San Borja

1.3.2. Objetivos Específicos

- Determinar los parámetros de diseño en la sala de angiografía para calcular la capacidad de enfriamiento.
- Determinar la capacidad de enfriamiento a fin de dimensionar y seleccionar el equipamiento mecánico y eléctrico.
- Dimensionar y seleccionar el equipamiento mecánico y eléctrico para la implementación del sistema de aire acondicionado.
- Implementar el sistema de aire acondicionado a fin de alcanzar las condiciones de climatización en la sala de angiografía.

1.4. Limitantes de la investigación

1.4.1. Limitante teórica

El presente proyecto de investigación se limita teóricamente debido que tiene como análisis de estudio la primera y segunda ley de la termodinámica, transferencia de calor y dinámica de fluidos; orientados en el campo del aire acondicionado por medio de un sistema tipo Rooftop.

1.4.2. Limitante temporal

El proyecto de tesis se limita temporalmente debido a que representa un esfuerzo temporal llevar a cabo el diseño e implementación de un sistema de aire acondicionado. La toma de los datos para el diseño estuvo comprendido en el periodo de enero a marzo del 2021, así mismo se inició la implementación del sistema de aire acondicionado durante el mes junio del 2021, finalizando satisfactoriamente en un mes.

1.4.3. Limitante espacial

La presente investigación se limita espacialmente a la sala de angiografía, el cual pertenece al área de cirugía del Instituto Nacional de Salud del Niño de San Borja ubicado en el distrito de San Borja, Lima, donde se analizarán las cargas térmicas dentro del ambiente a climatizar y la implementación del sistema de aire acondicionado para el posicionamiento del equipo Rooftop y ductos de inyección.

II. MARCO TEORICO

2.1. Antecedentes

Para la elaboración de la presente investigación, se instó a los siguientes trabajos de investigación que abordaron situaciones similares con relación a nuestro proyecto de tesis.

2.1.1. Antecedentes Internacionales

- Guerrero (2020), en su investigación titulado *“Rediseño del sistema de ventilación y aire acondicionado de la unidad de cuidados intensivos, salas de parto y quirófanos del Hospital Enrique Garcés”* tuvo como objetivo de investigación rediseñar el sistema de ventilación y aire acondicionado de la unidad de cuidados intensivos, salas de parto y quirófanos del Hospital Enrique Garcés. Fue un estudio de tipo tecnológico, la población de estudio fue la unidad de cuidados intensivos, salas de parto y quirófanos. Entre las conclusiones encontró que el proyecto proporciona valores y lineamientos pertenecientes al diseño de un sistema de ventilación para las áreas críticas del Hospital Enrique Garcés, también concluyó que los resultados del modelo energético obtenido en Revit 2019 presentan una similitud mínima del 86.57% y una similitud máxima de 98.94% con respecto a los resultados calculados manualmente con el método RTS, lo que indicó unos resultados confiables. Entre otras conclusiones se tuvo que debido a las altas exigencias en cuanto a calidad de aire y renovaciones de aire exterior se opta por elegir sistemas “todo-aire”, ya que estos son capaces de manejar grandes caudales de fluido, de preferencia para se eligió la unidad Rooftop. Este trabajo de investigación me ha permitido conocer las diferentes herramientas que se puede utilizar para realizar los cálculos mediante software, ayudando a optimizar tiempo a la hora de diseñar.
- Villegas (2016), en su investigación titulado *“Diseño del sistema de aire acondicionado para el área de quirófanos de la Clínica La Sagrada Familia”*, tuvo como objetivo principal Diseñar los términos de referencia del sistema de aire acondicionado para el área de quirófanos de la clínica La Sagrada

Familia ubicada en la ciudad de Armenia, que cumpla con las condiciones exigidas por las normas ASHRAE y disposiciones legales en Colombia. Se concluyó que en las áreas de prioridad que son las sala de cirugía o quirófanos, la prioridad es garantizar condiciones termo higrométricas adecuadas para las prácticas quirúrgicas, sin importar las condiciones de confort térmico a las que se encuentran expuestos los ocupantes; como es el caso de las operaciones a corazón abierto, en las cuales la temperatura del aire interior en el recinto puede llegar a hasta los 18 °C. También se concluyó que para el cálculo de cargas térmicas debe realizarse para todas la zonas de forma independiente, ya que cada espacio a climatizar requiere de condiciones ambientales interiores diferentes. Los cálculos que se realizó de manera manual siguiendo los procedimientos que indica el HANDBOOK ASHRAE difiera en un 5% en los resultados obtenidos por el software TRACE 700 TM. Se determinó que la mayor carga térmica en toda el área de quirófanos, son generados por las cargas solares con un 33%, además de las cargas por infiltraciones cambios de aire exterior con un 39% y por las cargas de las personas con un 11% como las tres principales cargas térmicas.

2.1.2. Antecedentes Nacionales

- Alpaca (2019), en su investigación titulado “Cálculo y selección de equipos de un sistema de aire acondicionado para salas blancas en instalaciones hospitalarias” tuvo como objetivo de investigación calcular y dimensionar todos los elementos que constituyen un modelo de climatización a sala limpia Clase ISO 8, para el Hospital San Juan Bautista. Fue un estudio de tipo tecnológico no experimental, la población de estudio, muestra y muestreo fue salas blancas en instalaciones hospitalarias. Los principales resultados fueron que se verificó de acuerdo a cálculos del tipo de ladrillos (marca que, a mayor espesor de pared o altura de techos, la resistencia térmica es mayor, por lo tanto, el coeficiente global de transferencia de calor disminuye con esta distancia. También se encontró que la mayor carga térmica es en verano siendo esta de 23,438.4 Watts de calor sensible y de 4,869.5 Watts de calor latente. Se concluyó que las

cargas térmicas de transferencia de calor son mayores en verano que en las otras estaciones del año, además que para cada área específica se seleccionó el equipo que cumpla con las capacidades térmicas, así mismo la distribución de los filtros HEPAS fueron de forma terminal, ya que fueron instalados directamente dentro del techo inmediado además se consideró la capacidad máxima de flujo. Este trabajo de investigación me ha permitido abordar los conceptos de calor sensible y calor latente.

- Arce (2017), en su informe de experiencia laboral titulado “Selección e instalación de un sistema de aire acondicionado tipo split dual frío - calor de pared de 24,000 btu/hr. Hospital de Salud Chinchero – Cusco” tuvo como objetivo garantizar un clima de confort térmico en los usuarios del Hospital Salud Chinchero-Cusco, mediante la selección e instalación de un sistema de aire acondicionado tipo Split dual frío-calor de pared de 24,000 Btu/Hr. Concluye que se logró garantizar un clima de confort térmico agradable para los pacientes de las salas de recuperación del Hospital de salud Chinchero-Cusco, así mismo mediante la evaluación de las condiciones ambientales e infraestructura se logró recopilar información necesaria que contribuyó en la selección del equipo de aire acondicionado para el confort de los pacientes de recuperación. También concluyó que los componentes de cada equipo se instalaron de tal manera que no interfiera con operatividad del sistema, no interrumpa a los pacientes y personal médico, además de poseer buena estética. Esta investigación me ha permitido abordar de manera adecuada la comprensión sobre la importancia de manera primordial que se le da al paciente y personal médico en un centro hospitalario.
- Luque (2017), en su informe de suficiencia profesional titulado “Suministro e instalación de sistema de aire acondicionado, climatización y presurización para salas eléctricas, laboratorios, salas de control y oficinas administrativas” tuvo como objetivo principal demostrar que los sistemas HVAC (climatización y presurización) pueden ser monitoreados y controlados, se climatizarán ambientes con equipos frío solo y equipos frío/calor, para confort de los operadores y funcionamiento óptimo de los

equipos; así mismo se presurizarán los ambientes tanto como presión positiva como con presión negativa según se requiera. Concluye que se demostró que los sistemas de HVAC pueden ser monitoreados y controlados tanto para climatización como para presurización, haciendo arreglos en los circuitos de manda de cada equipo. También se realizaron pruebas y puesta en marcha de los equipos de climatización y se demostró que cualquier ambiente de los intervenidos en el presente proyecto puede ser climatizado.

2.2. Bases teóricas

2.2.1. Conceptos básicos termodinámicos

Calor y la temperatura

El calor es una de la energías que se transfiere desde una sustancia con mayor temperatura a otro de menor temperatura. Cuando se quita calor a una sustancia su temperatura disminuye, a dicho calor extraído se le denomina “calor sensible”, hasta que llega a un punto de equilibrio.

Pero cuando al objeto se le sigue quitando calor pero no varía su temperatura, se dice que la sustancia se está condensando o se está congelando, a este tipo de calor se le denomina “calor latente” (Sanguinetti Remusgo, 2017, p. 21).

Primera ley de la termodinámica

Según el ASHRAE (2017, p. 2.2) la primera ley de la termodinámica se denomina a menudo ley de conservación de la energía.

La siguiente forma de la ecuación de primera ley es válido solo en ausencia de una reacción nuclear o química .

Basado en la primera ley o ley de conservación de la energía, para cualquier sistema, abierto o cerrado, existe un balance energético como:

$$[\text{Ingreso de energía}] - [\text{Salida de energía}] =$$
$$[\text{Aumento de la energía almacenada en el sistema}]$$

Una segunda aplicación es el sistema estacionario cerrado para lo cual la primera ley es reducida a la siguiente ecuación:

$$Q - W = [m(u_f - u_i)]_{\text{sistema}}, \quad (1)$$

Donde:

Q = Calor

W = Trabajo

m = Masa

u_f = Energía interna final

u_i = Energía interna inicial

Segunda ley de la termodinámica

La segunda ley de la termodinámica diferencia y cuantifica procesos que solo proceden en una cierta dirección (irreversible) de aquellos que son reversibles.

Cuanto mayor sea la irreversibilidad en un ciclo de refrigeración que funcione con cierta carga de refrigerante entre dos niveles de temperatura fijos, mayor será la cantidad de trabajo necesario para operar el ciclo.

Las irreversibilidades incluyen caídas de presión en las líneas e intercambiadores, transferencia de calor entre fluidos de diferentes temperaturas y fricción mecánica. Reducir la irreversibilidad total en un ciclo mejora el rendimiento del ciclo (ASHRAE, 2017, p. 2.2).

En un sistema abierto, la segunda ley de termodinámica puede ser descrita en términos de la entropía como:

$$dS_{\text{sistema}} = \frac{\delta Q}{T} + \delta m_i s_i - \delta m_e s_e + dL, \quad (2)$$

Donde:

dS_{sistema} : Cambio total dentro del sistema en el tiempo dt durante el proceso

$\delta m_i s_i$: Incremento de la entropía causado por la masa entrante (entrando)

$\delta m_e s_e$: Disminución de la entropía causada por la masa saliente (saliendo)

$\frac{\delta Q}{T}$: Cambio de la entropía causado por la transferencia de calor reversible entre un sistema y entorno a una temperatura "T"

dL: Entropía por irreversibilidades (siempre positivo)

Dirección y razón de transferencia de calor

El calor se pasa de un cuerpo a otro sólo cuando existe una diferencia de temperatura entre estos.

La transferencia de calor siempre se realiza de un cuerpo de mayor temperatura a otro cuerpo de menor temperatura.

Método de transferencia de calor

Existen tres métodos de transferencia de calor según Dossat (1991, p. 31).

A continuación se describe los métodos de transferencia de calor:

- **Conducción:** Cuando un existe contacto directo de un cuerpo con otro cuerpo, las moléculas calientes transmiten su energía a las moléculas adyacentes. Pero no todos los cuerpos transmiten la energía a la misma velocidad (Conductividad), esto es una propiedad inherente a cada material.
- **Convección:** Es la transferencia de calor de un lugar a otro mediante una corriente establecida por un medio que fluye. Se producen debido a una diferencia de densidades. Cualquier fluido que se caliente tiene la propiedad de expandirse y aumentar su volumen a la vez, ésta se vuelve más ligera y es desplazada por el fluido frío.
- **Radiación:** Es un método que ocurre mediante un movimiento ondulatorio, sin necesidad de un medio para que la energía se transporte. Todos los materiales sin excepción transfieren y reciben calor en forma de energía de radiación.

En la Figura 1 se muestra los tres métodos de transferencia de calor mencionados anteriormente.

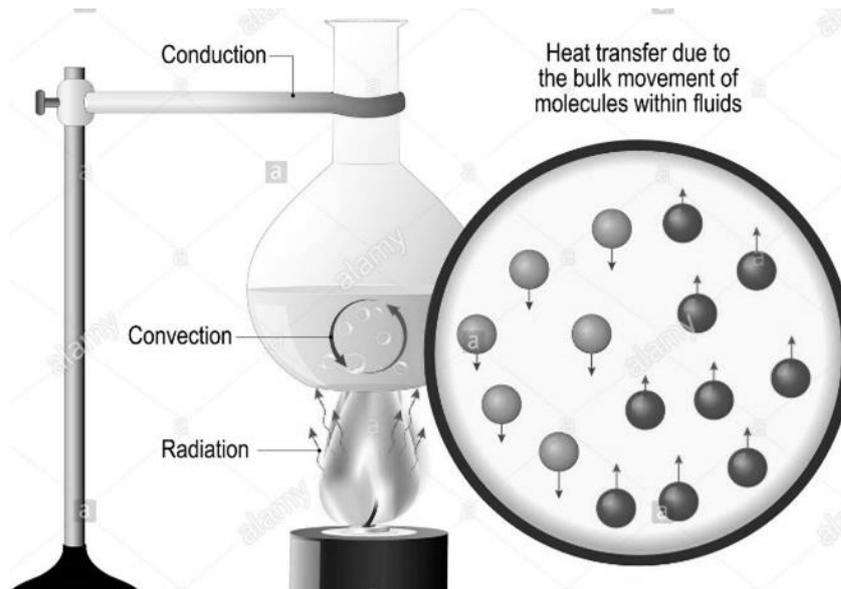


Figura 1. Tipos de transferencia de calor de un cuerpo a otro

Fuente: Tomado de la página web Alamy

Conductancia y conductividad

La conductancia y conductividad son los términos usados para describir la habilidad de los materiales para transferir calor (G. Pita, 2002, p. 50).

La conductancia térmica (C) de un material es recíproco de la resistencia:

$$C = \frac{1}{R} \tag{3}$$

La conductividad térmica (k) de un material es definida como la conductancia por unidad de espesor.

$$C = \frac{k}{L} \tag{4}$$

Resistencia térmica total

La transferencia de calor a través de las paredes, piso, techo, y otros elementos de un edificio es a través de la película de aire sobre un lado, sobre los materiales sólidos y luego a través de la película de aire en el otro lado. Estos elementos usualmente son hechos de diferentes materiales.

La resistencia térmica total de la combinación puede ser encontrada muy simple por la adición de la resistencia térmica individual como sigue en la ecuación (5):

$$R_o = R_1 + R_2 + R_3 + \text{etc,} \quad (5)$$

Donde:

R_o = Resistencia térmica total

$R_1, R_2, R_3, \text{etc,}$ = Resistencia térmica individual de cada componente

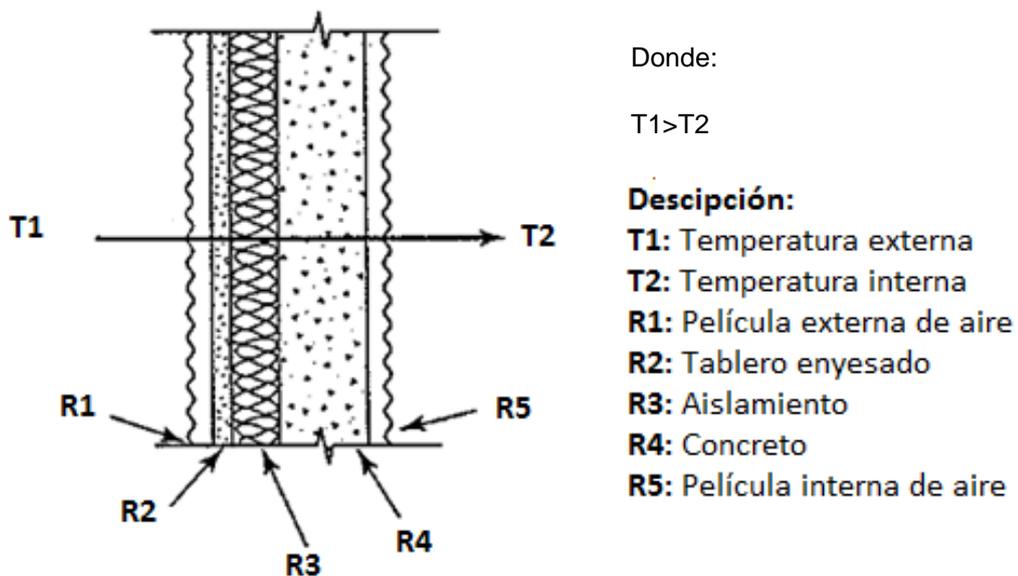


Figura 2. Ejemplo de resistencias térmicas de una pared

Fuente: Adaptado del libro de aire acondicionado (G. Pita, 2002, p. 51)

En la Figura 2 se muestra un ejemplo de las distintas características por el cual está compuesta una pared.

También se muestra la dirección del flujo de calor donde la temperatura externa es mayor que la temperatura interna del ambiente.

Velocidad de transferencia de calor (Q)

G. Pita (2002, p. 48) menciona que la velocidad a la que el calor es conducido a través de cualquier material depende de tres factores:

- La diferencia de temperatura a través de la cual fluye el calor.
- El área de la superficie a través de la cual el calor está fluyendo.
- La resistencia térmica (R) del material a transferir el calor.

Esto puede ser expresado mediante la siguiente ecuación (6):

$$Q = \frac{1}{R} \times A \times TD \quad (6)$$

Donde:

Q: Velocidad de transferencia de calor, BTU/hr

R: Resistencia térmica del material, h – ft² – °F/BTU

A: Área de la superficie a través por el cual el fluye el calor, ft²

TD: t_H – t_L: Diferencia de temperatura a través por el cual el calor fluye, desde una temperatura mayor t_H hacia una de menor temperatura t_L, °F.

Coefficiente de transferencia de calor total (U)

Para cada aplicación, el diseñador puede calcular el total de resistencia térmica para cada parte de la estructura del edificio. Afortunadamente los cálculos ya fueron hechos para cada combinación diferente de materiales del edificio (G. Pita, 2002, p. 51).

La relación entre la resistencia térmica total (R) y el coeficiente de transferencia de calor total (U) es:

$$U = \frac{1}{R} \quad (7)$$

En términos de U, la ecuación de transferencia de calor viene dado:

$$Q = U \times A \times TD \quad (8)$$

Donde:

Q: Velocidad de transferencia de calor, BTU/hr

U: Coeficiente de transferencia de calor total, $\frac{\text{BTU}}{\text{hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}}$

A: Área de la superficie a través por el cual el fluye el calor, ft²

TD: Diferencia de temperatura, °F

Calor sensible

El cambio de calor sensible es descrito como un proceso donde la temperatura de una sustancia cambia cuando el calor es suministrado o removido del

proceso, pero no hay un cambio en el estado de la sustancia. (G. Pita, 2002, p. 39).

Este cambio es descrito cuantitativamente por la ecuación (9) de calor sensible:

$$Q_s = m \times c \times TC = m \times c(t_2 - t_1), \quad (9)$$

Donde:

Q_s : Velocidad de calor sensible adicionado o removido de la sustancia,
BTU/h

m : Velocidad de carga de la sustancia, lb/h

c : Calor específico de la sustancia, BTU/lb-°F

$TC = t_2 - t_1$: Cambio de temperatura de la sustancia, °F

Calor latente

El cambio de entalpía que ocurre cuando una sustancia se evapora o condensa es determinado de la ecuación de calor latente, encontrado aplicando la ecuación de entalpía para el cambio de estado.

$$Q = m \times h_{fg}, \quad (10)$$

De la misma manera se puedes expresar de la siguiente manera:

$$Q = m \times (h_g - h_f), \quad (11)$$

Donde:

Q : Calor adicionado o removido de la sustancia, BTU/h

h_{fg} : Calor latente de vaporización, BTU/lb

h_g : Entalpía de vapor saturado, BTU/lb

h_f : Entalpía de líquido saturado, BTU/lb

Cuando el proceso de calentamiento o enfriamiento involucra un calor latente o sensible a la sustancia, el resultado puede ser encontrado por simplemente adicionando los dos efectos juntos (G. Pita, 2002, p. 39).

2.2.2. Parámetros de refrigeración

Temperatura de punto de rocío

Es la temperatura del agua cuando ésta se empieza a condensar si se enfría el

aire a presión constante.

Humedad absoluta

La humedad es la cantidad de agua contenida en el aire. La humedad absoluta es la masa de vapor de agua por unidad de volumen.

Humedad relativa

La humedad relativa es la relación entre la presión parcial real ejercida por el vapor de agua en cualquier volumen de aire y la presión parcial que ejercería el vapor de agua si el vapor de agua contenida en el aire estuviera saturado a la temperatura del aire.

Temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo

La temperatura del bulbo seco es la temperatura medida del aire en el bulbo el cuál se debe cubrir para reducir los efectos de la radiación, y la temperatura de bulbo húmedo es la temperatura del bulbo cuando se encuentra humedecido (G. Pita, 2002, p. 89).

Análisis termodinámico de ciclos de refrigeración

La primera y segunda ley de termodinámica puede ser aplicado a componentes individuales para determinar la masa y el balances de energía y la irreversibilidad rde los componentes.

El rendimiento del ciclo de refrigeración es usualmente descrito por el coeficiente de rendimiento (COP), definido como el beneficio del ciclo (cantidad de calor removido) dividido por la energía requerida de entrada para operar el ciclo.

Cartas Psicrométricas

Son la representación de las diferentes características que presenta el aire. Se utiliza para realizar distintos procesos para el tratamiento del aire.

Procesos Psicrométricos

Mediante la carta psicrométrica se pueden obtener distintos procesos y pueden ser graficados y analizados. A continuación se muestran los procesos más

resaltantes (Dossat, 1991).

- Calentamiento sensible
- Enfriamiento sensible
- Enfriamiento y des humidificación

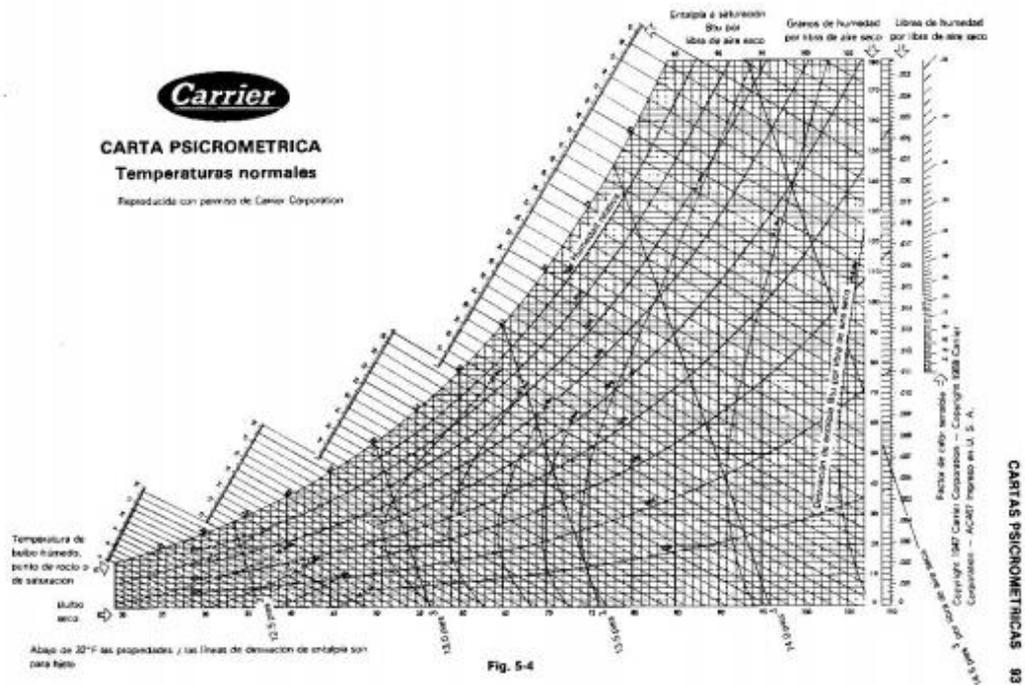


Figura 3. Carta psicrométrica típica elaborada por Carrier

Fuente: Tomada del libro Principios de refrigeración de (Dossat, 1991, p. 93)

Factor de desviación en serpentines (FDD)

Se obtiene mediante la división de la diferencia entre la temperatura de bulbo seco del aire que sale y la temperatura en la superficie del serpentín por la diferencia entre la temperatura de bulbo seco del aire de entrada y la temperatura en la superficie del serpentín. Viene dado mediante la ecuación (11) (Dossat, 1991, p. 98).

$$FDD = \frac{T_c - T_b}{T_c - T_a} \tag{12}$$

Donde:

T_a = Temperatura bulbo seco del aire que llega al serpentín, °F

T_b = Temperatura bulbo seco del aire que sale al serpentín, °F

T_c = Temperatura promedio efectiva en la superficie del serpentín, °F

Factor de calor sensible de serpentín (FCSS)

En todo proceso de enfriamiento y des humidificación se elimina los calores latentes y sensibles, la suma de ambos da como resultante el calor total transferido. El FCSS es la relación entre el calor sensible y el calor total, se expresa en la ecuación (13) de la siguiente manera (Dossat, 1991, p. 101):

$$FCSS = \frac{Q_s}{Q_t}, \quad (13)$$

También puede ser expresado como:

$$FCSS = \frac{Q_s}{Q_s + Q_l}, \quad (14)$$

Donde:

FCSS: Factor de calor sensible del serpentín

Q_s : Calor sensible, BTU/hr

Q_l : Calor latente, BTU/hr

Q_t : Calor total, BTU/hr

La refrigeración

Es todo procedimiento por el cual se extrae calor. Se llama sustancia a cualquier objeto o fluido que se desee refrigerar (Sanguinetti Remusgo, 2017).

En la Figura 12 se muestran los rangos de las temperaturas dados en grados Fahrenheit y grados Celsius que pueden compararse con los rangos usados para el aire acondicionado.

Tonelada nominal de refrigeración

Los primeros fabricantes de equipos de refrigeración definieron la *tonelada de refrigeración* o *TON de refrigeración* que se define como «Cantidad de calor que

se necesita para fundir una tonelada de hielo hídrico a presión atmosférica durante un día».

Para derretir una libra de hielo se necesitan 144 BTU, se puede establecer el valor numérico del TON considerando la *tonelada corta* (2000 libras) que se usaba por aquella época en el sistema inglés de unidades:

- 1 TON = 12,000 BTU/h.

A partir de este valor, se establecieron sus equivalentes:

- 1 TON = 3024 kcal/h.
- 1 TON = 3024 frigorías/h.
- 1 TON = 3.547 kW

ASHRAE determinó que para poder comparar los compresores de diferentes procedencias, se use la tonelada nominal de refrigeración y obliga a que los fabricantes prueben sus equipos, en especial los compresores, de acuerdo a su rango de aplicación, temperaturas de ebullición, temperaturas de condensación, además, indiquen que refrigerante podían utilizar en su diseño (Sanguinetti Remusgo, 2017).

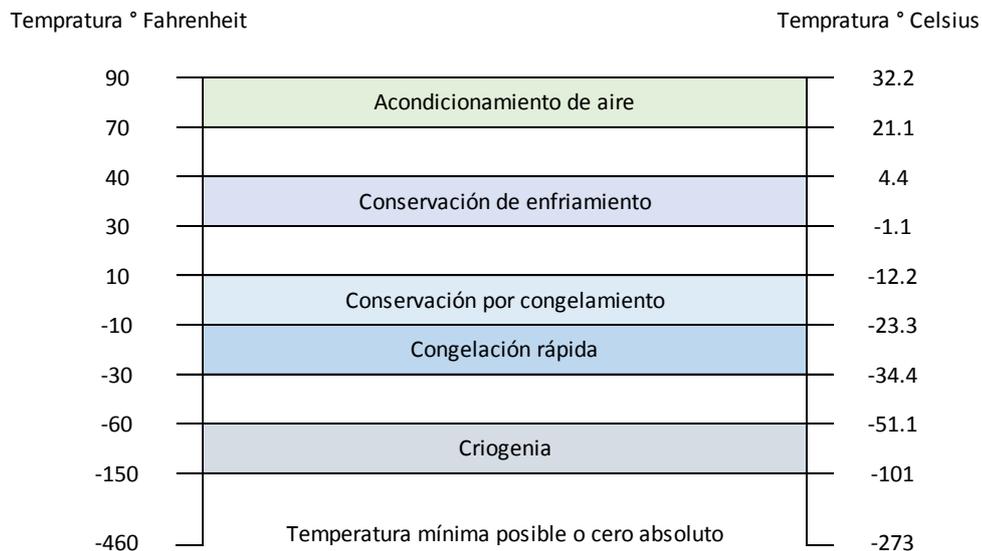


Figura 4. Rangos de temperaturas usadas en la refrigeración, el aire acondicionado y la criogenia

Fuente: Adaptado del libro de (Sanguinetti Remusgo, 2017)

2.2.1. Fluidos en ductos

Ecuación de continuidad

El flujo de agua a través de las tuberías y el aire a través de los conductos en los sistemas HVAC generalmente se da en condiciones llamado flujo constante. Flujo constante significa que el flujo tasa de fluido en cualquier punto de una sección de tubería o conducto es igual a la de cualquier otro punto de la misma tubería o conducto, independientemente de la forma de la tubería o conducto o mediante la aplicación de algunos principios de flujo de fluidos que se aplican al flujo de agua y aire en el aire acondicionado sistemas de posicionamiento (Pita, 2002).

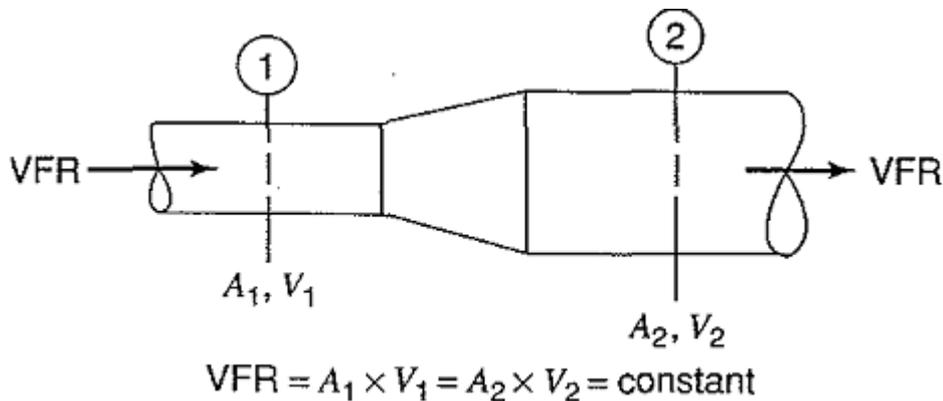


Figura 5. Ecuación de continuidad para un flujo constante de aire a través de una tubería

Fuente: Obtenido de la figura 8.1 del libro Pita (2002)

$$VFR = \text{constante}, \quad (15)$$

$$VFR = A_1 \times V_1 = A_2 \times V_2, \quad (16)$$

Donde:

VFR: Caudal volumétrico del fluido

$A_1 \times A_2$: Área de la sección transversal de la tubería o ducto en cualquier posición 1 y 2

$V_1 \times V_2$: Velocidad del fluido en cualquier posición 1 y 2

Ecuación energética del fluido

Cuando el principio de balance de energía se aplica al flujo en una tubería o

conducto, puede establecerse de la siguiente manera entre dos puntos cualesquiera 1 y 2:

$$E_1 + E_{\text{add}} - E_{\text{lost}} = E_2, \quad (17)$$

Donde:

E_1, E_2 : Energía almacenada del fluido en los puntos 1 y 2

E_{add} : Energía añadida al fluido entre los puntos 1 y 2

E_{lost} : Energía perdida del fluido entre los puntos 1 y 2

Presión total, estática y dinámica

La presión total de un movimiento del fluido es definido como:

$$H_t = H_s + H_v, \quad (18)$$

Donde:

H_t : Presión total

H_s : Presión estática

H_v : Presión dinámica

La presión estática es la presión del fluido en reposo y la presión dinámica está definida como:

$$H_v = \frac{V^2}{2g}, \quad (19)$$

Por tanto, se puede considerar que la energía de presión total que tiene un fluido en cualquier punto consta de dos partes, su energía de presión estática y su energía de presión de velocidad. El concepto de presión de velocidad es útil para medir velocidades y caudales en tuberías y conductos. Si se puede medir la presión de velocidad, la velocidad puede ser resuelta mediante la ecuación dada a continuación (Pita, 2002):

$$V = \sqrt{2gH_v}, \quad (20)$$

Donde:

V: Velocidad, ft/s

g: Constante gravitacional, ft/s²

2.3. Conceptual

2.3.1. Aire Acondicionado

Es el proceso del tratamiento de aire en un ambiente interno al establecimiento para establecer y mantener los estándares requeridos de temperatura, humedad, limpieza y movimiento, traducido del (G. Pita, 2002, p. 2).

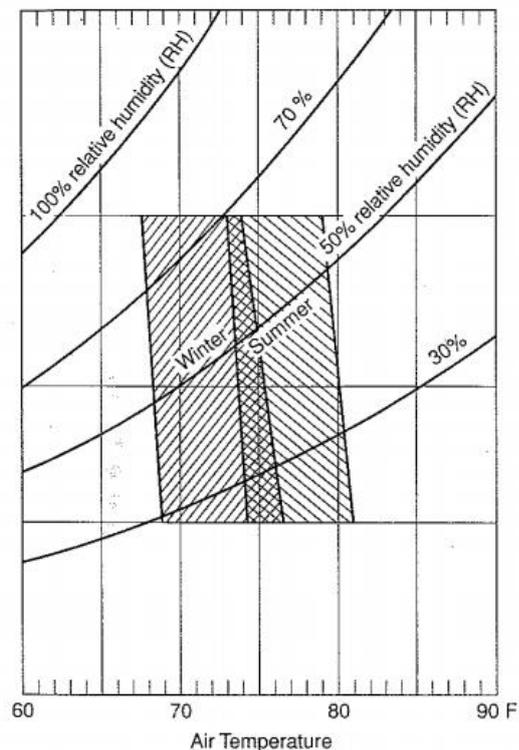


Figura 6. Zona de temperatura de aire interior y humedad relativa recomendado

Fuente: Tomado del (G. Pita, 2002, p. 9)

2.3.2. Tipos de sistemas de aire acondicionado

En el mercado podemos encontrar de manera comercial diferentes tipos de sistemas de acuerdo a su aplicación y necesidades del usuario. Podemos seleccionar el equipo con las características técnicas de un sistema de aire acondicionado que nos proporcione el confort, humedad que se necesitamos así mismo; un sistema económicamente factible que se acomode a nuestra necesidad (Arnabat, 2021). A continuación se enumeran los tipos de aire acondicionado que se pueden instalar en ambientes domésticos como

ambientes comerciales e industriales, así mismo, de su aplicación.

- **Aire acondicionado portátil sin unidad exterior**

Son equipos que no requieren ser instalados, solo requieren que se coloque el extractor de aire caliente hacia el exterior del ambiente a climatizar. En su mayoría son de baja capacidad frigorífica y son utilizados para suplir el calor de manera puntual o como apoyo para equipos tradicionales (Unidad evaporador y condensado).

- **Aire acondicionado Split**

Es un sistema de aire acondicionado más utilizado a nivel doméstico. Cuenta con una unidad interior (evaporador) y una unidad exterior (condensador). Cuando nos referimos al Split hace referencia a la unidad interior de la instalación se encarga de climatizar el ambiente mientras en la unidad exterior expulsa el calor extraído del cuarto. También existen equipos que controlan varias unidades Split, éstos son llamados "*sistema multisplit*".

- **Aire acondicionado multisplit**

Sistema que cuenta una unidad exterior y más de una unidad interior, permitiendo acondicionar varios espacios. Estos sistemas procesan el aire modificando la humedad y temperatura del espacio acondicionado.

- **Aire acondicionado cassette**

También es un sistema que cuenta con una unidad exterior e interior, a diferencia que la unidad interior va empotrada en el techo y en lugares que cuenta con falso cielo se inserta y libera espacio en el local que se ha instalada, generalmente es usado para climatizar locales comerciales u oficinas amplias ya que cuenta con mayor capacidad de enfriamiento que un Split. Este sistema cuenta con cuatro salidas de aire razón por la cual se distribuye y abarca una mayor área.

- **Aire acondicionado por conductos**

En la mayoría de los casos este sistema de aire acondicionado se instala

sobre el falso cielo o falso techo del local y su distribución de aire es localizada ya que se distribuye el aire frío o caliente mediante conductos llamados ductos hacia un difusor de aire, que por lo general es regulable.

- **Fan coil o ventilador convectivo**

Es un equipo de climatización que utiliza como medio de enfriamiento el agua. Mediante un intercambiador de calor enfría el gas refrigerante que expulsa el compresor. Para calentar o enfriar el agua, este sistema emplea un equipo exterior con un intercambiador refrigerante – agua.

- **Rooftop o equipos en cubierta**

Son equipos compactos de gran potencia que utilizan el aire exterior, el aire es enfriado mediante un serpentín ubicado al inicio del equipo y son distribuidos a través de un ducto. De acuerdo a su aplicación generalmente son usados en hospitales, centros comerciales, almacenes, etc.

- **Enfriadoras de agua con recuperación de calor**

Aprovechan el calor de una zona a otra pero cuentan como principal ventaja que no es indispensable los límites prácticos del refrigerante ya que funcionan con agua como refrigerante. Su principal limitación es que necesita un sistema de distribución de agua y climatizadores.

2.3.3. Sistema de aire acondicionado en centros de atención médica

Una de las consideraciones principales que diferencia un sistema de aire acondicionado para centros de atención médica es el tiempo de ocupación, considerándose el 100% durante las 24 horas del día a lo largo del año.

Según las características de las habitaciones se podrán aplicar un factor por carga de iluminación, también se debe tomar en cuenta la circulación de aire. Los pasillos, sala de enfermeras y zonas de servicio, deben contar con una presión negativa y no debe haber intercomunicación entre las distintas zonas.

Las salas de tratamientos especiales, terapéutica, maternidad, cirugía, depósito de cadáveres y otras zonas de servicio suelen exigir condiciones particulares de

temperatura, humedad y ventilación. (ASHRAE, 2013).

Las zonas ocupadas por pacientes se tratan mejor con sistemas primarios y agua secundaria. En un gran edificio orientado de Este a Oeste en el que predominan exposiciones al Norte y Sur, se pueden utilizar sistemas todo-aire con recalentamiento. Los espacios para servicios individuales se tratan mejor por medio de unidades autónomas o centrales con unidades batería-ventilador. Es absolutamente necesaria la ausencia de polvo, olores, y bacterias, junto con un servicio de limpieza de hospital.

