

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



**SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO CON FREE
COOLING PARA EL CONTROL DE TEMPERATURA
EN LA SALA ELÉCTRICA DE UNA EMPRESA
MINERA EN CHUMBIVILCAS - CUZCO**

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO

ANGEL JUNIOR BUENO VARGAS

Callao, 2018

PERÚ

ACTA DE SUSTENTACIÓN DE TESIS

En el auditorio Ausberto Rojas Saldaña de la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía, sito Av. Juan Pablo II N° 306, Bellavista – Callao, siendo las 6.56 del día jueves 13 de diciembre de 2018, se reunieron los miembros del Jurado Evaluador del I Ciclo de Tesis -Titulación por la modalidad de Tesis con Ciclo de Tesis- de la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía de la Universidad Nacional del Callao.

- Dr. Ing. Oscar Teodoro Tacza Casallo : Presidente
- Dr. Ing. Napoleón Jáuregui Nongrados : Secretario
- Dr. Ing. Pablo Mamani Calla : Vocal
- Mg. Ing. Yasser Hipólito Yarin Achachagua : Suplente

Designados por Resolución de Consejo de Facultad N° 155-2018-CF-FIME de fecha 24 de noviembre de 2018 y Resolución de Consejo de Facultad N° 162-2018-CF-FIME a fin de proceder al acto de evaluación de la Tesis titulada: **"SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO CON FREE COOLING PARA EL CONTROL DE TEMPERATURA EN LA SALA ELÉCTRICA DE UNA EMPRESA MINERA EN CHUMBIVILCAS-GUZCO"**, presentada por el señor Bachiller **BUENO VARGAS ANGEL JUNIOR**.

Contando con la presencia del Supervisor General, Decano de la Facultad de Ciencias Administrativas Dr. Hernán Ávila Morales, Supervisor de la FIME, Dr. José Hugo Tezén Campos y el representante de la Comisión de Grados y Títulos Ing. Juan Adolfo Bravo Felix.

A continuación, se dio inicio a la sustentación de la Tesis de acuerdo a lo normado en los numerales del 10.1 al 10.4 del capítulo X de la Directiva para la Titulación Profesional por la modalidad de Tesis con Ciclo de Tesis en la Universidad Nacional del Callao, aprobada por Resolución Rectoral N° 754-2013-R del 21 de agosto de 2013, modificada por la Resolución Rectoral N° 777-2013-R de fecha 29 de agosto de 2013 y la Resolución Rectoral N° 281-2014-R del 14 de abril de 2014 con la que se modifica el Art. 4.5 del capítulo IV de la organización del Ciclo de Tesis, así como lo normado en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Callao, aprobado por Resolución de Consejo Universitario N° 245-2018-CU de fecha 30 de octubre de 2018.

Culminado el acto de sustentación, los señores miembros del Jurado Evaluador procedieron a formular las preguntas al indicado bachiller.

Luego de un cuarto de intermedio, para la deliberación en privado del Jurado respecto a la evaluación de la Tesis, se **ACORDÓ: CALIFICAR** la tesis sustentada por el señor bachiller **BUENO VARGAS ANGEL JUNIOR**, para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico por la modalidad de Tesis con Ciclo de Tesis, según la puntuación cuantitativa y cualitativa que a continuación se indica:

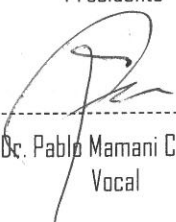
CALIFICACIÓN CUANTITATIVA	CALIFICACIÓN CUALITATIVA
<u>16</u>	<u>Muy Bueno</u>

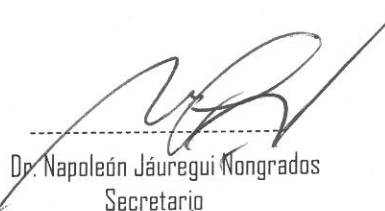
Finalmente, se procedió a leer en público el acta de sustentación.

Siendo las 7.20 del día jueves trece de diciembre del dos mil dieciocho, el señor Presidente del Jurado Evaluador dio por concluido el acto de sustentación de Tesis.

En señal de conformidad con lo actuado, se levanta la presente acta.


Dr. Oscar Teodoro Tacza Casallo
Presidente


Dr. Pablo Mamani Calla
Vocal


Dr. Napoleón Jáuregui Nongrados
Secretario


Mg. Yasser Hipólito Yarin Achachagua
Suplente

DEDICATORIA

A mi familia y a las personas que quiero por el apoyo incondicional y en especial a mi madre por enseñarme que solo luchando se consiguen las metas que uno se propone.

AGRADECIMIENTO

A dios por darme las oportunidades presentadas durante mi carrera pre profesional.

A los profesores que mediante la enseñanza brindada contribuyeron en el profesional que soy

A mis abuelos que siempre tuvieron palabras de aliento desde el inicio de mi formación académica

INDICE

TABLAS DE CONTENIDO	3
INDICE DE FIGURAS.....	3
INDICE DE GRAFICAS	4
INDICE DE TABLAS	4
RESUMEN	7
ABSTRACT.....	8
INTRODUCCIÓN	9
CAPITULO I: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	11
1.1 DESCRIPCIÓN DE LA REALIDAD PROBLEMÁTICA.....	11
1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	12
1.2.1 Problema General	12
1.2.2 Problemas Específicos.....	12
1.3 OBJETIVOS.....	12
1.3.1 Objetivo General.....	12
1.3.2 Objetivos Específicos	12
1.4 LIMITACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN	13
1.4.1 Limitación teórica.....	13
1.4.2 Limitación temporal	13
1.4.3 Limitación Espacial.....	13
1.5 JUSTIFICACIÓN.....	13
1.5.1 Justificación legal	13
1.5.2 Justificación Tecnológica	13
1.5.3 Justificación teórica	13
1.5.4 Justificación Económica	14
CAPITULO II: MARCO TEÓRICO	15
2.1 ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN	15
2.1.1 Antecedentes Internacionales	15
2.1.2 Antecedentes Nacionales.....	16
2.2 MARCO TEÓRICO Y CONCEPTUAL	18
2.2.1 Marco Teórico.....	18
2.2.2 Marco Conceptual	39
2.3 DEFINICIONES DE TÉRMINOS BÁSICO	53

CAPITULO III: HIPOTESIS Y VARIABLES	55
3.1 HIPÓTESIS	55
3.1.1 Hipótesis General	55
3.1.2 Hipótesis Específica	55
3.2 DEFINICIÓN DE VARIABLES	55
3.2.1 Variable independiente.....	55
3.2.2 Variable dependiente	55
3.3 OPERACIONALIZACION DE VARIABLES	56
CAPITULO IV: METODOLOGIA DE INVESTIGACION	57
4.1 TIPO Y DISEÑO DE LA INVESTIGACION	57
4.1.1 PARAMETROS DE DISEÑO	58
4.1.2 ETAPAS DE DISEÑO	58
4.1.3 INGENERIA DE DETALLE.....	59
4.1.4 ANALISIS DE COSTO	114
4.2 POBLACION Y MUESTRA	114
4.3 TECNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCION DE INFORMACION DE DATOS	114
4.4 TECNICAS E INSTRUMENTACION PARA RECOLECCION DE LA INFORMACION DE CAMPO	114
4.5 ANALISIS Y PROCESAMIENTO DE DATOS.....	115
CAPITULO V: RESULTADOS	116
5.1 CARGA TERMICA DE SALA ELECTRICA	116
5.2 SELECCIÓN DE EQUIPOS	117
5.3 SELECCIÓN DEL FREE COOLING.....	117
CAPITULO VI: DISCUSION DE RESULTADOS	119
6.1 CONTRASTACIÓN DE LA HIPÓTESIS	119
6.2 CONTRASTACIÓN DE LOS RESULTADOS CON ESTUDIOS SIMILARES.....	119
6.3 RESPONSABILIDAD ÉTICA	120
CONCLUSIONES	121
RECOMENDACIONES.....	122
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	123
ANEXOS	126