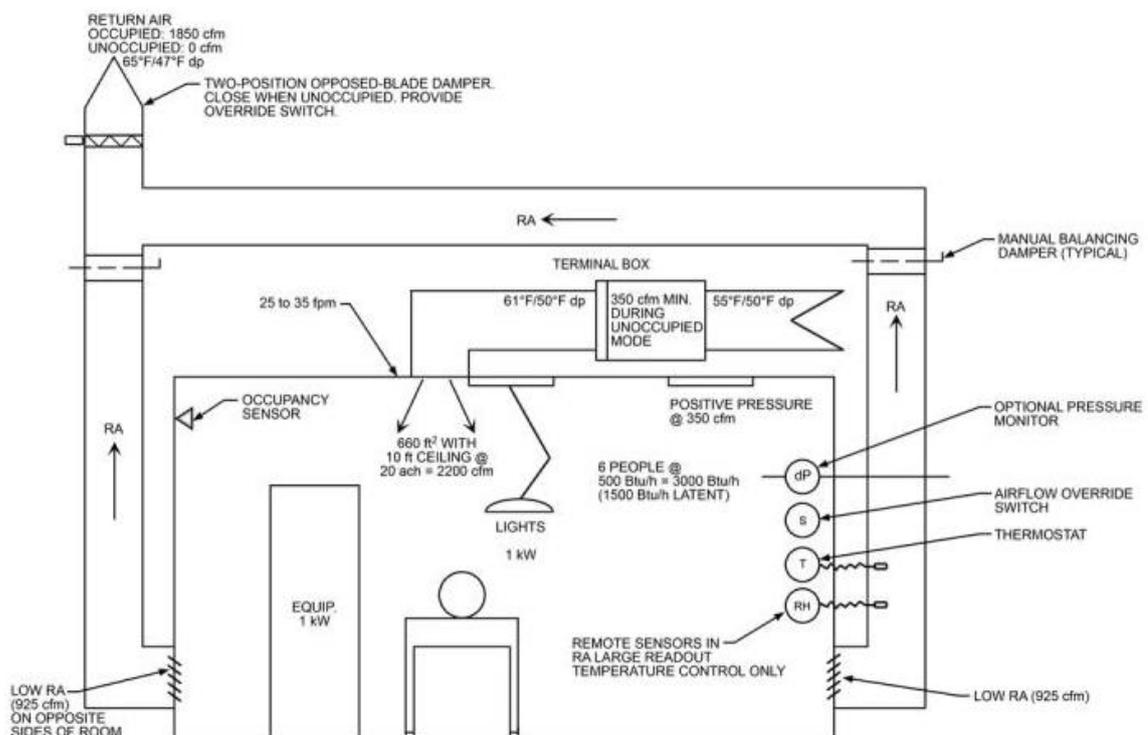


Figura 7. Sistema de ventilación modelo para una sala de quirófano

Fuente: Obtenido del ASHRAE (2013, p. 151)

En la Figura 8 se observa un sistema de aire acondicionado tipo Rooftop o equipo en cubierto con control de humedad y temperatura mediante un sistema de recalentamiento o “Reheat” usando el gas refrigerante a la salida del compresor. Este sistema cuenta con un controlador central que permite controlar la válvula de gas caliente en función de la temperatura a la salida del equipo y de la sala donde se desea mantener las condiciones de temperatura y humedad (AAON, 2021).

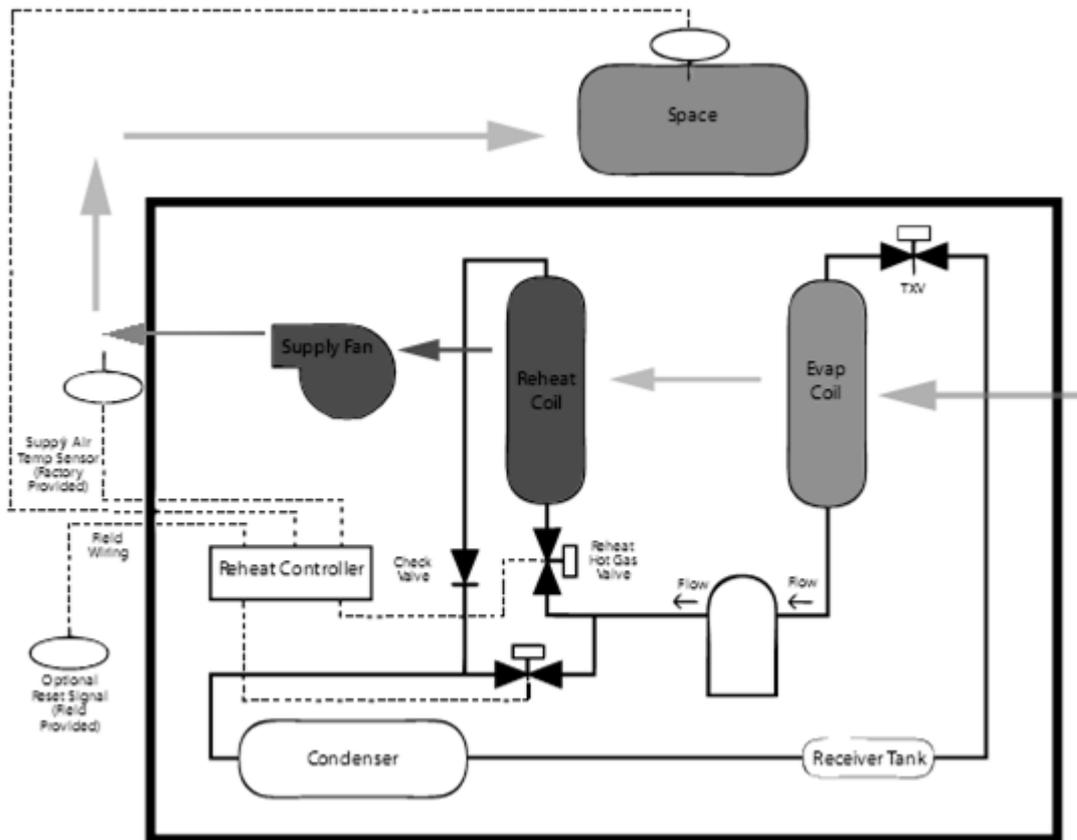


Figura 8. Modelo de un sistema de aire acondicionado Rooftop 100% de aire exterior para hospitales o clínicas

Fuente: Tomado del documento AAON Modulating Hot Gas Reheat del sitio Web AAON (2021, p.3)

Salas de Angiografía

Es el ambiente especializado, donde las imágenes dinámicas obtenidas son procesadas y digitalizadas por un sistema de cómputo, con el fin de diagnosticar y tratar enfermedades cardiovasculares.

Debe considerar las características físicas de una sala de operaciones (quirófano).

Para protección del ambiente contra las radiaciones, es obligatorio revestir los cerramientos con láminas de plomo u otro material de protección radiológica, cuyo espesor deberá estar de acuerdo a la ubicación y potencia de la fuente de emisión (MINSAs, 2015, p. 174).

2.3.4. Normatividad y estándares aplicados al diseño e instalación de sistemas de aire acondicionado

Norma A.050 SALUD

Esta norma se complementa con las directivas de los reglamentos específicos sobre la materia, promulgadas por el Ministerio de Salud y tiene por objetivo establecer las condiciones que deberán tener las edificaciones de Salud en aspectos de habitabilidad y seguridad, en concordancia con los objetivos de la Política Nacional de Hospitales Seguros Frente a Desastres. También clasifica los centros médicos en base a su capacidad, especialidad, número de camas, especialidades y sub especialidades (Registro Nacional de Edificaciones, 2012).

Normas Técnica de Salud N° 119 – MINSA

También conocido como “Infraestructura y equipamiento de los establecimientos de salud del tercer nivel de atención”, tiene como finalidad establecer un marco técnico normativo de infraestructura y equipamiento de los establecimientos de salud del tercer nivel de atención. Como primero objetivo es establecer criterios técnicos mínimos de diseño arquitectónico, diseño de instalaciones y dimensionamiento de la infraestructura física. El segundo objetivo es establecer criterios técnicos mínimos para el equipamiento de los establecimientos de salud del tercer nivel de atención. El ámbito de aplicación obligatoria en todos los establecimientos de salud públicos (Ministerios de Salud, Gobiernos regionales, gobiernos locales, Segur Social de Salud – ESSALUD, Sanidad de las Fuerzas Armadas, Sanidad de la Policía Nacional del Perú), privados y mixtos del segundo nivel de atención del Sector Salud (MINSA, 2015).

Código Nacional de Electricidad (CNE) - Utilización

El objetivo principal del Código Nacional de Electricidad – Utilización, es establecer las reglas preventivas para salvaguardar las condiciones de seguridad de las personas, de la vida animal y vegetal, y de la propiedad, frente a los peligros derivados de uso de la electricidad; así como la preservación del ambiente y la protección del Patrimonio Cultural de la Nación.

El código también contempla las medidas de prevención contra choques eléctricos e incendios, así como las medidas apropiadas para la Instalación, operación y mantenimiento de instalaciones eléctricas (MEM-DGE, 2006).

Norma ASHRAE Estándar 170-2017

La norma tiene como propósito principal definir los requisitos de diseño para los sistemas de ventilación para una calidad aceptable de aire interior en las instalaciones de atención médica. Esta norma define los parámetros necesarios de ventilación para las distintas funciones de los espacios y un apartado de instalación, operación y mantenimiento.

El propósito de este estándar es especificar las ratios mínimas de ventilación, conocidas por sus siglas en inglés ACH, y otras medidas destinadas a proveer una calidad de aire interior que es aceptable para las personas y que minimiza efectos adversos a la salud (ASHRAE, 2013).

En la Figura 9 se muestra el rango de humedad relativa [40-60 % HR] saludable recomendado para las personas dentro de cualquier ambiente.

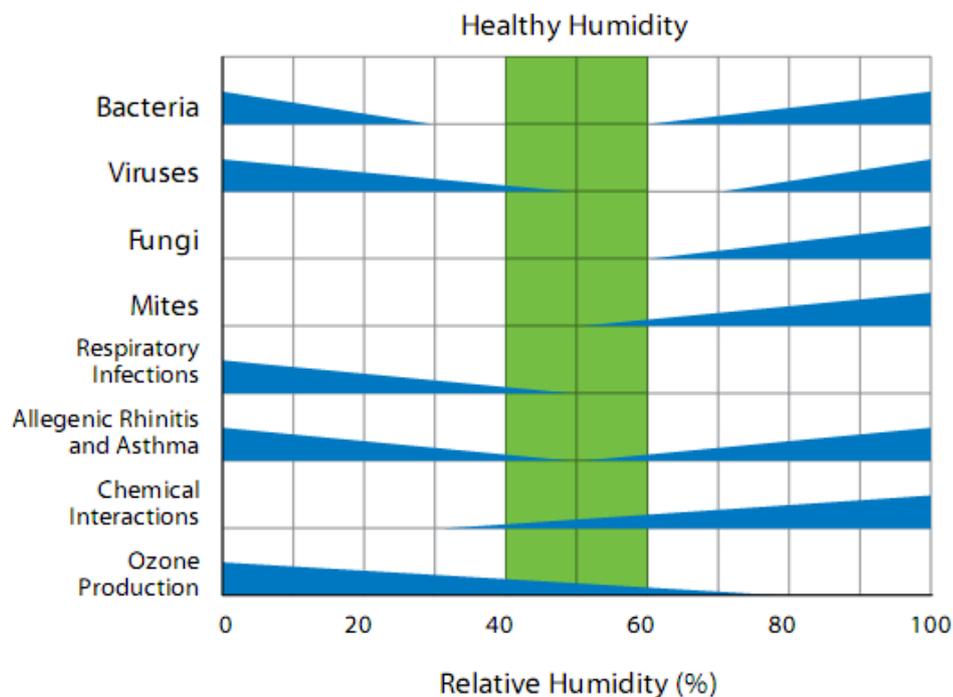


Figura 9. Rangos de humedad relativa saludable para las personas

Fuente: Tomado del documento AAONAIRES Energy Recovery Systems del sitio Web AAON (2021)

AHRI Standard 340/360

AHRI es un estándar internacional que mide el ratio de performance de equipos de calefacción y aire acondicionado comerciales e industriales.

Este estándar tiene como objetivo clasificar los equipos según su ratio de eficiencia energética (EER), esto es la relación de la capacidad de enfriamiento en BTU/h entre la potencia de entrada en Watts a cualquier condición de operación del equipo. (AHRI, 2019).

2.4. Definición de términos básicos

- **ACH:** Air Changes per Hour (Cambios de aire por hora)
- **AHRI:** Air Conditioning Heating and Refrigeration Institute (Instituto de Aire Acondicionado Calefacción y Refrigeración).
- **AMCA:** Air Moving and Conditioning Association (Asociación de aire acondicionado y movimiento de aire).
- **Anemómetro:** Es un aparato meteorológico utilizado para medir la velocidad del viento y así ayudar en la predicción del tiempo.
- **ASHRAE:** Sociedad Estadounidense de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado.
- **BTU:** Unidad térmica británica es una unidad de energía utilizada principalmente en equipos de aire acondicionado .
- **Calor Sensible:** Es el calor que produce un cambio de temperatura.
- **Calor Latente:** Es el calor que produce un cambio de estado sin cambio de temperatura.
- **CFM:** Una medida de flujo de aire y volumen, pies cúbicos por minuto. También puede expresarse en metros cúbicos por hora según la siguiente conversión: $CFM=0.588 \times m^3/h$.
- **CNE:** El Código Nacional de Electricidad
- **EER:** Energy Efficiency Ratio (Ratio de eficiencia energética)
- **Entalpia. (h):** La energía almacenada en forma de temperatura y presión se llama entalpia.

- **Entalpia específica (he):** Es contenido de calor del aire, por unidad de peso. Es la entalpia del aire seco más la de su contenido de vapor de agua calculadas sobre una temperatura arbitraria de referencia en la cual la entalpia tiene un valor de cero.
- **Humedad relativa (HR)** Es la relación de la presión real de vapor de agua en el aire con la presión de vapor de agua si el aire estuviera saturado a la misma temperatura de bulbo seco.
- **IEER:** Integrated Energy Efficiency Ratio (Ratio de eficiencia energética integrado)
- **LEED:** Sigla de Leadership in Energy & Environmental Design es un sistema de certificación de edificios sostenibles, desarrollado por el Consejo de la Construcción Verde de Estados Unidos (US Green Building Council). Se compone de un conjunto de normas sobre la utilización de estrategias encaminadas a la sostenibilidad en edificios de todo tipo.
- **NTS:** Norma Técnica de Salud
- **Relación de humedad (w)** se llama humedad específica. Es el peso del vapor de agua por libra de aire seco, expresado en lb/lb de aire seco, o en gramos de agua por libra de aire seco.
- **RNE:** El Reglamento Nacional de Edificaciones en Perú.
- **Sistema MKS de unidades:** Expresa las medidas utilizando como unidades fundamentales metro, kilogramo y segundo. El sistema MKS de unidades sentó las bases para el Sistema Internacional de Unidades, que ahora sirve como estándar internacional.
- **SMACNA:** The Sheet Metal and Air Conditioning Contractors National Association (Asociación Nacional de Contratistas de Chapa y aire acondicionado).
- **Tasa Metabólica:** Cantidad mínima de energía que una persona necesita, en estado de reposo, para llevar a cabo aquellas funciones vitales necesarias para el correcto funcionamiento del organismo.
- **Temperatura:** La temperatura es una magnitud referida a la noción de calor medible mediante un termómetro.

- **Temperatura de bulbo seco (Bs):** Es la temperatura del aire, tal como lo indica un termómetro.
- **Temperatura de bulbo húmedo (BH):** Es la temperatura que indica un termómetro cuyo bulbo está envuelto en una mecha empapada de agua, en el seno de aire en rápido movimiento.
- **Temperatura en punto de rocío (PR):** Es la temperatura a la cual el vapor de agua en el aire se comienza a condensar.
- **Toneladas De Refrigeración (TON):** Capacidad de extracción de carga térmica de un equipo refrigeración.
- **Termostato:** Instrumento que mide la temperatura del ambiente.
- **Humidistato:** Instrumento que mide la humedad del ambiente.
- **Volumen específico (v):** Es el volumen de aire por unidad de peso de aire seco.

III. HIPOTESIS Y VARIABLES

3.1. Hipótesis

3.1.1. Hipótesis General

- Si se diseña e implementa un sistema de aire acondicionado de 11 TON se alcanzará las condiciones de climatización en la sala de angiografía del Instituto Nacional De Salud Del Niño - San Borja.

3.1.2. Hipótesis Específicas

- Si se determinan los parámetros de diseño en la sala de angiografía se calculará la capacidad de enfriamiento.
- Si se determina la capacidad de enfriamiento se dimensionará y seleccionará el equipamiento mecánico y eléctrico.
- Si se dimensiona y selecciona el equipamiento mecánico eléctrico se implementará el sistema de aire acondicionado.
- Si se implementa el sistema de aire acondicionado se alcanzará las condiciones de climatización en la sala de angiografía.

3.2. Definición conceptual de variables

Variable independiente: Sistema de aire acondicionado

“Un sistema de aire acondicionado puede proporcionar calefacción, refrigeración o ambos. Su tamaño y complejidad pueden variar desde un simple calefactor o unidad de ventana para una pequeña habitación hasta un enorme sistema para un complejo de edificios” traducido de (Pita, 2002, p. 3).

Variable dependiente: Condiciones de climatización

“Consiste en mantener automáticamente durante un periodo de tiempo los valores máximos y mínimos de **temperatura y humedad** de aire en un ambiente del establecimiento de salud (confort y normal funcionamiento de equipos biomédicos) dentro de los valores establecidos” (MINSa, 2014, p. 5).

Tabla 1. Operacionalización de las variables independiente y dependiente

DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE 11 TON PARA ALCANZAR LAS CONDICIONES DE CLIMATIZACIÓN EN LA SALA DE ANGIOGRAFÍA INSTITUTO NACIONAL DE SALUD DEL NIÑO - SAN BORJA						
VARIABLES	DIMENSIONES	INDICADORES	ÍNDICES	MÉTODO	TÉCNICA	
Variable independiente: Sistema de aire acondicionado	Parámetros de diseño	Ubicación geográfica	Latitud (°), Longitud (°), Altitud (m.s.n.m.)	TIPO DE INVESTIGACIÓN	Documental:	
		Coeficientes globales de transferencia de calor	U (Kcal/h. m ² . °C).			Tecnológica
		Características del área	m ² , m, Número de personas, etc.	DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN	Pre experimental	Fichas bibliográficas
		Condiciones de temperatura externa e interna de la sala	°C			
		Renovaciones de aire ACH	CFM			
	Capacidad de enfriamiento	Carga térmica	kcal/h	Software de diseño		
		Diferencia de temperatura	°C			
		Tabla psicrométrica	Procesos psicrométricos			
		Capacidad de toneladas de refrigeración	TON			
	Dimensionamiento y selección de los componentes mecánicos y selección del equipo de aire acondicionado	Tipo de sistema de aire acondicionado	Sistemas de AA	Notas de campo		
		Selección del equipo de AA	EER			
		Sensores de climatización	Temperatura (°C), Humedad (%)			
		Plano de distribución del sistema de aire acondicionado	Caudal (CFM), velocidad (FPM), caída de presión (inch w.)			
	Dimensionamiento y selección de los componentes del sistema eléctrico	Capacidad de consumo eléctrico	A			
		Cableado	mm ²			
		Protección eléctrica	A			
		Planos eléctricos	Diagrama eléctrico			
	Implementación del sistema de aire acondicionado	Implementación	Mecánico / Eléctrico			
		Puesta en marcha	IOM Equipo Rooftop			
	Variable dependiente: Condiciones de climatización	Acondicionamiento de la sala de angiografía	Temperatura del ambiente	21 °C [T ≤ 22°C]		
Humedad Relativa			55 % de HR controlado [HR ≤ 60 %]			

Fuente: Elaboración propia en base a las variables de la investigación

IV. DISEÑO METODOLÓGICO

4.1. Tipo y Diseño de la Investigación

4.1.1. Tipo de investigación

La investigación tecnológica según Valderrama (2002, p. 165), se basa en conocimientos existentes, adquirido a través de la investigación y/o experiencia práctica, mediante un proceso sistemático. Dirigido a fabricar nuevos materiales, productos o equipos. Establecer nuevos procesos, sistemas y servicios, o mejorar significativamente los existentes.

El presente trabajo es una investigación de **tipo tecnológica** porque aprovecha del conocimiento teórico y científico, como la primera y segunda ley de la termodinámica, dinámica de fluidos, producto de una investigación básica, que organiza reglas y técnicas cuya aplicación posibilita alcanzar las condiciones de climatización en la sala de angiografía debido a la implementación de un sistema de aire acondicionado.

4.1.2. Diseño de la investigación

Valderrama (2002, p. 176) expresa que “en el diseño experimental se manipulan en forma deliberada una o más variables independientes para observar sus efectos en la (s) variable (s) dependiente (s)”.

Los diseños pre – experimentales no controlan los factores que influyen sobre la validez interna o externa. Describen la manera en que las variables extrañas pueden influir en la validez interna además, nos indica la manera adecuada de hacer (Espinoza, 2010, p. 97).

Por tanto, esta investigación es un **diseño experimental** porque se manipulará la variable independiente (sistema de aire acondicionado), se observará e identificará la causa de los cambios que se dan en la variable dependiente (condiciones de climatización); específicamente en el **sub diseño pre experimental** porque se analizará un solo grupo donde se aplicará una post prueba de condiciones de climatización después de la instalación del sistema de aire acondicionado propuesto.

4.2. Método de la Investigación

Bernal (2010) expresa que, “el método analítico sintético estudia los hechos partiendo de la descomposición del objeto de estudio en cada una de sus partes para estudiarlas de forma individual (análisis), y luego se integran esas partes para estudiarlas de manera holística e integral” (p. 60).

Espinoza (2010) expresa que, “el enfoque sistémico afronta el problema en su complejidad a través de una forma de pensamiento basada en la totalidad, en el estudio de la relación entre las partes y de las propiedades emergentes resultantes” (p. 40).

Esta investigación es de método analítico sintético con enfoque sistémico debido a que afronta el problema de diseñar un sistema de aire acondicionado y se separa en partes que va desde la recopilación de parámetros de diseño, capacidad de enfriamiento, etc., finalmente a la implementación del sistema de aire acondicionado donde se analizará los resultados.

4.3. Población y Muestra

“La población es la totalidad de un fenómeno de estudio, incluye la totalidad de unidades de análisis o entidades de población que integran dicho fenómeno y que debe cuantificarse para un determinado estudio integrando un conjunto N de entidades que participan de una determinada característica, y se le denomina población por constituir la totalidad del fenómeno adscrito a un estudio de investigación” (Tamayo, 2003, p. 176).

Tamayo (2003, p. 176), también expresó que “La muestra descansa en el principio de que las partes representan el todo y por tanto refleja las características que definen la población de la cual fue extraída, lo cual nos indica que es representativa. Es decir que para hacer una generalización exacta de una población es necesaria una muestra totalmente representativa y, por lo tanto, la validez de la generalización depende de la validez y tamaño de la muestra”.

En la presente investigación deducimos que nuestra población será igual a nuestra muestra; ya que la población es conocida, identificable, accesible y es

pequeña. Para este trabajo de investigación nuestra población y muestra queda delimitado por el sistema de aire acondicionado de la sala de angiografía.

La muestra está comprendida por la toma de datos diarios en un lapso de 30 días tal como se muestra en la Tabla 44.

4.4. Lugar de estudio y periodo desarrollado

El lugar de estudio del presente proyecto de tesis es la sala de angiografía, ubicado en el Instituto Nacional de Salud del Niño de San Borja en la dirección Av. Javier Prado Este 3101, San Borja, departamento de Lima. El periodo desarrollado comprende desde el mes de enero, donde se realizó la visita y toma de datos; hasta el mes de julio del 2021, mes en el cual se realizó la implementación del proyecto propuesto y muestreo de la variable.

4.5. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.

Para el diseño de cada uno de los ambientes a acondicionar se usó la técnica o instrumento de recolección conocido como Técnica Documental. Espinoza (2010) expresa “La técnica documental permite la recopilación de evidencias para demostrar las hipótesis de investigación. Está formada por documentos de diferente tipo: revistas, memorias, actas, registros, datos e información estadísticas y cualquier documento de instituciones y empresas que registran datos de su funcionamiento” (p. 110).

Por tanto, Este proyecto de investigación se utilizará la técnica documental y los instrumentos para la recolección de la información serán brindadas por: fichas bibliográficas, fichas electrónicas y fichas de trabajo.

También empleamos la técnica empírica. Espinoza (2010) expresa que “La técnica empírica permite la observación en contacto directo con el objeto de estudio, y el acopio de testimonios que permitan confrontar la teoría con la práctica en la búsqueda de la verdad” (p. 110).

Por tanto, este informe proyecto de investigación se utilizó la técnica empírica ya que para la recolección de datos utilizamos la técnica de la observación de manera participativa además, mediante testimonios de las personas

involucradas con el área de estudio como tecnólogos, técnicos de mantenimiento y personal médico, podremos obtener información que nos ayude a confrontar y corroborar la teoría con la práctica.

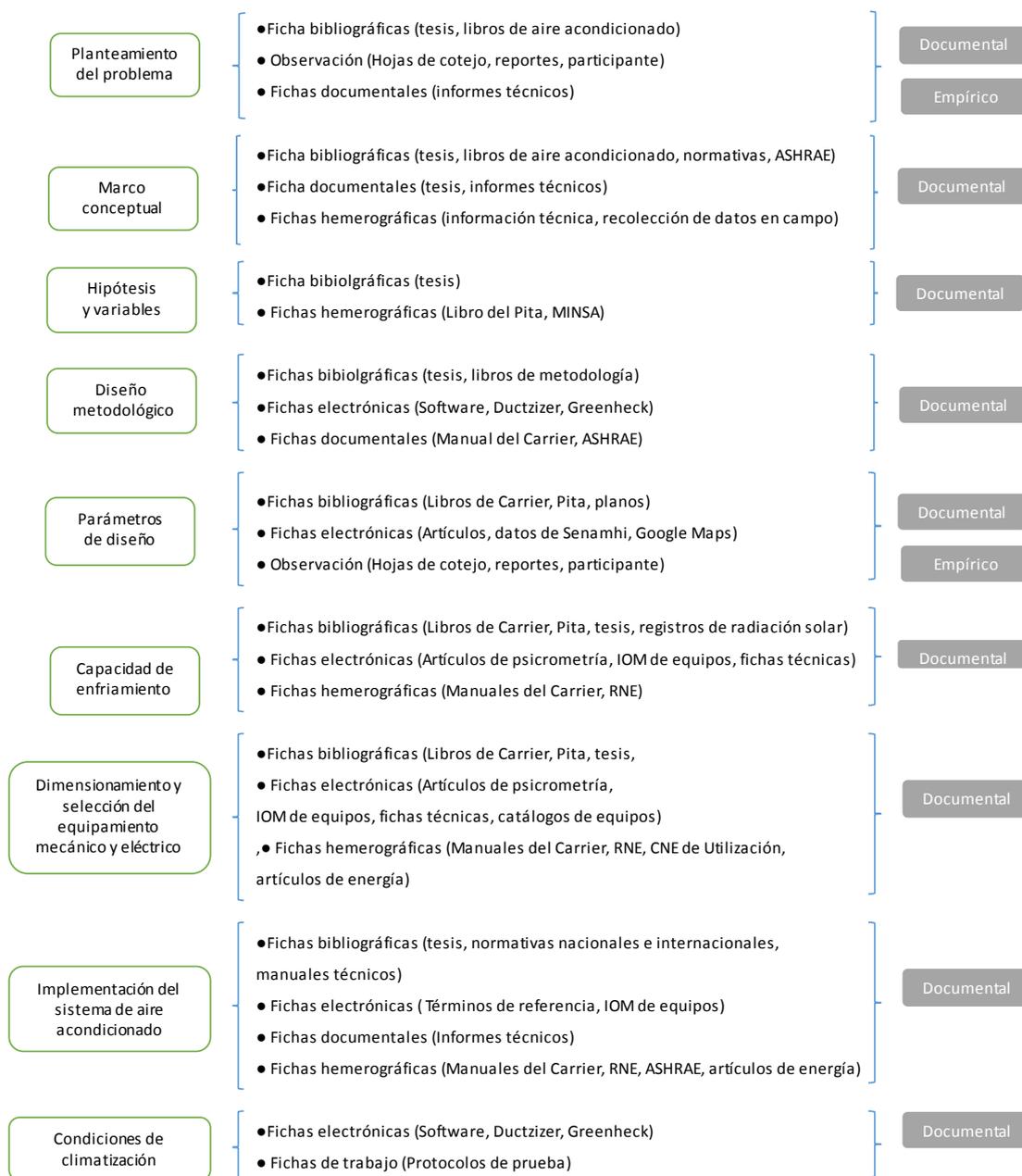


Figura 10. Diagrama de técnicas e instrumentos para la recolección de datos

Fuente: Elaboración realizada en base a las técnicas e instrumentos de recolección de la información.

Como se muestra en la Figura 10, se detalla los métodos para cada indicador y variable correspondiente del presente informe final de tesis. Además, se detallan

las técnicas empleadas para cada capítulo.

4.6. Análisis y procesamiento de datos

El proceso de análisis y recolección de datos para este proyecto de tesis dio inicio con un criterio de diseño e instalación para un sistema de aire acondicionado mencionados en el libro del Pita (2002), y para los criterios de aplicación nos basamos en las recomendaciones de operatividad del angiógrafo. y el de diseño para hospitales nos basamos en el “Manual de calefacción, ventilación y aire acondicionado para hospitales y clínicas” del ASHRAE (2013),

Se propone las etapas descritas a continuación para la obtención de condiciones de climatización en la sala de angiografía.

Etapas 1: Determinación de los parámetros de diseño.

- Determinamos la ubicación geográfica del proyecto: latitud longitud y altitud.
- Realizamos la toma de datos de arquitectura y entrevista al personal médico.
- Determinamos de los coeficientes globales de transferencia de calor.
- Determinamos del caudal de inyección del equipo de aire acondicionado.

Etapas 2: Determinación de la capacidad de enfriamiento

- Determinamos de la carga térmica de la sala por iluminación, personas y equipos.
- Determinamos la carga térmica de la sala de angiografía por diferencia de temperatura.
- Determinamos la temperatura de ingreso y salida del aire a la cual queremos llegar.
- Determinación de los procesos psicrométricos necesarios para determinar la capacidad de enfriamiento del equipo de aire acondicionado.
- Comprobación del cálculo de la capacidad de enfriamiento usando el Elite Software.

Etapa 3. Selección del equipo de aire acondicionado, selección y dimensionamiento de los componentes mecánicos del sistema de aire acondicionado.

- Determinamos el tipo del sistema de aire acondicionado.
- Seleccionamos el equipo de aire acondicionado en base al ratio de eficiencia energética.
- Determinación de los elementos de filtración
- Dimensionamos el sistema de ductos de aire acondicionado para la sala de angiografía.
- Determinamos el sistema de control y monitoreo del confort térmico.

Etapa 4: Dimensionamiento y selección de componentes eléctricos.

- Determinamos la capacidad de corriente del equipo de aire acondicionado.
- Dimensionamiento y selección de los conductores eléctricos.
- Dimensionamiento y selección del conductor de puesta a tierra.
- Distribuimos el sistema eléctrico y de señal desde el equipo de aire acondicionado hacia el tablero principal, así mismo la señal que va desde el equipo de aire acondicionado hacia la sala donde se colocará el controlador de temperatura y humedad.
- Plasmamos el sistema por medio de un diagrama eléctrico.

Etapa 5: Implementamos el sistema de aire acondicionado

- Implementamos el sistema de aire acondicionado mediante un cronograma de actividades.
- Realizamos la puesta en marcha del equipo de aire acondicionado.

Se siguió todas estas etapas para la obtención de la climatización en la sala de angiografía.

4.6.1. Etapa 1: Determinación de los parámetros de diseño

De acuerdo a la ficha técnica del angiógrafo y al Manual de diseño de ventilación, calefacción y aire acondicionado del ASHRAE (2013) se determina los parámetros de diseño para la sala de angiografía.

- **Ubicación geográfica del proyecto**

Mediante el programa de Google Earth, se ubicó de manera geográfica de nuestro proyecto. Esta información es necesaria para determinar la máxima aportación solar, consecuentemente las mayor carga térmica de la sala de angiografía.

El Instituto Nacional de Salud del Niño de San Borja, se encuentra ubicado en la Av. Javier Prado del distrito de San Borja tal como se muestra en la Figura 11.

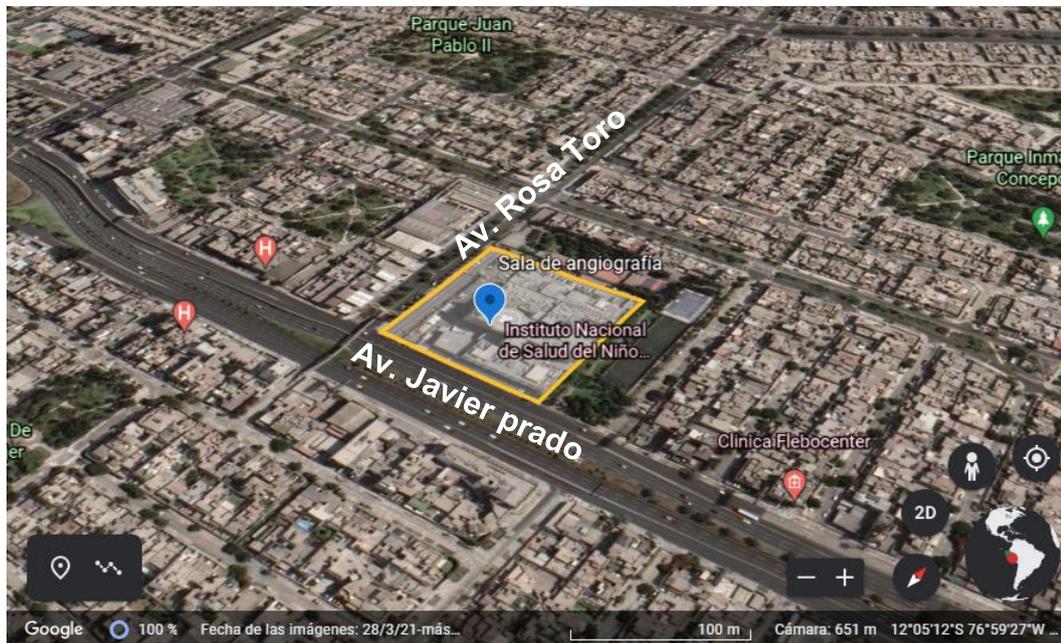


Figura 11. Ubicación geográfica del proyecto de investigación

Fuente: Fotografía tomada del Google Earth

La ubicación geográfica se describe a continuación:

- ✚ Latitud: 12°05'12" Sur
- ✚ Longitud: 76°59'27" Oeste
- ✚ Altura: 170 m. s. n. m.

- **Planos arquitectónicos de la sala de angiografía**

Mediante el plano de arquitectura se definió algunos parámetros de la sala de angiografía, como el número de personas, área y altura de la sala, número de horas de operación de los equipos eléctricos, orientación de la sala según la rosa náutica, etc., como se indica en la Tabla 2.

Tabla 2. En la Figura 12 se muestra el plano arquitectónico de la sala de angiografía, donde se indican los tramos para el análisis y cálculo de carga térmica por radiación solar, así mismo se indica la dirección norte de acuerdo a la ubicación geográfica del proyecto.

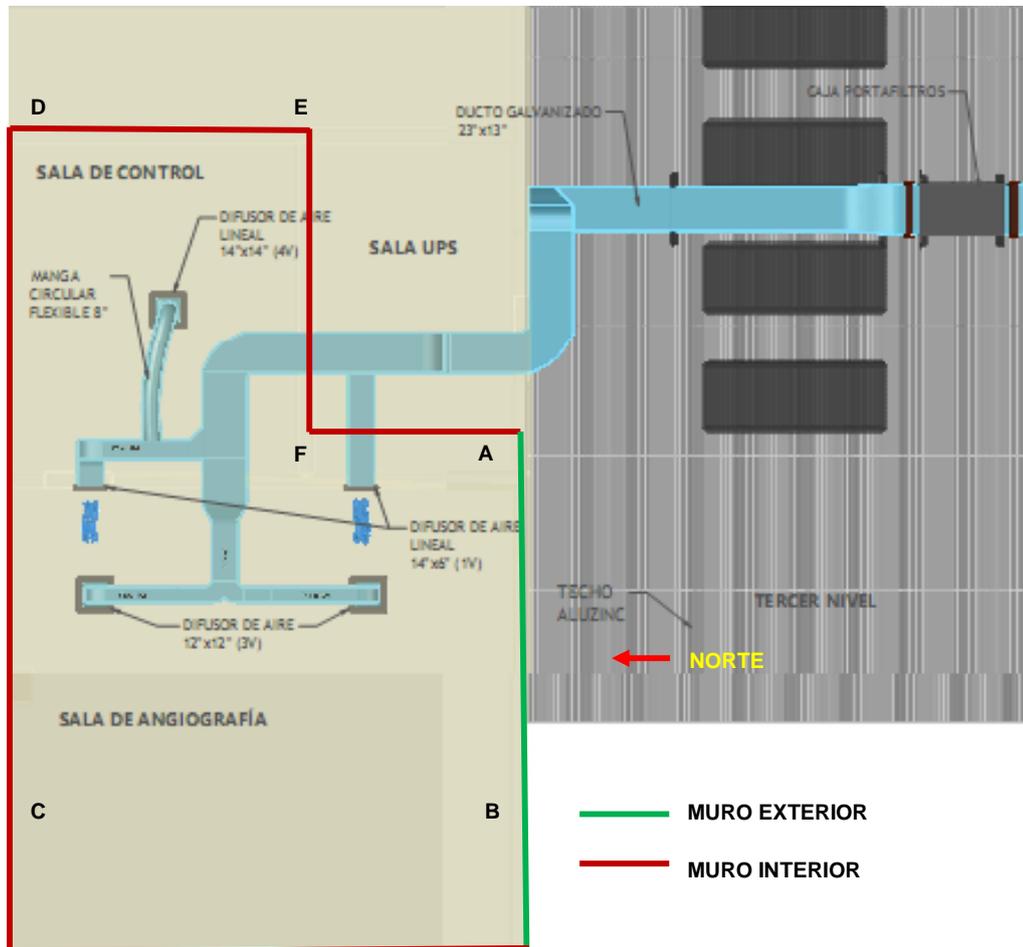


Figura 12. Plano de arquitectura de la sala de angiografía

Fuente: Elaboración propia en base a las dimensiones de la sala de angiografía

En la Tabla 2 se detallan los datos de ingreso recolectados en campo; dicha información será necesario para realizar un reporte de parámetros de diseño.

La cantidad de personas se determinó de acuerdo a Artículo 3.1 de Norma A.130 Requisitos de Seguridad del RNE, donde indica que para las zonas de servicios auxiliares (sala de angiografía) el número de ocupantes será igual a 8 m²/persona.