TABLAS DE CONTENIDO

INDICE DE FIGURAS

FIGURA 2. 1 ZONAS DE CONFORT SEGÚN ASHRAE.....	18
FIGURA 2. 2 TIPOS DE TRASFERENCIA DE CALOR	20
FIGURA 2. 3: CARGAS TÉRMICAS EN UN AMBIENTE ESTÁNDAR	24
FIGURA 2. 4: MURO DE MATERIALES COMPUESTOS.....	25
FIGURA 2. 5: EJEMPLO CARTA PSICOMÉTRICA	31
FIGURA 2. 6: PROPIEDADES FÍSICAS UBICADAS EN LA CARTA PSICOMÉTRICA	32
FIGURA 2. 7: PROCESO DE CALENTAMIENTO SENSIBLE Y ENFRIAMIENTO SENSIBLE.....	33
FIGURA 2. 8: PROCESO DE HUMIDIFICACIÓN Y DESHUMIDIFICACION (VARIACIÓN DEL CALOR LATENTE).....	34
FIGURA 2. 9: PROCESO DE MEZCLADO DE AIRE	35
FIGURA 2. 10: TIPOS DE FILTROS.....	35
FIGURA 2. 11: DUCTERIA DE LÁMINA GALVANIZADA	36
FIGURA 2. 12: CICLO DE REFRIGERACIÓN BÁSICA.....	39
FIGURA 2. 13: SISTEMA DE EXPANSIÓN DIRECTA.....	41
FIGURA 2. 14:SISTEMA DE EXPANSIÓN INDIRECTA	42
FIGURA 2. 15: EQUIPO TIPO VENTANA	43
FIGURA 2. 16: EQUIPO SPLIT	43
FIGURA 2. 17: EQUIPO SPLIT	44
FIGURA 2. 18: MANEJADORA DE AIRE.....	45
FIGURA 2. 19: EQUIPO ROOF TOP	46
FIGURA 2. 20: EJEMPLO DE PROCESO DE AIRE ACONDICIONADO	47
FIGURA 2. 21: EJEMPLO DE SELECCIÓN DE DUCTO	48
FIGURA 2. 22: ESQUEMA DE FREE COOLING	50
FIGURA 2. 23: ESQUEMA DE CONTROL ENFRIAMIENTO GRATUITO CON CONTROL DE TEMPERATURA SECA.....	51
FIGURA 2. 24: ZONA DE ACTUACIÓN DE FREE COOLING.....	52
FIGURA 2. 25: EJEMPLO DE SALA ELÉCTRICA	53
FIGURA 4. 1: VISTA PLANTA DE LA SALA ELÉCTRICA	62
FIGURA 4. 2: ZONIFICACIÓN DE LA ARQUITECTURA	63
FIGURA 4. 3: VISTA DE PLANTA DE LA ARQUITECTURA DE LA EMPRESA MINERA	65
FIGURA 4. 4:LINEA DE FACTOR SENSIBLE EN CARTA PSICOMETRICA.....	90
FIGURA 4. 5: PROCESO PSICROMETRICO DEL ENFRIAMIENTO DEL AIRE	91

FIGURA 4. 6: DUCTO DE IMPULSION EN TRAMO AB.....	101
FIGURA 4. 7: DUCTO DE IMPULSION EN TRAMO BC.....	101
FIGURA 4. 8: DUCTO DE IMPULSION EN TRAMO CD.....	102
FIGURA 4. 9: DIMENSION DE REJILLA DE IMPULSION	102
FIGURA 4. 10: DIMENSION DE REJILLA DE IMPULSION	104
FIGURA 4. 11: DUCTO DE IMPULSION EN TRAMO AB.....	104
FIGURA 4. 12: DUCTO DE IMPULSION EN TRAMO BC.....	105
FIGURA 4. 13: DUCTO DE IMPULSION EN TRAMO CD.....	105
FIGURA 4. 14: ANALISIS DE COSTOS	114

INDICE DE GRAFICAS

GRAFICA 4. 1: CONDICIONES DE AIRE EXTERIOR E INTERIOR EN CARTA PSICOMETRICA PARA VERANO	94
GRAFICA 4. 2: CONDICIONES DE AIRE EXTERIOR E INTERIOR EN CARTA PSICOMETRICA PARA VERANO	97
GRAFICA 4. 3: CONDICIONES DE AIRE EXTERIOR E INTERIOR EN CARTA PSICOMETRICA PARA VERANO	98

INDICE DE TABLAS

TABLA 2. 1 CONDICIONES INTERIORES DE AMBIENTES INDUSTRIALES	22
TABLA 2. 2: LPD EN BASE AL LUGAR QUE SE OCUPA.....	28
TABLA 2. 3: DUCTERIA DE LÁMINA GALVANIZADA.....	36
TABLA 2. 4: VELOCIDADES DEL AIRE EN LA ZONA OCUPADA DEL RECIENTO ..	38
TABLA 2. 5: CAUDALES DE AIRE EXTERIOR.....	49
TABLA 3. 1: OPERACIONALIZACIÓN DE LAS VARIABLES	56
TABLA 4. 1: CONDICIONES INTERIORES PARA APLICACIONES INDUSTRIALES.	61
TABLA 4. 2: RESISTENCIAS TÉRMICAS DEL AIRE	67
TABLA 4. 3: RESISTENCIAS TÉRMICAS DE MATERIALES.....	67
TABLA 4. 4: RESISTENCIAS TÉRMICAS DE MATERIALES.....	68
TABLA 4. 5: COEFICIENTES GLOBALES EN PARED EXTERIOR	69
TABLA 4. 6: COEFICIENTES GLOBALES EN PARED INTERIOR.....	69
TABLA 4. 7: COEFICIENTES GLOBALES EN SUELO	70
TABLA 4. 8: COEFICIENTES GLOBALES EN TECHO	70