Tabla 2. Recolección de información de la sala de angiografía

Información de la habitación	Dato
Número de personas	7
Área del local a climatizar	58 m ²
Altura del local	3.1 m
Habitación con presión positiva	0.01 in.w. (2.5 Pa)
Número de horas de funcionamiento	24 horas
Número de luminarias	12
Vatios de consumo por luminaria	25 W
Equipamiento biomédico (Ver Tabla 12):	1
Techo Soleado (Si= 1; No=2)	2
(1) con elementos de sombras internos o (0) con vidrios descubiertos con sombras externas	1

Fuente: Elaboración propia en base a las mediciones tomadas en campo

- **Determinación de los coeficientes globales de transferencia de calor**

Mediante la técnica documental según el libro Manual de Carrier, donde nos brinda información de los coeficientes globales entre otros materiales de albañilería; además, los detalles de arquitectura de la sala de angiografía, se toma los datos reales para aplicar los cuadros descritos por el Carrier. Esta información fue necesaria a fin de poder calcular la carga térmica mediante el método de variación de temperatura y variación equivalente de temperatura para radiación solar, así mismo, se aplicó el método de ASHRAE para determinar la carga térmica de la sala.

Se considera que los muros de tipo exterior son los que se encuentran expuestas al sol, para efectos de cálculos en el mes, día y hora con mayor radiación solar.

De la misma manera los muros interiores son aquellas que no son irradiados directamente por el sol.

A continuación, en la Tabla 3 se detalla cuáles son los tramos que son considerados como muros exteriores e interiores, con sus respectivas dimensiones y detalle de cada muro.

Tabla 3. Características de los muros de la sala de angiografía

Muro (tramo)	Tipo de Muro	Espesor de Concreto (cm)	Enlucido		Alto (m)	Largo (m)
			(Interior y Exterior)	(cm)		
A-B	Exterior	25	2		3.2	7
B-C	Interior	15	2		3.2	6
C-D	Interior	15	2		3.2	11
D-E	Interior	15	2		3.2	4
E-F	Interior	15	2		3.2	4
F-A	Interior	15	2		3.2	2

Fuente: Elaboración propia en base a la arquitectura de la sala de angiografía

Techo: Concreto de 20 cm de espesor con enlucido de 2.5 cm.

Piso: Concreto de 20 cm de espesor con enlucido de 2.5 cm.

El área considerada para el techo y el piso se muestra en la tabla 1, con 58 metros cuadrados.

En la Tabla 4 se muestran los valores de las propiedades térmicas de cada material más usados en la construcción, según el Carrier (1980).

Tabla 4. Propiedades comunes en materiales de construcción, homogéneos y no homogéneos

Propiedades térmicas comunes de los materiales de construcción				
Descripción del muro	Densidad (kg/m ³)	Densidad (lb/pie ³)	Material Homogéneo	Materia NO homogénea
			Conductividad "K" [BTU.in/ (h. ft ² . °F)]	Conductancia "C" [BTU/ (h. ft2. °F)]
ENLUCIDO DE CEMENTO (1,860 kg/m ³)	1860	116	5	
YESO (13 mm)	720	45		3.12
YESO (16 mm)	720	45		2.67
LADRILLO ORDINARIO	1920	120	6.2	
LOSA DE CONCRETO	2322	145	9	
CONCRETO ARMADO	2400	150	9	
TECNOPOR	24	1.5	0.24	
POLIURETANO	32	2	0.17	
BALDOSAS				0.31

Fuente: Datos obtenidos y adaptados del Carrier (1980, tabla 34)

Tabla 5. Propiedades del aire de acuerdo a su movilidad y dirección

Resistencias y conductancia de superficies para el aire		
	Dirección del Flujo de Calor	Coefficiente Pelicular "h" (BTU/ (h.ft ² . °F))
AIRE QUIETO		
Horizontal	Hacia Arriba	1.63
Pendiente 45°	Hacia Arriba	1.60
Vertical	Horizontal	1.46
Pendiente 45°	Hacia Abajo	1.32
Horizontal	Hacia Abajo	1.08
AIRE EN MOVIMIENTO		
	Dirección del Flujo de Calor	h _o
Invierno 15 mph	Cualquier Dirección	6.00
Verano 7.5 mph.	Cualquier Dirección	4.00

Fuentes: Datos obtenidos y adaptados del Carrier (1980, tabla 34)

Donde:

K: Conductividad, entonces la resistencia de material es $R = e/k$

C: Conductancia, entonces la resistencia de material es $R = 1/C$

h: Coeficiente pelicular entonces la resistencia de material es $R = 1/h$

En la Tabla 5 se muestra los valores de coeficientes peliculares del aire de acuerdo a su movilidad y dirección al contacto con una superficie.

Estos datos servirán para calcular la resistencia térmica debido a la transferencia de calor debido al movimiento del aire exterior tal como se indica en la ecuación (21).

Determinamos los coeficientes globales de transferencia de calor mediante la ecuación (21).

$$(U)^{-1} = \sum_{i=1}^{i=5} \left(\begin{array}{l} R. \text{convección ext} + R. \text{enlucido ext} + \\ R. \text{piso concreto} + R. \text{enlucido int} + R. \text{convección int} \end{array} \right) \quad (21)$$

Donde:

$(U)^{-1}$: Inversa de la transferencia global, (h.ft². °F)/BTU

R. convección ext: Resistencia por convección externa del aire, (h. ft². °F/BTU)

R. enlucido ext: Resistencia de enlucido exterior, (h. ft². °F)/BTU

R. piso concreto: Resistencia del piso de concreto, (h. ft². °F)/BTU

R. enlucido int: Resistencia por convección interna del aire, (h. Ft². °F)/BTU

R. convección int: Resistencia por convección interna del aire, (h. ft². °F/BTU)

Sabemos de la ecuación (7) que la inversa de la resistencia total nos da como resultado el coeficiente de transferencia de calor.

De acuerdo a las características de los materiales compuestos por el muro del tramo A-B descrito en la Tabla 3. Utilizamos la Tabla 4 y Tabla 5 para calcular las resistencias de cada material y finalmente el coeficiente global de transferencia de calor.

A continuación aplicamos la ecuación (21) para tramo A-B:

$$(U)^{-1} = \sum_{i=1}^{i=5} \left(\frac{1}{4} + \frac{0.5}{5} + \frac{9.8}{9} + \frac{0.5}{5} + \frac{1}{1.46} \right) \frac{\text{h. ft}^2 \cdot \text{°F}}{\text{BTU}},$$
$$(U)^{-1} = 1.24 \frac{\text{h. ft}^2 \cdot \text{°F}}{\text{BTU}}$$

Aplicamos la inversa y obtenemos el coeficiente global de transferencia de calor para el tramo A-B, tal como se muestra en la ecuación (22).

$$U = 0.450 \frac{\text{BTU}}{\text{h. ft}^2 \cdot \text{°F}}, \quad (22)$$

Multiplicamos por el factor de conversión 4.885 para obtener su equivalente en Kcal/h.m².°C:

$$U = 2.196 \frac{\text{kcal}}{\text{h. m}^2 \cdot \text{°C}}, \quad (23)$$

En la Tabla 6 se muestra el detalle de la resistencia de cada material y la resistencia total para el tramo A-B.

Tabla 6. Resistencia total obtenida por la suma de las resistencias de cada material para el tramo A-B

Pared vertical exterior de concreto		Resistencia total para el tramo A-B		
Material	Espesor "e" (in)	Conductividad "K" $\left(\frac{\text{BTU} \cdot \text{in}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}\right)$	Conductancia "C" $\left(\frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}\right)$	Resistencia "R" $\left(\frac{\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}\right)$
Aire Exterior			4.00	0.25
Enlucido de Cemento Exterior	0.5	5.00		0.10
Losa de Concreto (25 cm)	9.8	9.00		0.11
Enlucido de Cemento Interior	0.5	5.00		0.10
Aire Interior			1.46	0.68
			Resistencia total	1.24

Fuente: Tabla obtenido de acuerdo al cálculo realizado según la ecuación (21).

De acuerdo a las propiedades del material compuesto para los muros interiores de cada tramo B-C, D-E, E-F, F-A; descrito en la Tabla 3. Utilizamos la Tabla 4 y Tabla 5 para calcular las resistencias de cada material y finalmente el coeficiente global de transferencia de calor.

A continuación aplicamos la ecuación (21) para calcular el coeficiente global de transferencia de calor para el tramo B-C.

$$(U)^{-1} = \sum_{i=1}^{i=5} \left(\frac{1}{1.46} + \frac{0.5}{5} + \frac{6}{9} + \frac{0.5}{5} + \frac{1}{1.46} \right) \frac{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}{\text{BTU}},$$

$$(U)^{-1} = 2.22 \frac{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

Aplicamos la inversa para obtener el coeficiente global de transferencia de calor,

$$U = 0.447 \frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}} \quad (24)$$

Multiplicamos por el factor de conversión 4.885 para obtener su equivalente en Kcal/h.m2.°C:

$$U = 2.236 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}} \quad (25)$$

Tabla 7. Resistencia total obtenida por la suma de las resistencias de cada material para el tramo B-C

Pared vertical interior de concreto		Resistencia total para el tramo B-C		
Material	Espesor "e" (in)	Conductividad "K" ($\frac{\text{BTU} \cdot \text{in}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$)	Conductancia "C" ($\frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$)	Resistencia "R" ($\frac{\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$)
Aire Exterior			1.46	0.68
Enlucido de Cemento Exterior	0.5	5.00		0.10
Losa de Concreto (15 cm)	6	9.00		0.66
Enlucido de Cemento Interior	0.5	5.00		0.10
Aire Interior			1.46	0.68
			Resistencia total	2.22

Fuente: Tabla obtenido de acuerdo al cálculo realizado según la ecuación (21).

En la Tabla 7 se muestran las resistencias por cada material para el tramo B-C.

Debido a que las características de material para los muros interiores son iguales, asumimos que el coeficiente global de transferencia de calor global para los tramos B-C, D-E, E-F, F-A; son iguales con un valor de $0.447 \frac{\text{BTU}}{\text{h pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$ ó $2.236 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$.

Utilizamos la Tabla 4 y Tabla 5 para calcular las resistencias de cada material y finalmente el coeficiente global de transferencia de calor.

$$(U)^{-1} = \sum_{i=1}^{i=5} \left(\frac{1}{1.08} + \frac{1}{5} + \frac{7.9}{9} + \frac{1}{5} + \frac{1}{1.08} \right),$$

Aplicamos la inversa para obtener el coeficiente global de transferencia de calor,

$$U = 0.320 \frac{\text{Btu}}{\text{h pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}} \quad (26)$$

Multiplicamos por el factor de conversión 4.885 para obtener su equivalente en $\text{Kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$:

$$U = 1.55 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2\text{°C}} \quad (27)$$

Tabla 8. Resistencia total obtenida por la suma de las resistencias de cada material para el piso.

Pared vertical exterior de concreto		Resistencia total para el piso		
Material	Espesor "e" (in)	Conductividad "K" $\left(\frac{\text{BTU} \cdot \text{in}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F}}\right)$	Conductancia "C" $\left(\frac{\text{BTU}}{\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F}}\right)$	Resistencia "R" $\left(\frac{\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F}}{\text{BTU}}\right)$
Aire Exterior			1.08	0.93
Enlucido de Cemento Exterior	1	5.00		0.2
Losa de Concreto (20 mm)	7.9	9.00		0.88
Enlucido de Cemento Interior	1	5.00		0.2
Aire Interior			1.08	0.93
			Resistencia total	3.14

Fuente: Tabla obtenido de acuerdo al cálculo realizado según la ecuación (21).

En la Tabla 8 se muestra la resistencia total obtenida por cada material del piso.

Debido a que las características de material para los muros interiores son iguales, asumimos que el coeficiente global de transferencia de calor global para el piso y techo; son iguales con un valor de $0.32 \frac{\text{BTU}}{\text{h pie}^2\text{°F}}$ ó $1.55 \frac{\text{Kcal}}{\text{h m}^2\text{°C}}$.

Los datos obtenidos se reemplazarán posteriormente para calcular los calores debido a la transferencia de calor por radiación solar tal como se muestra en la Tabla 40.

- **Determinación de las condiciones de temperatura exterior e interior de la sala de angiografía**

Los datos obtenidos de la página web del Senamhi (2020), como se observa en la Figura 13, muestran las variaciones de la temperatura mensual durante el año 2020 además, indica que la humedad relativa máxima es de 85%.

De la data mostrada en la Figura 13 podemos tomar los datos para las condiciones exteriores de temperatura máxima (26.5°C) del bulbo seco.

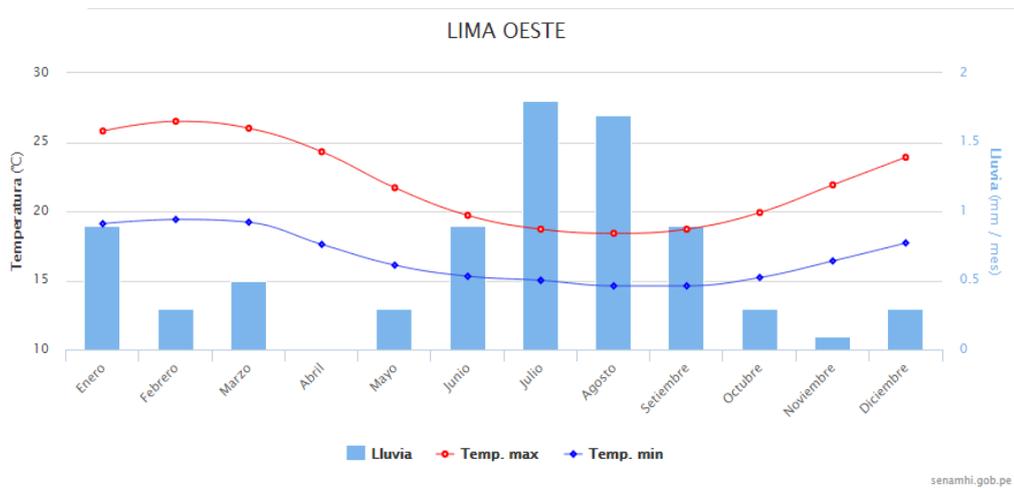


Figura 13. Temperatura y humedad relativa máximas proyectadas en el año 2020 enero-diciembre

Fuente: Tomado de la página web senamhi (2021)

a) Condiciones Exteriores:

Temperatura exterior a las 15 horas (3 pm). Es la temperatura promedio que se da a las 3 pm, esto es un valor real estadístico de la zona de Lima, donde se realizó el proyecto de acuerdo a la Figura 13 tenemos:

- Temperatura de bulbo seco: 26.5° C,
- Humedad relativa: 85 %,
- Variación de temperatura en 24 horas: 8° C.

b) Condiciones Interiores de sala de angiografía:

Son las condiciones del ambiente interior que depende del grado de confort que se requiera tener dentro de la sala de angiografía. De acuerdo a la Norma 170-2008 ASHRAE se determinó las condiciones interiores de temperatura y humedad para la sala de angiografía, el cual el Registro Nacional de Edificaciones (2012) indica que es considerado una sala de rayos “x” con fines quirúrgicos.

En la Tabla 9 se muestra el rango de temperatura recomendado por ASHRAE para el diseño de ventilación de los espacios más comunes dentro de un hospital o clínica.

Tabla 9. Características de diseño de ventilación para espacios comunes de hospitales y clínicas

Tabla 2-2 Extracto de la Tabla de Ventilación de la Norma 170-2008 ANSI/ASHRAE/ASHE

Spacio	T, °F	T, °C	RH, %	Presión	OA	ACH
Sala operaciones clase B y C	68 a 75	20a 24	30 a 60	Positivo	4	20
Salas de operaciones/cirugías cistoscopias	68 a 75	20 a 24	30 a 60	Positivo	4	20
Salas de Parto (Cesáreas)	68 a 75	20 a 24	30 a 60	Positivo	4	20
Cuidados Intensivos y críticos	70 a 75	21 a 24	30 a 60	Positivo	2	6
Cuidados intensivos de heridas (unidad quemados) quemaquemados	70 a 75	21 a 24	40 a 60	Positivo	2	6
Sala de espera de radiología	70 a 75	21 a 24	Max 60	Negativo	2	12
Sala quirófano/procedimiento Clase A	70 a 75	21 a 24	20 a 60	Positivo	3	15
Rayos X (cirugía/cuidados criticos)	70 a 75	21 a 24	Max 60	Positivo	3	15
Sala de equipo de esterilización	—	—	—	Negativo	—	10
Sucio y descontaminación	72 a 78	22 a 26	—	Negativo	2	6
Almacenamiento estéril	72 a 78	22 a 26	Max 60	Positivo	2	4

Fuente: Tomado de la tabla 2-2 del Manual de diseño para hospitales y clínicas de ASHRAE (2013, p. 27)

La sala de angiografía es una sala considerada como un espacio de Rayos X, específicamente para cirugías. En ese sentido se selecciona y determina la temperatura y humedad relativa recomendada por el ASHRAE para el diseño.

Condiciones interiores de diseño para la sala de angiografía:

- Temperatura de bulbo seco: 21°C,
- Humedad relativa: 55%.

Cabe mencionar que para que se cumpla las condiciones de climatización, se debe considerar las condiciones de operación para el buen funcionamiento del equipo angiógrafo. Estas condiciones de temperatura oscilan entre 15 a 30 °C, y la recomendación por el fabricante indica una temperatura de 22 °C (Ver Anexo 8).

En esta primera etapa recolectamos parámetros de diseño, calculamos datos como coeficientes globales de transferencia de calor y las condiciones exteriores e interiores del proyecto.

- **Determinación del caudal de inyección del equipo de aire acondicionado**

Se determinó el caudal de aire a inyectar necesario para la sala de angiografía de acuerdo al Estándar 170.

De la Tabla 9 se obtuvo la cantidad de renovaciones de aire, el cual recomienda que para una sala de Rayos X una cantidad de renovaciones de 15 ACH. Según el ASHRAE (2013) para algunas salas de cirugía se puede optar hasta un mínimo de 12 ACH.

Según las dimensiones de la sala de angiografía como se muestra en la Tabla 2, y la cantidad de renovaciones de aire (ACH) recomendada, se determinó el caudal de aire necesario para la sala de angiografía el cual viene dado por la siguiente ecuación (28).

$$q = H \times A_s \times 15 \text{ rev/h}, \quad (28)$$

Donde:

q: Caudal de aire necesario para la sala, m³/s

H: Altura de la sala, m

A_s: Área de la sala, m²

De la ecuación (28) calculamos el caudal de aire requerido, en base a las renovaciones de aire, para la sala de angiografía.

$$q = 3.10\text{m} \times 58\text{m}^2 \times 15 \frac{\text{rev}}{\text{h}},$$
$$q = 2,697.00 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (29)$$

Convertimos el caudal de aire de $\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ a cfm, mediante el factor de conversión de 0.588.

$$q = 2,697.00 \times 0.588 \text{ CFM}$$

$$q = 1,585.84 \text{ CFM} \quad (30)$$

Según el Manual de ASHRAE (ASHRAE, 2013, p. 67), la corriente de aire para muchas áreas en hospitales es a menudo impuesto por los requerimientos de intercambio de aire en vez de por la carga. Un sistema de recalentamiento del terminal de volumen de aire constante (CAVTR) puede ser una elección razonable para tales espacios. Por tanto el sistema de inyección de aire queda determinado para un sistema CAVTR.

De la Tabla 9 se obtuvo la mínima cantidad de aire a evacuar igual a 3 ACH y calculamos según la siguiente ecuación:

$$q_e = H \times A_s \times 3 \text{ rev/h}, \quad (31)$$

Donde:

q_e : Caudal de aire a evacuar de la sala como mínimo, m^3/h

H: Altura de la sala, m

A_s : Área de la sala, m^2

$$q_e = 3.10 \text{ m} \times 58 \text{ m}^2 \times 3 \text{ rev/h},$$

$$q_e = 539.40 \text{ m}^3/\text{h}, \quad (32)$$

Se convierte el caudal de aire de $\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ a CFM, mediante el factor de 0.588.

$$q_e = 317.17 \text{ CFM} \quad (33)$$

4.6.2. Etapa 2: Determinación de la capacidad de enfriamiento

En esta segunda etapa se determinó la capacidad de enfriamiento del equipo. Una vez definido los parámetros de diseño y los coeficientes globales de transferencia de calor por medio del método de diferencia de temperatura de ASHRAE, se calculará la carga térmica total de la sala de angiografía.

Con la carga térmica total, y por medio del proceso de la carta psicrométrica, se determinará la capacidad de enfriamiento del equipo.

- **Determinación de la carga térmica de la sala por iluminación, personas y equipos**

Iluminación: La iluminación constituye una fuente de calor sensible. Este calor se emite por radiación, convección y conducción. Un porcentaje del calor emitido por radiación es absorbido por los materiales que rodean el local.

De la Tabla 2 y Tabla 10 se obtuvo la información para nuestro cálculo de ganancia de calor debido al alumbrado correspondiente a la sala de angiografía con 12 luminarias fluorescentes de 25 Watts cada una.

Tabla 10. Ganancias sensibles debido al alumbrado

Tipo	Ganancias sensibles (kcal/h)
Fluorescente	Potencia útil vatios \times 1.25 \times 0.86
Incandescente	Potencia útil vatios \times 0.86

Fuente: Obtenido de la tabla 49 del Carrier (1980, p. 1.95)

La ecuación (34) a continuación se obtuvo de la Tabla 10.

$$Q_a = W \times 1.25 \times 0.86 \times N_L, \quad (34)$$

Donde:

Q_a : Calor total debido al calor sensible de luminarias, kcal/h

W : Potencia útil de las luminarias, Watts

N_L : Cantidad de luminarias

Aplicando la ecuación (34) se obtiene:

$$Q_a = 25 \times 1.25 \times 0.86 \times 12,$$

$$Q_a = 322.5 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}. \quad (35)$$

Calor sensible de las personas: Flujo de energía que se adiciona o se quita al aire para que cambie su estado variando su temperatura, debido a las personas.

En la Tabla 11 se muestra las tasas de calor debido a los ocupantes según su actividad.

Tabla 11. Ganancia de calor debida al grado de actividad de los ocupantes y temperatura seca del local

GRADO DE ACTIVIDAD	TIPO DE APLICACIÓN	TEMPERATURA SECA DEL LOCAL (°C)					
		26		24		21	
		Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente
Sentados, trabajo muy ligero	Escuela secundaria	54	46	60	40	68	32
Empleado de oficina	Oficina, hotel, apartamento, escuela superior	54	59	61	52	71	42
De pie, marcha lenta	Almacenes, tienda						
Sentado, de pie	Farmacia	55	71	64	62	73	53
De pie, marcha lenta	Banco						
Sentado	Restaurante	61	78	71	68	81	58
Trabajo ligero en el banco de taller	Fábrica, trabajo ligero	62	127	74	115	92	97

Fuente: Abstracto obtenido del Carrier (1980, p. 1-94)

El calor sensible de acuerdo al grado de actividad de las personas y temperatura seca del local se obtiene de la Tabla 11.

$$\text{Calor sensible x persona} = 73 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \quad (36)$$

A continuación se calculó el calor sensible total debido a la actividad de las personas que ocuparán la habitación.

Antes se define el calor sensible total:

$$Q_s = N \times \text{Calor sensible x personas}, \quad (37)$$

Donde:

$$Q_s = \text{Calor latente total debido al calor de los ocupantes}$$

$$N = \text{Número de personas}$$

$$\text{Calor sensible x persona} = \text{Razón de calor corporal sensible, Kcal/h}$$

Se reemplaza la ecuación (36) en la ecuación (37):

$$Q_s = 511 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}. \quad (38)$$

Calor latente de las personas: Flujo de energía que se adiciona o se quita al aire para que cambie su fase, debido a las personas.

El calor latente de acuerdo al grado de actividad y tipo de aplicación se obtiene de la Tabla 11, para efectos de cálculo la actividad que más se acomoda es la siguiente:

$$\text{Calor latente x persona} = 53 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}. \quad (39)$$

A continuación se define el calor latente total para 7 personas, como se muestra en la ecuación (40):

$$Q_1 = N \times \text{Calor latente x persona}, \quad (40)$$

Donde:

Q_1 : Calor latente total debido al calor de los ocupantes

N: Número de personas

Calor latente x persona: Razón de calor corporal latente, Kcal/h

Se reemplaza la ecuación (39) en la ecuación (40):

$$Q_1 = 371 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}, \quad (41)$$

Tabla 12. Ganancias de calor al aire para sistemas de imágenes

Sistema	Fabricante	Max. 60 min TWA, Btu/h [kW]	Inactivo Calculado, Btu/h [kW]
MRI Vision*	Siemens	83,331 [24.27]	75,873 [22.10]
MRI Sonata*	Siemens	80,475 [23.44]	65,323 [19.03]
Rayos X	Philips	4,258 [1.24]	3,692 [1.08]
Fluoroscopia	Philips	41,384 [12.06]	31,322 [9.12]
Fluoroscopia	Siemens	17,100 [4.98]	15,105 [4.40]
CT	Philips	24,085 [7.02]	22,437 [6.54]
PET/CT*	Siemens	43,008 [12.53]	33,438 [9.74]
Cámara Nuclear	Siemens	3,790 [1.10]	3,620 [1.06]
Acelerador Lineal*	Siemens	111,238 [32.40]	67,807 [19.75]
Ultra-sonido	Acuson/Siemens	2,927 [0.85]	1,692 [0.49]
Bisturí cibernético (cirugía robótica)	Precisión	45,720 [13.32]	35,440 [10.32]

Fuente: Obtenido de la tabla 8-9 del Manual de diseño para sala de imágenes del ASHRAE (2013, p. 163)

- **Determinación de la carga térmica de la sala por diferencia de temperatura**

Primero se empieza determinando el flujo de calor a través paredes por aportación solar para ello es necesario determinar el kg/m² de la estructura, información necesarias para determinar la máxima aportación solar de calor a través de las paredes.

Peso de paredes, piso y techo respecto a la pared

Es la relación de la masa de pared, piso y techo con respecto al área de la pared tal como se muestra en la ecuación (42).

$$\begin{aligned} & \text{Relación de peso por m}^2 \text{ pared} \\ & = \text{Densidad material} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times \text{Espesor(m)}, \end{aligned} \quad (42)$$

De la ecuación (42) se calcula la relación de masa por metro cuadrado dado por la ecuación (43).

$$\text{Relación de peso por m}^2 \text{ pared} = \frac{\text{Peso de la pared (kg)}}{(\text{m}^2) \text{ pared}}, \quad (43)$$

Para determinar la relación de masa por metro cuadrado de los muros se observa en la ecuación (44).

$$\text{Peso pared} = \text{peso enlucido ext} + \text{peso muro} + \text{peso enlucido int}, \quad (44)$$

Se determina primero el peso de la estructura por metro cuadrado de la pared exterior (Tramo A-B) usando la ecuación (42). De la Tabla 4 se obtiene la densidad del material utilizado, de esta manera obtenemos la ecuación (45), que es el resultado del peso de la pared exterior por cada metro cuadrado de pared.

$$\begin{aligned} \text{Peso Pared exterior} &= 1860 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.0125(\text{m}) + 1860 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.25(\text{m}) + \\ & \quad 1860 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.0125(\text{m}) \\ \text{Peso Pared exterior} &= 511.50 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ pared}}, \end{aligned} \quad (45)$$

De la misma manera, se calcula el peso de la estructura por metro

cuadrado de las paredes interiores (Tramos B-C, C-D, D-E, E-F, F-A).

Se usó el modelo de cálculo de la ecuación (42) para las paredes interiores de cada tramo.

El valor calculado en la ecuación (46) será la misma para cada tramo de las paredes interiores debido a que las características de los muros son idénticas.

$$\text{Peso Pared interior} = 1860 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.0125(\text{m}) + 1860 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.15(\text{m}) + 1860 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.0125(\text{m})$$

$$\text{Peso Pared interior} = 325.50 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ pared}}, \quad (46)$$

Para calcular el peso de la pared del piso y techo por metro cuadrado de pared se calcula mediante la ecuación (42).

$$\text{Peso Piso interior} = 1860 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.025(\text{m}) + 1856 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.2(\text{m}) + 1856 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.025(\text{m})$$

$$\text{Peso Piso interior} = 465 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ pared}}, \quad (47)$$

$$\text{Peso Techo} = 1860 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.025(\text{m}) + 1860 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.2(\text{m}) + 1860 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.025(\text{m})$$

$$\text{Peso Techo} = 465 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ pared}}, \quad (48)$$

Debido a que la aportación solar solo se aprecia en el tramo A-B (Orientación Norte) además, para nuestro proyecto no es necesario realizar el cálculo por aportación solar a través de los vidrios ya que la habitación no cuenta con ventanas expuestas al sol, en ese sentido se calculó el flujo de calor a través de la única pared exterior (tramo A-B).

Como se muestra en la

Tabla 13, se calculó el peso de las paredes por metro cuadrado de pared para cada tramo que conforman a la sala de angiografía. Solo el resultado

del tramo A-B servirá para realizar los cálculos de la máxima aportación solar.

Tabla 13. Resumen de los pesos de las paredes por metro cuadrado de pared para cada tramo

PESO DE LA PARED POR CADA METRO CUADRADO DE PARED EXTERIOR E INTERIOR						
DESCRIPCIÓN:						
TRAMOS	MATERIAL DE LA PARED	ESPESOR DE ENLUCIDO DE LADO EXTERIOR (m)	ESPESOR DE ENLUCIDO DE LADO INTERIOR (m)	ESPESOR Muro (m)	DENSIDAD DEL CONCRETO (kg/m³)	PESO DE PARED POR METRO CUADRADO (kg/m² pared)
PAREDES EXTERIORES (soleadas)						
A-B	Concreto	0.0125	0.0125	0.25	1860	511.50
PAREDES INTERIORES (Incluye Pisos intermedios)						
B-C	Concreto	0.0125	0.0125	0.15	1860	325.50
C-D	Concreto	0.0125	0.0125	0.15	1860	325.50
D-E, E-F	Concreto	0.0125	0.0125	0.15	1860	325.50
F-A	Concreto	0.0125	0.0125	0.15	1860	325.50
PISO	Concreto	0.025	0.025	0.20	1860	465.00
TECHO						
TECHO	Concreto	0.025	0.025	0.20	1860	465.00

Fuente: Elaboración propia en base a los cálculos realizados anteriormente

Tabla 14. Cantidad de paredes expuestas al sol de acuerdo a su orientación cardinal

ORIENTACIÓN CARDIANL	NÚMERO DE PAREDES SOLEADAS
S	0
SE	0
E	0
NE	0
N	1
NO	0
O	0
SO	0
Horizontal	0

Fuente: Elaboración propia en base a la ubicación geográfica del proyecto

Se determina el mes con mayor aportación solar en base a la Tabla 6 del Carrier (Ver Anexo 2), como se muestra a continuación en la Tabla 15.

Tabla 15. Resumen de las máximas aportaciones solares de acuerdo a los puntos cardinales del proyecto

Aportación solar de acuerdo a cada punto cardinal							
(kcal/h)							
Puntos cardinales	22 de diciembre	21 de enero	20 de febrero	22 de marzo	20 de abril	21 de mayo	21 de junio
Oeste	0	0	0	0	0	0	0
Norte	41	41	44.4	95	219	306	340
Sur	0	0	0	0	0	0	0
Horizontal	0	0	0	0	0	0	0
Total	41	41	44.4	95	219	306	340

Fuente: Elaborado en base a la tabla 6 del Carrier (1980)

En la Tabla 15 se muestra el resumen de mayor aportación solar de acuerdo a cada mes. Se afirma que el día y mes de mayor aportación de acuerdo a la orientación del proyecto para la pared soleada (Norte) es el 21 de junio con 340 kcal/h.

Flujo de calor a través de la pared soleada (Tramo A-B)

Según el Carrier, de acuerdo a las ecuaciones del (49) al (52), para el cálculo del flujo de transferencia de calor por diferencia equivalente de temperatura para paredes soleadas; brinda las siguientes ecuaciones:

$$Q_p = U \times A \times \Delta t_e, \quad (49)$$

$$\Delta t_e = a + \Delta t_{es} + b \times \frac{R_s}{R_m} \times (\Delta t_{em} - \Delta t_{es}) \quad (50)$$

Donde:

Q_p : Flujo de calor debido a la radiación solar, $\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$

U : Coeficiente global de transferencia de calor, $\frac{\text{kcal}}{\text{h.m}^2\text{°C}}$

A : Área de la pared exterior.

Δt_e : Diferencia equivalente de temperatura corregida.

a: Corrección proporcionada por la tabla 20 A del Carrier (1980).
(Ver Anexo 3)

b: Coeficiente que considera el color de la cara exterior de la pared

Para paredes de color oscuro $b = 1$

Para paredes de color medio $b = 0.78$

Para paredes de color claro $b = 0.55$

Δt_{es} : Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared a la sombra

Δt_{em} : Diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared soleada

R_s : Máximo insolación correspondiente al mes y latitud supuestos, a través de una superficie acristalada vertical para la orientación considerada

$$\begin{aligned} R_s &= [\text{Máxima aportación solar}] \\ &\times [\text{factor de sombra, factor de atmósfera, etc}] \\ &\times [\text{Factor de almacenamiento}] \end{aligned} \quad (51)$$

R_m : Máximo insolación correspondiente al mes de julio a 40° de latitud Norte, a través de una superficie acristalada para la orientación considerada proporcionado por la Tabla 6 del Carrier (1980). (Ver Anexo 2)

De la ecuación (50), se realiza un cambio de variable; tal como se muestra en la ecuación (52).

$$\Delta t_e = a + (X_1 \times \Delta t_{es}) + (X_2 \times \Delta t_{em}), \quad (52)$$

Donde:

$$X_2 = b \times \frac{R_s}{R_m}, \quad (53)$$

$$X_1 = 1 - X_2, \quad (54)$$

Para calcular el flujo de calor a través de la pared soleada, primero se determina la diferencia de temperatura corregida.

Los en las tablas del capítulo 4 del Carrier, de máximas aportaciones solares, se obtiene los factores de correcciones por altitud y punto de rocío superior a 19.5°C.

$$\text{Factor de corrección por altitud} = 1 + 0.7\% \times \frac{\text{Altitud}}{300} \quad (55)$$

$$\text{Factor de corrección por altitud} = 1 - 0.05 \times \frac{\text{T. Rocío} - 19.5}{4} \quad (56)$$

De acuerdo a la ubicación geográfica del proyecto, se calcula el factor de corrección por altitud.

$$\text{Factor de corrección por altitud} = 1 + 0.7\% \times \frac{170}{300}$$

$$\text{Factor de corrección por altitud} = 1.004 \quad (57)$$

De acuerdo a la Tabla 16, donde se indica la temperatura de punto de rocío para la temperatura de 26.5° C, se calcula el factor de corrección por altitud.

$$\text{Factor de corrección por altitud} = 1 - 0.05 \times \frac{23.768 - 19.5}{4},$$

$$\text{Factor de corrección por altitud} = 0.9467. \quad (58)$$

Tabla 16. Resumen de los datos requeridos para el cálculo de la diferencia equivalente de temperatura para la pared soleada del tramo A-B

TRAMO A-B (Norte)	
PARÁMETROS (Temperatura 30°C)	Datos
Máxima Aportación	340 kcal/h.m ²
Factor De Atmosfera No Muy Limpia	0.9
Factor Por Altitud	1.004
Punto De Rocío	23.768 °C
Factor Por Punto De Rocío	0.9467
Rs	290.82 kcal/h.m ²
Rm	187.00 kcal/h.m ²
b	0.78
X ₂	1.213
X ₁	-0.213
Coefficiente global de transferencia "U"	2.196
Área en m ²	22.4 °C
Temperatura Exterior considerada a las 15 h	26.5 °C
Diferencia de Temperaturas (Tex – Tin)	5.5 °C
Variación de temperatura exterior en 24 horas	8 °C
a	-1.28
Peso de la Estructura	511.5 kg/m ²

Fuente: Elaboración propia para el cálculo de calor para cada hora del día de mayor aportación solar

De acuerdo a como se muestra en la Tabla 16 ingresamos los parámetros para el cálculo de la diferente de temperatura equivalente.

Se utiliza la Tabla 19 del Carrier (Ver Anexo 4) y se interpola de acuerdo al peso del muro ($511.5 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2 \text{pared}}$), con orientación Norte, para determinar los valores de Δt_{es} y Δt_{em} .

Tabla 17. Transferencia de calor aportado por el sol durante 24 horas

Hora	Δt_{em} (°C)	Δt_{es} (°C)	Δt_e (°C)	Transferencia de Calor (kcal/h)
1	4.4633	1.7288	3.771	185.49
2	3.9633	1.7000	3.170	155.96
3	3.3978	1.1000	2.612	128.50
4	3.3633	1.1000	2.570	126.44
5	2.8633	0.5000	2.092	102.90
6	2.2978	0.5000	1.406	69.15
7	2.2633	0.5000	1.364	67.09
8	1.2265	0.0000	0.213	10.47
9	1.1978	0.0000	0.178	8.75
10	1.1633	0.0000	0.136	6.69
11	1.7288	0.0000	0.822	40.44
12	2.2000	0.0000	1.394	68.56
13	4.2735	0.4713	3.809	187.35
14	6.4413	1.0368	6.318	310.77
15	8.0470	1.6310	8.139	400.36
16	8.7045	2.1368	8.829	434.29
17	9.8390	2.7368	10.077	495.70
18	9.8735	2.7655	10.113	497.46
19	8.3000	2.8000	8.197	403.21
20	7.8633	4.3368	7.340	361.04
21	6.2610	3.9000	5.489	270.01
22	5.6323	3.3633	4.841	238.12
23	5.0978	2.8633	4.299	211.46
24	4.4633	2.2633	3.657	179.89

Fuente: Elaboración en base a la tabla 19 del Carrier (1980)

En la Tabla 17 a continuación, se muestran los valores obtenidos de Δt_{es} , Δt_{em} y Δt_e de la pared soleada para la sala de angiografía.

Se determina la hora con mayor aportación solar, como se muestra en la Tabla 17, para la sala de angiografía es a las 18 horas con una

transferencia de calor de 497.46 kcal/h.

Para el cálculo de las paredes interiores, se considera una variación constante de temperatura máxima de 3° C en base a las habitaciones colindantes a la sala de angiografía.

- **Determinación de los procesos psicrométricos necesarios para determinar la capacidad de enfriamiento del equipo de aire acondicionado.**

El aire impulsado hacia el espacio acondicionado debe tener las condiciones necesarias para satisfacer las cargas aportados por el calor sensible y latente . Para ello se empleará la carta psicrométrica y posteriormente poder seleccionar el equipo de acondicionamiento (Carrier, 1980, p. 1-10).

El empleo de la carta psicrométrica para determinar la capacidad de enfriamiento, viene dado en base a los procesos psicrométricos mencionados en el Capítulo 8 del Carrier (1980). A contiución se muestran 7 pasos principales para la selección del equipo de aire acondicionad.

PASO 1: Calculamos el factor de calor sensible FCS. Para ello necesitamos el calor sensible y latente de la sala, estos valores fueron calculados en la primera parte.

Calculamos el Factor de Calor Sensible de la sala para poder determinar una recta de referencia en la carta psicrométrica.

Se trazará una recta del valor calculado del FCS hacia el punto pivót, para luego trazar una recta paralela que pasará por el punto a las condiciones “S” de la sala e interceptará a la curva de condensación.

$$FCS = \frac{Q_{st}}{Q_t} \quad (59)$$

Donde:

FCS: Factor de calor sensible

$$Q_{st}: \text{Calor sensible total, } \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

$$Q_t: \text{Calor total por carga térmica, } \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

En la Tabla 18, se calcula el factor de calor sensible, de acuerdo a la ecuación (59) .

Tabla 18. Resumen de cálculos de calor total por carga térmica y factor de calor sensible

Calor	S.I. (kcal/h)	Inglés (BTU/h)
Calor Sensible total Q_{st}	3,516.11	13,952.83
Calor Latente total Q_{lt}	371.00	1,472.22
Calor Total Q_t	3,887.11	15,425.05
Factor de calor sensible	$FCS = Q_{st}/Q_t$	0.905

Fuente: Elaboración en base a la Tabla 40

PASO 2: Graficamos en la carta psicrométrica, los puntos correspondientes a las condiciones exterior (E) e interior (S).

De la carta psicrométrica se obtiene valores como el volumen específico, entalpía, humedad, cantidad de agua contenido en el aire, densidad del aire, etc., tal como se muestra en la Tabla 19 y la Tabla 20

Tabla 19. Características del aire en el punto “S”

Puntos	Punto Interior de la sala (S)	
	S.I.	INGLÉS
T	21 °C	68.9 °F
HR	55%	55%
Vesp.	0.844 m ³ /kg	13.526 ft ³ /lb
h	14.50 kcal/kg	26.087 BTU / Lb
d	1.183 kg/m ³	0.0739 lb/ft ³

Fuente: Obtenido de la carta psicrométrica del software HDPsy Chart

Tabla 20. Características del aire en el punto “E”

Punto Exterior de la sala (E)		
Puntos	S.I.	INGLÉS
T	26.5 °C	79.7 °F
HR	85%	85%
Vesp.	0.874 m ³ /kg	14.001 ft ³ /Lb
h	22.028 kcal/kg	39.624 BTU / Lb
d	1.143 kg/m ³	0.0714 lb/ft ³
W	0.022 kgH2O/kgAire	151.7 grains/Lb
T punto de rocío	26.164 °C	74.79 °F

Fuente: Obtenido de la carta psicrométrica del software HDPsy Chart

Donde:

T: temperatura, °F

HR: Humedad Relativa, %

h: Entalpia, BTU/lb

W: Razón de Humedad, lb H2O / lb Aire

Vesp: Volumen específico, ft³/lb

d: densidad del aire, lb/ft³

Los puntos de insuflamiento a la salida del equipo y a la llegada de la sala de angiografía se encontrarán en función al punto “S” y al factor de calor sensible tal como se indican en los pasos 4 al 6.

PASO 3: Ubicamos el punto correspondiente al factor de calor sensible en la carta psicrométrica, una vez ubicado se une con una línea recta con el punto de pivot, que servirá como una recta de referencia.

PASO 4: Trazamos una recta paralela a la recta de referencia, que pase por el punto “S”, y prolongarlo hasta que pase la línea de saturación (100% HR).

PASO 5: Ubicar el punto de insuflamiento al ingreso del equipo, esta debe estar ubicado en la recta segmentada en el paso 5, debe tener una

humedad relativa con valores entre 89% y 100%, a la vez debe cumplir que la diferencia de temperatura de la sala y la temperatura de insuflamiento de ingreso de aire al equipo que pasa por el serpentín debe estar comprendida entre 15° F y 30° F; con ello se tendrá que el factor de contacto del serpentín de enfriamiento del equipo se encuentre entre 80 % a 90 %, según recomendación del fabricante para el equipo seleccionado de aire acondicionado.

Notas:

- ✚ El punto de condensación del aire de suministro debe estar por debajo del punto de condensación de la condición de la habitación para acomodar carga latente en la habitación.
- ✚ Otra sala con otra carga térmica, tendrá otro punto de Insuflamiento.

En la Tabla 21 se muestra las características del punto de insuflamiento, determinado en función a los pasos descritos anteriormente. El punto de insuflamiento determina las condiciones del equipo que se puede encontrar en el mercado de manera comercial.

Tabla 21. Características del aire en el punto “i”

Punto de Insuflamiento (i)		
Puntos	S.I.	Inglés
Ti	11.45 °C	52.61 °F
HR	99%	99%
Vesp.	0.817 m ³ /kg	13.083 ft ³ /Lb
hi	12.061 Kcal/kg	21.696 Btu / Lb
d	1.179 kg/m ³	0.0764 Lb/ft ³
W	0.008 kgH ₂ O/kgAire	55.2 grains/Lb

Fuente: Obtenido de la carta psicrométrica del software HDPsy Chart

PASO 6: Calculamos el flujo de masa de Insuflamiento. (Analizar la Sala)

Determinando el flujo de masa de Insuflamiento (m_i) según la fórmula de la ecuación (11), despejamos el valor de “ m ”, para obtener la ecuación (60):

$$m_i = \frac{Q_t}{h_s - h_i'} \quad (60)$$

Reemplazamos el calor total por carga térmica y las entalpías en condiciones “S” y condiciones “i” respectivamente.

$$m_i = \frac{3,887.11 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{(14.49 - 13.31) \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}}$$

$$m_i = 3,298.82 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}, \quad (61)$$

PASO 7: Determinamos la capacidad del Equipo.

El aire va de condiciones (E) a condiciones (i), usando la ecuación (11) despejamos Q_{total} .

$$m_i = \frac{Q_{\text{total}}}{h_E - h_i'} \quad (62)$$

$$Q_{\text{total}} = 3,298.82 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times (22.03 - 12.06) \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$Q_t = 32,812.29 \text{ kcal/h} \quad (63)$$

Realizamos la conversión a TON, para ello dividimos por 3024 como factor de conversión como se muestra a continuación:

$$Q_t = \frac{32,812.29 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{3024} \quad (64)$$

$$Q_t = 10.85 \text{ TON} \quad (65)$$

Para determinar la capacidad en el sistema inglés multiplicamos por el factor de conversión igual a $12,000 \frac{\text{BTU/h}}{\text{TON}}$.

$$Q_t = 10.85 \text{ TON} \times 12,000 \frac{\text{BTU/h}}{\text{TON}}$$

$$Q_t = 130,208 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \quad (66)$$

Para determinar la capacidad latente y sensible del equipo, trazamos un recta perpendicular en la carta psicrométrica que pase por el punto “E” y otra recta horizontal que pase por el punto “i”, el punto de intersección lo

llamaremos “X”, luego identificamos la entalpía en “x” para poder calcular el calor latente respecto al punto “E” y sensible respecto al punto “i”.

De la carta psicrométrica se determina que la entalpía en “X” es igual a 15.70 kcal/kg.

Reemplazamos los datos determinados en la ecuación (60) y calculamos la capacidad de calor latente del equipo desde el punto “E” al punto “X”, proceso de des humidificación, que viene dado por la ecuación (67) a continuación:

$$m_i = \frac{Q_{\text{latente}}}{h_E - h_X} \quad (67)$$

$$Q_{\text{latente}} = 3,298,82 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times (22.03 - 15.70) \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{latente}} = 20,795.41 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \quad (68)$$

Ahora calculamos la capacidad de calor sensible desde el punto “X” al punto “i”, proceso de enfriamiento, que viene dado por la ecuación (69) a continuación:

$$m_i = \frac{Q_{\text{sensible}}}{h_X - h_i} \quad (69)$$

$$Q_{\text{sensible}} = 3,298,82 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times (15.70 - 12.05) \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$Q_{\text{sensible}} = 12,016.88 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \quad (70)$$

Debido a la condensación que existe en el evaporador, se determina a continuación la cantidad de flujo de agua drenada debido a la diferencia de razón de humedad de las condiciones “E” e “i” mediante la ecuación (71)

$$q_{\text{H}_2\text{O}} = m_i(WE - Wi), \quad (71)$$

$$q_{\text{H}_2\text{O}} = 3,298,82 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \times (0.022 - 0.008) \frac{\text{kgH}_2\text{O}}{\text{kg}}$$

$$q_{\text{H}_2\text{O}} = 46.18 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 46.18 \frac{\text{litros}}{\text{h}} \quad (72)$$

- **Comprobación del cálculo de la capacidad de enfriamiento usando el Elite Software**

Este mismo procedimiento se pudo realizar con la ayuda del Elite Software, en el cual ingresamos cada uno los parámetros determinados por el programa mediante el método de diferencia de temperatura:

- **General Project data:** Contiene la información general del proyecto
- **Geographic Location:** Contiene los datos de las condiciones exteriores e interiores, también contiene la información de la ubicación geográfica del proyecto.
- **Master Data:** Contiene los valores de los coeficientes de conductividad y conductancia de los materiales que se utilizarán para las paredes y pisos.
- **Air Handler:** Contiene la información de la manejadora de aire, renovaciones de aire y el tipo de sistema que se utilizará para el proyecto.
- **Zone Data:** Contiene la información de las dimensiones de la habitación a climatizar, información de los calores aportados por iluminación, luces y personas.

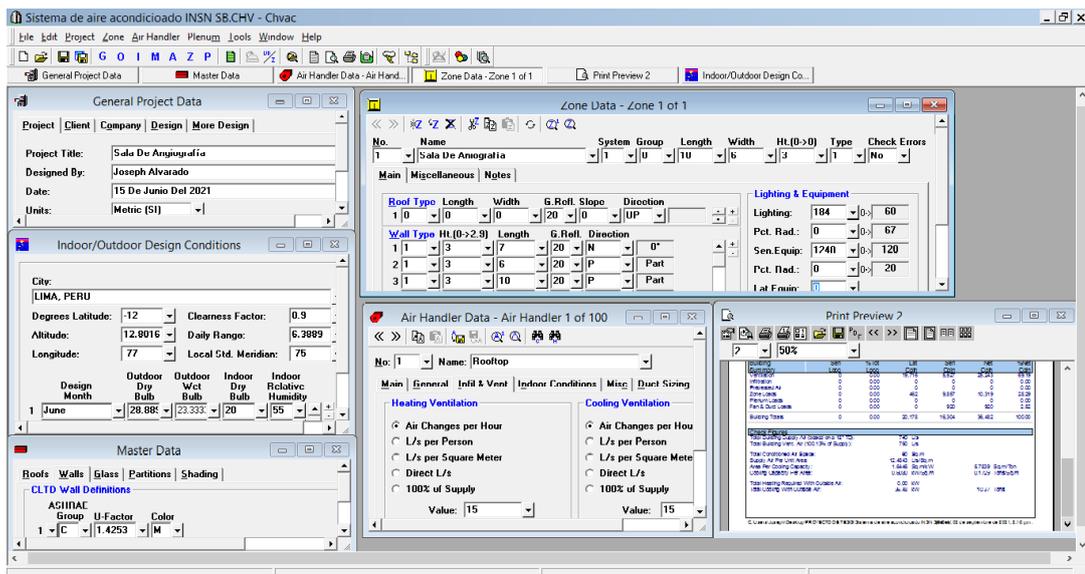


Figura 14. Cálculo de la carga térmica, en Toneladas de refrigeración, obtenido usando el “Elite Software” para la sala de angiografía.

Fuente: Obtenido en base a los parámetros de diseño ingresados al Elite Software

Building Summary	Sen Loss	%Tot Loss	Lat Gain	Sen Gain	Net Gain	%Net Gain
Ventilation	0	0.00	19,716	5,527	25,243	69.19
Infiltration	0	0.00	0	0	0	0.00
Pretreated Air	0	0.00	0	0	0	0.00
Zone Loads	0	0.00	462	9,857	10,319	28.29
Plenum Loads	0	0.00	0	0	0	0.00
Fan & Duct Loads	0	0.00	0	920	920	2.52
Building Totals	0	0.00	20,178	16,304	36,482	100.00

Check Figures	
Total Building Supply Air (based on a 12° TD):	749 L/s
Total Building Vent. Air (100.13% of Supply):	750 L/s
Total Conditioned Air Space:	60 Sq.m
Supply Air Per Unit Area:	12.4843 L/s/Sq.m
Area Per Cooling Capacity:	1.6446 Sq.m/kW
Cooling Capacity Per Area:	0.6080 kW/Sq.m
Total Heating Required With Outside Air:	0.00 kW
Total Cooling With Outside Air:	36.48 kW
	10.37 Tons

C:\Users\Joseph\Desktop\PROYECTO DE TESIS\Sistema de aire acondicionado INSN S8,CHV - Chvac - [Print Preview 2] 02 de septiembre de 2021, 2:16 p.m.

Figura 15. Cálculo de la carga térmica, en Toneladas de refrigeración, obtenido usando el “Elite Software” para la sala de angiografía.

Fuente: Obtenido en base a los parámetros de diseño ingresados al Elite Software.

En la Figura 14 continuación se muestra los parámetros ingresados al software de acuerdo a los parámetros de diseño.

En la Figura 15 se observa el resultado de la capacidad de enfriamiento del equipo de aire acondicionado igual a 10.37 TON (31,358.88 kcal/h), obtenido mediante el uso del Elite Software.

El software realizó el cálculo en base al método de carga térmica por diferencia de temperatura.

4.6.3. Etapa 3. Selección del equipo de aire acondicionado, selección y dimensionamiento de los componentes mecánicos del sistema de aire acondicionado

- **Determinación del tipo de sistema de aire acondicionado**

Para determinar el sistema de aire acondicionado del proyecto, analizamos la ventaja y desventaja, así como las características de cada sistema de aire acondicionado. Según el MINSA (2015) los equipos de aire acondicionado a instalarse serán 100% de aire exterior, requerirá la

instalación de filtros para evitar la contaminación de agentes contaminantes y filtros ultravioletas (lámparas).

En la en hospitales.

Tabla 22 se muestran algunas ventajas y desventajas de los equipos más usados en hospitales.

Tabla 22. Ventajas y desventajas de las diferentes tecnologías de aire acondicionado

Tipo de equipo	Aplicaciones	Ventajas	Desventajas
Equipo Rooftop	Oficinas	Acondicionamiento para varias áreas	Mayor costo de compra
	Vivienda completa	Menor consumo de energía que el equivalente de equipos ventana y mini Split	Requiere ductos de inyección
	Centros comerciales	Acondicionamiento a zonas más grandes	Mayor mantenimiento
	Edificios pequeños y medianos	Mayor capacidad en un solo equipo	Los ductos de inyección deber ser aislados
	Bibliotecas	Pueden automatizarse	
	Hospitales	Puede instalarse varios accesorios para configuración a distintas aplicaciones	
Chiller	Oficinas	Acondicionamiento para varias áreas al mismo tiempo	Mayor costo de compra e inversión de todo el sistema
	Industrias para procesos	Menor consumo de energía que el equivalente de equipos individuales	Requiere bombas, tuberías, manejadoras de aire, válvulas, sistemas control, ductos de inyección
	Centros comerciales	Acondicionamiento a zonas más grandes	Se requiere de especialistas para automatizar su operación
	Edificios medianos y grandes	Mayor capacidad en un solo equipo	Mayor mantenimiento
	Hoteles y hospitales	Permite un óptimo control de su operación	Los equipos condensados por aire son menos eficientes

Fuente: Obtenido de la Guía para la Evaluación de Elegibilidad de Financiación de Proyectos de Eficiencia Energética (2018, p. 14)

En la Figura 16, se observa las alternativas de diseño en base a tres tipos de sistemas de aire acondicionado o sistema de enfriamiento: Rooftop,

Agua helada y VRF, posibles para poder determinar un sistema de aire acondicionado apropiado al proyecto.

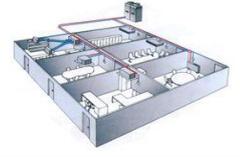
IDEAS DE DISEÑO PARA UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO			
CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3
SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	 Rooftop (Paquete)	 Agua Helada (Chiller)	 Sistema de expansión directa
TIPO DE EVAPORADOR	 UMA	 Fan Coil, Casette	 Split techo
SISTEMA DE TUBERÍAS	 Tubería de cobre	 Tuberías schedule 40	 Tubería de cobre con armaflex
SISTEMA DE DUCTOS	 Ductería con plancha galvanizada con recubrimiento de aislante térmico y tela tocuyo	 Ductería de plancha galvanizada	 Sin ductería
SISTEMA DE CONTROL	 Termostato y humidistato	 Termostato	 Control remoto
AMBIENTES CLIMATIZADOS	 Sala de operaciones	 Áreas comunes	 Oficinas

Figura 16. Alternativas de diseño para un sistema de aire acondicionado

Fuente: Elaboración en base a los diferentes sistemas de aire acondicionado.

El equipo que cumple mejor las condiciones determinadas por el NTS 119, será un equipo tipo Rooftop, con 100% de aire exterior, que cuente con un sistema de medición y control tanto para la temperatura y humedad relativa, así mismo que cuenta un sistema de prefiltros, filtro HEPA y filtro ultravioleta

para reducir los contaminantes del aire exterior y obtener una mejor calidad de aire en la sala de angiografía. Se eligió este sistema debido a que las condiciones para instalar cualquier otro sistema sería mas costoso y mas complejo.

- **Dimensionamiento y selección de un equipo de aire acondicionado en base al ratio de eficiencia energética (EER).**

Al seleccionar el equipo de refrigeración, a menudo se encontrará que más de una unidad tendrá la capacidad necesaria. En este caso, es útil saber cuál dará el "mejor" rendimiento. La elección más deseable es la unidad que produciría la mayor cantidad de refrigeración con el menor consumo de energía (Pita, 2002, p. 346).

La medida del ratio de eficiencia energética (EER) viene dado mediante la siguiente ecuación(73):

$$EER = \frac{Q_1}{P}, \quad (73)$$

Donde:

Q_1 : Máxima capacidad de enfriamiento, BTU/h

P: Potencia de entrada, W

EER: Ratio de eficiencia energética

Para seleccionar un equipo de un sistema de aire acondicionado Rooftop, en base al ahorro energético, debemos conocer el EER del equipo y además, se deberá seleccionar un equipo con la capacidad de enfriamiento seleccionado anteriormente.

Las capacidades de los equipos Rooftop comerciales, se encuentran disponibles en unidades de MBH (Miles de BTU por Hora) y TON.

Tal como se indica en la Tabla 23, se realizó un cuadro comparativo de acuerdo a los catálogos de cada equipo Rooftop en base a las capacidades nominales más cercanas de cada fabricante.

Tabla 23. Calificación del rendimiento de enfriamiento para equipos Rooftop

Rooftop Unit (460V / 3ph / 60 Hz)						
Marca	Modelo	Etapas de Compresor	Capacidad Bruta (MBH)	Capacidad Nominal (TON)	Potencia Total (kW)	EER
YORK	ZZ14	2	135.00	12.50	10.8	11.0
AAON	RN-011	2	134.19	11.00	10.4	12.3

Fuente: Elaborado en base a las fichas técnicas de cada marca y modelo

Cabe mencionar que de manera comercial no se encuentran equipos de aire acondicionado Rooftop que cumpla todos los requerimientos descritos por la NTS 119 y ASHRAE. Para ello se tuvo que realizar dos cotizaciones y poder elegir la opción más factible para el presente proyecto (Ver Anexo 5).

Se seleccionó un equipo de la marca AAON, con una capacidad nominal de 11 TON y un EER de 12.3 en base a la Tabla 23 debido a que es el valor más cercano en capacidad a lo calculada (10.85 TON) y es más eficiente a comparación al equipo de 12.5 TON.

- **Determinación de los elementos de filtración**

Según la ficha técnica del equipo Rooftop propuesto por el fabricante obtenemos un valor de 2000 CFM. (Ver Anexo 5).

Tabla 24. Eficiencias mínimas de filtros de acuerdo a la designación de espacio

Tabla 2-4 Eficiencias Mínimas de Filtros

Designación de Espacio (de Acuerdo a Función)	Banco de Filtro #1, MERV ^a	Banco de Filtro #2, MERV ^a
Cirugías clases B y C; diagnóstico hospitalario, ambulatorio y radiología terapéutica; espacios de recuperación y parto de pacientes hospitalizados. inpatient delivery and recovery spaces	7	14
Cuidado de pacientes hospitalizados, tratamiento y diagnóstico, y aquellos espacios que proveen servicio directo o suministros limpios y procesos de limpieza (excepto como anidado abajo; Todos (salas)	7	14
Salas de ambientes protectores (PE)	7	17 (HEPA) ^c
Laboratorios; Cirugía Clase A y espacios semi restringidos asociados	13 ^b	N/R ^d
Administrativo; almacenaje al granel, espacios de mantenimiento sucios; espacios para preparación de comida; y lavanderías	7	N/R
Todos los otros espacios de pacientes ambulatorios	7	N/R
Centros para enfermeras especializadas	7	N/R

Fuente: Obtenido de la Tabla 2-4 del Manual de diseño para hospitales del ASHRAE (2013)

Según el ASHRAE (2013) , los ambientes a climatizar deben cumplir con un sistema de prefiltrado y filtrado como se muestra en la Tabla 24.

Se seleccionó un banco de pre filtro de 7 MERV y un banco de filtrado de 14 MERV.

Estos filtros se instalan dentro de una caja porta filtros a la salida de inyección de aire del equipo Rooftop.

Tabla 25. Irradiación de la luminaria UV

Modelo	Potencia eléctrica (W)	UV-C (W)	Irradiación (kW/cm ²)	Consumo (A)
PL-L18W/4P	18	5.5	0.14	0.37
PL-L24W/4P	24	7	0.17	0.35
PL-L36W/4P	36	12	0.29	0.44
PL-L55W/4P	55	17	0.42	0.54
PL-L35W/4P HO	35	11	0.27	0.85
PL-L60W/4P HO	60	19	0.47	0.80
PL-L95W/4P HO	95	27	0.66	0.80

Fuente: Elaboración en base al catálogo de Phillips (2021)

De acuerdo a las características técnicas del equipo Rooftop de la marca AAON, el área del evaporador tiene un total de 40691.52 cm² (3 filas de 14.6 ft²), esto nos servirá para seleccionar una lámpara UV de acuerdo a su radiación (W).

Como se muestra en la Tabla 25 se seleccionó dos lámparas UV, de la marca phillips y modelo PL-L60W/4P OH, en base la irradiación mínima necesario para cumplir las condiciones mencionados en la NT EM.030 y al consumo eléctrico.

- **Dimensionamos el sistema de ductos de aire acondicionado para la sala de angiografía.**

Caudal necesario para la presurización de la sala de angiografía

Para calcular el caudal necesario para la sala de angiografía de acuerdo a los parámetros de renovaciones de aire para la extracción e inyección de aire calculados en la Etapa 1, se necesita calcular la cantidad de infiltraciones debido a orificios por la puerta batiente de la sala, de acuerdo al ASHRAE en el Handbook ASHRAE (2017, p 16.16) mediante la ecuación (41).

Según el ASHRAE en el Manual de diseño (ASHRAE, 2013) recomendando una diferencia de presiones 2.5 Pascales (0.01 in. w.) entre habitaciones contiguas, así mismo se considera una densidad de aire igual a 1,158 kg/m³ y un coeficiente de flujo de 0.65.

Tomando en cuenta las condiciones anteriores, se obtiene el caudal por infiltraciones mediante la siguiente ecuación (74):

$$q_i = 1.3507 \times \frac{A_i}{10,000} \quad (74)$$

Donde:

q_i : Caudal de infiltraciones, m³/s

A_i : Área de infiltraciones, cm²

Para el área de infiltración consideramos una puerta batiente de 2100 mm de alto y 2400 mm de ancho, y una abertura perimetral de 3.5 mm.

Se calcula el área de infiltración multiplicando el perímetro “p” de la puerta por la abertura perimetral “a”, mediante la siguiente ecuación (75) :

$$A_i = 2p \times a \quad (75)$$

Reemplazando los valores de las características de la puerta en la ecuación (75) obtenemos el área de infiltraciones:

$$A_i = 2 \times (2100 + 2400)\text{mm} \times \frac{3.5 \text{ mm}}{100},$$

$$A_i = 315 \text{ cm}^2, \quad (76)$$

Calculamos el caudal de infiltraciones reemplazando el área en la ecuación (74).

$$q_i = 1.35 \times \frac{315 \text{ m}^3}{10,000 \text{ s}},$$

$$q_i = 0.043 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}, \quad (77)$$

Del resultado obtenido, multiplicamos por 2118 para obtener el valor en CFM.

$$q_i = 0.043 \times 2118 \text{ CFM},$$

$$q_i = 91.07 \text{ CFM}, \quad (78)$$

Para calcular el caudal necesario de la sala de angiografía, tomamos el modelo presentado en la Figura 17.

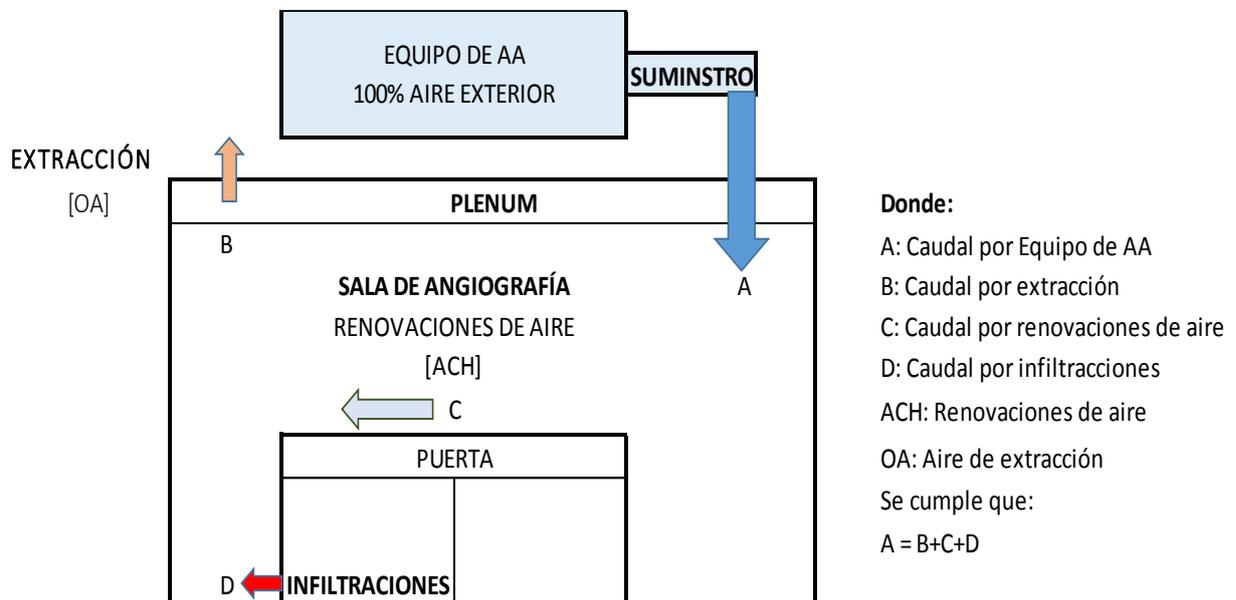


Figura 17. Modelo de un sistema de ventilación suministrado por un equipo Rooftop 100% aire exterior

Fuente: Elaborado en base a un sistema de ventilación para sala de quirófanos

De acuerdo al modelo presentado anteriormente, calculamos el caudal de necesario a suministrar del equipo de aire acondicionado mediante la siguiente ecuación (79), donde q_t es el caudal suministrado, q es el caudal determinado por las renovaciones de aire, q_e es el caudal de aire a extraer y q_i es el caudal debido a las infiltraciones de aire que se dan por las aberturas de la puerta de la sala de angiografía.

$$q_t = (q + q_e + q_i) \text{ cfm}, \quad (79)$$

$$q_t = (1585.84 + 317.17 + 91.07) \text{ cfm},$$

$$q_t = 1994.08 \text{ cfm} \quad (80)$$

Del resultado obtenido determinamos que el caudal necesario suministrado del equipo de aire acondicionado hacia la sala de angiografía será de 2000 CFM.

Dimensionamiento de la caída de presión

El cálculo de un sistema de baja velocidad puede hacerse por uno de los tres métodos siguientes:

- Reducción de velocidad.
- Igualdad de pérdidas por rozamiento o pérdida de carga constante.
- Recuperación estática.

Para los equipos de poca extensión, se empleará el método de presión constante y para las áreas en las que la extensión de estos sea mayor, el método de velocidad constante. Esto debido a que el aire acondicionado debe viajar una trayectoria considerable y se necesita que ese aire llegue de manera correcta a todos los difusores del sistema de ductos (SMACNA, 1990).

Por el método de presión constante es recomendable que los ductos se diseñen con una caída de presión estática de:

- ✚ 0.1 mmc.a / 1m. (0.1 milímetros de columna de agua por metro de longitud de ducto)
- ✚ 0.1 in. w. / 100ft (0.1 pulgadas de columna de agua por 100 pies de longitud de ducto).

En la Tabla 26 se muestra las velocidades recomendadas para edificios públicos, del cual elegimos un valor de 1000 FPM para el diseño de ductos al ingreso de la sala de angiografía.

Tabla 26. Velocidades recomendadas para sistemas de aire acondicionado

TABLE 8.11 SUGGESTED VELOCITIES IN LOW VELOCITY AIR CONDITIONING SYSTEMS

Designation	Recommended Velocities, FPM			Maximum Velocities, FPM		
	Residences	Schools, Theaters, Public Buildings	Industrial Buildings	Residences	Schools, Theaters, Public Buildings	Industrial Buildings
Outside air intakes ^a	500	500	500	800	900	1200
Filters ^a	250	300	350	300	350	350
Heating coils ^a	450	500	600	500	600	700
Air washers	500	500	500	500	500	500
Suction connections	700	800	1000	900	1000	1400
Fan outlets	1000-1600	1300-2000	1600-2400	1700	1500-2200	1700-2800
Main ducts	700-900	1000-1300	1200-1800	800-1200	1100-1600	1300-2200
Branch ducts	600	600-900	800-1000	700-1000	800-1300	1000-1800
Branch risers	500	600-700	800	650-800	800-1200	1000-1600

Fuente: Obtenido de la tabla 8-11 del libro Pita (2002)

En la Figura 18 se muestra los tramos de recorrido de la “ruta crítica”, determinado para el sistema de ductos, desde el punto de la ventilación del equipo Rooftop hacia la sala de angiografía.

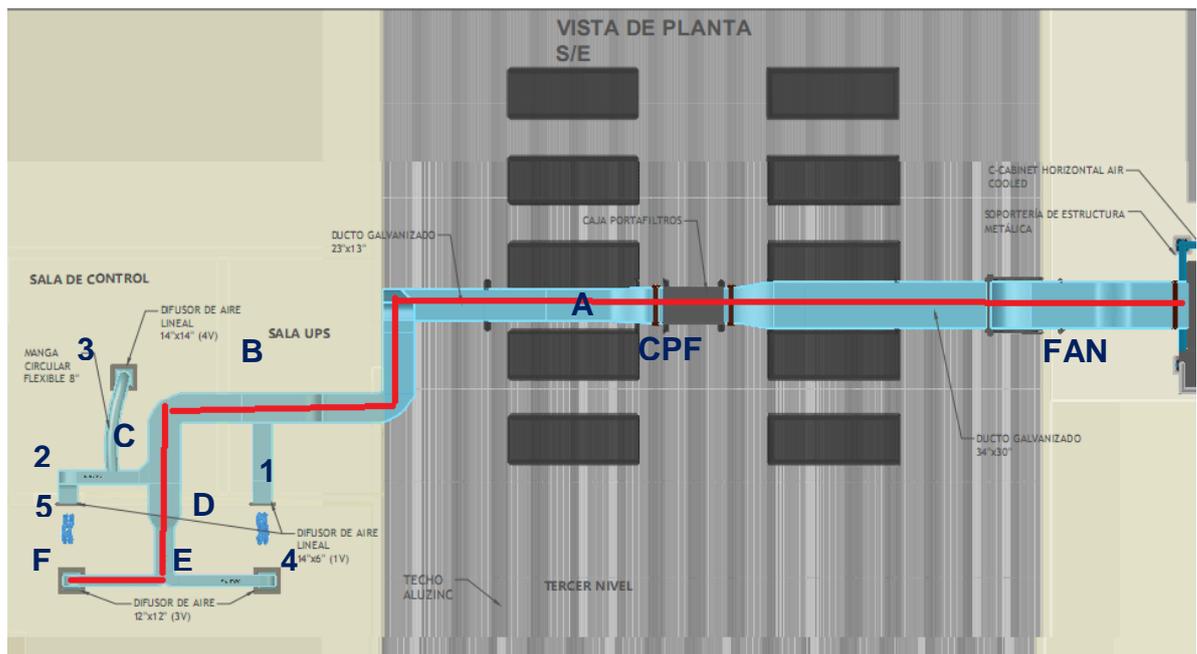


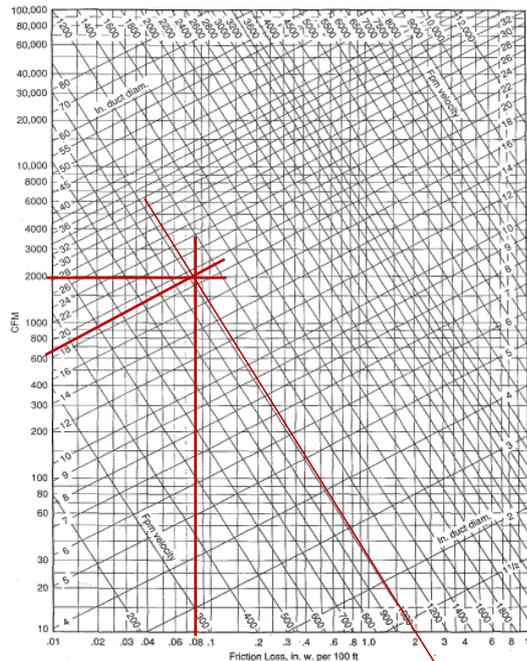
Figura 18. Tramo de ductos críticos debido a las pérdidas primarias

Fuente: Elaborado en base a las medidas tomadas en campo del INSN-SB

Para dimensionar el ducto, primero se asume una velocidad de ingreso de 1000 FPM, de acuerdo a la recomendación del libro Pita (2002) mostrado

en la Tabla 26, y un caudal que se determinó para el equipo de Rooftop igual a 2000 CFM.

De la Figura 19 se obtiene el diámetro equivalente aproximado a 18.5 inch y una caída de presión igual 0.08 in. w. por cada 100 ft. El valor del diámetro equivalente se reemplaza en la Figura 20 para determinar las dimensiones del ducto.



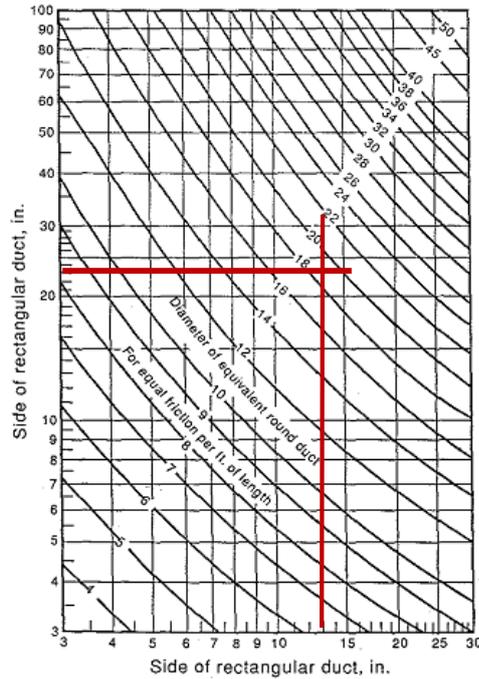


Figura 20. Medida de los ductos de diámetro equivalente a lados rectangulares

Fuente: Obtenido de la Figura 8.23 del libro de principios de aire acondicionado (Pita, 2002)

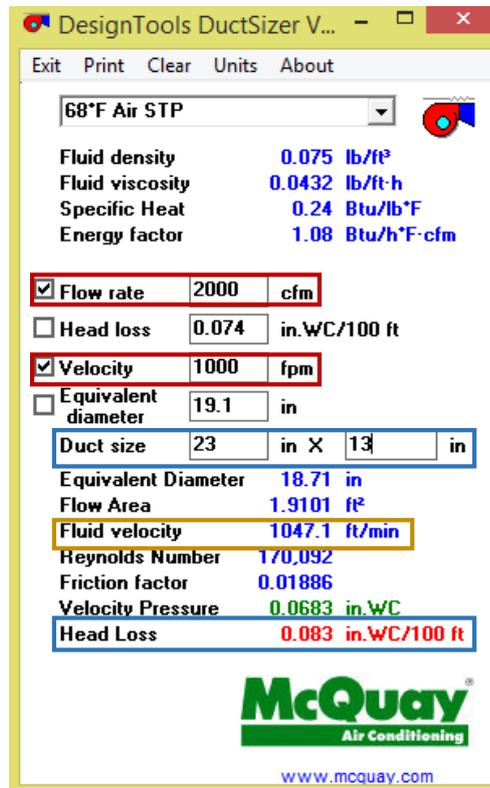


Figura 21. Cálculo de las dimensiones del ducto y caída de presión en el ducto del tramo A-B para un caudal de 1000 FPM

Fuente: Obtenido del software Ductsizer

En la Figura 21 se muestra el cálculo realizado por el software Ductsizer para determinar las dimensiones del ducto rectangular para el tramo A-B. Los recuadros de color rojo son los datos de input al Ductsizer, además los datos del recuadro color azul son el resultado del cálculo realizado por el software, con unas medidas de 23 in x 13 in y una caída de presión igual a 0.083 in. w. por cada 100 ft.

Las pérdidas primarias para el sistema se calculan mediante el método de presión constante, determinado por una caída de presión igual a 0.1 mm c.a. /1m.

De la Tabla 27 se obtiene los valores de caída de presión debido a filtros HEPA (01 und.) y pre filtros (02 unds.) el cual para el sistema se considera una caída de presión igual a 1.6 c.w. (40.599 mm c.a.).

Tabla 27. Caídas de presión típicas para filtros de aire

Filtro de Clasificación MERV	Aplicación	Inicial ΔP , Pulg de agua [Pa]
7-8	Pre-filtros	0.20 a 0.30 [50 a 75]
13 a 14	Filtros finales	0.40 a 0.50 [100 a 124]
16 (95% para 0.3 μm partículas)	Filtros HEPA	0.50 a 0.60 [124 a 149]
16 (99% para 0.3 μm partículas)	Filtros HEPA	1.00 [249]

Fuente: Obtenido de la tabla 7-2 del Manual de diseño para hospitales del ASHRAE (2013)

En la Tabla 28 se muestra los resultados de caída de presión por cada tramo de la “ruta crítica”, que va desde el ventilador (Fan) hasta el tramo E-F, debido a las pérdidas primarias.

Consideramos un factor de equivalencia de: 1 inch c.w.= 25.37 mm c.a.

Las pérdidas primarias para los ductos principales del sistema es igual a 1.99 inch c.w.