TABLA 4. 9: FACTOR DE CORRECCION DE LAS VARIACIONES DE TEMPERATURA (°C)	72
TABLA 4. 10: VARIACIONES DE TEMPERATURAS EQUIVALENTES (°C)	73
TABLA 4. 11: VARIACIÓN DE TEMPERATURA EQUIVALENTE SOLEADO (°C)	73
TABLA 4. 12: MÁXIMAS APORTACIONES POR LATITUD	74
TABLA 4. 13: MÁXIMA APORTACIÓN PARA LATITUD 15° CON ORIENTACIONES SE, NE, NO,SO, HORIZONTAL (TECHO)	75
TABLA 4. 14: VARIACIÓN DE TEMPERATURA EN EXTERIOR	77
TABLA 4. 15: VARIACION DE TEMPERATURA EQUIVALENTE EN PARED Y EN SOMBRA SE, SO, NE, NO, DE SALA ELECTRICA	78
TABLA 4. 16: VARIACION DE TEMPERATURA EQUIVALENTE Y CARGA TERMICA EN PARED EXTERIOR Y EN SOMBRA SE (SUR ESTE) DE SALA ELECTRICA	79
TABLA 4. 17: VARIACION DE TEMPERATURA EQUIVALENTE Y CARGA TERMICA EN PARED Y EN SOMBRA SO (SUR-OESTE) DE SALA ELECTRICA	80
TABLA 4. 18: VARIACION DE TEMPERATURA EQUIVALENTE Y CARGA TERMICA EN PARED Y EN SOMBRA NE (NOR-ESTE) DE SALA ELECTRICA	81
TABLA 4. 19: VARIACION DE TEMPERATURA EQUIVALENTE Y CARGA TERMICA EN PARED Y EN SOMBRA NO (NOR-OESTE) DE SALA ELECTRICA	82
TABLA 4. 20: VARIACION DE TEMPERATURA EQUIVALENTE Y CARGA TERMICA EN TECHO DE LA SALA ELECTRICA	83
TABLA 4. 21: GANANCIA DE CALOR POR OCUPACIÓN	85
TABLA 4. 22: PARAMETROS LPD SEGÚN LUGAR DE TRABAJO	86
TABLA 4. 23: DISIPACIÓN TÉRMICA DE BLOQUE 1	87
TABLA 4. 24: DISIPACIÓN TÉRMICA DE BLOQUE 2	87
TABLA 4. 25: DISIPACIÓN TÉRMICA DE BLOQUE 3	87
TABLA 4. 26: RATIOS MÍNIMAS DE VENTILACIÓN EN ZONAS DE RESPIRACIÓN .	93
TABLA 4. 27: COMPORTAMIENTO DE TEMPERATURAS EN VERANO	107
TABLA 4. 28: POTENCIA TÉRMICA PONDERADA DEL FREE COOLING TÉRMICO DE BLOQUE 1	112
TABLA 4. 29: POTENCIA TÉRMICA PONDERADA DEL FREE COOLING TÉRMICO DE BLOQUE 2	113
TABLA 4. 30: POTENCIA TÉRMICA PONDERADA DEL FREE COOLING TÉRMICO DE BLOQUE 3	113
TABLA 5. 1: RESULTADOS DE CARGA TÉRMICA BLOQUE 1	116
TABLA 5. 2: RESULTADOS DE CARGA TÉRMICA BLOQUE 2	116
TABLA 5. 3: RESULTADOS DE CARGA TÉRMICA BLOQUE 3	117

TABLA 5. 4: CAPACIDADES DE UNIDADES TIPO PAQUETE	117
TABLA 5. 5: ANALISIS TERMICO EN VERANO.....	118

RESUMEN

La presente tesis tiene como objetivo principal diseñar un sistema de aire acondicionado con free cooling para el control de temperatura de la sala eléctrica en una empresa minera en chumbivilcas-cuzco. A una altitud de 3658 m.s.n.m.

Las salas eléctricas son de gran importancia en una empresa minera ya que alimentan a diversos puntos de la mina por ello poseen una gran disipación térmica por sus equipamientos eléctricos y electrónicos.

El tipo de investigación es tecnológica ya que se aplican conocimientos de transferencia de calor y termodinámica, con un diseño no experimental debido a que las variables no fueron manipuladas y la técnica de recolección de datos fue documental.

Para el diseño del sistema de aire acondicionado se llevó a cabo el cálculo de la carga térmica siendo un total de 1206 692 btu/h por lo cual se llevó a cabo la selección de los equipos de aire acondicionado tipo paquete con un complemento el sistema de ventilación con free cooling para aprovechar las temperaturas exteriores del lugar. Además, se tomó datos meteorológicos de SENAMHI y las normas ASHRAE para la climatización interna de las salas eléctrica.

Se logró reducir la carga térmica en un 71.22% con el sistema de ventilación free cooling esto analizado en época de verano, como consecuencia se tuvo la reducción del consumo de la energía eléctrica.

Palabras claves: climatización, equipo free cooling, sala eléctrica, carga térmica

ABSTRACT

The main objective of this thesis is to design an air conditioning system with free cooling for the temperature control of the electrical room in a mining company in Chumbivilcas-Cuzco. At an altitude of 3658 m.s.n.m.

The electrical rooms are of great importance in a mining company since they feed to different points of the mine for this reason they have a great thermal dissipation for their electrical and electronic equipment.

The type of research is technological since knowledge of heat transfer and thermodynamics are applied, with a non-experimental design because the variables were not manipulated and the data collection technique was documentary.

For the design of the air conditioning system the calculation of the thermal load was carried out, being a total of 1206 692 btu / h for which the selection of the air conditioning equipment type package was carried out with a complement to the system of ventilation with free cooling to take advantage of the outside temperatures of the place. In addition, meteorological data from SENAMHI and the ASHRAE standards were taken for the internal climate control of the electrical rooms.

It was possible to reduce the thermal load by 71.22% with the free cooling ventilation system, which was analyzed during the summer, as a result of which there was a reduction in the consumption of electricity.

Keywords: air conditioning, free cooling equipment, electrical room, thermal load

INTRODUCCIÓN

Las salas eléctricas son espacios utilizados para la distribución de carga de alta y media tensión, equipos de potencia, equipamiento de transformación, equipos y accesorios de distribución equipamiento de control y medición, equipamiento de servicios auxiliares, equipamiento de comunicación y vigilancia, equipamiento de emergencia alterno.

Las cuales se han hecho común en el rubro Minero, agroindustria y obras de construcción en zonas alejadas.

Estos equipamientos generan una gran disipación térmica en el ambiente elevando la temperatura interna, existen protocolos de ingeniería que se deben cumplir para evitar desperfectos de los componentes eléctricos y electrónicos del equipamiento por ende estos requieren climatizar por medio de equipos de aire acondicionado.

Para la presente tesis, titulada “Sistema de Aire Acondicionado con free cooling para el control de temperatura en la sala eléctrica de una empresa minera Chumbivilcas - Cuzco” tuvo como propósito controlar la temperatura dentro de la sala eléctrica por medio de equipos de aire acondicionado e implementar un sistema novedoso que ocasionaría la rentabilidad en el ahorro energético.

La recopilación de la información de los parámetros de temperatura y de humedad se tomaron de SENAMHI los datos fueron tomados desde enero del 2017 hasta diciembre del 2017. Los beneficiarios del presente estudio fueron los propietarios de la Empresa Minera ya que con esta investigación se evaluará para una futura licitación para la climatización de estas salas eléctricas.

La presente investigación consta de 6 capítulos lo cuales se describen a continuación: Capítulo I se presenta la problemática de la investigación su formación y planteamiento como los objetivos a tratar las limitaciones, justificaciones Capítulo II contiene los antecedentes en las cuales se fundamenta la presente investigación, cuenta también con el marco teórico lo cual cuenta con conceptos de los aspectos más relevantes y de manera

detallada que da el sustento de lo estudiado. Capítulo III en este capítulo se exponen las variables dependiente e independiente como la hipótesis propuesta en la investigación.

Capítulo IV está constituido por la metodología de la investigación exponiendo el tipo y nivel de la investigación, la técnica de recolección de datos y los parámetros de diseño, los cálculos necesarios de la investigación para dar el soporte para validación de la tesis.

Capítulo V se encuentra el análisis y presentación de resultados obtenido Capítulo VI se trata de la discusión de resultados tanto con los anteriores trabajos y de la hipótesis tomada. Por último, se muestran las referencias bibliográficas que sirvieron de sustento de la presente investigación.