Tabla 28. Caídas de presión por pérdidas primarias de la ruta crítica

Tramo	Caudal (CFM)	Velocidad (FPM)	Longitud del tramo (m)	W (inch)	H (inch)	Caída de presión ($\Delta P/L$) (mmH ₂ O/mL)	Caída de presión Primaria (ΔP) (mm c.a.)
Fan-CPF	2,000	302	16.0	34	30	0.004	0.064
CPF-A	2,000	500	(De Tabla 27)	25	25	-	40.599
A-B	2,000	1000	11.50	23	13	0.083	0.955
B-C	1,650	864	4.00	23	13	0.058	0.232
C-D	800	419	1.20	23	13	0.015	0.018
D-E	800	860	1.20	11	13	0.089	0.107
E-F	400	691	1.50	7	13	0.079	0.119
TOTAL							42.096
FACTOR 20%							8.336
TOTAL PÉRDIDAS							50.514

Fuente: Elaboración en base a los datos obtenidos del Ductsizer

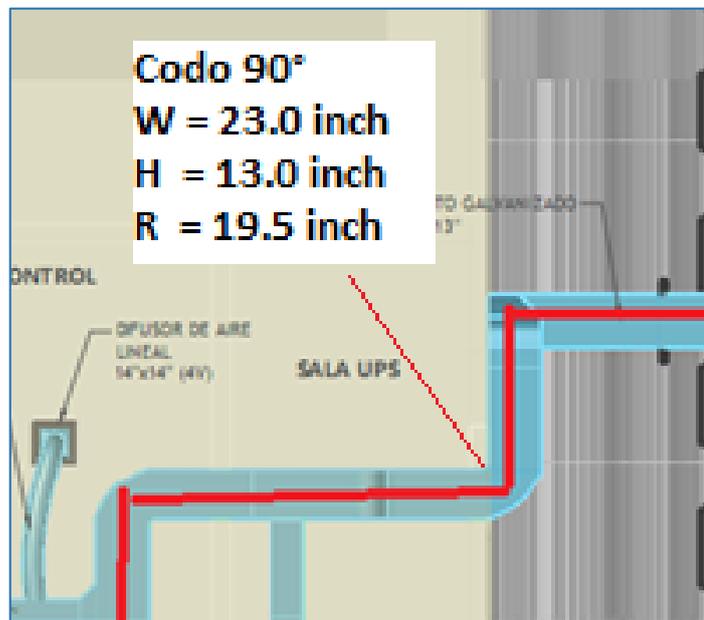


Figura 22. Dimensiones del codo en el tramo A-B

Fuente: Obtenido del plano mecánico del sistema de aire acondicionado

Como se muestra en la Figura 23, se consideró los 3 principales coeficiente de pérdidas por accesorios (Codos, reducciones, branch).

La pérdida secundaria dado por los accesorios, el libro Carrier brinda tablas con los coeficientes de pérdidas para elementos comunes en ductos y mediante la ecuación (81) se calculó las caídas de presión (Pita, 2002) .

$$H_f = C \times H_v = C \times \left(\frac{V}{4000}\right)^2, \quad (81)$$

$$V = \frac{q \times 144}{S}, \quad (82)$$

Donde:

H_f : Pérdida total de presión a través de accesorios, inch c.w.

H_v Presión de velocidad en la conexión, inch c.w.

q : Caudal de aire

S : Sección del ducto

V : Velocidad

C : Coeficiente de las pérdidas por accesorios

Se tiene el siguiente accesorio de ducto, tal como se muestra en la Figura 22, se determinó la caída de presión por dicho accesorio, como datos tenemos las dimensiones del ducto.

De los datos brindados en la Figura 22, se tiene que:

$$\frac{R}{W} = \frac{19.5}{23} = 0.84, \quad (83)$$

$$\frac{H}{W} = \frac{13}{23} = 0.56 \quad (84)$$

De los resultados obtenidos anteriormente seleccionamos el coeficiente C más próximo, tal como se muestra en la Figura 24, igual a 0.52.

De acuerdo a la Figura 23, se calculó los valores de R/W y H/W para determinar el coeficiente "C".

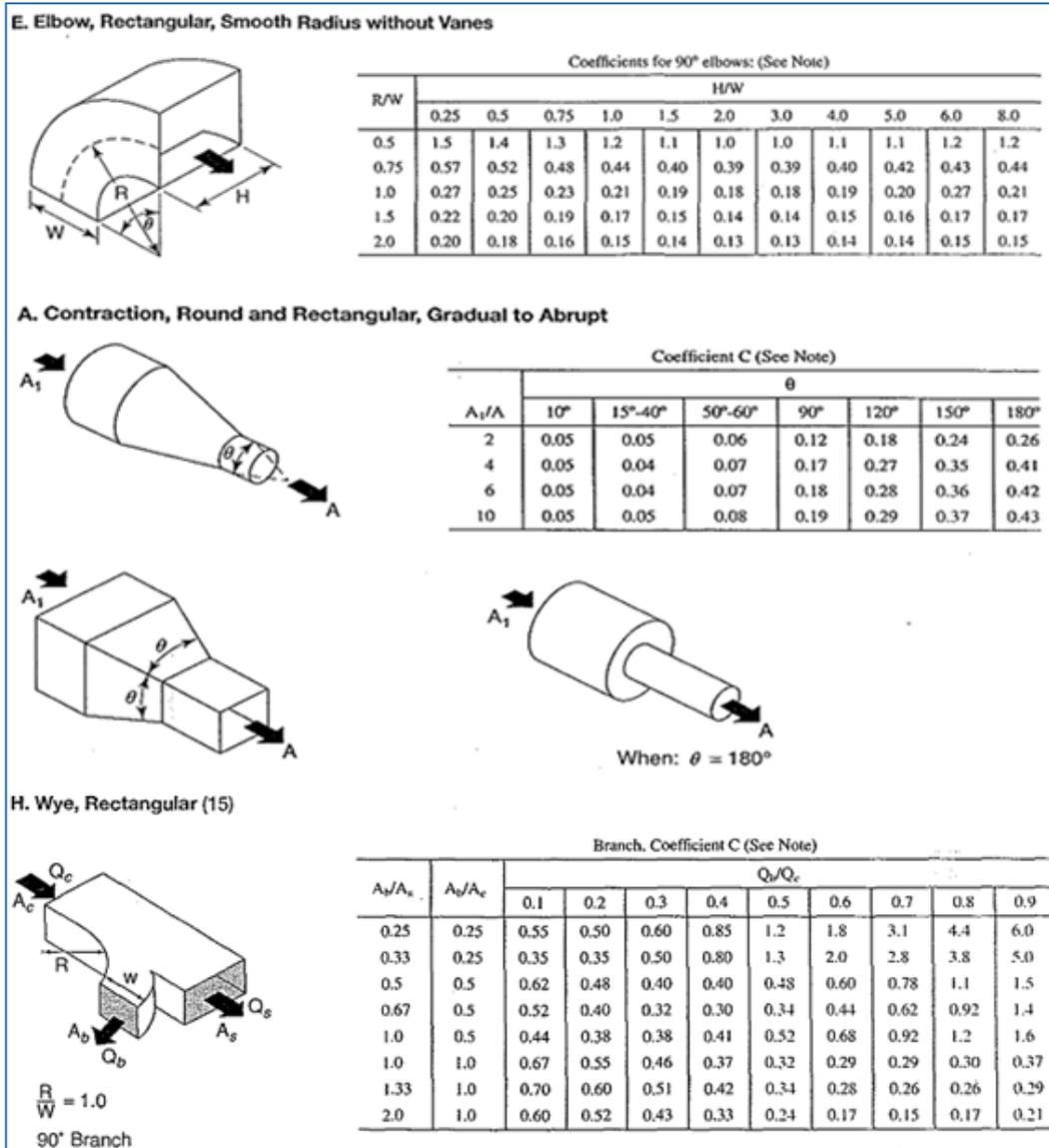


Figura 23. Coeficientes de pérdidas “C” para los accesorios considerados en el presente proyecto

Fuente: Adaptado del libro de principios de aire acondicionado del Pita (2002)

E. Elbow, Rectangular, Smooth Radius without Vanes

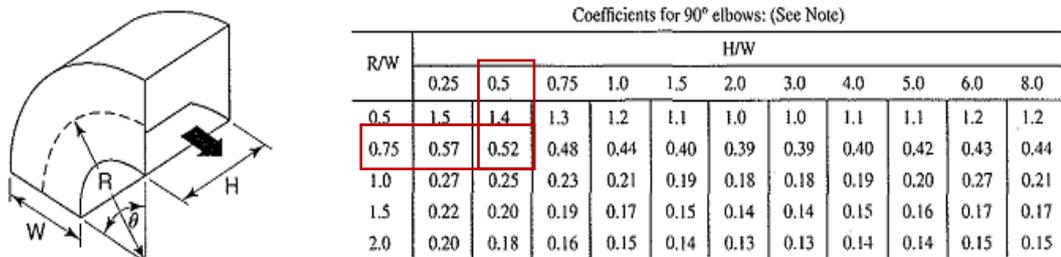


Figura 24. Accesorio del tipo codo de 90°

Fuente: Fuente: Obtenido del libro de principios de aire acondicionado del Pita (2002)

De acuerdo a la ecuación (81) y la ecuación (82) obtenemos el valor de la pérdida secundaria por un codo de 90° para el Tramo A-B.

Consideramos una velocidad en el ducto de 1000 CFM, valores determinado en la Tabla 28.

$$V = \frac{2000 \times 144}{23 \times 13} = 963.21 \quad (85)$$

$$H_f = 0.52 \times \left(\frac{963.21}{4000}\right)^2 = 0.030 \text{ inch c. w.} \quad (86)$$

De la misma manera analizamos las perdidas secundarias en el sistema de ductos de la ruta crítica.

En la Tabla 29, se muestra el cálculo que se realizó usando el método empleado anteriormente para cada tramo.

Tabla 29. Cuadro resumen de las pérdidas secundarias por los accesorios

Tramo	V _F (CFM)	H _v (Inch c.w.)	C _c	C _R	C _B	H _c (Inch c.w.)	H _R (Inch c.w.)	H _B (Inch c.w.)	Total P. sec (Inch c.w.)
P. ROOFTOP	222.910	0.003		0.05		0.0000	0.0002	0.0000	0.0002
FAN	282.353	0.005	0.38			0.0019	0.0000	0.0000	0.0019
CPF	460.800	0.013		0.05		0.0000	0.0007	0.0000	0.0007
A-B	963.211	0.058	0.4	0.05		0.0232	0.0029	0.0000	0.0261
B-C	794.649	0.039	0.2			0.0079	0.0000	0.0000	0.0079
C-D	385.284	0.009		0.05		0.0000	0.0005	0.0000	0.0005
D-E	805.594	0.041			0.52	0.0000	0.0000	0.0211	0.0211
E-F	632.967	0.025	0.14			0.0035	0.0000	0.0000	0.0035
Total									0.0618
Factor (20%)									0.0124
Total Pérdidas									0.0742

Fuente: Elaborado en base a planos mecánicos del INSN-SB

El total de pérdidas secundarias es igual a 0.07 inch c.w, en cada accesorio del tramo que va desde el equipo Rooftop siguiendo la ruta crítica, hasta el tramo E-F.

- **Selección de medidores para monitorear la sala de angiografía.**

Una forma de estudiar un sistema de control es verlo como una colección de muchos dispositivos de control. Esto conduce a poca comprensión; un mejor enfoque es reconocer que cada sistema de control tiene elementos similares. Esto es cierto independientemente de cuán grande y complejo sea el sistema, o si es neumático, eléctrico o electrónico (Pita, 2002).

Todo sistema de control tiene los elementos mostrados a continuación:

- Variable controlada:** Esta es una condición que debe controlarse, como la temperatura, la humedad o la presión.
- Controlador:** Este es un dispositivo que detecta una señal de un cambio en la variable controlada y luego transmite una acción a un dispositivo controlado para corregir la condición cambiada.
- Fuente de poder:** Esto proporciona el poder para transmitir la acción del controlador al dispositivo controlado.
- Dispositivo controlado:** Este es un dispositivo el cual, cuando está recibiendo la acción del controlador, regula el flujo u otro efecto de un agente de control.
- Agente de control:** Esto es un medio regulado por el dispositivo controlado. Por ejemplo la corriente eléctrica a un motor.
- Planta de proceso:** La regulación del agente de control cambian la salida u operación del equipamiento llamada planta de proceso.

Figure 14.1

Functional block diagram for a closed-loop (feedback) control system.

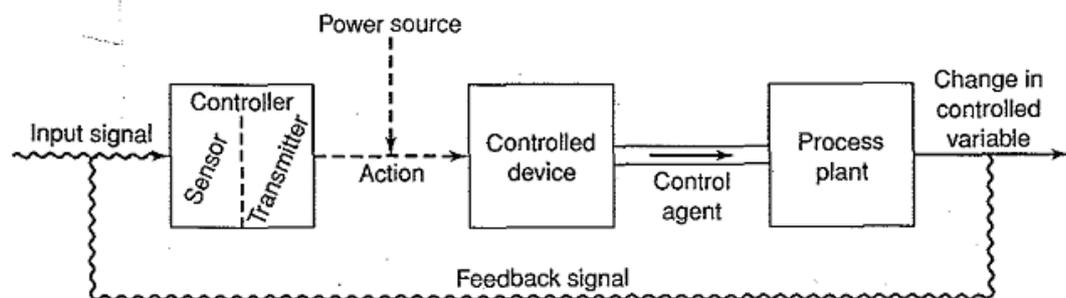


Figura 25. Diagrama de bloques funcionales para un sistema de control de circuito cerrado

Fuente: Obtenido de la Figura 14.1 del libro Pita (2002)

De acuerdo al modelo descrito en la Figura 25, muestra la secuencia de acción para cualquier control de un circuito cerrado. Elegimos un controlador modelo VCCX que cumpla con las funciones mínimas necesarias.

Tabla 30. Hardware incluido por un controlador VCCX

Hardware Included For VCCX Controller

Part #	Included Parts	Assigned Channel
ASM01698	VCCX2 CONTROLLER	
ASM01692	OSA Temp/Hum Sensor	EBUS2 communicating sensor
R62330	Proof of Air Flow	VCCX control point BI 1
R64580	Dirty Filter Sensor	VCCX control point BI 2
	Supply Fan	Configured Relay point
ASM02201	DIGITAL REFRIGERATION MODULE	
R57800	Comp Discharge Temp A	RSMD point TEMP1
R57800	Comp Discharge Temp B	RSMD point TEMP2
V38391	Suction Pressure Sensor A	RSMD point SP-1
V38410	Discharge Pressure Sensor A	RSMD point HP-1
V38391	Suction Pressure Sensor B	RSMD point SP-2
V38410	Discharge Pressure Sensor B	RSMD point HP-2
R63950	Modulated Condenser Signal B	RSMD point AO2
R63950	Modulated Condenser Signal A	RSMD point AO1
	Comp Status Input A	RSMD point BIN1
	Comp Status Input B	RSMD point BIN2
	Emergency Shutdown	RSMD point BIN4
	Comp Enable A	RSMD Fixed Relay point
	Comp Enable B	RSMD Fixed Relay point
	Condenser Enable B	RSMD Fixed Relay point
ASM01670	MODULATING HOT GAS REHEAT MODULE	
	Reheat HGR Valve	MHGRV-X

Fuente: Obtenido de la ficha técnica del controlador VCCX

En la Tabla 30 Se muestra las funciones del controlador VCCX básicas para el sistema de aire acondicionado Rooftop 100% aire exterior.

4.6.4. Etapa 4: Dimensionamiento y selección de componentes eléctricos

Para realizar el dimensionamiento y selección de los elementos eléctricos nos basamos en el Código Nacional de Electricidad – Utilización y en la ficha técnica del equipo AAON, a fin de seleccionar una protección adecuada a la instalación eléctrica y a los componentes del equipo Rooftop.

- **Determinación de la capacidad de corriente del equipo de aire acondicionado**

De acuerdo al Código Nacional de Electricidad – Utilización (CNE), señala

que el dimensionamiento de los conductores eléctricos y de protección, serán calculados en base a las capacidades nominal de los equipos eléctricos.

Para determinar la ampacidad nominal (A) del equipo necesitamos la ficha técnica del equipo de aire acondicionado para ellos obtenemos la información de la ficha técnica del equipo de aire acondicionado tal como se muestra en la Figura 26 a continuación.

<i>Electrical Data</i>							
Rating:	460V/3Ø/60Hz			Minimum Circuit Amp:	26		
Unit FLA:	24			Maximum Overcurrent:	30		
	Qty	HP	VAC	Phase	RPM	FLA	RLA
Compressor 1:	1		460	3			8.1
Compressor 2:	1		460	3			7.8
Condenser Fans:	2	0.333	460	1	1110	1.6	
Supply Fan:	1	3.00	460	3	1760	4.8	

Figura 26. Datos eléctricos del equipo RN-011 AAON

Fuente: Obtenido de la ficha técnica del equipo AAON molde RN-011

El hospital cuenta con una tensión nominal de 380 V, y la ficha técnica del equipo de aire acondicionado se encuentra en base a 460 V, para ello calculamos el amperaje a los valores de 380V.

Debido a que la potencia del equipo es constante realizamos el cálculo mediante la siguiente ecuación (87):

$$I_2 = \frac{460}{380} \times I_1 \quad (87)$$

Donde:

I_1 : Corriente nominal a 460 V, A

I_2 : Corriente nominal a 380 V dado por la ficha técnica, A

Tabla 31. Corriente eléctrica nominal a 380 V de cada componente del equipo de aire acondicionado

Equipo/Componente	Cantidad	FLA (A)	RLA (A)	Total (A)
Compresor 1	1		9.81	9.81
Compresor 2	1		9.44	9.44
Ventilador del Condensador	2	1.94		3.88
Ventilador de inyección	1	5.81		5.81
Luces UV-C	2			.1.60

Fuente: Elaborado en base a los datos de la ficha técnica del equipo AAON

De la Tabla 31, calculamos la corriente nominal total, que sería la suma de las corrientes de cada componente, esto nos da un valor de 30.54 A.

- **Dimensionamiento y selección de los conductores eléctricos**

En nuestro país, nuestras instalaciones eléctricas presentan una mala calidad de la energía debido a las variaciones de frecuencias y tensiones, generando alto contenido de impureza, motivo por el cual se considera factores de seguridad para que compense esas variaciones.

Dimensionamiento de acuerdo al CNE - Utilización

Según MEM (2008), mediante la Modificación del CNE – Utilización, menciona que las instalaciones hospitalarias deben contar con conductores libre de halógenos y además no propagadores de la llama.

En ese sentido se utilizará un tipo de cable con aislamiento XLPE.

De acuerdo a la Tabla 32, debemos tomar en cuenta el factor de corrección por temperatura, y se determina la corriente nominal corregida mediante la ecuación (88):

$$I = I_n \times f \quad (88)$$

Donde:

I: Corriente Nominal corregida, A

I_n : Corriente Nominal del equipo, A

f: Factor de corrección

Tabla 32. Factores de corrección para temperatura distinta a 30°C para cables al aire y distinta a 20°C para cables en ductos enterrados

Tabla 5A
(Ver las Reglas 030-004(8) y 070-2212 y Tablas 1, 2, 57 y 58)
Factores de corrección para temperatura ambiente distinta de 30 °C para cables al aire y distinta a 20 °C para cables en ductos enterrados
Aplicables a las columnas de la 2 a la 16 de las Tablas 1 y 2

Temperatura ambiente [°C]	PVC		XLPE o EPR		MI - Mineral * (al aire)	
	Cables al aire	Cables en ductos enterrados	Cables al aire	Cables en ductos enterrados	Cubierta de PVC o desnudo y expuesto al contacto 70°C	Desnudo no expuesto al contacto 105 °C
10	1,22	1,10	1,15	1,07	1,26	1,14
15	1,17	1,05	1,12	1,04	1,20	1,11
20	1,12	1,00	1,08	1,00	1,14	1,07
25	1,06	0,95	1,04	0,96	1,07	1,04
30	1,00	0,89	1,00	0,93	1,00	1,00
35	0,94	0,84	0,96	0,89	0,93	0,96
40	0,87	0,77	0,91	0,85	0,85	0,92
45	0,79	0,71	0,87	0,80	0,87	0,88
50	0,71	0,63	0,85	0,76	0,67	0,84
55	0,61	0,55	0,76	0,71	0,57	0,80
60	0,50	0,45	0,71	0,65	0,45	0,75
65	-	-	0,65	0,60	-	0,70
70	-	-	0,58	0,53	-	0,65
75	-	-	0,50	0,46	-	0,60
80	-	-	0,41	0,38	-	0,54
85	-	-	-	-	-	0,47
90	-	-	-	-	-	0,40
95	-	-	-	-	-	0,32

Fuente: Obtenido de la Tabla 5A del CNE – Utilización (2006)

Considerando una temperatura exterior máxima en Lima de 27 °C, interpolamos y seleccionamos el factor de corrección igual a 1.02. Considerando un factor de seguridad del 125% calculamos la corriente nominal corregida.

$$I = 30.54 \text{ A} \times 1.02 \times 1.25$$

$$I = 38.94 \text{ A} \tag{89}$$

- **Dimensionamiento y selección del conductor de puesta a tierra**

De la Tabla 33 obtenemos la sección mínima del conductor de puesta a tierra según la corriente nominal obtenida en la ecuación (89).

Tabla 33. Sección mínima del conductor de puesta a tierra para canalizaciones o equipos de conexión

Tabla 18
(Ver Regla 060-812)
Sección mínima del conductor de puesta a tierra para canalizaciones y equipos de conexión

Capacidad de conducción del conductor de mayor sección de la acometida o el equivalente para conductores múltiples que no excedan: [A]	Dimensión del conductor de puesta a tierra		
	Sección cobre [mm ²]	Diámetro de la tubería metálica pesada [mm]	Diámetro de la tubería metálica liviana [mm]
60	10	20	25
100	10	25	35
200	16	35	40
400	25	65	65
600	50	80	105
800	50	105	105
Sobre 800	70	155	—

Fuente: Obtenida de la Tabla 18 del CNE – Utilización (2006)

Se seleccionó una sección de 10 mm² correspondiente a un máximo de 60 A de capacidad de conducción del conductor de mayor sección.

- **Dimensionamiento y selección del diámetro la tubería PVC**

Considerando una línea trifásica más una línea tierra (3F+T) seleccionamos un tubo de 25 mm como mínimo.

Tabla 34. Máximo número de conductores de una dimensión en tuberías pesadas o livianas

Tabla 6 (Continuación)
(Ver Regla 070-1014 (5))
Máximo número de conductores de una dimensión en tuberías pesadas o livianas
Para conductor tipo RHW-2, 90 °C, 600 V - Con cubierta

Sección nominal [mm ²]	Dimensión de la tubería pesada o liviana												
	15 [mm]	20 [mm]	25 [mm]	35 [mm]	40 [mm]	55 [mm]	65 [mm]	80 [mm]	90 [mm]	105 [mm]	115 [mm]	130 [mm]	155 [mm]
2,5	5	10	16	28	39	64	92	142	190	200	200	200	200
4	4	8	13	23	31	52	74	114	153	197	200	200	200
6	3	6	10	18	24	40	57	88	118	153	191	200	200
10	1	3	6	10	14	24	34	53	71	91	115	144	200
16	1	1	3	6	9	15	21	33	45	58	72	91	132
25	1	1	3	5	1	11	16	25	34	44	55	69	101
35	1	1	1	3	5	8	12	19	25	33	41	52	75
50		1	1	2	4	6	8	13	17	22	28	36	52
55		1	1	1	3	5	7	11	15	19	24	31	44
70			1	1	2	4	6	9	13	16	21	26	38
120			1	1	1	3	4	7	9	12	15	19	27
150				1	1	1	3	5	7	9	11	14	21
185				1	1	1	2	4	5	7	9	11	16
240				1	1	1	1	3	5	6	8	10	15
300					1	1	1	3	4	5	7	8	12
400						1	1	1	3	3	4	6	8
500						1	1	1	1	3	3	4	7

Fuente: Obtenido de la Tabla 5 del CNE – Utilización (2006)

- **Dimensionamiento y selección de dispositivos de sobrecarga**

De acuerdo al MEM-DGE (2006) en la sección 160-306, Capacidad Nominal o Selección de Disparo de los Dispositivos de Sobrecarga, los dispositivos de sobrecarga que responden a la corriente del motor, deben contar con una protección de tal manera que el disparo no exceda el 125% de la corriente nominal.

De los cálculos realizados anteriormente y con base a lo estipulado en el CNE – Utilización, calculamos el dispositivo de corriente que protege conductores.

Determinamos la corriente máxima de protección eléctrica mediante la siguiente ecuación (90)

$$I_p = 1.25 \times I_n, \tag{90}$$

$$I_p = 1.25 \times 38.94 \text{ A}$$

$$I_p = 47.5 \text{ A} \tag{91}$$

Tabla 35. Capacidad nominal de los dispositivos de sobre corriente que protegen conductores

Tabla 13
(Ver Regla 080-104 y 160-204)
Capacidad nominal o ajuste de los dispositivos de sobrecorriente que protegen conductores
(Para uso general cuando no se prevea de otra manera)

Capacidad de corriente del conductor [A]	Capacidad nominal o ajuste del dispositivo de sobrecorriente [A]	Capacidad de corriente del conductor [A]	Capacidad nominal o ajuste del dispositivo de sobrecorriente [A]
0-15	15	126-150	150
16-20	20	151-175	175
21-25	25	176-200	200
26-30	30	201-225	225
31-35	35	226-250	250
36-40	40	251-275	300
41-45	45	276-300	300
46-50	50	301-325	350
51-60	60	326-350	350
61-70	70	351-400	400
71-80	80	401-450	450
81-90	90	451-500	500
91-100	100	501-525	600
101-110	110	526-550	600
111-125	125	551-600	600

Fuente: Obtenido de la Tabla 13 del CNE – Utilización (2006)

En base a la capacidad de corriente del conductor dada en la ecuación (91) obtenemos la capacidad nominal del dispositivo de sobre corriente que protege los conductores de 50 A, tal como se observa en la Tabla 35. Capacidad nominal de los dispositivos de sobre corriente que protegen conductores de marcador rojo.

Para dispositivos de protección diferencial y contactores el CNE-Utilización (MEM-DGE, 2006), en el apartado 150-216 “Capacidad Nominal de Contactores para Alimentadores y Circuitos Derivados que Alimentan a Condensadores”, indica que los contactores utilizados para el seccionamiento de condensadores deben tener una capacidad de corriente no menor que para contactores de tipo cerrado de 150%.

Para calcular la corriente de protección, viene dado por la ecuación (92)

$$I_d = 1.50 \times 38.94 \text{ A}$$

$$I_d = 58.41 \text{ A} \tag{92}$$

Tabla 36. Capacidad de corriente de conductores aislados – en canalización o cable (Aislamiento XLPE)

Tabla 2 (Continuación)
 (Ver Reglas 030-004, 050-104, 070-012, 070-2212, 150-000, 150-742, 220-008 y 220-016, y Tablas 5A, 5C y 19)
Capacidad de corriente en A de conductores aislados – En canalización o cable
 Basada en temperatura ambiente: 30 °C al aire y 20 °C en tierra

Sección nominal del conductor [mm ²]	Método de instalación de acuerdo a la NTP 370.301 (IEC 60364-5-523)											
	A1		A2		B1		B2		C		D	
Aislamiento	XLPE o EPR		XLPE o EPR		XLPE o EPR		XLPE o EPR		XLPE o EPR		XLPE o EPR	
Temperatura	90 °C		90 °C		90 °C		90 °C		90 °C		90 °C	
Cantidad de conductores	2	3	2	3	2	3	2	3	2	3	2	3
	1	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Cobre												
1,5	19	17	18,5	16,5	23	20	22	19,5	24	22	26	22
2,5	26	23	25	22	31	28	30	26	33	30	34	29
4	35	31	33	30	42	37	40	35	45	40	44	37
6	45	40	42	38	54	48	51	44	58	52	56	46
10	61	54	57	51	75	68	71	60	80	71	73	61
16	81	73	76	68	100	88	91	80	107	96	95	79
25	106	95	99	69	133	117	119	105	138	119	121	101
35	131	117	121	109	164	144	146	128	171	147	146	122
50	158	141	145	130	198	175	175	154	209	179	173	144
70	200	179	183	164	253	222	221	194	269	229	213	178
95	241	216	220	197	306	269	265	233	328	278	252	211
120	278	249	253	227	354	312	305	268	382	322	287	240
150	318	285	290	259	-	-	-	-	441	371	324	271
185	362	324	329	295	-	-	-	-	506	424	363	304
240	424	380	386	346	-	-	-	-	599	500	419	351
300	486	435	442	39	-	-	-	-	693	576	474	396

Fuente: Obtenido de la Tabla 2 del CNE – Utilización (2006)

De acuerdo a la capacidad nominal de corriente corregido de 38.94 A, se determina la corriente máxima dada según la Tabla 36 para un valor más próximo superior, igual a 68 A al cual le corresponde un cable de 10 mm².

Dimensionamiento por caída de tensión U

El cálculo de la sección de un cable por caída de tensión viene dado por la ecuación:

$$S = 1.25 \times K \times \rho \times L \times I/U_p \quad (93)$$

Donde:

S: Sección del conductor, mm²

K: 1, para circuitos trifásicos y 2, para circuitos monofásicos

ρ : Resistividad específica del conductor cobre 0.018, $\frac{\Omega \cdot \text{mm}^2}{\text{m}}$

L: Longitud del conductor, m

I: Corriente nominal, A

U_p : Caída de tensión, (V)

La longitud de recorrido del tablero eléctrico al equipo es igual a 25 m, así mismo consideramos una caída de tensión no mayor al 2.5%, según el apartado 050-102 “Caída de tensión” del CNE – Utilización, de la tensión nominal (380 V) del equipo. Entonces la caída de la tensión máxima será de 9.50 V.

$$S = 1 \times 0.018 \frac{\Omega \cdot \text{mm}^2}{\text{m}} \times 25 \text{ m} \times \frac{29.51 \text{ A}}{9.5 \text{ V}} \times 1.25$$

$$S = 1.75 \text{ mm}^2 \quad (94)$$

De acuerdo a la Tabla 36, seleccionamos la sección que satisfaga las condiciones de consumo más críticas, el diámetro que cumple con las condiciones es de 10 mm².

De acuerdo al CNE – Utilización (MEM-DGE, 2006) el cableado para circuitos derivados de baja energía, como las líneas de comunicación de

señal, deberán tener una sección mínima de 0.75 mm² y deben ser instalados de manera independiente de la línea eléctrica.

Se realizó un diagrama eléctrico. (Ver Anexo 9).

4.6.5. Etapa 5: Implementación del sistema de aire acondicionado

Determinación de las partidas a ejecutar

Se realizó un cronograma de actividades como se muestran en la Figura 27 se muestran las partidas principales para realizar la instalación del sistema de aire acondicionado, así mismo el tiempo proyectado para la ejecución del proyecto.

Id	Modo de tarea	Nombre de tarea	Duración	Comienzo	Fin
0		SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO - SALA DE ANGIOGRAFÍA	14.5 días	Lun 24/05/21	Jue 10/06/21
1	★	1 . INSTALACIÓN MECÁNICA	11 días	lun 24/05/21	lun 07/06/21
2	★	1.1 Fabricación base de estructura metálica para el equipo Rooftop (Tubo cuadrado 4"x4" e:3mm)	8 días	lun 24/05/21	mié 02/06/21
3	★	1.2 Fabricación de Ductos galvanizados de Inyección (e: 0.8 mm)	2 días	lun 24/05/21	mié 26/05/21
4	★	1.3 Armado, instalación y enchaquetado de ductos de inyección - Exterior	2 días	jue 27/05/21	vie 28/05/21
5	★	1.4 Pintado del enchaquetado de ductos de inyección – Exterior	1 día	vie 28/05/21	vie 28/05/21
6	★	1.5 Instalación de Caja Porta filtros	1 día	sáb 29/05/21	lun 31/05/21
7	★	1.6 Picado de pared en la sala de angiografía (150 mm)	1 día	lun 31/05/21	mar 01/06/21
8	★	1.7 Armado e instalación de ductos de inyección - Sala de angiografía	3 días	mar 01/06/21	vie 04/06/21
9	★	1.8 Instalación de Difusores para inyección de aire acondicionado en la sala de Angiografía	2 días	mié 02/06/21	vie 04/06/21
10	★	1.9 Traslado e instalación de equipo Rooftop a la base de la estructura metálica	3 días	vie 04/06/21	mié 09/06/21
11		2. INSTALACIÓN ELÉCTRICA	9.75 días	sáb 29/05/21	jue 10/06/21
12	★	2.1 Instalación de tubería pesada de 38 mm y 12 mm hacia eltablero eléctrico	1 día	sáb 29/05/21	lun 31/05/21
13	★	2.2 Cableado de fuerza desde el Equipo AAON al tablero de alimentación (3F 10mm ² + T 10 mm ² INDECO)	1 día	lun 31/05/21	mar 01/06/21
14	★	2.3 Cableado de señal desde el Equipo AAON a la sala de Angiografía(1.5 mm ² INDECO)	1 día	mar 01/06/21	mié 02/06/21
15	★	2.4 Puesta en marcha del Sistema de Aire Acondicionado	2 días	mié 09/06/21	jue 10/06/21

Figura 27. Cronograma de actividades para la instalación del sistema de aire acondicionado

Fuente: Elaborado en el software Microsoft Project

- **Implementación mecánica del sistema de aire acondicionado**

Una vez determinada las partidas a desarrollar, se dio inicio con la implementación mecánica del sistema de aire acondicionado comenzando

con la fabricación de la estructura metálica, como base del equipo Rooftop, y finalmente con el montaje del equipo Rooftop a la estructura metálica.

Fabricación de la estructura metálica

De acuerdo a las condiciones limitadas de espacio, se determinó conjuntamente con el Instituto Nacional de Salud del Niño de San Borja (INSN-SB) disponer de una ubicación apropiada para del equipo Rooftop.

Una vez realizada la ubicación del equipo de aire acondicionado, se procedió al armado de la base anti vibratoria de concreto, posteriormente a la fabricación y colocación de la estructura metálica sobre la base de concreto, tal como se observa en la Figura 28.



Figura 28. Fotos de fabricación y pintado de la estructura metálica

Fuente: Tomado en la azotea del quinto nivel del INSN-SB

Fabricación de ductos galvanizados

En la Figura 29 se muestra la fabricación de ductos en base a las dimensiones diseñadas en la etapa 4.

La fabricación comienza con el corte de las planchas galvanizadas con oxicorte, posteriormente se une los ductos galvanizados con una corredera que a su vez son aseguradas con autorroscante, finalmente se procede a sellar las uniones de los ductos con tero mayólica, evitando cualquier infiltración y/o fuga de aire.



Figura 29. Fotos de fabricación de ductos galvanizado

Fuente: Tomado en la azotea del INSN-SB

Enchaquetado e instalación de los ductos exteriores

Se procedió a cubrir los ductos con aislamiento térmico para disminuir las pérdidas de carga térmica debido al sol. Luego se cubrieron los ductos con yeso y tela tocuyo para la protección contra la radiación, lluvias y el polvo con el fin de no deteriorar el aislamiento térmico, tal como se muestra en la Figura 30.



Figura 30. Fotos de ductos enchaquetados con aislante y tela tocuyo

Fuente: Tomado en el techo de la sala de recepción del INSN-SB

Instalación de caja porta filtros

Se instaló una caja porta filtros caja de 24"x24" y 80" de largo, hermético de doble capa de plancha galvanizado 0.8 mm con brida de ángulo de 1 ¼ y 2 1/8 además puertas herméticas con sus canaletas para la colocación de los filtros HEPA y cartón tal como se muestra en la Figura 31.



Figura 31. Fotos del proceso de instalación de la caja porta filtro

Fuente: Tomado en el tercer nivel del INSN-SB

Enchquetado e instalación de ductos interiores

Antes de iniciar los trabajos en la sala de angiografía se tuvo que proteger los equipos médicos, debido a la generación de polución tal como se muestran en la Figura 32 .



Figura 32. Fotos de protección del angiógrafo

Fuente: Tomado al interior sala de angiografía del INSN-SB

Posteriormente se procedió a cubrir los ductos con aislamiento térmico para disminuir las pérdidas de carga térmica y evitar condensación al interior de la sala de angiografía tal como se muestra en la Figura 33.



Figura 33. Fotos del enchaquetado e instalación de los ductos interiores

Fuente: Tomado en el tercer nivel del INSN-SB

Instalación de difusores

Se instaló 4 difusores para la distribución de aire en la sala de angiografía, dos difusores de 3 vías cada uno con dimensiones de 12"x12" y dos difusores lineales de 14"x6" cada uno tal como se muestra en la Figura 34.



Figura 34. Fotos de los difusores instalados en la sala de angiografía

Fuente: Tomado al interior sala de angiografía del INSN-SB

Montaje del equipo Rooftop a la base metálica

El procedimiento de izaje se realizó con todas las medidas de seguridad y del apoyo de la empresa Grúas América (Ver Anexo 7). Para determinar la capacidad de carga de la Grúa telescópica se brindó la siguiente información del equipo Rooftop según la ficha técnica del fabricante AAON:

- Peso: 2432 lb (1103.14 kg)
- Dimensiones:
 - Largo: 138 in. (3.50 m)
 - Ancho: 64 in. (1.63 m)
 - Alto: 57 in. (1.45 m)
- Puntos de anclaje: 4

Seguidamente se realizó la toma de datos en campo, donde se determinó un radio de 27 m y una altura de 21 m aproximadamente desde el estacionamiento del INSN – SB ubicado en la Av. Javier Prado hasta la ubicación del equipo Rooftop.

Se seleccionó una grúa telescópica de la marca Terex, con una capacidad de carga de 80 toneladas. En la Figura 35 se muestra la simulación del izaje del equipo Rooftop hasta la estructura metálica.

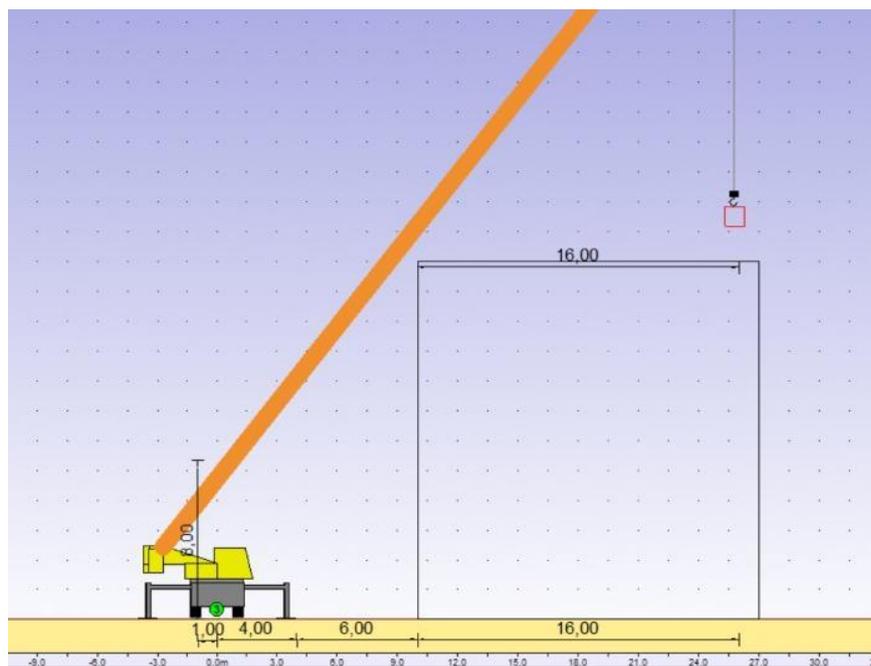


Figura 35. Simulación de izaje con una grúa telescópica de 80 toneladas

Fuente: Elaborado por la empresa Grúas América

En la a continuación se muestra el procedimiento de izaje y montaje del equipo Rooftop desde el estacionamiento, ubicado en el exterior del INSN-SB, hasta en la estructura metálica.