CAPITULO I: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 DESCRIPCIÓN DE LA REALIDAD PROBLEMÁTICA

Las salas eléctricas tienen la finalidad de distribuir la energía eléctrica en media y alta tensión a los molinos de la empresa Minera, ubicada en Chumbivilcas-Cuzco en la cual la temperatura confort dentro de la sala es de unos 20°C con una humedad relativa de 55% hay que tener en cuenta que dentro de esta sala se encuentra tableros, transformadores, rack de comunicación, variadores de velocidad los cuales depende los siguientes factores por ejemplo: factor tiempo, donde la hora punta es donde requiere un funcionamiento constante de los equipos de aire acondicionado porque dentro de la sala se genera una mayor disipación térmica. Otro factor importante son las condiciones climáticas del lugar de operación que en este caso es en Chumbivilcas-Cuzco a una altitud de 3658 msnm.

Las temperaturas promedio en verano son de 22°C.

Actualmente se encuentran equipos de aire acondicionado tipo paquete que no cumple con los parámetros de temperatura establecidos por la normativa. Los cuales se encuentran inoperativos debido a que requiere de una gran cantidad de consumo de energía eléctrica para lograr disminuir la temperatura que no se acerca a la requerida. Las concentraciones del equipamiento eléctrico ocasionan en la sala eléctrica que las temperaturas internas incrementen debido a la disipación térmica por cada equipo eléctrico. Para evitar el sobrecalentamiento de la sala eléctrica es necesario climatizar el ambiente a una temperatura dadas por norma y así evitar siniestros dentro de la sala. Para aprovechar el clima del lugar donde se encuentra ubicado es favorable implementar el sistema Free Cooling.

1.2 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

1.2.1 Problema General

¿Cómo el diseño de un sistema de aire acondicionado con free cooling permite el control de temperatura en la sala eléctrica de una Empresa Minera en Chumbivilcas-Cuzco?

1.2.2 Problemas Específicos

- 1- ¿Cómo determinar la carga térmica de la sala eléctrica para la selección del equipo de aire acondicionado?
- 2- ¿Cómo dimensionar la red de conductos para adecuada distribución de aire?
- 3- ¿Cómo seleccionar el sistema de ventilación free cooling para disminuir la carga térmica?

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo General

Diseñar un sistema de aire acondicionado con free cooling para el control de temperatura en la sala eléctrica de una Empresa Minera Chumbivilcas -Cuzco.

1.3.2 Objetivos Específicos

- 1- Determinar la carga térmica de la sala eléctrica para seleccionar el equipo adecuado de aire acondicionado.
- 2- Dimensionar la red de conductos para la adecuada distribución de aire
- 3- Seleccionar el sistema de ventilación free cooling para disminuir la carga térmica

1.4 LIMITACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

1.4.1 Limitación teórica

La presente tesis se limita teóricamente debido que tiene como análisis de estudio la termodinámica y transferencia de calor estos en el campo de la refrigeración.

1.4.2 Limitación temporal

El presente estudio se tomó datos sobre el periodo comprendido de enero del 2017 hasta diciembre del 2017.

1.4.3 Limitación Espacial

En la presente investigación se realizó el análisis de la sala eléctrica el cual pertenece a una empresa minera ubicada en Chumbivilcas - Cuzco. También la presente tesis se encuentra limitado solo para la época de verano

1.5 JUSTIFICACIÓN

1.5.1 Justificación legal

Esta tesis se justifica legalmente debido a que rigen a normas nacionales e internacionales. Las más importantes son ASHRAE, RNE, SMACNA y ARI, RITE

1.5.2 Justificación Tecnológica

La investigación se justifica tecnológicamente debido a que el estudio del free cooling posee una tecnología muy novedosa para climas en los cuales se pueden aprovechar la temperatura externa por ende presenta una serie de cálculos que nos ayudara en su entendimiento.

1.5.3 Justificación teórica

La presente investigación se justifica teórica debido a que se utilizarán conceptos de termodinámica, transferencia de calor de fluidos de los

cuales darán veracidad del control de temperatura que se tendrá con el free cooling en el sistema de aire acondicionado.

1.5.4 Justificación Económica

La presente investigación repercute en el aspecto económico debido que al utilizar un sistema de compuertas comparado a otro sistema este se verá reflejado en las ratios de kW/h (ahorro energético) que tendrá lugar a la decisión final de la compra de los equipos.

CAPITULO II: MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN

2.1.1 Antecedentes Internacionales

En la biblioteca Central de la Universidad de Valladolid de España se encuentra a la autora Ana Tejero Gonzales quien presento para obtener el grado de doctora del departamento de ingeniería energética y fluido mecánica la tesis: **“REDUCCIÓN DEL CONSUMO ENERGÉTICO Y EMISIONES DE ANHÍDRIDO CARBÓNICO EN EDIFICIOS COMBINANDO ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO, ENFRIAMIENTO GRATUITO Y RECUPERACIÓN DE ENERGÍA EN SISTEMA TODO AIRE”** el cual el problema principal es el ahorro energético, impacto ambiental en edificaciones y se trazó como objetivo:

Proponer prototipos diseñados y construidos para contrarrestar estas problemáticas como sistema de enfriamiento evaporativo directos, free cooling y recuperación de energía en sistema todo aire.

De los resultados obtenidos se demuestra que, a partir de la caracterización individual de cada equipo, así como de la comparativa realizada en conjunto, se derivarán una serie de conclusiones y trabajos futuros considerados de importancia para asentar la relevancia científica del trabajo desarrollado.

En la biblioteca Central de la Universidad Francisco José de Caldas se encuentra como autores a Ing. Jimmy Javier Segura Páez y Ing. Diego Ismael Ricaurte Garzón se presentó el proyecto **“ESTUDIO DE FACTIBILIDAD PARA LA IMPLEMENTACION DE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO FREECOOLING DE EFICIENCIA ENERGETICA PARA DATACENTER”** tiene como objetivo analizar la factibilidad de implementación de SEDC free cooling para garantizar eficiencia energética en los datacenter y contribuya a la sostenibilidad del medio ambiente. De los resultados obtenidos se demuestra que la instalación del sistema SEDC free cooling es posible en el país,

aunque los costos de logística son bastantes altos, se puede observar que se reducen considerablemente los gastos operacionales a la energía eléctrica.

En la biblioteca central de la Universidad Pontificia Comillas se encuentra como autor Miguel María de Larrea Pombo con la obra Proyecto de fin de carrera titulado **“DISEÑO DE UN SISTEMA DE VENTILACION Y AIRE ACONDICIONADO DE UN EDIFICIO DE UN CENTRAL DE GENERACION ELECTRICA EN UN EMPLZAMIENTO CON CLIMATOLOGIA EXTREMA”** tiene como objetivo es el diseño de climatización de una central de generación de energía en arabia saudita las cuales conlleva tener temperaturas extremas que se tendrán que tener en cuenta en la selección de los equipos de aire acondicionado los cual conlleva realizar cálculos térmicos de la carga térmica de esta central la cual consta de 3 plantas: sala de HVAC, área de oficinas , área eléctrica.

De los resultados obtenidos se tiene una selección de los equipos utilizando catálogos de fabricantes y la presentación de un presupuesto de la instalación HVAC de todo el proyecto.

2.1.2 Antecedentes Nacionales

En la biblioteca de la Universidad Nacional del Centro del Perú se encuentra como autor a Henry Omar Quiliano Flores quien presento para obtener el grado de ingeniero del departamento de ingeniería Mecánica la tesis: **“CONFIGURACION DEL FREE COOLING DE AIRE ACONDICIONADO PARA CONTROLAR LA CLIMATIZACION EN LA SALA DE EQUIPOS DEL HUB PUNO”** tiene como objetivo la configuración del equipo de aire con free cooling por medio de termostatos, en esta tesis se logró la mejora de reducir el consumo eléctrico reduciendo también el suministro, instalación y mantenimiento de la climatización.

En la biblioteca de la Universidad Nacional de Trujillo se encuentra como autor a Vergaray Valle, Roy Marlon quien presento para obtener el grado de ingeniero del departamento de ingeniería de Minas la tesis: **“OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN DE LA MINA CHARITO, COMPAÑÍA MINERA PODEROSA S.A.”** cuyo problema principal es el prolongado tiempo de ventilación para evacuar los gases producto de las voladuras y la necesidad de ventilación en otro punto de trabajo el objetivo de la tesis fue Determinar el diseño y método de ventilación adecuado, que permita optimizar el sistema de ventilación actual de Mina Charita, compañía Minera Poderosa S.A.

De los resultados se logra determinar un diseño enseriado de 2 ventiladores es más eficiente que un ventilador seleccionado para el caudal calculado.

En la biblioteca central de la Universidad Nacional del Altiplano se encuentra como autor Víctor Hugo Condori Condori quien presento para obtener el grado de ingeniero del departamento de ingeniería de minas la tesis **“OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN CON EL SOFTWARE VENTSIM VISUAL EN LA U.E.A. HERALDOS NEGROS DE LA COMPAÑÍA MINERA SAN VALENTÍN S.A.-HUANCAVELICA”** cuyo el cual el problema principal incremento de requerimientos de aire debido a nuevos equipamiento el objetivo es optimizar el sistema de ventilación mediante la evaluación de la cobertura de aire en las labores con el software ventsim visual.

De los resultados se logra una mejor idea del sistema de ventilación actual en la mina y un respaldo fiable para estar en la capacidad de optimizar a corto, mediano y largo plazo el proceso operativo de ventilación de mina.

2.2 MARCO TEÓRICO Y CONCEPTUAL

2.2.1 Marco Teórico

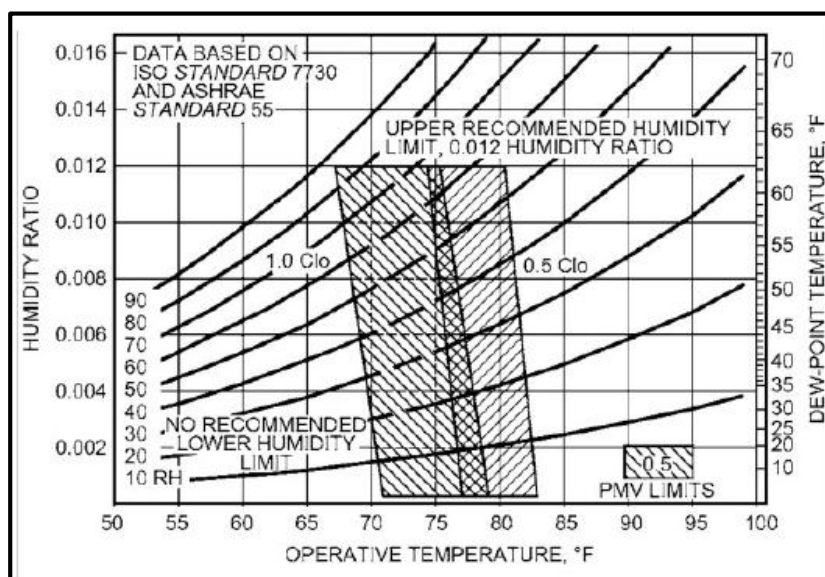
Confort Humano

“como el objetivo de los sistemas de acondicionamiento de aire proporciona un ambiente interior confortable, el diseñador y el operador del sistema deben comprender los factores que afectan la comodidad” (PITA, 1994)

Ante cualquier diseño de climatización se tiene que tener practica la empatía ósea tener la noción de encontrarse en el lugar de operación tanto para el confort de una oficina o un lugar industrial que requiere climatizar.

Líneas abajo se muestra en la **figura 2.1** las temperaturas y humedades de comodidad recomendados por el ASHRAE esto tomados como aspectos generales ya que el confort depende de otros factores tanto como la vestimenta de personal dentro del ambiente, el tipo de trabajo que están realizando y/o preferencias individuales.

FIGURA 2.1 ZONAS DE CONFORT SEGÚN ASHRAE



Fuente: ASHARE FUNADAMENTALS 2013

Por lo que muestra en la figura 2.1 se muestra que las temperaturas se encuentran en 72°F a 78°F (22°C a 26°C) esta variación es debido a que existen zonas tropicales donde varía el confort dentro de un área a climatizar.

Por lo general el confort que se emplea en zonas industriales como el caso de salas eléctricas de empresas mineras son alrededor de 68°F a 70°F (20°C a 21°C) y con una humedad por debajo del 60% estas se manejan de esta manera para evitar un aumento de enfermedades respiratorias a las personas que generan actividad de trabajo estos realizados dentro del ambiente y la vestimenta que emplean por ejemplo trajes anti flamas que es una medida de seguridad según el DS 024-2016 EM.

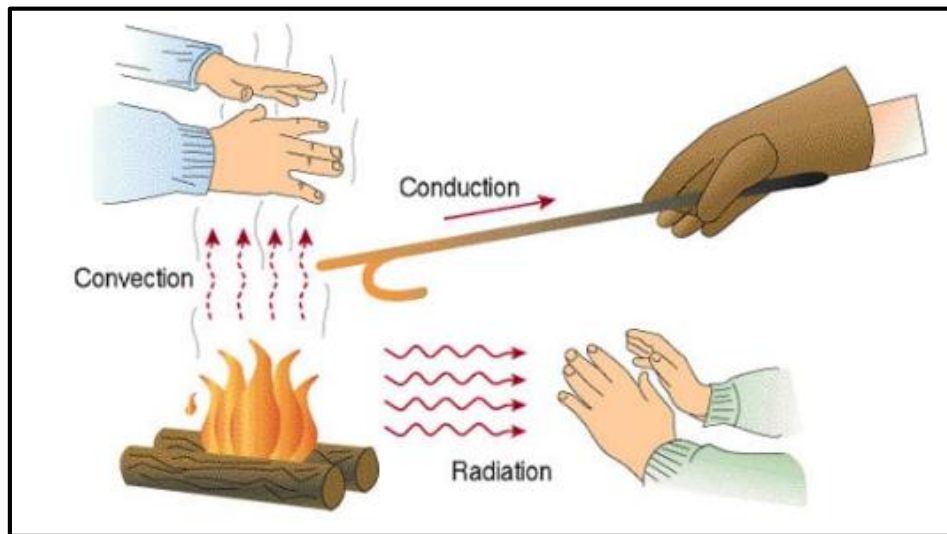
Tipo de transferencia de calor

Los sistemas de aire acondicionado controlan la temperatura dentro de una sala mediante el ingreso aire insuflados por los equipos de aire acondicionado produciendo las temperaturas deseadas, esto es debido que, al retirar la cantidad de carga térmica generadas por equipamientos dentro del ambiente, la iluminación, el personal, ganancias de calor generados por la luz solar en los muros, en la losa aligerada (techo) y piso.

Es por ello que identificaremos las diferentes formas de transmitir el calor dentro de un ambiente las cuales son las siguientes:

- a) **Conducción:** Esta se dan entre dos cuerpos en contacto a diferentes temperaturas y sin alteraciones en su estructura interna
- b) **Convección:** Esta se da por medio de fluido (gas o líquido) y transporta el calor entre dos zonas.
- c) **Radiación:** El calor se transmite por el espacio directamente a los objetos cercanos se aprecia cuando las diferencias de temperatura de los cuerpos son elevadas.