Figura 36. Fotos del izaje y montaje del equipo Rooftop

Fuente: Tomado en las instalaciones exteriores e interiores del INSN-SB

- **Instalación del sistema eléctrico para el equipo Rooftop**

Una vez finalizado el montaje del equipo Rooftop, se procedió a la instalación del sistema eléctrico, compuesto por el cableado, tubo PVC, tablero eléctrico, etc. (Ver Anexo 6), comenzando por la instalación de tubo PVC pesado y finalizando con el cableado de la señal y de la línea eléctrica.

Instalación de tubería PVC pesado y tablero eléctrico

Se instaló la tubería PVC para el pase de los cables de línea y señal, también se instaló un tablero eléctrico secundario. El Instituto Nacional de Salud del Niño, cuenta con un tablero eléctrico principal para equipos de aire acondicionado ubicado en la sala de UPS, en el cual se instaló los componentes de protección como la llave termo magnético general y la llave diferencial con las medidas de seguridad correspondientes mencionados en el CNE-Utilización. El tablero secundario se instaló de manera independiente “aguas arriba” cerca al equipo Rooftop con sus componentes de protección eléctrica como: llave termo magnético, contactor y transformador del contactor para los pulsadores Turn/Off tal como se muestran en la Figura 37, Figura 38 y Figura 39.



Figura 37. Fotos de la instalación de tubos PVC de 38 mm y 12 mm

Fuente: Tomado en la azotea del quinto nivel del INSN-SB

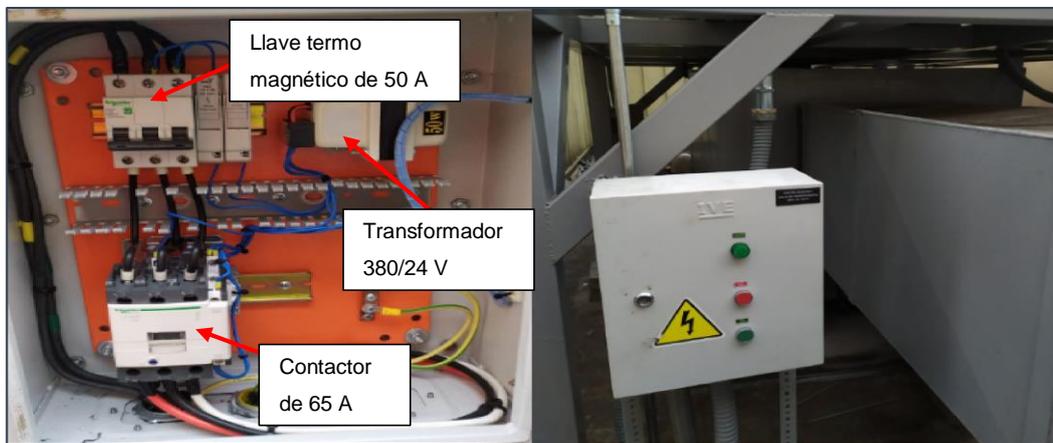


Figura 38. Fotos de la instalación del tablero eléctrico secundario

Fuente: Tomado en la azotea del quinto nivel del INSN-SB

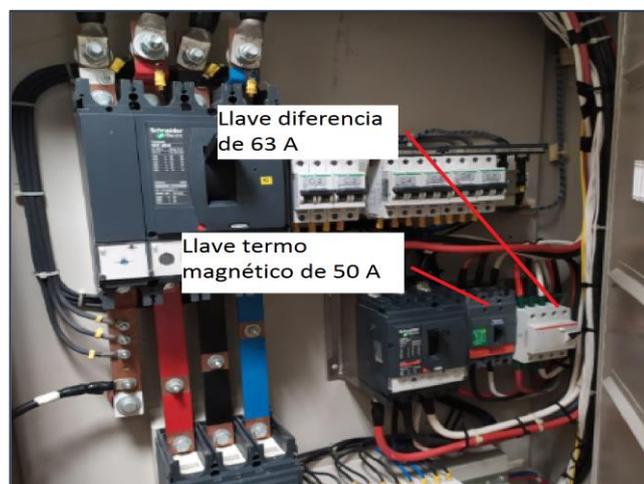


Figura 39. Fotos de la instalación del tablero eléctrico principal

Fuente: Tomado en la sala UPS del tercer nivel del INSN-SB

Cableado de las líneas eléctricas

El proceso de cableado eléctrico se realizó de manera paralela a la instalación del tablero secundario. El procedimiento de cableado inició con el pase de cables de las líneas eléctricas, luego se realizó el conexionado y energizado a las llaves de protección eléctrica, finalmente el conexionado al equipo Rooftop. En la Figura 40 se muestra parte del proceso de cableado y conexionado eléctrico.



Figura 40. Fotos del cableado eléctrico y conexionado al equipo Rooftop

Fuente: Tomado en el INSN-SB

Cableado de la señal a la sala de angiografía

El proceso de cableado de la señal del termostato al equipo Rooftop, se realizó de manera independiente al cableado eléctrico debido a que por inducción magnética podría inducir a la señal una corriente, provocando de esa manera una interferencia y falsos registros de temperatura y humedad.

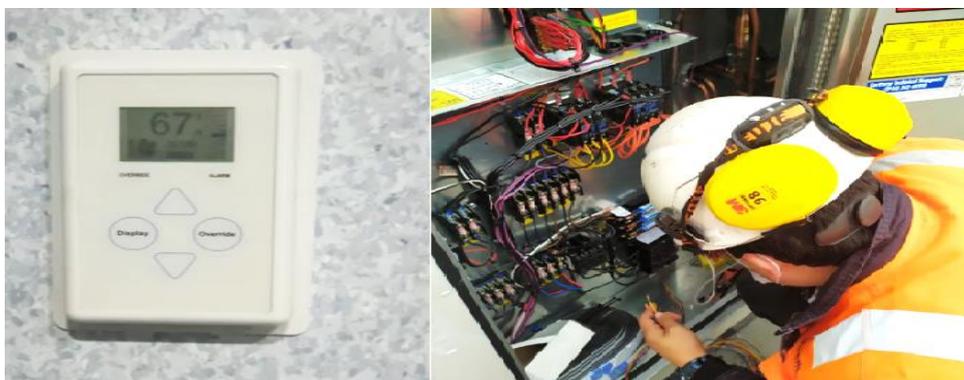


Figura 41. Fotos de la instalación y conexión del termostato humidistato

Fuente: Tomado en el INSN-SB

El procedimiento de cableado inició con el pase de los cables de la señal desde el equipo Rooftop hacia la sala de angiografía, en donde se instaló el termostato humidistato. En la Figura 41 se muestra parte del proceso de cableado y conexionado de la señal a la sala de angiografía.

- **Puesta en marcha del equipo de aire acondicionado.**

Para el proceso de puesta en marcha del equipo de aire acondicionado, se utilizó el software VCCX Controller del fabricante para configurar los parámetros del input para la sala de angiografía.

De acuerdo a las temperaturas de diseño y los rangos de temperatura recomendados por el fabricante y rango máximo de humedad relativa determinado por ASHRAE (2013).



Figura 42. Configuración de los parámetros de input y output para la sala de angiografía

Fuente: Obtenido del software VCCX Controller

Por solicitud del INSN-SB, recientemente se configuró el equipo a una temperatura set point de 65 °F (18.33 °C) y humedad relativa de 55%.

En la Figura 43 se observa que la temperatura de la sala de angiografía se encuentra a una temperatura de 64.4 °F (18.0 °C) y a una humedad relativa

de 59%. Por tanto el “Status Report” presentada a continuación se encuentra dentro de las condiciones de climatización establecidos en la etapa 1.

Status Report	
Monday, August 23, 2021	Location RTU Controller
04:42 PM	Loop 1
VCCX2 Controller	Unit 1
Scheduled Operating Mode.....	Forced Occupied
Supply Air Mode of Operation.....	Vent RH Mode
Economizer Outdoor Air Enable Status.....	Economizer Disabled
Cooling Outdoor Air Enable Status.....	Cooling Enabled
Heating Outdoor Air Enable Status.....	Heating Enabled
Space Temperature.....	64.4°F
Cooling Enable Setpoint.....	65.0°F
Heating Enable Setpoint.....	55.0°F
Sensor Slide Adjust Effect on Setpoints.....(Optional):	0.0°F
Indoor Humidity Level.....	59.0%
Supply Air Temperature.....	59.8°F
Supply Air Temperature Setpoint.....	60.0°F

Figura 43. Estatus de las condiciones actuales de temperatura y humedad para la sala de angiografía

Fuente. Tomado del software VCCX Controller

V. RESULTADOS

En este capítulo se presenta los resultados de los cálculos realizados en el capítulo 4 de procesamiento de datos.

5.1. Resultados descriptivos

5.1.1. Condiciones de climatización

- Las condiciones de climatización de la sala de angiografía, se asocia al manual del fabricante donde recomienda una temperatura igual a 22 °C, (Ver Anexo 8), y una humedad relativa menor a 60%, según la recomendación de ASHRAE. Estas condiciones de climatización se comprueban mediante la puesta en marcha del sistema de aire acondicionado mostrada en la Figura 43 (Status Report).

5.1.2. Parámetros de diseño de la sala de angiografía

- Analizando los datos de parámetros de diseño y de la información arquitectónica de la sala, se realizó el cálculo de los coeficientes globales de transferencia de calor para la pared exterior, paredes interiores, piso y techo de la sala de angiografía tal como se muestra en la Tabla 37.

Tabla 37. Resumen de los coeficientes globales de transferencia de calor calculados para cada tramo, piso y techo respectivamente

Coeficientes globales de transferencia de calor (U)							
Tramos	Material de la pared	Espesor de enlucido de lado exterior (cm)	Espesor de enlucido de lado interior (cm)	Espesor muro (cm)	Área de la pared (m ²)	Orientación	Coficiente global de transferencia "U" (kcal / h. m ² . °C)
Paredes exteriores (soleadas)							
A-B	Concreto	1.25	1.25	25	22.40	Norte	2.196
Paredes interiores (Incluye Pisos intermedios)							
B-C	Concreto	1.25	1.25	15	19.20	Interior	2.236
C-D	Concreto	1.25	1.25	15	35.20	Interior	2.236
D-E, E-F	Concreto	1.25	1.25	15	12.80	Interior	2.236
F-A	Concreto	1.25	1.25	15	12.80	Interior	2.236
PISO	Concreto	2.5	2.5	20	58.00	Interior	1.550
TECHO	Concreto	2.5	2.5	20	58.00	Interior	1.550

Fuente: Elaboración en base a los resultados calculados anteriormente.

- Se determinaron los parámetros de diseño mediante la recolección de información documental, entrevista y empírica tal como se muestra en la en la Tabla 38.

Tabla 38. Reporte para determinar los parámetros de diseño

NOMBRE DEL PROYECTO: Instituto Nacional de Salud del Niño San Borja – Sala de angiografía	
DIRECCIÓN: Av. Javier Prado Este N °3101, Distrito de San Borja-Lima.	
REALIZADO POR: Joseph Alvarado Chuquizuta	
PARÁMETROS DE DISEÑO	PARÁMETROS DE INGRESO
UBICACIÓN GEOGRÁFICA DE LA SALA DE ANGIOGRAFÍA	
Latitud:	Sur 12°
Longitud:	Oeste -77°
Altitud:	170 m. s. n. m.
CAPACIDAD DE OCUPACIÓN DE LA SALA	
Número De Personas:	7
CARACTERÍSTICAS INTERIORES DE LA SALA DE ANGIOGRAFÍA	
Área Del Local:	58 m ²
Altura Del Local (Piso a techo):	3.1 m
Número de Horas de Funcionamiento del Equipo (12, 16 o 24):	24 h
Número de luminarias	12
Presión positiva	0.01 inch w.
Cantidad del equipamiento biomédico	1
Tipo de equipo biomédico	Angiógrafo
CARACTERÍSTICAS EXTERIORES DE LA SALA DE ANGIOGRAFÍA	
Temperatura Exterior:	26.7 °C
Humedad Relativa Exterior:	85%
Techo Soleado (Si= 1; No=2):	2
Radiación solar a través de ventanas (Si=1, No=2);	2
Coeficiente del color de la cara exterior de las paredes (Claro= 0.5; Medio=0.78; Oscuro= 1):	0.78
Variación De Temperatura. Exterior en 24 h:	8 °C
CONDICIONES DE INTERIORES DE LA SALA DE ANGIOGRAFÍA	
Temperatura Interior	21 °C
Humedad Relativa Interior (1= Controlada, 2 = no controlada)	1
Humedad Relativa Interior	55%

Fuente: Elaboración propia en base a los datos documentales y recolectados en campo

- Se calculó el caudal mínimo necesario para suplir las condiciones de renovaciones de aire en la sala de angiografía, siendo este un total de 1585.84 CFM tal como se muestra en la Tabla 39.

Tabla 39. Reporte para determinar el caudal de acuerdo a las renovaciones de aire

INSTITUTO NACIONAL DE SALUD DEL NIÑO DE SAN BORJA SALA DE ANGIOGRAFÍA				
CÁLCULO DEL CAUDAL DE VENTILACIÓN				
NORMA APLICABLE:	ASHRAE Estándar 170	RECIRCULACIÓN:	No	
PRESIÓN:	Positiva	TEMPERATURA DISEÑO:	21 [°C]	
TIPO DE SISTEMA:	100 % AE	CONDICIONES EXTERIORES:	26.5 [°C]	
DATOS DE LA HABITACIÓN A VENTILAR				
IDENTIFICACIÓN:	Sala de angiografía	PISO:	3	
PRESIÓN:	0.01 inch w. [2.5 Pa]			
			VALOR	UNIDAD
	ÁREA DEL PISO	A	58.00	[m ²]
	ALTURA	H	3.10	[m]
	VOLUMEN	V	179.80	[m ³]
DATOS DEL TIPO DE ACTIVIDAD				
OCUPACIÓN	CIRUGÍA			
CATEGORÍA	Sala de imágenes y procedimientos			
			VALOR	UNIDAD
	CAUDAL DE AIRE EXTERIOR REQUERIDO POR ÁREA (TABLA 6.1 ; ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2007)		0	[L.m ² /s]
	CAMBIOS DE AIRE POR HORA [ACH] para Unidades del S.I. (TABLA 7.1; ANSI/ASHRAE Standard 170-2017)		15	[ach]
	OA [ACH] para Unidades del S.I. (TABLA 7.1; ANSI/ASHRAE Standard 170-2017)		3	[ach]
DATOS DEL NÚMERO DE PERSONAS				
			VALOR	UNIDAD
	NÚMERO DE PERSONAS MÁXIMAS ADMISIBLES	$P_{max.}$	7	Personas
	NÚMERO DE PERSONAS MÍNIMAS ADMISIBLES	$P_{min.}$	1	Personas
RESULTADOS DE CAUDAL NECESARIO				
			VALOR	UNIDAD
	CAMBIOS DE AIRE [ACH]	q	1585.84	[cfm]
	OA [ACH]	q_e	317.17	[cfm]
	INFILTRACIONES	q_i	91.07	[cfm]
	CAUDAL DEL EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO	q_t	1994.07	[cfm]
Factor de conversión: $[1 \frac{m^3}{s} = 0.588 cfm]$				

Fuente: Elaborado en base a los parámetros de diseño para la sala de angiografía

- El caudal del equipo de aire acondicionado se calculó tal como se muestra en la Tabla 39.

5.1.3. Capacidad de enfriamiento de la sala de angiografía

Carga térmica de la sala de angiografía

En la Tabla 40 se muestra las cargas térmicas aportadas por las condiciones

exteriores e interiores a la sala de angiografía igual a 3,887.11 kcal/h y un factor de calor sensible igual a 0.904.

Tabla 40. Reporte para determinar la carga térmica y factor de calor sensible

NOMBRE DEL PROYECTO: Instituto Nacional de Salud del Niño San Borja – Sala de angiografía							
DIRECCIÓN: Av. Javier Prado Este N °3101, Distrito de San Borja-Lima.							
REALIZADO POR: Joseph Alvarado Chuquizuta							
Descripción	Orientación	Área (m ²)	Coficiente global de temperatura “u” (kcal/h. m ² . °C)	Δt o Δt_e (°C)	Calor sensible (kcal/h)	Calor latente (kcal/h)	Porcentaje (%)
Calor por CONDUCCIÓN a través de PAREDES INTERIORES (Δt)							
B-C	Interior	19.20	2.24	3.00	128.79		3.31
C-E	Interior	35.20	2.24	3.00	236.12		5.99
D-E	Interior	12.80	2.24	3.00	85.86		2.27
E-F	Interior	12.80	2.24	3.00	85.86		2.27
F-A	Interior	6.40	2.24	3.00	42.93		1.10
PISO	Interior	58.00	1.55	3.00	269.70		6.94
TECHO	Interior	58.00	1.55	3.00	269.70		6.94
Calor por RADIACIÓN solar a través de PAREDES EXTERIORES (Δt_e)							
A-B	Norte	22.40	2.196	10.113	497.46		12.79
Calor debido a condiciones interiores de la sala de angiografía							
Personas	7 personas				511.00	371.00	22.68
Iluminación	12 Luminarias (25 W c/u)				322.50		8.28
Equipo biomédico	Rayos X (angiógrafo)				1066.18		27.43
Total					3516.11	371.00	100
CARGA TÉRMICA SENSIBLE						3,516.11	(kcal/h)
CARGA TÉRMICA LATENTE						371.00	(kcal/h)
CARGA TÉRMICA TOTAL						3,887.11	(kcal/h)
FACTOR DE CALOR SENSIBLE						0.904	

Fuente: Elaborado en base a los datos obtenidos en la etapa 1 y etapa 2

En la Figura 44 se observa que la carga térmica del equipo biomédico representa el 27.43%, seguido por las personas con una representación del 22.68%.

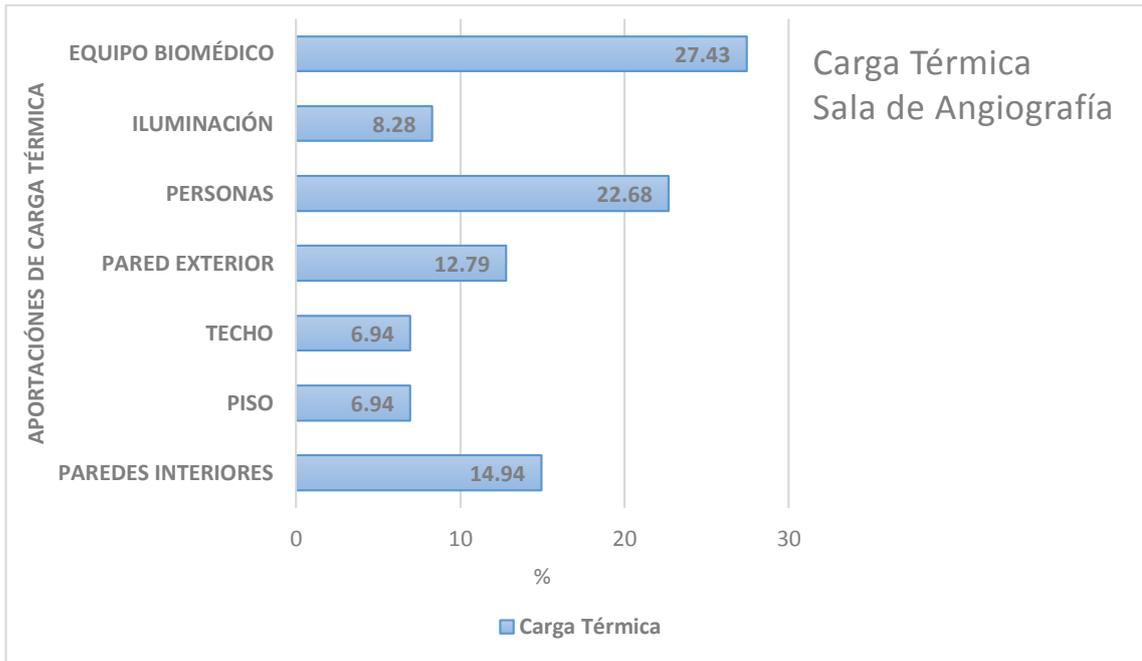


Figura 44. Histograma de los datos de mayor aportación por carga térmica

Fuente: Obtenido de la Tabla 40

Proceso psicrométrico

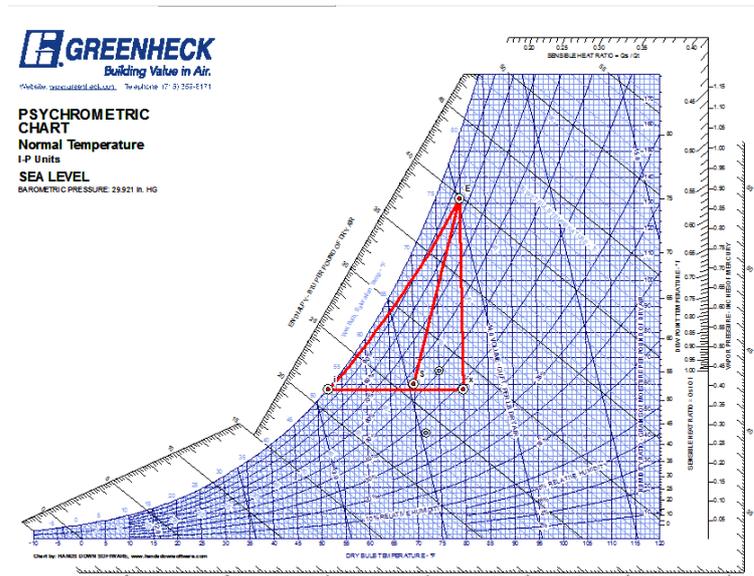


Figura 45. Gráfica de los pasos 4, 5 y 6 realizados en la carta psicrométrica

Fuente: Elaborado en el software HDPsy Chart

En la Figura 45 muestra el proceso psicrométrico que se desarrolló para determinar la capacidad de enfriamiento de la sala de angiografía, utilizando la carga térmica de la sala y el factor de calor sensible.

Se ingresó los valores de las condiciones “E” e interiores de la sala “S”, finalmente se determinó las condiciones de la sala en el punto “i”.

Se calculó la capacidad de enfriamiento del equipo con un total de 10.85 TON (32,810.4 kcal/h) además, de la capacidad sensible de 3.97 TON (12,005.28 kcal/h) capacidad latente de 6.88 TON (20,805.12 kcal/h).

Como se muestra en la Figura 46 mediante el cálculo desarrollado por el Software HDPsy Chart, se determinó la capacidad total de enfriamiento de 10.90 TON (32,961.60 kcal/h), un calor sensible de 48,029 BTU/h (12,103.31 kcal/h) y un calor latente de 82,651 BTU/h (20,828.05 kcal/h).

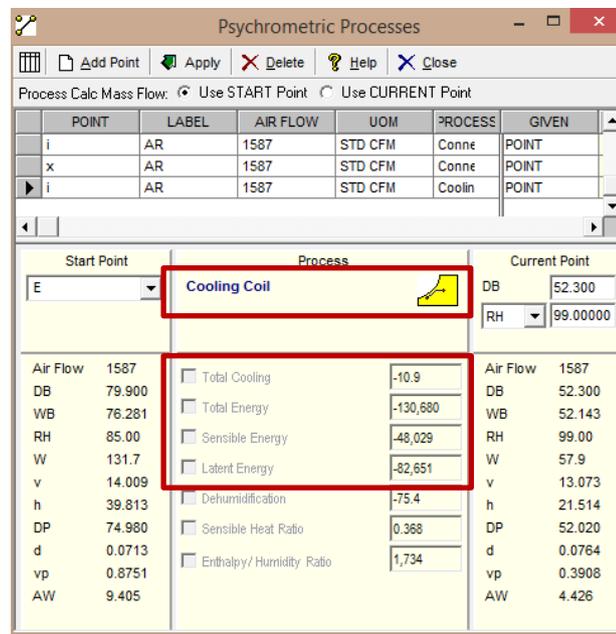


Figura 46. Cálculo de la capacidad total de enfriamiento realizado por el software HDPsy Chart

Fuente: Obtenido del software HDPsy Chart

A comparación de los cálculos realizados usando la carta psicrométrica y el software HDPsy Chart, hubo una diferencia de un 0.36% de diferencia, siendo más asertivo el software ya que utiliza más decimales para realizar los cálculos.

Para contrastar los resultados obtenidos, se utilizó el Elite Software para calcular la capacidad del equipo de aire acondicionado, para ello se ingresó los datos de acuerdo a los parámetros de diseño y algunos datos propios del programa

obteniendo una capacidad total de enfriamiento de 10.37 TON (31,358.88 kcal/h), capacidad sensible de 14,018.18 kcal/h y capacidad latente de 17,349.04 kcal/h.

En comparación, el Elite Software arroja un resultado menor en un 4.86% al que se utilizó en el software HDPsy Chart. Pero a la vez podemos afirmar que la practicidad en el uso del Elite software es mejor.

5.1.4. Dimensionamiento y selección del equipamiento mecánica eléctrico

Se seleccionó el equipo Rooftop de acuerdo al ratio de eficiencia energética con un valor de 12.3 EER y una capacidad de enfriamiento de 11 TON (33,808.32 kcal/h) de la marca AAON, capacidad de calor sensible de 15,996.96 kcal/h y una capacidad latente de 17,818.92 kcal/h.

Tabla 41. Cuadro resumen de las dimensiones de ductos con sus pérdidas de presión estática

Ruta	Tramo	Caudal (CFM)	Velocidad (FPM)	W (inch)	H (inch)	Caída de presión secundaria (Inch w.c.)	Caída de presión Primaria (ΔP) (Inch w.c.)
Crítico	E. Rooftop	2,000	600	34	38	0.0002	-
Crítico	Fan-CPF	2,000	302	34	30	0.0019	0.003
Crítico	CPF-A	2,000	500	25	25	0.0007	1.600
Crítico	A-B	2,000	1000	23	13	0.0261	0.038
Crítico	B-C	1,650	864	23	13	0.0079	0.009
Crítico	C-D	800	419	23	13	0.0005	0.001
Crítico	D-E	800	860	11	13	0.0211	0.004
Crítico	E-F	400	691	7	13	0.0035	0.005
No Crítico	B-1	350	667	14	6	-	-
No Crítico	E-4	400	691	7	13	-	-
No Crítico	C-3	450	1024	8	8	-	-
No Crítico	C-2	400	529	13	9	-	-
No Crítico	2-5	400	763	14	6	-	-

Fuente: Obtenido en base a los resultado de caídas de presión primarias y secundarias del sistema de aire acondicionado

Se dimensionó el sistema de inyección de aire, donde se calculó las dimensiones de los ductos de la ruta crítica y la caída de presión estática del sistema debido a las pérdidas primarias y secundarias. Los resultados de la caída de presión primaria se encuentran en mm.c.a. , por lo que se optó realizar la conversión de

cada valor para obtener una correlación con las unidades por caída de presión secundaria, tal como se muestra en la Tabla 41.

La caída de presión estática total asumiendo un factor de seguridad del 20% adicional., debido a las pérdidas primarias y secundarias del sistema de ductos, es igual a 2,06 inch w.c. Por lo que el equipo Rooftop deberá contar con una caída de presión mayor o igual a la presión estática calculada.

De acuerdo al dimensionamiento del sistema de aire acondicionado y de los accesorios necesarios establecidos por la NTS 119 y recomendaciones del ASHRAE, se realizó un reporte con las características básicas a considerar por el fabricante, que deberá incluir al equipo Rooftop, tal como se muestra en la Tabla 42.

Tabla 42. Reporte de características para el sistema de aire acondicionado de la sala de angiografía

NOMBRE DEL PROYECTO: Instituto Nacional de Salud del Niño San Borja – Sala de angiografía	
DIRECCIÓN: Av. Javier Prado Este N °3101, Distrito de San Borja-Lima.	
REALIZADO POR: Joseph Alvarado Chuquizuta	
SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO	
OPCIÓN DE FUNCIÓN	DESCRIPCIÓN
Tipo de sistema	Rooftop
% Aire Exterior	100 %
Capacidad Nominal	11 TON
EER	12.30
Tipo de refrigerante	R410-A
Sistema de refrigeración	Des humidificación con enfriamiento
Tipo de compresor	Scroll digital
Etapas	2
Tipo de inyección de aire	Centrifugo
Caudal Nominal	2000 CFM
Presión Estática	3.0 in.w.c.
Voltaje	380 V / 3ph /60Hz
Pre filtro	MERV 7
Protección Eléctrica	Llave Termo magnética + Llave diferencial + Contactor
UV-C light	19 W (02 unidades)
Controlador	Intercomunicador VCCX

Fuente: Elaboración en base a la información recolectada del capítulo 4

En la Tabla 43 se muestra los componentes eléctricos principales seleccionados para el equipo de aire acondicionado. También se describen las características de las secciones del cableado a utilizar, tanto para líneas eléctricas y de la señal. De la misma manera se seleccionó las capacidades de protección de los interruptores termo magnéticos, diferenciales y de los contactores.

Para la protección del cableado se seleccionó un cable THW 16 AWG (1.5 mm²) siendo este de mayor capacidad al seleccionado, así como también de la selección de un tubo de 38 mm en vez de 20 mm, debido a que se disponía de estos materiales.

Para la selección del interruptor diferencial y del contactor se seleccionó 63 A y 65 A.

Tabla 43. Reporte de las características básicas de los componentes del sistema eléctrico

NOMBRE DEL PROYECTO: Instituto Nacional de Salud del Niño San Borja – Sala de angiografía	
DIRECCIÓN: Av. Javier Prado Este N °3101, Distrito de San Borja-Lima.	
REALIZADO POR: Joseph Alvarado Chuquizuta	
CARACTERÍSTICAS DE LOS COMPONENTES ELÉCTRICOS PARA EL EQUIPO ROOFTOP	
OPCIÓN DE FUNCIÓN	DESCRIPCIÓN
Ampacitancia nominal	38.94 A
Voltaje del sistema	380 V
Tipo de cableado eléctrico	Libre de halógeno
Aislamiento del cableado eléctrico	XLPE
Fases del circuito	3F+T
Tipo de cableado para señal	THW
Selección del cableado para señal 24 V	1.5 mm ² / 16 AWG
Sección del cableado eléctrico	10 mm ² / 10 AWG
Sección del cableado a tierra	10 mm ² / 10 AWG
Capacidad de los interruptores termo magnéticos	50 A
Capacidad del interruptor diferencial	63 A
Capacidad del contactor	65 A
Tubería mínima PVC cableado eléctrico	38 mm
Tubería mínima PVC cableado	12 mm

Fuente: Elaborado en base a la información recolectada del capítulo 4

5.1.5. Implementación del sistema de aire acondicionado

Se implementó el sistema de aire acondicionado de acuerdo al cronograma de actividades. La implementación mecánica y eléctrica se realizó en base al diseño dimensionamiento y selección de los componentes mecánicos y eléctricos como se muestran en la Tabla 42 y Tabla 43.

La puesta en marcha del sistema de aire acondicionado se realizó mediante el software VCCX Controller, el cual define los parámetros mínimos y máximos de temperatura y humedad relativa. En base a las condiciones propuestas por el INSN-SB al momento de la instalación se estableció una configuración de temperatura en un rango de 18 a 22 °C, y un rango de humedad relativa de 50 a 60 %, tal como se observa en la Figura 43.

5.2. Resultados inferenciales

Luego de la implementación del sistema de retroalimentación, se procedió a la medición de las muestras, en un periodo de 30 días, de las temperaturas y humedades relativas. Su utilizó el software Minitab para demostrar en primera instancia la normalidad o no normalidad de las muestras, posteriormente el grado de correlación de las variables dependiente y finalmente la comprobación de la hipótesis principal.

En la Tabla 44, se muestra los datos de temperatura y humedad relativa, información que fue recopilada en el transcurso de 30 días.

Tabla 44. Muestra de datos de humedad relativa y temperatura en un periodo de 30 días

Día	Temperatura (°C)	% Humedad Relativa
1	19.40	58
2	19.50	57
3	20.00	56
4	20.00	56
5	19.20	58
6	21.50	54
7	21.40	55
8	21.40	55
9	21.50	54
10	22.00	53

Día	Temperatura (°C)	% Humedad Relativa
11	21.00	55
12	21.50	54
13	19.50	57
14	19.00	58
15	20.00	56
16	20.50	56
17	20.40	56
18	20.50	56
19	20.50	56
20	20.50	56
21	21.50	54
22	20.70	55
23	20.80	55
24	21.00	55
25	20.90	55
26	21.60	54
27	21.80	53
28	21.00	55
29	21.80	53
30	22.00	53

Fuente: Obtenido en base a la toma de datos en la sala de angiografía

5.2.1. Análisis de normalidad de los datos recolectados

El análisis de normalidad o no normalidad de los datos viene determinado por la herramienta de normalidad del software Minitab.

En base a los datos recolectados de la temperatura y humedad relativa, se analizó si la muestra se ajusta o no a una distribución normal donde:

H_0 : Hipótesis nula, los datos se ajustan a una distribución normal.

H_a : Hipótesis alternativa, los datos NO se ajustan a una distribución normal.

Para un valor de p-value mayor a 0.05, no hay evidencia estadística para rechazar la hipótesis nula de que los datos de la muestra se ajustan a una distribución normal con un nivel de confianza del 95%.

Según el software Minitab (2019), entre las pruebas que se basan en la función de distribución empírica, la prueba de Anderson-Darling tiende a ser más efectiva

para detectar desviaciones en las colas de la distribución. Además, los estadísticos emplean este tipo de prueba como primera opción.

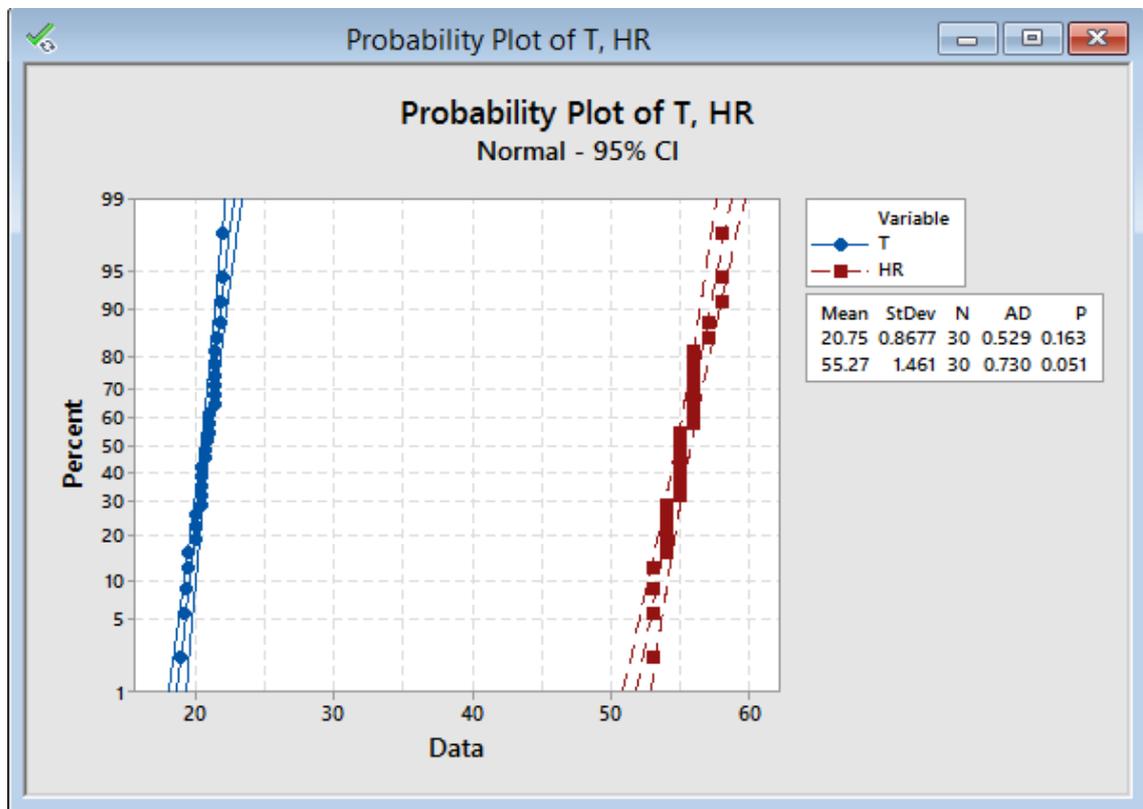


Figura 47. Gráfica de la prueba de normalidad para datos de temperatura y humedad relativa

Fuente: Obtenido del software Minitab

En la Figura 47 muestra los resultados de la prueba de normalidad aplicando el método Anderson Darling para la temperatura y humedad relativa.

Aplicando la prueba de normalidad a los datos de temperatura el software calculó un valor de p-value mayor a 0.05 (p-value = 0.163) demostrando que los datos de temperatura son normales con un nivel de confianza del 95%.

Para la humedad relativa se calculó un valor de p-value mayor a 0.05 (p-value = 0.051) demostrando que los datos de temperatura son normales con un nivel de confianza del 95%.

Debido a que los datos de temperatura y humedad relativa siguen una distribución normal, se concluye que los datos son paramétricos. Para el cual se

utilizará la prueba de T-student para demostrar la hipótesis nula.

5.2.2. Comprobación de la hipótesis nula

- **Temperatura**

Se realizó la prueba de t-student para demostrar que la hipótesis , el cual consiste en que los valores de temperatura que sean menores a 22 °C no se rechazan, debido a que se toma como valor máximo la temperatura recomendado por el fabricante del equipo angiógrafo, el cual viene representado de la siguiente manera:

- Ho: Hipótesis nula. $\mu \leq 22$ °C
- Hi: Hipótesis alterna. $\mu > 22$ °C

- **Humedad relativa**

Se realizó la prueba de t-student para demostrar la hipótesis, el cual consiste en que los valores de humedad relativa que sean menores a 60% HR no se rechazan, debido a que se toma como valor máximo la humedad relativa considerado por el fabricante, el cual viene representado de la siguiente manera:

- Ho: Hipótesis nula. $\mu \leq 60$ % HR
- Hi: Hipótesis alterna. $\mu > 60$ % HR

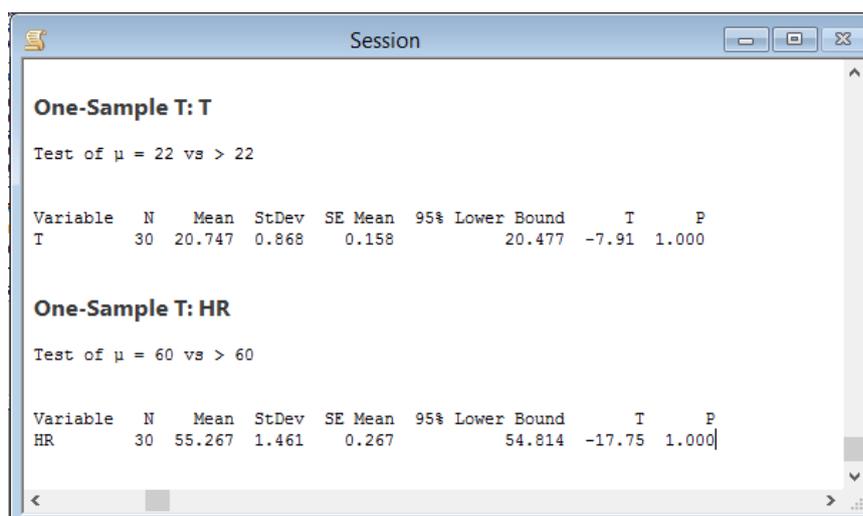


Figura 48. . Reporte del cálculo del T-student para la temperatura y humedad relativa

Fuente: Obtenido del software Minitab

En la Figura 49 se observa una distribución de muestra tipo T-student cola derecha para una cantidad de 30 datos, un grado de libertad de 29 y una probabilidad de 5%. La condición de esta gráfica es que se acepta la hipótesis alterna siempre y cuando los valores de "T" sean mayores a 1.699, y de manera contraria se rechaza la hipótesis alterna y se acepta la hipótesis nula.