FIGURA 2. 2 Tipos de transferencia de calor



Fuente:<https://nergiza.com/radiacion-conduccion-y-conveccion-tres-formas-de-transferencia-de-calor/>

Movimiento y calidad del aire

“El movimiento de aire se puede aumentar para elevar la pérdida de calor corporal en verano, o se puede reducir para disminuir la pérdida de calor corporal en invierno, mediante la convección” (PITA, 1994)

La velocidad del aire genera la sensación de confort, dentro de un ambiente la velocidad típica en oficinas es de 0.1 m/s, esto cambia para zonas industriales ya que debido al implemento que lleva el trabajador necesitara unas velocidades mayores para poder laborar otro factor es la necesidad de impulsar aire debido que el equipamiento dentro de la sala absorbe aire por la parte frontal del equipo al contar con sistema de ventilación interno.

“otro factor que afecta al confort y a la salud corporal es la calidad del aire que se refiere al grado de pureza del mismo. Esta empeora por la presencia de contaminantes como olores, humo y partículas de polvo, o gases indeseables” (PITA, 1994)

Como medida para eliminar las partículas se utilizan filtros de aire, estos en base al tamaño de las partículas, sustancias químicas absorbentes las cuales son para una limpieza de los filtros.

Estimación de carga de aire acondicionado

“Para una estimación realista de las cargas de refrigeración es requisito fundamental el estudio riguroso de las componentes de carga en el espacio que va a ser acondicionado” (CINDITIONING, 2009). Para ello los datos iniciales del recinto como las condiciones climatológicas en las que se encuentra y detalles arquitectónicos y/o mecánicos se debe tener presente en el cálculo respectivo. “La carga térmica no es otra cosa que el calor por unidad de tiempo que entra o se genera en el local; por ello es tan importante el cálculo de la carga térmica, aunque el objetivo final sea la determinación de la potencia frigorífica necesaria de la máquina que ha de producir frío” (MIRANDA, y otros, 2007)

Para el cálculo de carga térmica uno de los requisitos para empezar son las condiciones donde se llevará a cabo el proyecto.

Condiciones del proyecto

Las condiciones de proyecto son las que se toman como fijas eso va a depender del lugar geográfico donde se ubique el lugar se tendrá en cuenta lo siguiente:

La localidad, Condiciones exteriores, oscilaciones térmicas diarias de la temperatura, condiciones interiores, hora solar del proyecto

a) Condiciones geográficas o exteriores

Las condiciones geográficas son de importancia para determinar la capacidad térmica de los equipos de aire acondicionado y su selección.

Los datos requeridos son los siguientes:

- El país
- Ciudad
- Latitud y longitud

- Elevación geográfica (m.s.n.m.)

Estos datos son proporcionados por entidades dedicadas al registro de los parámetros climatológicos de los lugares donde se encuentran ubicado el lugar de estudio el cual se tomó los datos SENAMHI.

b) Características del lugar

Destino del Local; La aplicación que tendrá el inmueble permite obtener mucha información acerca de los perfiles de operación de ocupantes del local. Entre estos pueden estar: oficinas, hospitales, local de ventas, fábrica, taller de montaje, etc.

Las condiciones de confort de los lugares a climatizar debido que no todo el ambiente tiene los mismos estándares en la tabla 2.1 se muestran las condiciones interiores de aplicación industriales las cuales corresponde a nuestro ambiente a estudiar

TABLA 2. 1 Condiciones interiores de ambientes industriales

(Estos valores son facilitados a título informativo, las condiciones escogidas las determina generalmente el cliente)

INDUSTRIA	APLICACIÓN	Temp. seca (°C)	Humedad relat. %	INDUSTRIA	APLICACIÓN	Temp. seca (°C)	Humedad relat. %	
ABRASIVOS	Fabricación	24-27	45-50	CERVECERÍA	Corveza blanca	0-2	75	
FÓSFOROS	Fabricación	22-23	50		Corveza negra	4-7	75	
	Secado	21-24	40		Cava de fermentación:			
	Almacenaje	15-17	50		Corveza blanca	4-7	75	
			Corveza negra		13	75		
APARATOS ELÉCTRICOS	Arrollamientos, bobinas, material electrónico	22	15	CERÁMICA	Trasiego	0-2	75	
	Montaje lámparas	20	40		Refractarios	43-65	50-90	
	Instrumentos electrónicos				Modelado	27	60-70	
	Fabricación y laboratorio	21	50-55		Almacén de arcillas	15-27	35-65	
	Montaje termistatos	24	50-55	Decoración	24-27	45-50		
	Montaje higrostatos	24	50-55	CEREALES EN COPOS	Empaquetado	24-27	45-50	
	Montajes de precisión	22	40-45		GOMA DE MASCAR	Fabricación	25	33
	Ensayos aparatos de medida	23-24	60-63			Laminado	20	63
	Montaje fusibles e interruptores	23	50	Cortado		22	58	
	Fabric. Condensad.	23	50	Empaquetado		23	58	
	Almacén papel	23	50	CONTRAPLACADOS	Prensa calor-Resina	32	60	
	Aislamiento cables	24	65-70		Prensa fría	32	15-25	
	Porrayos	20	20-40	COSMÉTICOS	Fabricación	18-21	-	
Montaje y ensayo de disyuntores	24	30-60	CUERO		Secado			
Rectif. de Selenio y Óxido de Cobre	23	30-40			Curtido vegetal	21	75	

PANADERÍA	Amasado	24-27	40-50	DESTILACIÓN	Curtido al cramo	49	75	
	Fermentación	24-28	70-75		Almacenaje	10-16	40-60	
	Espera, antes cochara	33-36	80-85		Conservación de:	Grano	15	35-40
	Enfriamiento del pan	21-27	80-85			Fermento líquido	0-1	-
	Cámara fría	4-7	-			Fabricación	15-24	45-60
	Preparación	26-28	65-70			Envejecimiento	18-22	50-60
	Pastelería	35-40	-		PELETERIA	Secado	43	-
	Pastas secas y bizcochos	15-18	50			Choque térmico	-8 a -7	-
	Empaquetado	15-18	60-65		IMPRESA	Conservación	4-10	55-65
	Conservación de :	Ingredientes secos	21			55-65	Litografía en color	
		Ingredientes frescos	-1 a +7		80-85	Sala de prensas	24-27	46-48
		Harina	21-24		50-65	Almacenaje	23-27	49-51
Materias grasas		7-21	55-60	Impresión de papeles y tejidos		Confort		
Azúcar		27	35		Almacenaje y plegado		Confort	
Agua		0-2	-	ÓPTICA	Fusión		Confort	
Papel hidrófugo	21-27	40-50	Pulimento		27	80		
CAMELOS	Fabricación	24-27	30-40	MATERIAL DE REFRIGERACIÓN	Fabricación de válvulas	24	40	
	Mezcla y enfriamiento	24-27	40-45		Montaje compresores	21-24	30-45	
	Túnel	13	PR-13		Montaje de refrigeradores		Confort	
	Empaquetado	18-24	40-45	MATERIAL FOTOGRÁFICO	Ensayos	18-28	47	
	Conservación	18-24	45-50		Secado	-7 a 52	40-80	
	Secado-Gelatinas, goma mascar	49-66	15	Almacenaje de:	Papel de base	21-24	40-65	
Cámara fría			Película normal		16-27	45-50		
BOMBONES DE CHOCOLATE	Malva-visco	24-27	45-50	Película al nitrato	4-10	40-50		
	Guarnición interior	27-30	40-50	MATERIAL PLÁSTICO	Fabricación			
		Temple manual	15-18		50-55	Maldeado	27	25-30
	Recubrimientos (Sola)	24-27	55-60		Fabr. celofán	24-27	45-65	
	Recubrimientos	Entrada	27	50	MUNICIONES	Elementos de percusión		
		Máquina de recubrir	32	13		Secado de piezas	88	-
	Decoración	21	40-50	Secado de pinturas		43	-	
	Túnel	4-7	PR-4	Secado pólvora negra		52	-	
Empaquetado	18	55	Carga detonadores y espoletas	21		40		
Conservación	18-21	40-50	Proyectiles trazadores	27	40			
CERVECERÍA	Conservación de :	Lúpulo	-1 a 0	55-60				
		Grano	27	60				
		Levadura líquida	0-1	75				

continúa...

Fuente: (CARRIER, 2009, I-13)

Determinación de la carga térmica del equipo

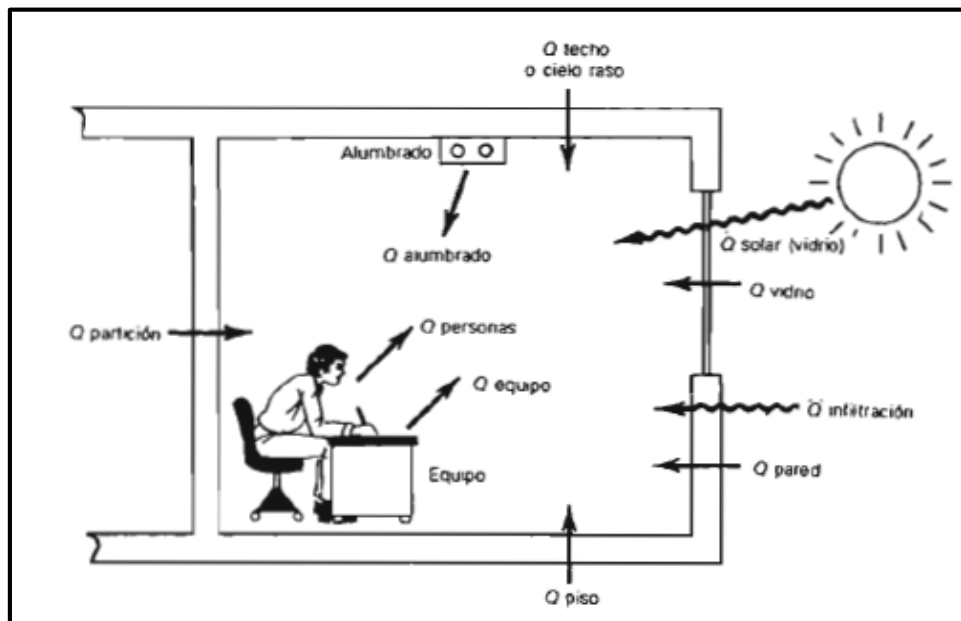
Obteniendo la carga térmica del sistema se realizará el cálculo psicrométrico el cual dará lugar al caudal de insuflamiento y de aire exterior de renovación con ello se podrá determinar la carga térmica del equipo.

Las cargas térmicas se dan por medio de procesos de transferencia de calor por conducción, convección, y radiación las cuales son descritas en la **figura 2.3** como las siguientes:

- Externas
- Internas
- Infiltración

- Alumbrado
- Equipos eléctricos y electrónicos

FIGURA 2. 3: CARGAS TÉRMICAS EN UN AMBIENTE ESTÁNDAR



Fuente PITA EDICION 1994

Determinación de las ganancias de calor

En esta sección se dará mención a las diversas ganancias de calor que se determinan en un ambiente estándar.

➤ **Ganancias por estructura externas**

Las ganancias son de tipo conducción y se dan por medio de paredes, techo y vidrios se calculan de la siguiente manera:

$$Q = UxAx \Delta TCE \dots\dots\dots (2.1)$$

Donde:

Q: ganancia neta de la sala por conducción

U: coeficiente general de transferencia de calor (BTU/h-ft²-°F).

A: área de techo, pared o suelo en ft²

ΔTCE: Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento, °F.

El valor de coeficientes de transferencia de calor viene a hacer la inversa de la resistencia total del material que se encuentra compuesta.

Resistencia térmica

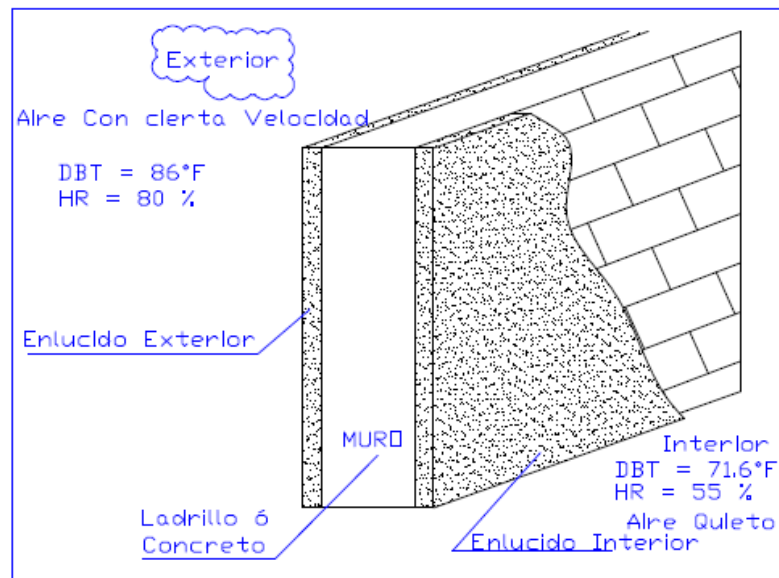
“La transferencia de calor a través de las paredes, techo, piso y demás elementos de una construcción es a través de la capa de aire de un lado de materiales sólidos y después a través de la capa de aire del otro lado” (PITA, 1994)

Esta resistencia es la oposición al flujo de calor esto se presenta desde el aire exterior pasando por la resistencia interna del material y del aire interno del local para el cálculo de estas resistencias se tomarán de las tablas de materiales.

Resistencia térmica global

Es la combinación de las resistencias de un material compuesto, en la cual está entre dos temperaturas diferentes como se aprecia en la figura 2.4

FIGURA 2. 4: muro de materiales compuestos



Fuente: escuela de refrigeración del Perú 2017

Coeficiente Global de transferencia de calor

Es representada también como la conductancia general que viene estar dada por la siguiente ecuación:

$$U = \frac{1}{R_T} \dots\dots\dots (2.2)$$

Donde:

U: Coeficiente general de transferencia de calor (BTU/h ft² °F).

R_t: Resistencia total de material (h ft² °F/BTU)

➤ **Ganancia por paredes y techos exteriores**

Estas se calculan en el horario de máximo flujo térmico, debido que la intensidad de flujo en la estructura exterior es inestable, tomamos como referencia el concepto de variación equivalente de temperatura está teniendo en cuenta la orientación y el material, latitud y condiciones que presenta el proyecto

De la ecuación 2.1, tendremos que mencionar a la diferencia equivalente de temperatura

La cual está dada por la siguiente ecuación:

$$\Delta T E_i = a + \Delta T_{es} + b \times \frac{R_s}{R_{MAX}} \times (\Delta T_{em} - \Delta T_{es}) \dots\dots (2.3)$$

En el que: $R_e = (M_{MAX} \times F_a \times F_{alt} \times F_{pr}) \dots\dots (2.4)$

Donde:

a: Factor de corrección de las variaciones de temperatura (°F)

b: Coeficiente del color de las paredes. Para paredes de color oscuro b=1; para paredes de color medio b=0.78; para paredes de color claro b=0.55.