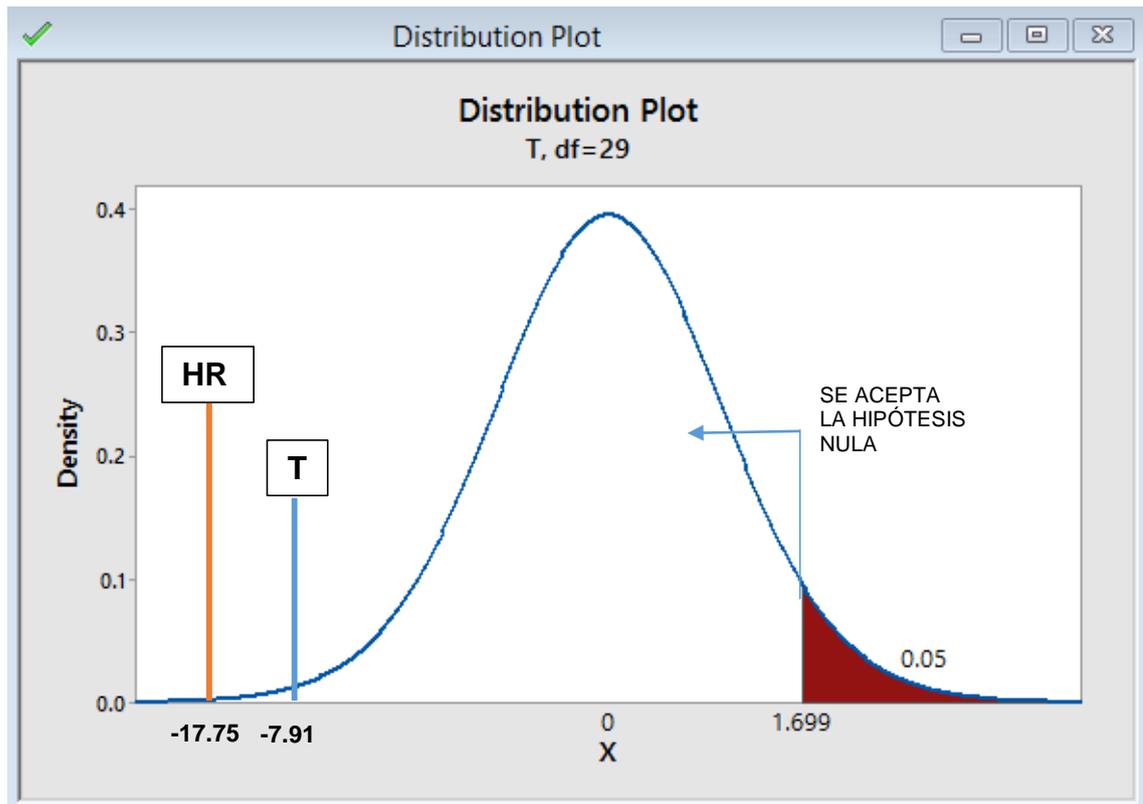


Figura 49. Gráfica de prueba de hipótesis nula para la temperatura y humedad relativa

Fuente: Obtenido del software Minitab

De acuerdo a los resultados de los valores "T", como se muestra en el Figura 48, se observa que tanto para la temperatura y humedad relativa se encuentra en el lado izquierda de la gráfica mostrada en la Figura 49. Por tanto la hipótesis alterna se rechaza y se acepta la hipótesis nula con un nivel de confianza del 95%.

VI. DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

6.1. Contratación y demostración de la hipótesis con los resultados

6.1.1. Contratación de la hipótesis general

Se planteó que: “Si se diseña e implementa un sistema de aire acondicionado de 11 TON se alcanzará las condiciones de climatización en la sala de angiografía del Instituto Nacional De Salud Del Niño - San Borja”.

La implementación del sistema de aire acondicionado 100% de aire exterior Rooftop de 11 TON, que involucra un sistema de Cool coils y Reheat por medio gas caliente utilizados del sistema de compresión y, mediante un proceso de des humidificación con enfriamiento; contribuyó a alcanzar las condiciones de climatización en la sala de angiografía y logró controlar la humedad relativa menor a 60 % y la temperatura menor a 22 °C.

Por lo que la hipótesis planteada se acepta.

6.1.2. Contratación de la hipótesis específica

- **H1. Si se determina los parámetros de diseño de la sala de angiografía se podrá calcular la capacidad de enfriamiento**

Se determinó los parámetros de diseño de tal manera que se calculó la carga térmica de la sala de angiografía, el cual fue igual a 3,887.11 Kcal/h y un factor de calor sensible igual 0.904, siendo el de mayor aporte térmica el equipo biomédico con un 27.43 %. Mediante el uso de la tabla psicrométrica y los parámetros de diseño de la sala de angiografía, se calculó la capacidad de enfriamiento igual a 10.85 TON.

Por lo que la hipótesis planteada se acepta.

- **H2. Si se determina la capacidad de enfriamiento se podrá dimensionar y seleccionar el equipamiento mecánico eléctrico**

Se determinó que la capacidad de enfriamiento de tal manera que se determinó la capacidad nominal de 11 TON y un sistema de aire acondicionado tipo Rooftop. Se seleccionó un equipo Rooftop en base al

ratio de eficiencia energética. Una vez determinado las características básicas de sistema y del equipo Rooftop se dimensionó y seleccionó los componentes mecánicos y eléctricos tal como se muestra en la Tabla 41, Tabla 42 y Tabla 43.

Por lo que la hipótesis planteada se acepta.

- **H3. Si se dimensiona y selecciona el equipamiento mecánico eléctrico se podrá implementar el sistema de aire acondicionado**

Se dimensionó y seleccionó el equipamiento mecánico y eléctrico del sistema de aire acondicionado. Se diseñó los planos mecánicos del sistema de aire acondicionado, así mismo se elaboró un diagrama eléctrico, por lo que de esta manera el sistema se logró implementar.

Por lo que la hipótesis planteada se acepta.

- **H4. Si se implementa el sistema de aire acondicionado se podrá alcanzar las condiciones de climatización en la sala de angiografía**

Se implementó el sistema de aire acondicionado de 11 TON; luego de la implementación del sistema de aire acondicionado, se procedió a una toma de datos de temperaturas y humedades relativas en un periodo de 30 días.

Los datos fueron sometidos a una prueba de normalidad para verificar su orden normal estándar. Así mismo se realizó una prueba estadística de “t-student” con la cual se comprobó que la hipótesis nula no se rechaza. La hipótesis nula para la temperatura y humedad fueron que para una temperatura mayor a 22 °C la hipótesis nula se rechaza, de la misma manera, para humedades relativas mayores a 60% la hipótesis nula se rechaza.

El resultado indica que se logró alcanzar las condiciones de climatización debido a que la hipótesis nula no se rechazó.

Por lo que la hipótesis planteada se acepta.

6.1.3. Contrastación de los resultados con otros estudios similares

6.1.4. En el área Internacional.

- Guerrero (2020), en su investigación titulado “Rediseño del sistema de ventilación y aire acondicionado de la unidad de cuidados intensivos, salas de parto y quirófanos del Hospital Enrique Garcés” me ha permitido conocer las diferentes herramientas que se puede utilizar para realizar los cálculos mediante software como el Elite software o el HDPsy Chart, ayudando a optimizar tiempo a la hora de diseñar un sistema de aire acondicionado, además que los resultados en cada software no difieren de manera sustancial en la carga térmica total.
- Villegas (2016), en su investigación titulado “Diseño del sistema de aire acondicionado para el área de quirófanos de la Clínica La Sagrada Familia” ya que para la presente investigación se dimensiono la red de conductos de manera manual mediante ábacos de ASHRAE y a su vez por medio del software Ductsizer, con una caída de presión entre el rango de (0.10-0.15) in.c.a./100 ft y velocidades recomendadas por ASHRAE, con ello dimensionamos el sistema de ductos de aire acondicionado para esta investigación.

6.1.5. En el área Nacional.

- La presente investigación concuerda con Alpaca (2019), en su investigación titulado “Cálculo y selección de equipos de un sistema de aire acondicionado para salas blancas en instalaciones hospitalarias”, ya que para la presente investigación fue de suma importancia determinar la carga térmica de la sala de angiografía y para ello hicimos uso del método de variación equivalente de temperatura para el cálculo de la carga térmica, metodología empleada por ASHRAE y la misma que empleo Villegas en su investigación, obteniendo como resultado una carga térmica para aire 100% de aire exterior con un total de 23,438.4 Watts de calor sensible y de 4,869.5 Watts de calor latente en condiciones de verano.

- La presente investigación concuerda con Arce (2017), en su informe de experiencia laboral titulado “Selección e instalación de un sistema de aire acondicionado tipo Split dual frío - calor de pared de 24,000 BTU/h. Hospital de Salud Chinchero – Cusco” debido a que la presente investigación se encuentra en un ambiente hospitalario, por cual los componentes de cada equipo se instalaron de tal manera que no interfiera con la operatividad del sistema médico, no interrumpa a los pacientes y personal médico, además de poseer buena estética, Para este proyecto de investigación el equipo Rooftop se instaló en el techo más cercano para que el nivel de ruido no afecte al personal médico ni a los pacientes.
- La presente investigación concuerda con Luque (2017), en su informe de suficiencia profesional titulado “Suministro e instalación de sistema de aire acondicionado, climatización y presurización para salas eléctricas, laboratorios, salas de control y oficinas administrativas” ya que para la presente investigación se realizó la implementación del sistema de aire acondicionado, logrando alcanzar la climatización con la implementación del sistema de aire acondicionado diseñado además se realizaron pruebas y puesta en marcha de los equipos de climatización.

6.2. Responsabilidad ética de acuerdo a los reglamentos vigentes.

- El autor de la presente investigación se responsabiliza por la información emitida en el informe final de la Tesis titulada “Diseño e implementación de un sistema de aire acondicionado de 11 TON para alcanzar las condiciones de climatización en la sala de angiografía Instituto Nacional de Salud del Niño - San Borja”, y se somete a las normas y reglamentos vigentes de la Universidad Nacional del Callao.

CONCLUSIONES

- a.** El diseño e implementación de un sistema de aire acondicionado de 11 TON para alcanzar las condiciones de climatización en la sala de angiografía del Instituto Nacional de Salud del Niño de San Borja es posible debido al análisis de los parámetros de diseño, el uso de la carta psicrométrica, la determinación del tipo de sistema de aire acondicionado y de un equipo Rooftop eficiente, finalmente la implementación y puesta en marcha del sistema de aire acondicionado para poder alcanzar las condiciones de climatización a una temperatura menor a menor o igual a 22 °C y una humedad relativa menor o igual a 60%.
- b.** Se determinó los parámetros de diseño como la temperatura y humedad en la sala de angiografía a una temperatura igual a 21°C y una humedad relativa de 55%. Se determinó el caudal del aire para 15 renovaciones por hora la carga térmica. Todos estos parámetros de diseño determinó la capacidad de enfriamiento igual a 10.85 TON.
- c.** Se determinó la capacidad de enfriamiento de la sala de angiografía mediante el uso de la tabla psicrométrica, se seleccionó un equipo de aire acondicionado tipo Rooftop además, se seleccionó el equipo Rooftop en base al ratio de eficiencia energética igual a 11 TON, se dimensionó el sistema de ductos de distribución de aire desde el equipo Rooftop hacia la sala de angiografía, además se seleccionó el equipamiento eléctrico del sistema de protección como interruptores y cableado eléctrico.
- d.** Se dimensionó y seleccionó el equipamiento mecánico eléctrico de acuerdo a las recomendaciones de SMACNA y del CNE-Utilización. De acuerdo a las dimensiones y selección se realizó los planos mecánicos y diagrama eléctrico. Se logró implementar el sistema de aire acondicionado, de acuerdo a acuerdo a los componentes mecánicos y eléctricos seleccionados.
- e.** Se implementó el sistema de aire acondicionado de acuerdo a la partida mecánica y partida eléctrica. La partida mecánica estuvo comprendido por la fabricación, enchaquetado e instalación del sistema de los ductos galvanizados. La partida eléctrica estuvo comprendida desde la canalización

hasta, cableado, instalación del tablero eléctrico y finalmente la puesta en marcha. La puesta en marcha del sistema de aire acondicionado estuvo monitoreado por el sistema VCCX, medio por el cual se seteó la temperatura a 65 °F (18.33 °C). Los resultados se determinó en el estatus de reporte donde la temperatura de la sala fue de 64.4 (18°C) y una humedad relativa de 59%. Se puede concluir que los valores determinados en el reporte alcanzan las condiciones de climatización para un sistema de aire acondicionado de 11 TON.

RECOMENDACIONES

- a. Se recomienda usar de equipos Rooftop 100% de aire o similares. La implementación de equipos “adaptados” o no convencionales para el uso de la climatización en salas de angiografía, puede generar condiciones no favorables de temperatura y humedad; pudiendo ocasionar posibles fallas en equipos biomédicos, como el angiógrafo.
- b. Se recomienda utilizar el Elite software, para comprobar o determinar la capacidad de enfriamiento en sistemas tipo Rooftop, puesto que el software cuenta con valores pre determinados que facilitan su uso, así mismo procesan los datos de manera más rápida. Cabe mencionar que los resultados para este proyecto, utilizando el Elite software no difirió en más de un 5% respecto a los cálculos obtenidos por la carta psicrométrica del HDPsy Chart.
- c. Actualmente, los equipos de aire acondicionado tipo Rooftop cuentan con controladores y conexiones a internet. Para ello se recomienda instalar un sistema BMS (Building Management Systems) que permita controlar de manera más eficiente el sistema de aire acondicionado del Instituto Nacional de Salud del Niño de San Borja.
- d. Realizar un análisis de datos específicos para cada zona y ambiente. No todos los sistemas de aire acondicionado que tengan las mismas capacidades de enfriamiento serán iguales, debido a que depende de la naturaleza de las cargas térmicas. La capacidad latente del equipo es la capacidad de enfriar el sistema mientras que la capacidad sensible es la capacidad de deshumidificar un sistema de aire acondicionado.
- e. Realizar un el mantenimiento preventivo e integral del sistema de aire acondicionado para la sala de angiografía periódicamente cada tres meses además, se recomienda el cambio del filtro HEPA de manera anual y el cambio de los pre filtros cada seis meses.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

AAON. 2021. AAONAIRE Energy Recovery Systems. *AAONA Web Site*. [En línea] 2021. [Citado el: 21 de Agosto de 2021.] <https://www.aaon.com/Default>.

—. **2021.** The Unitary Equipment Humidity Solution: AAON. *AAON Web site*. [En línea] 2021. www.aaon.com.

AHRI. 2019. Standard 340/360 (I-P)-2019 : AHRI. *AHRI Web Site*. [En línea] 2019.

Alpaca Chacón, César Markus. 2019. *Cálculo y selección de equipos de un sistema de aire acondicionado para salas blancas en instalaciones hospitalarias*. Universidad Nacional Mayor de San Marcos. Lima : s.n., 2019.

Arce Bravo, José Armando. 2017. *SELECCIÓN E INSTALACIÓN DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO TIPO SPLIT DUAÑ FRIO-CALOR DE PARED DE 24,000 BTU/HR. HOSPITAL DE SALUD CHINCHERO*. Universidad Nacional del Callao. Callao : s.n., 2017. Experiencia laboral.

Arnabat, Idoia. 2021. caloryfrio.com. [En línea] 29 de Junio de 2021. [Citado el: 24 de Julio de 2021.] <https://www.caloryfrio.com>.

ASHRAE. 2017. *2017 ASHRAE Handbook*. s.l. : Amer Society of Heating, 2017. ISBN 978-1939200587.

—. **2013.** *Manual de diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado para hospitales y clínicas*. [ed.] W. Stephen Comstock. Segunda. Atlanta : s.n., 2013. ISBN 978-939200-96-9.

—. **2013.** *Ventilación de instalaciones de atención médica*. [trad.] Thomson Reuters. 2013. Standar 170-2013. ISSN 1041-2336.

Bernal Torres, César Augusto. 2010. *Metodología de la investigación*. [ed.] Orlando Fernández Palma. Tercera. Bogotá : Prentice Hall, 2010. ISBN: 978-958-699-129-2.

Borja S., Manuel. 2012. *Metodología de la investigación científica para ingenieros.* Chiclayo : s.n., 2012.

Carrier. 1980. *Manual de aire acondicionado.* [ed.] Boixareu Editores. Quinta. Barcelona : MARCOMBO S.A., 1980. ISBN 84-267-0115-9.

De la Cruz Alvarado, Victor Hugo. 2018. Noticias Noviembre: Médicos de Misión Heart Care Internacional llegan para operar casos complejos. [En línea] 09 de Noviembre de 2018. <http://www.insnsb.gob.pe/>.

Dossat, Roy J. 1991. *Principios de Refrigeración.* España : Compañía Editorial Continental, 1991. ISBN 978-96-8260-201-6.

El Peruano. 2020. Modifican la Norma Técnica EM. 030 Instalación de Ventilación del Reglamento Nacional de Edificaciones y dictan otras disposiciones. 23 de Septiembre de 2020. Resolución Ministeria N° 232-2020-Vivienda.

Espinoza, Montes Ciro. 2010. *Metodología de la investigación tecnológica.* Primera. Huancayo : Imagen Grafica SAC, 2010. ISBN: 978-612-00-0222-3.

Ezpinoza Montes, Ciro Abelardo. 2010. *Metodología de la investigación tecnológica.* Huancayo : s.n., 2010.

Guerrero Yanza, Bryan Gonzalo. 2020. *REDISEÑO DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO DE LA UNIDAD DE CUIDADOS INTENSIVOS, SALAS DE PARTO Y QUIRÓFANOS DEL HOSPITAL ENRIQUE GARCÉS.* Escuela Politécnica Nacional. Quito : s.n., 2020.

Luque Prado, Carlos Alberto. 2017. *SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO, CLIMATIZACIÓN Y PRESURIZACIÓN PARA SALAS ELÉCTRICAS, LABORATORIOS, SALAS DE CONTROL Y OFICINAS ADMINISTRATIVAS.* Universidad Nacional de San Agustín. Arequipa : s.n., 2017. Suficiencia profesional.

MEM. 2008. Energía y Minas. *Modifican el Código Nacional de Electricidad - Utilización.* Lima : El Peruano, 11 de Abril de 2008.

MEM-DGE. 2006. Código Nacional de Electricidad. *Resolución Ministerial N°037-2006-MEM.* Lima : s.n., 17 de Enero de 2006.

MGM INTERNATIONAL. 2018. Guía para la Evaluación de Elegibilidad de Financiación de Proyectos de Eficiencia Energética. [ed.] CAF. *Tipo de Proyecto: Aire Comprimido.* Lima : s.n., 2018.

Minitab. 2019. Soporte Minitab 18: Minitab. *Minitab Web Site.* [En línea] 2019. <https://support.minitab.com/es-mx/minitab/18/>.

MINSA. 2015. NORMA TÉCNICA DE SALUD N° 119-MINSA/DGIEM-V01. *gob.pe Web site.* [En línea] 2015. <http://www.minsa.gob.pe>. R.M. N° 8622015/MINSA.

—. **2014.** NTS N°110-MINSA/DGIEM-V.01. *Gobierno del Perú.* [En línea] 1 de Septiembre de 2014. www.gob.pe. RM N°660-2014-MINSA.

Phillips. 2021. Productos UV-C. *Phillips Web Site.* [En línea] 2021. <https://www.assets.signify.com/is/content/Signify/Assets/philips-lighting/global/20201012-philips-uvc-lamps-brochure.pdf>.

Pita, Edward G. 2002. *Air Conditioning Principles and Systems.* [ed.] Stephen Helba. Cuarta. New York : Prentice-Hall, 2002. ISBN 0-13-092872-0.

Registro Nacional de Edificaciones. 2012. Norma A.050 Salud. *gob.pe Web site.* [En línea] 2012. <https://www.gob.pe/>. D.S.011-2012-VIVIENDA.

Sanguinetti Remusgo, Ernesto. 2017. *Manual de refrigeración y acondicionamiento de aire.* Primera. Lima : Empresa Editora Macro EIRL, 2017. 978-612-624.

Senamhi. 2020. Tiempo/Pronóstico del tiempo. *Senamhi Web site.* [En línea] 2020. <https://www.gob.pe/senamhi>.

SMACNA. 1990. *HVAC Systems Duct Design.* Tercera. Virginia : s.n., 1990.

Tamayo, Mario Tamayo y. 2003. *El proceso de la investigación científica.* Cuarta. Balderas 95 : Editorial Limusa S.A., 2003. ISBN 968-18-5872-7.

Valderrama Mendoza, Santiago. 2002. *Pasos para elaborar proyectos de investigación científica.* Lima : San Marcos E.I.R.L., 2002. 978-612-302-878-7.

VentDepot, HVAC Engineering and Supply. VentDepot. *VentDepot.* [En línea] [Citado el: 10 de Abril de 2021.] <https://www.ventdepot.com/index.cfm>.

Villegas Alzate, Sebastián. 2016. *DISEÑO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA EL ÁREA DE QUIRÓFANOS DE LA CLÍNICA LA SAGRADA FAMILIA.* Universidad Tecnológica de Pereira. Pereira : s.n., 2016.

Zhabska, Tetiana y Alamy Vector. 2020. Alamy. *Alamy.* [En línea] 2020. [Citado el: 14 de Agosto de 2021.] <https://www.alamy.es/>.

ANEXOS

Anexo 1. Matriz de consistencia del proyecto de investigación

DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE 11 TON PARA ALCANZAR LAS CONDICIONES DE CLIMATIZACIÓN EN LA SALA DE ANGIOGRAFÍA INSTITUTO NACIONAL DE SALUD DEL NIÑO - SAN BORJA						
PROBLEMA	OBJETIVO	HIPÓTESIS	VARIABLES	DIMENSIONES	INDICADORES	METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN
<p>Problema General:</p> <p>¿Cómo diseñar e implementar un sistema de aire acondicionado de 11 TON para alcanzar las condiciones de climatización en la sala de angiografía del Instituto Nacional De Salud Del Niño - San Borja?</p> <p>Problemas específicos:</p> <p>a. ¿Cómo determinar los parámetros de diseño en la sala de angiografía para calcular la capacidad de enfriamiento?</p> <p>b. ¿Cómo determinar la capacidad de enfriamiento a fin de dimensionar y seleccionar el equipamiento mecánico y eléctrico?</p> <p>c. ¿Cómo dimensionar y seleccionar el equipamiento mecánico y eléctrico para la implementación del sistema de aire acondicionado?</p> <p>d. ¿Cómo implementar el sistema de aire acondicionado a fin de alcanzar las condiciones de climatización en la sala de angiografía?</p>	<p>Objetivo general:</p> <p>Diseñar e implementar un sistema de aire acondicionado de 11 TON para alcanzar las condiciones de climatización en la sala de angiografía del Instituto Nacional De Salud Del Niño - San Borja</p> <p>Objetivos específicos:</p> <p>a. Determinar los parámetros de diseño en la sala de angiografía para calcular la capacidad de enfriamiento</p> <p>b. Determinar la capacidad de enfriamiento a fin de dimensionar y seleccionar el equipamiento mecánico y eléctrico</p> <p>c. Dimensionar y seleccionar el equipamiento mecánico y eléctrico para la implementación del sistema de aire acondicionado</p> <p>d. Implementar el sistema de aire acondicionado a fin de alcanzar las condiciones de climatización en la sala de angiografía</p>	<p>Hipótesis general:</p> <p>Si se diseña e implementa un sistema de aire acondicionado de 11 TON se alcanzará las condiciones de climatización en la sala de angiografía del Instituto Nacional De Salud Del Niño - San Borja</p> <p>Hipótesis específicas:</p> <p>a. Si se determina los parámetros de diseño en la sala de angiografía se calculará la capacidad de enfriamiento</p> <p>b. Si se determina la capacidad de enfriamiento se dimensionará y seleccionará el equipamiento mecánico y eléctrico</p> <p>c. Si se dimensiona y selecciona el equipamiento mecánico y eléctrico se implementará el sistema de aire acondicionado</p> <p>d. Si se implementa el sistema de aire acondicionado se alcanzará las condiciones de climatización en la sala de angiografía</p>	<p>Variable independiente:</p> <p>Sistema de aire acondicionado</p>	Parámetros de diseño	Ubicación geográfica Coeficientes globales de transferencia de calor Características del área Condiciones de temperatura externa e interna de la sala Renovaciones de aire ACH	<p>TIPO DE INVESTIGACIÓN</p> <p>Tecnológica</p> <p>DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN</p> <p>Pre experimental</p> <p>MÉTODO DE LA INVESTIGACIÓN</p> <p>Analítico sintético con enfoque sistémico</p>
				Capacidad de enfriamiento	Carga térmica Diferencia de temperatura Tabla psicrométrica Capacidad de toneladas de refrigeración	
				Dimensionamiento de los componentes mecánicos y selección del equipo de aire acondicionado	Tipo de sistema de aire acondicionado Selección del equipo de AA Sensores de climatización Plano de distribución del sistema de aire acondicionado	
				Dimensionamiento y selección de los componentes del sistema eléctrico	Capacidad de consumo eléctrico Cableado Protección eléctrica Planos eléctricos	
				Implementación del sistema de aire acondicionado	Implementación Puesta en marcha	
				Variable Dependiente: Condiciones de climatización	Temperatura del ambiente Humedad Relativa	

Fuente: Elaboración propia en base a las variables de la investigación

Anexo 2. Máxima aportación solar de acuerdo a su orientación y latitud, extrapolado a 12°

MÁXIMAS APORTACIONES SOLARES												
Kcal / (hr x m2)												
Latitud Norte	Mes	Orientación (Latitud Norte)									Mes	Latitud Sur
		N	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horiz.		
0°	Junio	160	423	398	113	38	113	398	423	612	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	0°
	Julio y Mayo	130	414	412	141	38	141	412	414	631		
	Agosto y Abril	67	382	442	214	38	214	442	382	664		
	Sept. y Marzo	27	320	452	320	38	320	452	320	678		
	Oct. y Febrero	27	214	442	382	92	382	442	214	664		
	Nov. Enero	27	141	412	414	181	414	412	141	631		
	Diciembre	27	113	398	423	222	423	398	113	612		
10°	Junio	108	414	420	149	38	149	420	414	659	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	10°
	Julio y Mayo	81	401	428	179	38	179	428	401	669		
	Agosto y Abril	35	352	442	254	38	254	442	352	678		
	Sept. Y Marzo	27	279	444	344	75	344	444	279	669		
	Oct. y Febrero	27	179	420	404	198	404	420	179	623		
	Nov. Enero	24	100	387	436	287	273	387	100	569		
	Diciembre	24	75	371	442	324	442	371	75	547		
12°	Junio	100.4	414.6	422.6	158.8	38	158.8	422.6	414.6	662.8	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	12°
	Julio y Mayo	75	395.6	430.8	189.2	38	189.2	430.8	395.6	671.2		
	Agosto y Abril	33.8	345.6	443	264.4	44.4	264.4	443	345.6	676.2		
	Sept. y Marzo	27	270.2	443.6	351	95.2	351	443.6	270.2	661.4		
	Oct. y Febrero	26.4	171.4	415.6	409.8	218.6	409.8	415.6	171.4	611.2		
	Nov. Enero	23.4	94	379	437.6	306	307.2	379	94	552.8		
	Diciembre	23.4	69.6	362.4	444	340	444	362.4	69.6	529.8		
20°	Junio	70	417	433	198	38	198	433	417	678	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	20°
	Julio y Mayo	51	374	442	230	38	230	442	374	680		
	Agosto y Abril	29	320	447	306	70	306	447	320	669		
	Sept. y Marzo	27	235	442	379	176	379	442	235	631		
	Oct. y Febrero	24	141	398	433	301	433	398	141	564		
	Nov. Enero	21	70	347	444	382	444	347	70	488		
	Diciembre	21	48	328	452	404	452	328	48	461		
30°	Junio	54	377	436	244	57	244	436	377	678	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	30°
	Julio y Mayo	43	355	444	271	81	271	444	355	667		
	Agosto y Abril	29	292	447	349	170	349	447	292	637		
	Sept. y Marzo	24	244	428	412	284	412	428	244	574		
	Oct. y Febrero	21	105	366	442	393	442	366	105	485		
	Nov. Enero	19	43	314	439	431	439	314	43	393		
	Diciembre	16	32	284	439	442	439	284	32	355		
40°	Junio	46	360	439	301	146	301	439	360	642	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	40°
	Julio y Mayo	40	344	444	339	187	339	444	344	631		
	Agosto y Abril	29	276	439	395	276	396	439	276	580		
	Sept. y Marzo	24	157	404	439	379	439	404	157	496		
	Oct. y Febrero	19	94	330	442	439	442	330	94	349		
	Nov. Enero	13	32	271	423	450	423	271	32	279		
	Diciembre	13	27	233	401	447	401	233	27	230		
50°	Junio	43	341	444	366	252	366	444	341	596	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	50°
	Julio y Mayo	38	317	442	387	287	387	442	317	572		
	Agosto y Abril	29	254	428	425	374	425	428	254	501		
	Sept. y Marzo	21	157	374	442	428	442	374	157	401		
	Oct. y Febrero	13	78	284	425	452	425	284	78	254		
	Nov. Enero	10	24	173	344	414	344	173	24	143		
	Diciembre	8	19	127	314	382	314	127	19	108		
		S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	Horiz.		
ORIENTACIÓN (LATITUD SUR)												

Elaborado en base a la de la tabla 6 del Carrier (1980, p. 1-23)

Anexo 3. Correcciones de las diferencias equivalentes de temperatura (a)

CORRECCIONES DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA (a)																		
Temperatura exterior a las 15 h para el mes considerado menos temperatura interior (°C)	VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 h (°C)																	
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
-16	-21.2	-21.7	-22.3	-22.8	-23.3	-23.8	-24.2	-24.7	-25.1	-25.6	-26.0	-26.5	-27.0	-27.4	-27.9	-28.8	-29.3	-29.8
-12	-17.2	-17.7	-18.3	-18.8	-19.3	-18.8	-20.2	-20.7	-21.1	-21.6	-22.0	-22.5	-23.0	-23.4	-23.9	-24.8	-25.3	-25.8
-8	-13.2	-13.7	-14.3	-14.8	-15.3	-15.8	-16.2	-16.7	-17.1	-17.6	-18.0	-18.5	-19.0	-19.4	-19.9	-20.8	-21.3	-21.8
-4	-9.2	-9.7	-10.3	-10.8	-11.3	-11.8	-12.2	-12.7	-13.1	-13.6	-14.0	-14.5	-15.0	-15.4	-15.9	-16.8	-17.3	-17.8
0	-5.0	-5.5	-6.1	-6.6	-7.1	-7.6	-8.0	-8.5	-8.9	-9.4	-9.8	-10.3	-10.8	-11.2	-11.7	-12.6	-13.1	-13.6
2	-3.1	-3.6	-4.2	-4.7	-5.2	-5.6	-6.1	-6.6	-7.0	-7.5	-7.9	-8.4	-8.9	-9.3	-9.8	-10.6	-11.1	-11.7
4	-1.1	-1.6	-2.2	-2.7	-3.2	-3.6	-4.1	-4.6	-5.0	-5.5	-5.9	-6.4	-6.9	-7.3	-7.8	-8.6	-9.1	-9.7
5.5	0.3	-0.2	-0.8	-1.28	-1.8	-2.2	-2.7	-3.2	-3.6	-4.1	-4.5	-5.0	-5.5	-5.9	-6.4	-7.2	-7.7	-8.3
6	0.8	0.3	-0.3	-0.8	-1.3	-1.7	-2.2	-2.7	-3.1	-3.6	-4.0	-4.5	-5.0	-5.4	-5.9	-6.7	-7.2	-7.8
8	2.8	2.3	1.7	1.2	0.7	0.3	0	-0.7	-1.1	-1.6	-2.0	-2.5	-3.0	-3.4	-3.9	-4.7	-5.2	-5.8
9	3.8	3.3	2.7	2.2	1.7	1.3	0.9	0.3	-0.2	-0.7	-1.1	-1.6	-2.1	-2.5	-3.0	-3.8	-4.3	-4.9
10	4.7	4.2	3.6	3.1	2.6	2.2	1.7	1.2	0.8	0.3	-0.1	-0.6	-1.1	-1.5	-2.0	-2.8	-3.3	-3.9
12	6.8	6.3	5.7	5.2	4.7	4.3	3.8	3.3	2.9	2.4	1.8	1.3	0.8	0.4	-0.1	-0.7	-1.2	-1.8
14	8.8	8.3	7.7	7.2	6.7	6.3	5.8	5.3	4.9	4.4	3.8	3.3	2.8	2.4	1.9	1.3	0.8	0.2
16	10.8	10.3	9.7	9.2	8.7	8.3	7.8	7.3	6.9	6.4	5.8	5.3	4.8	4.4	3.9	3.3	2.8	2.2
18	12.8	12.3	11.7	11.2	10.7	10.3	9.8	9.3	8.9	8.4	7.8	7.3	6.8	6.4	5.9	5.3	4.8	4.2
20	14.8	14.3	13.7	13.2	12.7	12.3	11.8	11.3	10.9	10.4	9.8	9.3	8.8	8.4	7.9	7.3	6.8	6.2
22	16.9	16.4	15.8	15.3	14.8	14.4	13.9	13.4	13.0	12.5	11.9	11.4	10.9	10.5	10.0	9.4	8.9	8.3

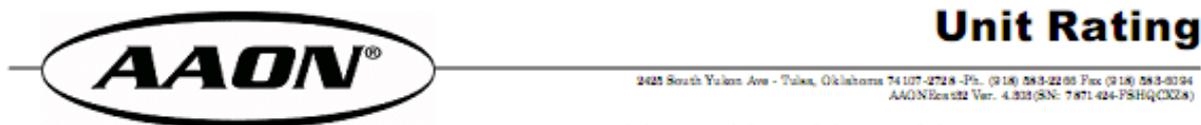
Obtenido de la tabla 20 A del Carrier (1980, p. 1-57)

Anexo 4. Diferencia equivalente de temperatura para pared a la sombra y pared soleada interpolado a 511.5 kg/m2

DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)																										
Muros soleados o en Sombra*																										
Valadero para muros de color oscuro, 35°C de temperatura exterior, 27°C de temperatura interior; 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 horas, mes de Julio y 40° de Latitud Norte.																										
ORIENTACIÓN (Latitud Norte)	PESO DEL MURO *** (kg/m2)	HORA SOLAR																								ORIENTACIÓN (Latitud Sur)
		MAÑANA						TARDE												MAÑANA						
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
NE	100	2.8	8.3	12.2	12.8	13.3	10.6	7.8	7.2	6.7	7.2	7.8	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-1.1	-1.7	-2.2	-1.1	SE	
	300	-0.5	-1.1	-1.1	2.8	13.3	12.2	11.1	8.3	5.5	6.1	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0		-0.5
	500	2.2	1.7	2.2	2.2	2.2	5.5	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	6.1	6.7	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	3.9	3.3	3.3	2.8	2.8		
	700	2.8	2.8	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	5.5	7.8	8.9	7.8	6.7	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	3.9	3.9		
E	100	0.5	9.4	16.7	18.3	20.0	19.4	17.8	11.1	6.7	7.2	7.8	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-1.1	-1.7	-1.7	E	
	300	-0.5	-0.5	0	11.7	16.7	17.2	17.2	10.6	7.8	7.2	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	2.8	2.2	1.7	0.5	0.5		0
	500	2.8	2.8	3.3	4.4	7.8	11.1	13.3	13.9	13.3	11.1	10.0	8.9	7.8	7.8	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	3.9	3.9		3.3
	700	6.1	5.5	5.5	5.0	4.4	5.0	5.5	8.3	10.0	10.6	10.0	9.4	8.9	7.8	6.7	7.2	7.8	7.8	7.2	7.2	6.7	6.7	6.7		6.7
SE	100	5.5	3.3	7.2	10.6	14.4	15.0	15.6	14.4	13.3	10.6	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1	NE
	300	0.5	0.5	0	7.2	11.1	13.3	15.6	14.4	13.9	11.7	10.0	8.3	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.8	2.2	1.7	1.7	1.1	
	500	3.9	3.9	3.3	3.3	3.3	6.1	8.9	9.4	10.0	10.6	10.0	9.4	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	4.4	3.9		
	700	5.0	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	3.1	7.8	8.3	8.9	10.0	8.9	8.3	7.8	7.2	6.7	6.1	6.1	6.1	5.5	5.5	5.0		
S	100	-0.5	-1.1	-2.2	0.5	2.2	7.8	12.2	15.0	16.7	15.6	14.4	11.1	8.9	6.7	5.5	3.9	3.3	1.7	1.1	0.5	0.5	0	0	-0.5	N
	300	-0.5	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	3.9	6.7	11.1	13.3	13.9	14.4	12.8	11.1	8.3	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0.5	0	-0.5	
	500	2.2	2.2	1.1	1.1	1.1	1.7	2.2	4.4	6.7	8.3	8.9	10.0	10.0	8.3	7.8	6.1	5.5	5.0	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	2.8	
	511.5	2.298	2.263	1.227	1.198	1.163	1.729	2.200	4.274	6.441	8.047	8.705	9.839	9.874	8.300	7.863	6.261	5.632	5.098	4.463	4.463	3.963	3.398	3.363	2.863	
	700	3.9	3.3	3.3	2.8	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	3.9	5.5	7.2	7.8	8.3	8.9	8.9	7.8	6.7	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	3.9	
SO	100	-1.1	-2.2	-2.2	-1.1	0.0	2.2	3.3	10.6	14.4	18.9	22.2	22.8	23.3	16.7	13.3	6.7	3.3	2.2	1.1	0.5	0.5	0	-0.5	-0.5	NO
	300	1.1	0.5	0	0	0.0	0.5	1.1	4.4	6.7	13.3	17.8	19.4	20.0	19.4	18.9	11.1	5.5	3.9	3.3	2.8	2.2	2.2	1.7	1.7	
	500	3.9	2.8	3.3	2.8	2.2	2.8	3.3	3.9	4.4	6.7	7.8	10.6	12.2	12.8	13.3	12.8	12.2	8.3	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	3.9	
	700	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	5.0	5.5	6.1	6.7	7.8	8.9	11.7	12.2	12.8	12.2	11.1	10.0	8.9	
O	100	-1.1	-1.7	-2.2	-1.1	0	1.7	3.3	7.8	11.1	17.8	22.2	25.0	26.7	18.9	12.2	7.8	4.4	2.8	1.1	0.5	0	0	-0.5	-0.5	O
	300	1.1	0.5	0	0	0	1.1	2.2	3.9	5.5	10.6	14.4	18.9	22.2	22.8	20.0	15.6	8.9	5.5	3.3	2.8	2.2	1.7	1.7	1.1	
	500	3.9	3.9	3.3	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	5.5	6.7	9.4	11.1	13.9	15.6	15.0	14.4	10.6	7.8	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4		
	700	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	4.4	4.4	5.0	5.5	5.5	6.1	6.7	7.8	8.9	11.7	12.2	12.8	12.2	11.1	10.0	8.9	8.3	7.2		
NO	100	-1.7	-2.2	-2.2	-1.1	0.0	1.7	3.3	5.5	6.7	10.6	13.3	18.3	22.2	20.6	18.9	10.0	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1	SO
	300	-1.1	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	0	1.1	3.3	4.4	5.5	6.7	11.7	16.7	17.2	17.8	11.7	6.7	4.4	3.3	2.2	1.7	0.5	0	-0.5	
	500	2.8	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.8	3.3	3.3	5.0	6.7	9.4	11.1	11.7	12.2	7.8	4.4	3.9	3.9	3.3	3.3	2.8	
	700	4.4	3.9	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	5.0	5.5	7.8	10.0	10.6	11.1	8.9	7.2	6.1	5.5	5.0	
N (en la sombra)	100	-1.7	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	0.5	2.2	4.4	5.5	6.7	7.8	7.2	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	0	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1	S (en la sombra)
	300	-1.7	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	-0.5	0	1.7	3.3	4.4	5.5	6.1	6.7	6.7	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	-0.5	-1.1	
	500	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0.5	1.1	1.7	2.2	2.8	2.8	2.8	4.4	3.9	3.3	2.8	2.2	1.7	1.7	1.1	1.1	0.5	
	511.5	0.500	0.500	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.471	1.037	1.631	2.137	2.737	2.766	2.800	4.337	3.900	3.363	2.863	2.263	1.729	1.700	1.100	1.100	0.500	
700	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0	0	0.5	1.1	1.7	2.2	2.8	3.3	3.9	4.4	3.9	3.3	2.2	1.7	1.1	1.1	0.5		
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	
		MAÑANA						TARDE												MAÑANA						
		HORA SOLAR																								

Adaptado de la tabla 19 Carrier (1980, p. 1-56)

Anexo 5. Ficha técnica del equipo Rooftop Modelo RN-011-C de la marca AAON



Unit Rating

RNA-011-C-0-3-DAA0A-00000:0V-DPAH-000-0000-0000-00-000A-00-E0-A-000-0K-FK0B-00-000-A00000-C000A0-0000001

Tag: RTU #3

(Values do not account for changes described in SPA)

Job Information

Job Name: Instituto de Salud del Nino - San Borjas
 Job Number: Job #2018020879
 Site Altitude: 0ft
 Refrigerant: R-410A

Unit Information

**WEIGHT AND PERFORMANCE DO NOT INCLUDE SPA

Approx. Op./Ship Weights: 2432 / 2432lbs. (±5%)
 Supply CFM/ESP: 2000 / 3 in. wg.
 Coil Filter FV / Qty: 66.00 fpm / 6
 Outside CFM: 2000
 Ambient Temperature: 86 °F DB / 76 °F WB
 Return Temperature: 75 °F DB / 62 °F WB

Static Pressure

External: 3.00 in. wg
 Evaporator: 0.07 in. wg
 Coil Filters Clean: 0.06 in. wg
 Dirt Allowance: 0.35 in. wg

Economizer: 0.00 in. wg
 Heating: 0.00 in. wg
 Cabinet: 0.00 in. wg
 Re-Heat Coil: 0.01 in. wg
 Total: 3.50 in. wg

Cooling Section

	Gross	Net
Total Capacity:	134.19	127.61 MBH
Sensible Capacity:	63.48	56.90 MBH
Latent Capacity:	70.71 MBH	
Mixed Air Temp:	66.00 °F DB	76.00 °F WB
Entering Air Temp:	66.00 °F DB	76.00 °F WB
Lv Air Temp (Coil):	55.57 °F DB	55.45 °F WB
Lv Air Temp (Unit):	58.57 °F DB	56.64 °F WB
Digital Comp. Capacity Ratio:	100%	
Supply Air Fan:	1 x 245D60 @ 2.31 BHP	
SA Fan RPM / Width:	1437 / 2.007"	
Evaporator Coil:	14.6 ft ² / 3 Rows / 14 FPI	
Evaporator Face Velocity:	137.1 fpm	

Heating Section

PreHeat Type: Std (No Preheat)
 Heating Type: No Heat

Re-Heat Coil:

Capacity: 31 MBH
 LA DB / WB: 70.00 °F / 60.91 °F
 RH: 60%

Rating Information

Listing Model: RN-011-3-H-BAAC-V0-21-000-A

Cooling Capacity (MBH): 121.0
 Cooling EER: 12.3
 Cooling IEER: 14.9

Rated in accordance with AHRI 340/360

Application EER @ Op. Conditions: 12.6

Electrical Data

Rating: 480V/3Ø/60Hz
 Unit FLA: 24
 Minimum Circuit Amp: 26
 Maximum Overcurrent: 30

	Qty	HP	VAC	Phase	RPM	FLA	RLA
Compressor 1:	1		480	3			8.1
Compressor 2:	1		480	3			7.8
Condenser Fans:	2	0.333	480	1	1110	1.8	
Supply Fan:	1	3.00	480	3	1760	4.8	

Cabinet Sound Power Levels*

Octave Bands:	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Discharge LW(dB):	92	92	93	95	93	92	87	79
Return LW(dB):	86	82	78	74	72	68	63	56

*Sound power levels are given for informational purposes only. The sound levels are not guaranteed.

Anexo 6. Lista de materiales eléctricos requeridos para el energizado del equipo de aire acondicionado AAON y para la señal del termostato humidistato

Ítem	Accesorios	Cantidad	Unidad	Utilización
1	Conductor tipo N2XOH 1x10 mm2, rojo	28	m	Línea eléctrica
2	Conductor tipo N2XOH 1x10 mm2, blanco	28	m	Línea eléctrica
3	Conductor tipo N2XOH 1x10 mm2, negro	28	m	Línea eléctrica
4	Conductor tipo N2XOH 1x10 mm2, amarillo/verde	28	m	Línea puesta a tierra
5	Conductor tipo THW 1x2.5 mm2 x 100 m, rojo	45	m	Cable para la señal y control del equipo de AA al termostato/humidistato
6	Conductor tipo THW 1x2.5 mm2 x 100 m, blanco	45	m	
7	Conductor tipo THW 1x2.5 mm2 x 100 m, negro	45	m	
8	Conductor tipo THW 1x2.5 mm2 x 100 m, azul	45	m	
9	Tablero de resina endosable de 3 polos, con IP 55 mínimo, con elementos de sujeción	1	UND	Para alojar los elementos de distribución y protección eléctrica
10	Interruptor termo magnético de 3 polos, 50 A	1	UND	Protección de las líneas de suministro al equipo de AA
11	Interruptor Automático de 3 polos, 50 A	1	UND	Protección de las líneas de suministro al equipo de AA aguas arriba
12	Interruptor diferencial de corriente 30mA, 63 A	1	UND	Protección en caso de fugas a tierra
13	Contactador, 65 A	1	UND	Protección a los motores del equipo de AA
14	Tubo PVC de 38 mm x 3 m, clase pesada	10	UND	Ducto de protección de líneas eléctricas
15	Tubo PVC de 15 mm x 3 m, clase pesada	10	UND	Ducto de protección de líneas de señal y control
16	Tubo corrugado flexible 38 mm	3	m	Ducto de protección de líneas eléctricas
17	Tubo corrugado flexible 15 mm	24	m	Ducto de protección de líneas de señal y control
18	Curva a 90° de PVC de 38 mm, clase pesada	15	UND	Accesorio del ducto de protección de líneas eléctricas
19	Curva a 90° de PVC de 15 mm, clase pesada	15	UND	Accesorio del ducto de protección de señal y control
20	Codo LV de 38 mm	2	UND	Accesorio del ducto de protección de líneas eléctricas
21	Codo LV de 15 mm	2	UND	Accesorio del ducto de protección de señal y control
22	Caja de paso 4x4x2 pulgadas, clase pesada	2	UND	Para derivación de líneas eléctricas, señal y control
23	Conector hermético 38 mm, metálico	8	UND	Accesorio del ducto de protección de líneas eléctricas
24	Conector hermético 15 mm, metálico	8	UND	Accesorio del ducto de protección de señal y control
25	Conector a caja 38 mm, clase pesada	2	UND	Accesorio del ducto de protección de líneas eléctricas
26	Conector a caja 15 mm, clase pesada	2	UND	Accesorio del ducto de protección de señal y control
27	Unión de PVC de 38 mm, clase pesada	8	UND	Accesorio del ducto de protección de líneas eléctricas
28	Unión de PVC de 15 mm, clase pesada	8	UND	Accesorio del ducto de protección de señal y control
29	Bornera de PVC de 60 A (línea de 12 conectores)	1	UND	Para empalmes o derivaciones de líneas eléctricas
31	Tornillos de 5/32" x 1" punta fina x 100 unidades	1	UND	Para fijar cajas de pase y abrazaderas
32	Abrazadera galvanizada de 1 oreja para tubo PVC de 38 mm, tipo SAP	12	UND	Para sujeción de tubos
33	Abrazadera galvanizada de 1 oreja para tubo PVC de 15 mm, tipo SAP	12	UND	Para sujeción de tubos
34	Cintillos de 250 mm x 3.6 mm x 100 unidades	1	UND	Accesorio adicional de sujeción
35	Cinta eléctrica aislante de vinil 1700	5	UND	Para aislamiento e identificación de conductos

Normativa peruana relacionada a las características de los accesorios

Normativa	Aplicación
NTP IEC 60439-3	Tableros eléctricos
NTP-IEC 60947-2	Interruptores eléctricos
DCE 2004/108/CE	Directiva de compatibilidad electromagnética (DCE) Control de armónicos
NTP 370.252	Conductores eléctricos
NTP 399.006	Tubería y accesorios de PVC

Anexo 7. Procedimiento de izaje realizado por la empresa Grúas América

PROCEDIMIENTO DE IZAJE



CLIENTE:	GOENERGY SAC
LUGAR DE TRABAJO:	HOSPITAL DEL NIÑO – SAN BORJA
DESCRIPCIÓN:	IZAJE DE EQUIPO DE 1,300 KG.
EQUIPO A UTILIZAR:	GRÚA TELESCÓPICA DE 80 TN.
MARCA Y MODELO:	TEREX DEMAG AC80

1.- DETERMINACION DE LA CARGA ESTIMADA.

DESCRIPCION	PESO EN KILOGRAMOS
PESO NETO DE LA CARGA A IZAR	1,300
PESO DEL GANCHO DE LA GRÚA	150
PESO DE ESLINGAS Y/O ESTROBOS	10
PESO DE LOS GRILLETES	10
OTROS	-
PESO TOTAL DE LA CARGA (KGS).	1,470

2.- DETERMINACION DEL PARÁMETRO DE LA MANIOBRA.

DESCRIPCION	INICIAL (MTS.)	FINAL (MTS)
Radio de operación (R)	12.00	28.00
Longitud de pluma (L)	50.00	50.00
Altura de pluma (H)	50.00	40.00
Capacidad de carga según tabla de carga del equipo	6,500 (Kilogramos)	3,700 (Kilogramos)

3.- DETERMINACION DEL FACTOR DE UTILIZACION.

DESCRIPCION	INICIAL	FINAL
Peso total de la carga (kgs).	1,470	1,470
Capacidad según tabla (kgs).	6,500	3,700
Factor de utilización (%)	22.61%	39.73 %

CONSIDERACIONES: IZAJE SEGURO

AC 80-1 Capacidades de la pluma principal DIN 15019.2

Capacidad (t) = carga + motón inferior 360°
 Contrapeso 18 t
 Base de apoyos 7.7 x 7 m

Radio (m)	Pluma principal (m)								
	37.1	37.1	37.2	42.3	42.2	42.3	46.1	46.1	50.0
6	16.0	15.0	10.0	-	-	-	-	-	-
7	15.5	14.7	10.0	13.0	10.0	7.0	-	-	-
8	15.0	14.2	10.0	13.0	10.0	7.0	8.8	7.0	-
9	14.5	13.5	10.0	12.9	10.0	7.0	8.8	7.0	6.5
10	14.0	12.9	10.0	12.7	10.0	7.0	8.8	7.0	6.5
12	12.7	11.5	10.0	11.8	10.0	6.8	8.8	7.0	6.5
14	11.3	10.4	9.0	10.9	9.0	6.3	8.5	6.9	6.5
16	10.0*	9.4	8.1	10.0	8.2	5.9	8.0	6.5	6.5
18	8.1	8.5	7.4	8.8	7.6	5.5	7.5	6.2	6.2
20	6.6	7.4	6.8	7.3	7.1	5.1	7.0	5.8	5.9
22	5.4	6.2	6.3	6.1	6.4	4.8	6.3	5.5	5.5
24	4.3	5.2	5.8	5.0	5.4	4.5	5.3	5.1	5.1
26	3.5	4.3	5.2	4.2	4.5	4.2	4.4	4.7	4.4
28	2.8	3.6	4.5	3.5	3.8	4.0	3.7	4.0	3.7
30	2.2	3.0	3.9	2.9	3.2	3.7	3.1	3.4	3.1

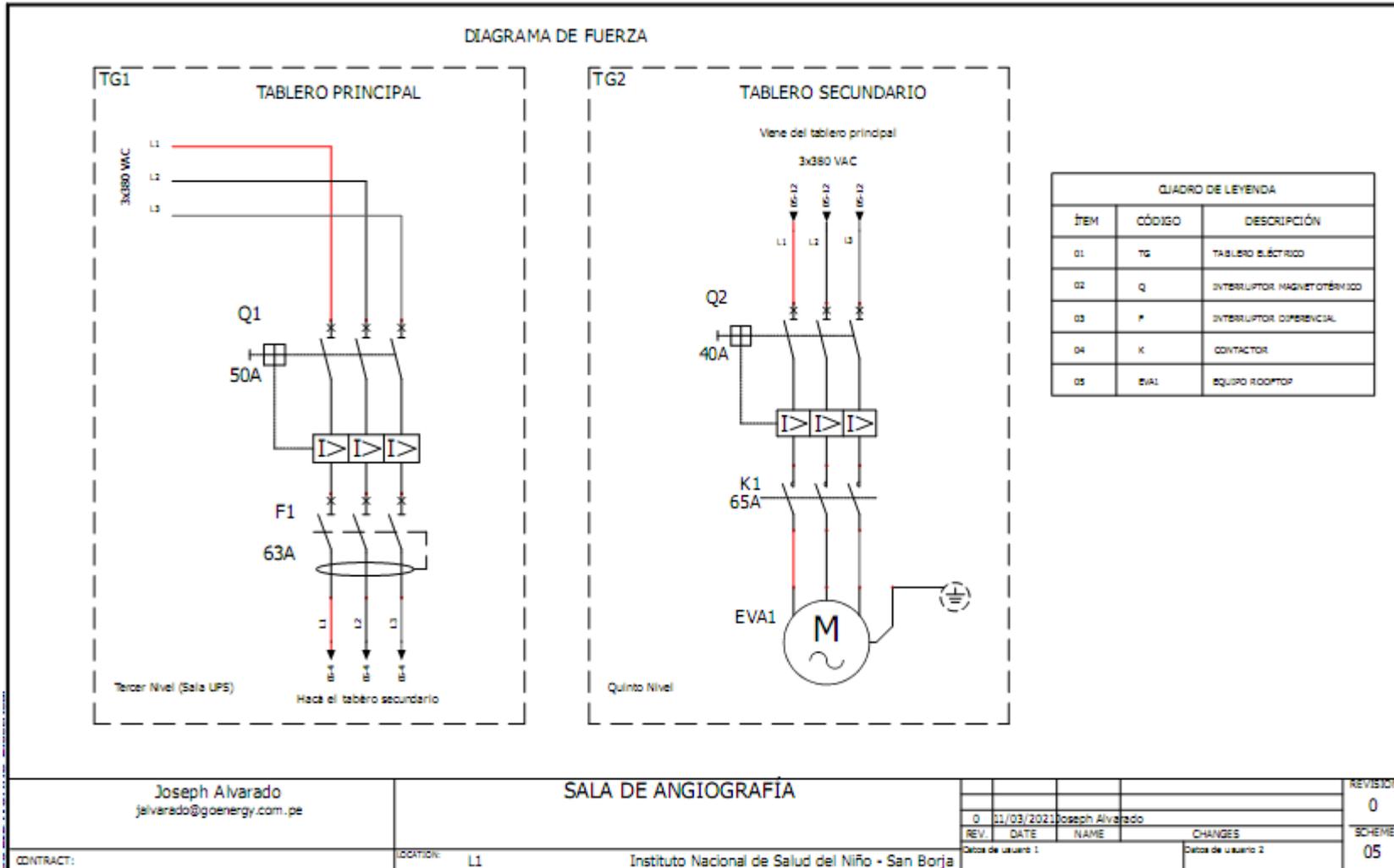
PROCEDIMIENTO DE IZAJE.

- 1) El operador deberá verificar que el área asignada para la grúa se encuentre en condiciones seguras para proceder con el posicionamiento del equipo, deberá además verificar si se encuentran obstáculos alrededor como cables, entre otros.
- 2) La grúa telescópica se ubicará en el espacio asignado para proceder a estabilizarse y sacar la longitud total del brazo hidráulico con el que trabajará (50 mts), seguidamente inclinará la pluma hasta generar el radio inicial de 12.0 mts para izar la carga.
- 4) Cuando el gancho de la grúa se encuentre posicionado por encima de la carga, se deberá asegurar dicha carga con eslingas y grilletes por el personal autorizado (rigger).
- 5) Estando la carga bien asegurada hacia los elementos de izaje y al gancho de la grúa, se procede a recoger cable mediante el winche para elevar la carga hasta llegar a la altura necesaria y proceder a girar la tornamesa de la grúa 90° hasta posicionarse sobre el radio final de 28.0 mts donde se colocará el equipo finalmente.
- 6) Se libera la carga y se procede a plegar la grúa y colocarse en modo de traslado para su posterior retiro de obra.

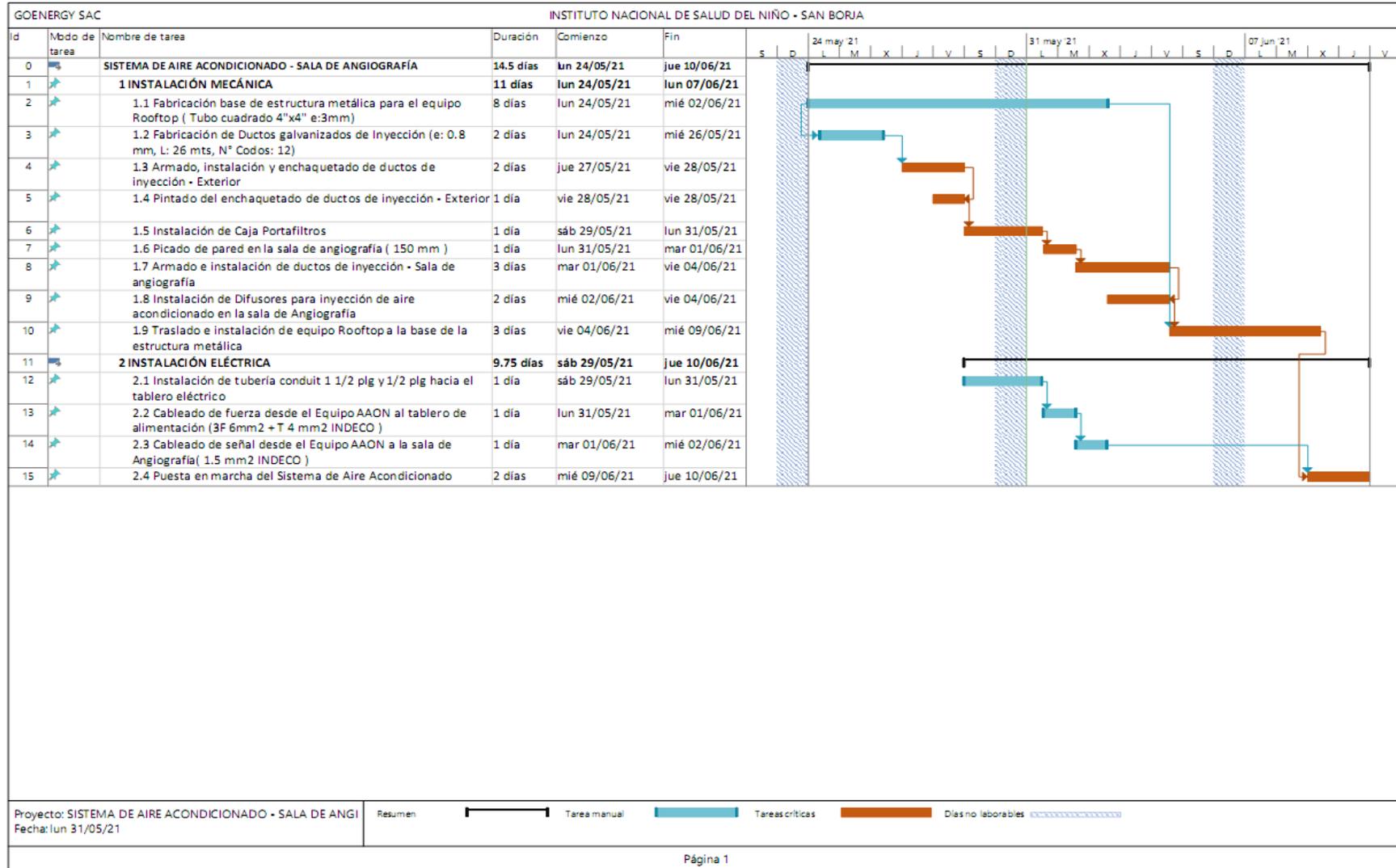
Anexo 8. Abstracto de la ficha técnica del equipo angiógrafo: Condiciones de ambiente (operación)

Artis zee			
Biplane flat detector system for surgical angiography			
Weight			
Examination room	Floor stand (incl. mounting plate)	approx. 665 kg	(1466 lbs.)
	Ceiling stand (including longitudinal rail)	approx. 566 kg	(1248 lbs.)
	Display ceiling suspension (DCS) (depending on configuration)	200 – 328 kg	(441 – 723 lbs.)
	Patient table (depending on table)	452 – 550 kg	(996 – 1213 lbs.)
Control room	Imaging system and miscellaneous options	approx. 288 kg	(635 lbs.)
Electronics room	Generator (per plane)	350 kg	(772 lbs.)
	Cooling system (per plane)	42 kg	(93 lbs.)
	System control cabinet	270 kg	(595 lbs.)
	System control cabinet for OR table	125 kg	(276 lbs.)
	Cable cabinet	120 kg	(265 lbs.)
Ambient conditions (operation)			
Examination and control room	Temperature range:	+ 15°C to + 30°C	recommended temp. 22°C [72°F]
	Relative humidity:	20 – 75% below dew point	
Imaging system	Temperature range:	+ 10°C to + 35°C	
	Relative humidity:	20 – 75% (not condensing)	
	Temperature gradient:	max. 10°C/h	
	Air flow:	630 m³/h	
	Noise level:	< 53 dB (A)	
Generator	Temperature range:	+ 10°C to + 40°C	
	Relative humidity:	20 – 75% (not condensing)	
	Temperature gradient:	max. 5°C/h	
	Air flow:	160 m³/h	
	Noise level:	< 55 dB (A)	
Cooling system (for MEGALIX Cat Plus tube)	Air pressure:	700 hPa to 1060 hPa	
	Cooling air:	+ 5°C to + 30°C (frost-free room)	
	Air flow:	950 m³/h	
Noise level:	55 dB (A) at 50 Hz;		
	59 dB (A) at 60 Hz		
System control cabinet 1	Temperature range:	+ 15°C to + 30°C	
	Relative humidity:	20 – 75% (not condensing)	
	Temperature gradient:	max. 5°C/h	
	Air flow:	500 m³/h	
Noise level:	48 dB (A)		
	System control cabinet 2 (only for OR table)	Temperature range:	+ 10°C to + 35°C
Relative humidity:		20 – 75% (not condensing)	
Temperature gradient:		max. 5°C/h	
Air flow:		n/a	
Noise level:	n/a		
	System control cabinet 3	Temperature range:	+ 15°C to + 30°C
Relative humidity:		20 – 75% (not condensing)	
Temperature gradient:		max. 5°C/h	
Air flow:		n/a	
Noise level:	n/a		
	Operation altitude	Less than or equal to 3000 meters	
Overtoltage category	II		
Pollution degree	2		
Oxygen enriched environment	n/a		

Anexo 9. Plano eléctrico correspondiente al sistema de aire acondicionado de la sala de angiografía



Anexo 10. Cronograma de actividades para la implementación del proyecto del sistema de aire acondicionado



Anexo 11. Cuadro de costos para el proyecto del INSN – SB

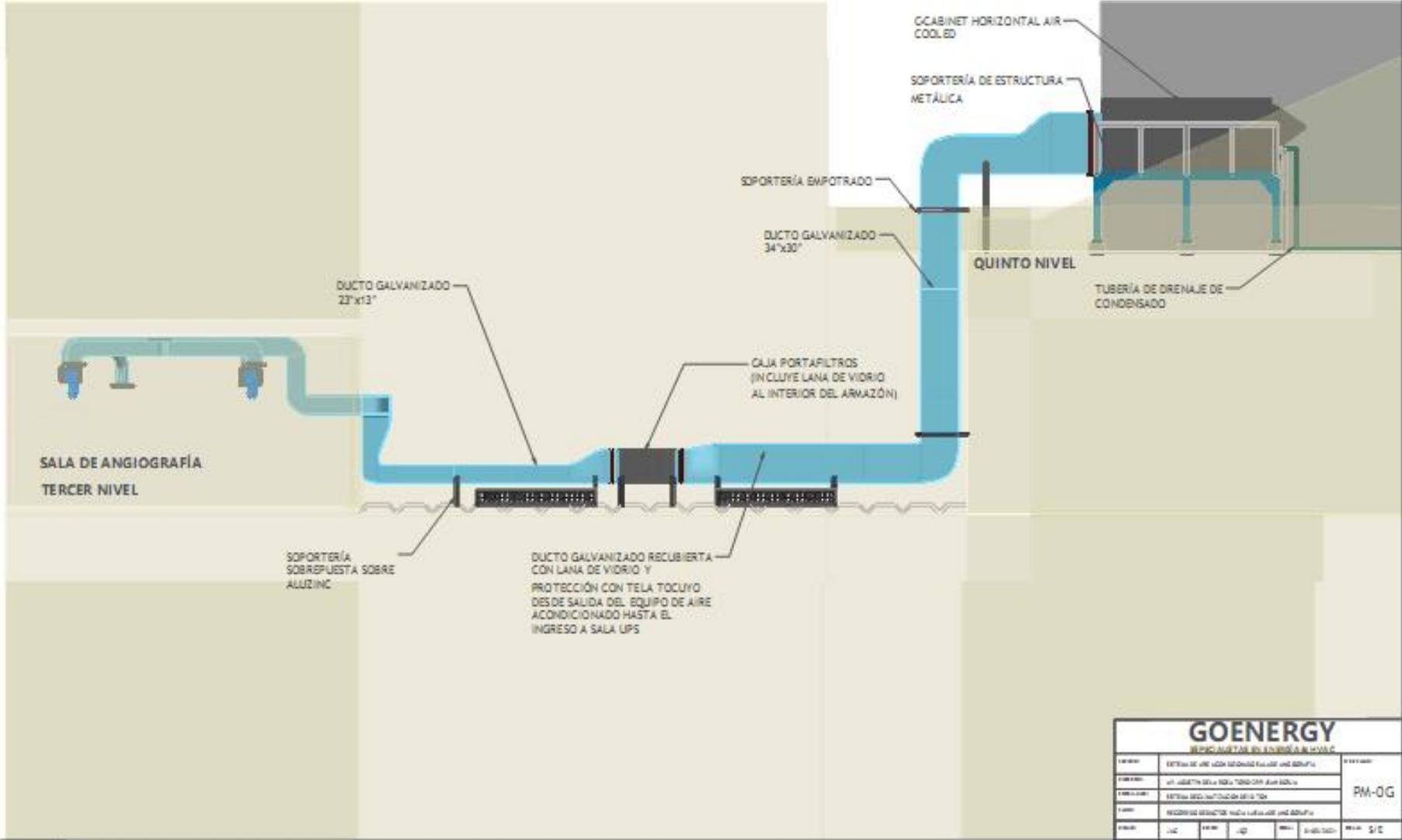


ESTRUCTURA DE COSTOS: "SERVICIO DE SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA LA SALA DE ANGIOGRAFÍA UBICADA EN EL CENTRO QUIRÚRGICO DEL INSN-SB"

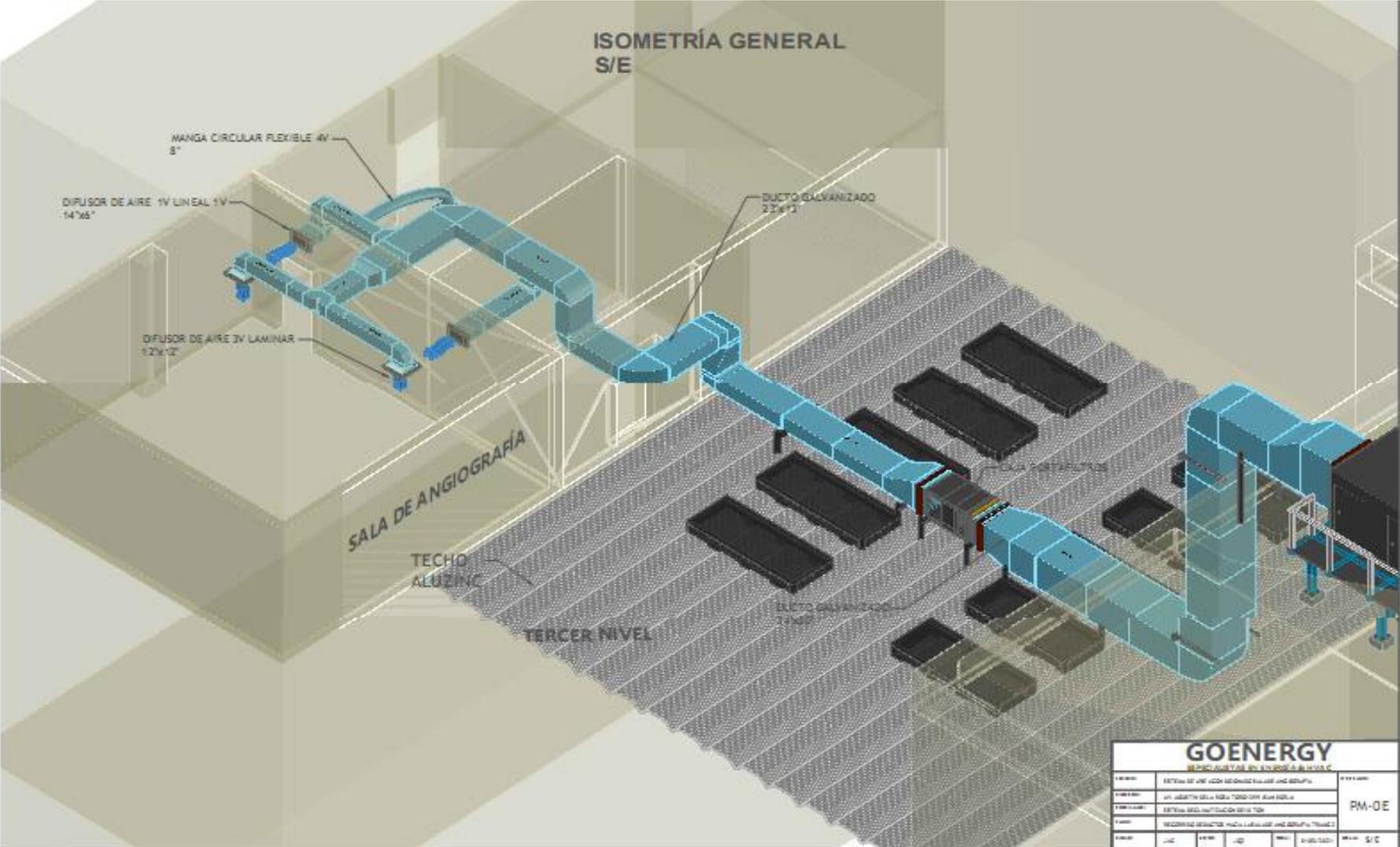
Detalle de Costos	Soles (S/.)
Costos Directos	
1. Mano de Obra Directa	
Supervisión	5,500.00
Programación HVAC	1,800.00
2. Material directo	
Equipamiento AAON	131,508.00
UV Lights	549.00
Hot Gas Reheat	2,800.00
Ductos Enchaquetados -glb	13,550.00
Filtración HEPA, Corrugado y Bolsa	1,500.00
Sistema de Expansión directa	1,850.64
Plataforma	9,100.00
Caja Porta Filtro	1,200.00
Eléctrico 380 v/3ph	2,100.00
Manometro Diferencial	340.00
Costos Indirectos	
1. Mano de Obra Indirecta	3,500.00
2. Gastos Administrativos	3,800.00
3. Seguros Complementarios	1,590.00
4. Izaje	2,753.00
Costos Fijos	
1. Servicios	3,000.00
Sub Total Costos Inicial - Soles	186,441
IGV	33,559
Total Costos - Soles	220,000

Resumen Costo Servicio	Monto (S/.)
Costos Directos	171,797.64
Costos Indirectos	11,643.39
Costos Fijos	3,000.00
Sub Total Costos Inicial - Soles	186,441
IGV	33,559
Total Costos - Soles	220,000

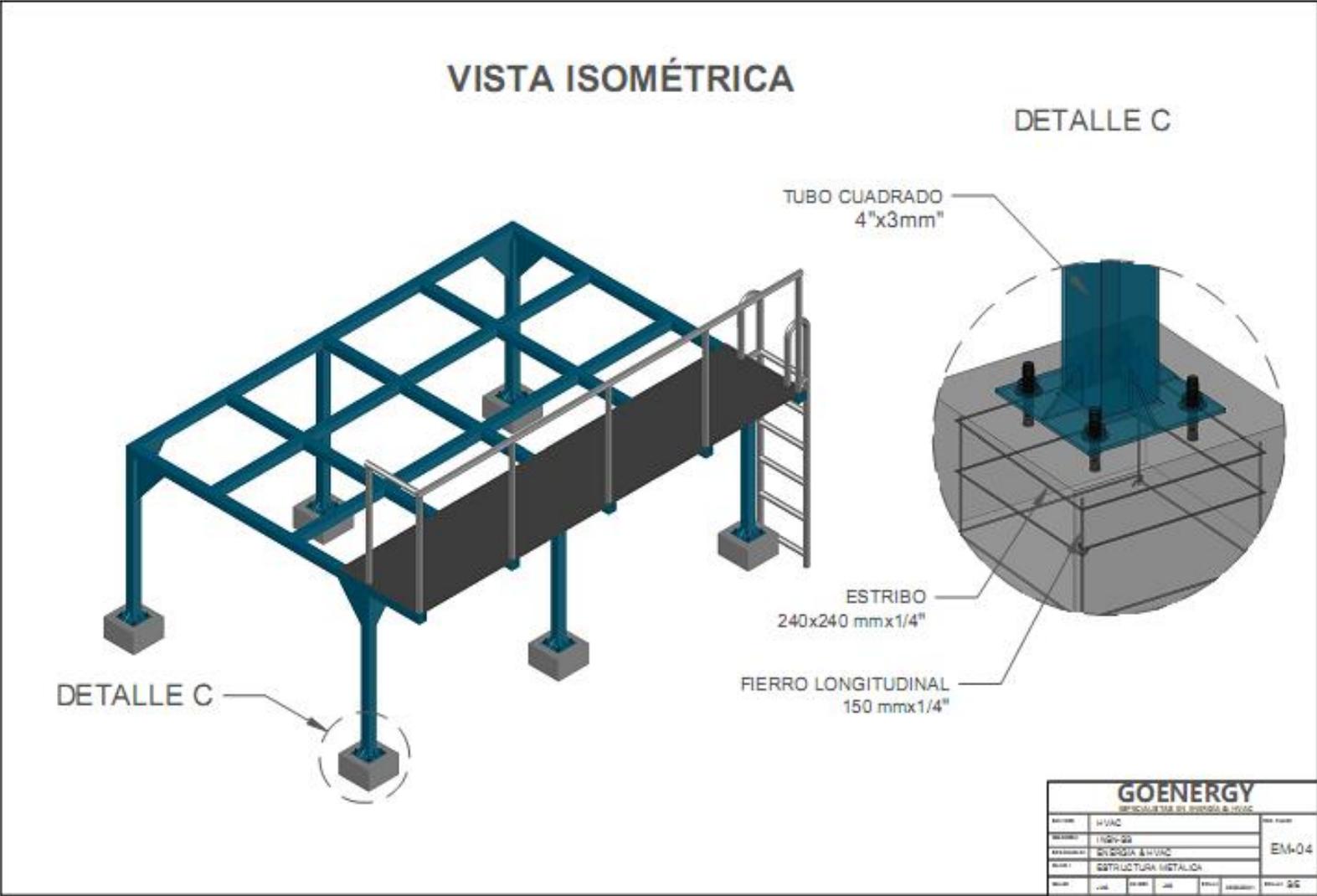
Anexo 13. Plano mecánico del sistema de aire acondicionado de la sala de angiografía vista lateral



Anexo 14. Plano mecánico del sistema de aire acondicionado de la sala de angiografía vista isométrica



Anexo 15. Plano mecánico de la estructura metálica como base del equipo de aire acondicionado



Anexo 16. Plano mecánico de detalle del sistema de aire acondicionado – Sala de Angiografía

DETALLE DE SOPORTE PARA DUCTOS

DETALLE DE DUCTO PARA ZAPATO
SIN ESCALA

DETALLE DE DUCTO PARA PANTALÓN
SIN ESCALA

DETALLE DE MONTAJE DE LAS BOTONERAS Y LOS TERMOSTATOS
SIN ESCALA

DETALLE DE SOPORTE DE DUCTO EN LOSA
2"1" HASTA 30"
SIN ESCALA

DETALLE TÍPICO DE AISLAMIENTO DE DUCTO
SIN ESCALA

DETALLE DE SOPORTE PARA DUCTOS HORIZONTALES
SIN ESCALA

DETALLE DEL ISOMÉTRICO DE CAJA PORTAFILTROS
SIN ESCALA

DETALLE DE DERIVACIÓN DE DUCTOS
Esc. = 5/8"

DETALLE TÍPICO DE TRAMPA DE DRENAJE PARA EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO
SIN ESCALA

LEYENDA DE TUBERÍA

- + 1-5 TON 3/4"
- + 5-15 TON 1"
- + > 15 TON 1 1/2"

AL DRENAJE PRINCIPAL PENDIENTE MIN. 2%

GOENERGY

PROYECTO	SECTOR DE SALUD - SALA DE ANGIOGRAFÍA DE CONSULTA	Nº DE PLANOS	
CLIENTE	AL CALIFICAR EN LA LÍNEA TERCERA BARRERA		
PROYECTISTA	GOENERGY		PM - OH
PLAZA	DE TALLERES		
FECHA	2018	HOJA	DE 01

Anexo 17. Plano eléctrico de detalle del sistema de aire acondicionado – Sala de angiografía