M_{MAX}: Máxima aportación Solar.

F_a: Factor atmosférico

F_{alt}: Factor de altitud

F_{pr}: Factor por punto de rocío

R_{MAX}: Máxima aportación solar para 40° Latitud Norte, mes Julio.

ΔT_{es}: Variación de temperatura equivalente en la sombra

ΔT_{em}: Variación de temperatura equivalente soleado.

Diferencia Equivalente de Temperatura (Δt)

La radiación solar es incidente en paredes exteriores o techo en un recinto esto origina un aumento de energía en la parte interna del material ocasionando el incremento de la temperatura este incremento varía según el horario debido a que puede tener una transmisión con sentido contrario en pocas palabras esta diferencia de temperatura es causada por la diferencia de temperatura exterior e interior y debido a la radiación solar

➤ **Ganancia por vidrios por radiación**

La ganancia de vidrios tiene la característica de tomar un cierto porcentaje de la radiación que ingresa de los rayos del sol la otra porción es la que queda absorbida por la sala a acondicionar.

En nuestro presente proyecto no se considera este tipo de ganancia de calor debido a que no contamos con ventanas de vidrios.

➤ **Ganancia de calor por personas**

Los calores que emitimos las personas son las de tipo sensible y latente en la cual el sensible es el ocasionamos cambio de temperatura del cuerpo y el latente un cambio de fase que podríamos tomar como ejemplo el sudor que se emite. Para ellos se utilizan tablas del ASHARAE relacionados con estas ratios

➤ **Ganancia de calor por iluminación**

Esta ganancia corresponde a una fuente de calor sensible la cual un porcentaje es absorbido por los materiales que la rodean.

Cuando el proyecto no presenta información actualizada de la iluminación interna del recinto se tiene como opción utilizar **tabla 2.2.**

TABLA 2. 2: LPD EN BASE AL LUGAR QUE SE OCUPA

Common Space Types*	LPD, W/ft ²	Building-Specific Space Types*	LPD, W/ft ²	Building-Specific Space Types*	LPD, W/ft ²
Atrium		Automotive		Library	
First 40 ft in height	0.03 per ft (height)	Service/repair	0.67	Card file and cataloging	0.72
Height above 40 ft	0.02 per ft (height)	Bank/office		Rending area	0.93
Audience/seating area—permanent		Banking activity area	1.38	Stacks	1.71
For auditorium	0.79	Convention center		Manufacturing	
For performing arts theater	2.43	Audience seating	0.82	Corridor/transition	0.41
For motion picture theater	1.14	Exhibit space	1.45	Detailed manufacturing	1.29
Classroom/lecture/training	1.24	Courthouse/police station/penitentiary		Equipment room	0.95
Conference/meeting/multipurpose	1.23	Courtroom	1.72	Extra high bay (>50 ft floor-to-ceiling height)	1.05
Corridor/transition	0.66	Confinement cells	1.10	High bay (25 to 50 ft floor-to-ceiling height)	1.23
Dining area	0.65	Judges' chambers	1.17	Low bay (<25 ft floor-to-ceiling height)	1.19
For bar lounge/leisure dining	1.31	Penitentiary audience seating	0.43	Museum	
For family dining	0.89	Penitentiary classroom	1.34	General exhibition	1.05
Dressing/fitting room for performing arts theater	0.40	Penitentiary dining	1.07	Restoration	1.02
Electrical/mechanical	0.95	Dormitory		Parking garage	
Food preparation	0.99	Living quarters	0.38	Garage area	0.19
Laboratory		Fire stations		Post office	
For classrooms	1.28	Engine room	0.56	Sorting area	0.94
For medical/industrial/research	1.81	Sleeping quarters	0.25	Religious buildings	
Lobby	0.90	Gymnasium/fitness center		Audience seating	1.53
For elevator	0.64	Fitness area	0.72	Fellowship hall	0.64
For performing arts theater	2.00	Gymnasium audience seating	0.43	Worship pulpit, choir	1.53
For motion picture theater	0.52	Playing area	1.20	Retail	
Locker room	0.75	Hospital		Dressing/fitting room	0.87
Lounge/recreation	0.73	Corridor/transition	0.89	Mall concourse	1.10
Office		Emergency	2.26	Sales area	1.68
Enclosed	1.11	Exam/treatment	1.66	Sports arena	
Open plan	0.98	Laundry/washing	0.60	Audience seating	0.43
Restrooms	0.98	Lounge/recreation	1.07	Court sports arena—class 4	0.72
Sales area	1.68	Medical supply	1.27	Court sports arena—class 3	1.20
Stairway	0.69	Nursery	0.88	Court sports arena—class 2	1.92
Storage	0.63	Nurses' station	0.87	Court sports arena—class 1	3.01
Workshop	1.59	Operating room	1.89	Ring sports arena	2.68
		Patient room	0.62	Transportation	
		Pharmacy	1.14	Air/train/bus—baggage area	0.76
		Physical therapy	0.91	Airport—concourse	0.36
		Radiology/imaging	1.32	Waiting area	0.54
		Recovery	1.15	Terminal—ticket counter	1.08
		Hotel/highway lodging		Warehouse	
		Hotel dining	0.82	Fine material storage	0.95
		Hotel guest rooms	1.11	Medium/bulky material storage	0.58
		Hotel lobby	1.06		
		Highway lodging dining	0.88		
		Highway lodging guest rooms	0.75		

Source: ASHRAE Standard 90.1-2010.

*In cases where both a common space type and a building-specific type are listed, the building-specific space type applies.

FUENTE: ASHARE FUNDAMENTAL 2013

➤ **Ganancia de calor por equipamiento Eléctrico**

En cada ambiente que se requiere climatizar existen equipos que generan calor dentro de la sala estos se calculan mediante fichas o el proveedor no proporciona en la presente tesis el proveedor nos proporcionó el equipamiento de la sala eléctrica con la cantidad de disipación térmica en el ambiente.

➤ **Ganancia de calor a través de muros internos y suelo**

Los muros internos y suelos son los muros que no tienen contacto directo con los rayos del sol.

Estos se calcularán con la ecuación

$$Q = UxAx DT \dots\dots\dots (2.5)$$

Donde:

Q= Flujo de calor (BTU/H)

U= Coeficiente global de transferencia de calor (BTU/H.ft2.°F)

A = Superficie considerada en metros cuadrados (m2)

t= Diferencia de temperatura exterior –interior (°C)

Ganancia térmica por calefacción

Esto ocurre cuando la temperatura del exterior es menor a la temperatura interior se produce una pérdida de calor, para poder calcular las pérdidas de calor se utiliza la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior de la sala en estudio tanto para las paredes exteriores, interiores, techo y suelos y ventanas.

Ventilación para la calidad de aire interior aceptable

Esta es según la norma internacional ASHARAE ESTÁNDAR 62.1 (2007) menciona que el flujo exterior de diseño se calcula de la siguiente manera

$$V_{bz} = R_p \times P_z + R_a \times A_z \dots\dots\dots (2.6)$$

Donde:

Az = Área del terreno de estudio en (ft2)

Pz = Número de personas que ingresan al terreno de estudio.

Rp = Flujo de aire exterior por persona según se determina en anexo 1 (m²)

Ra = Flujo de aire exterior por unidad de área según se determina en anexo 1 (m²)

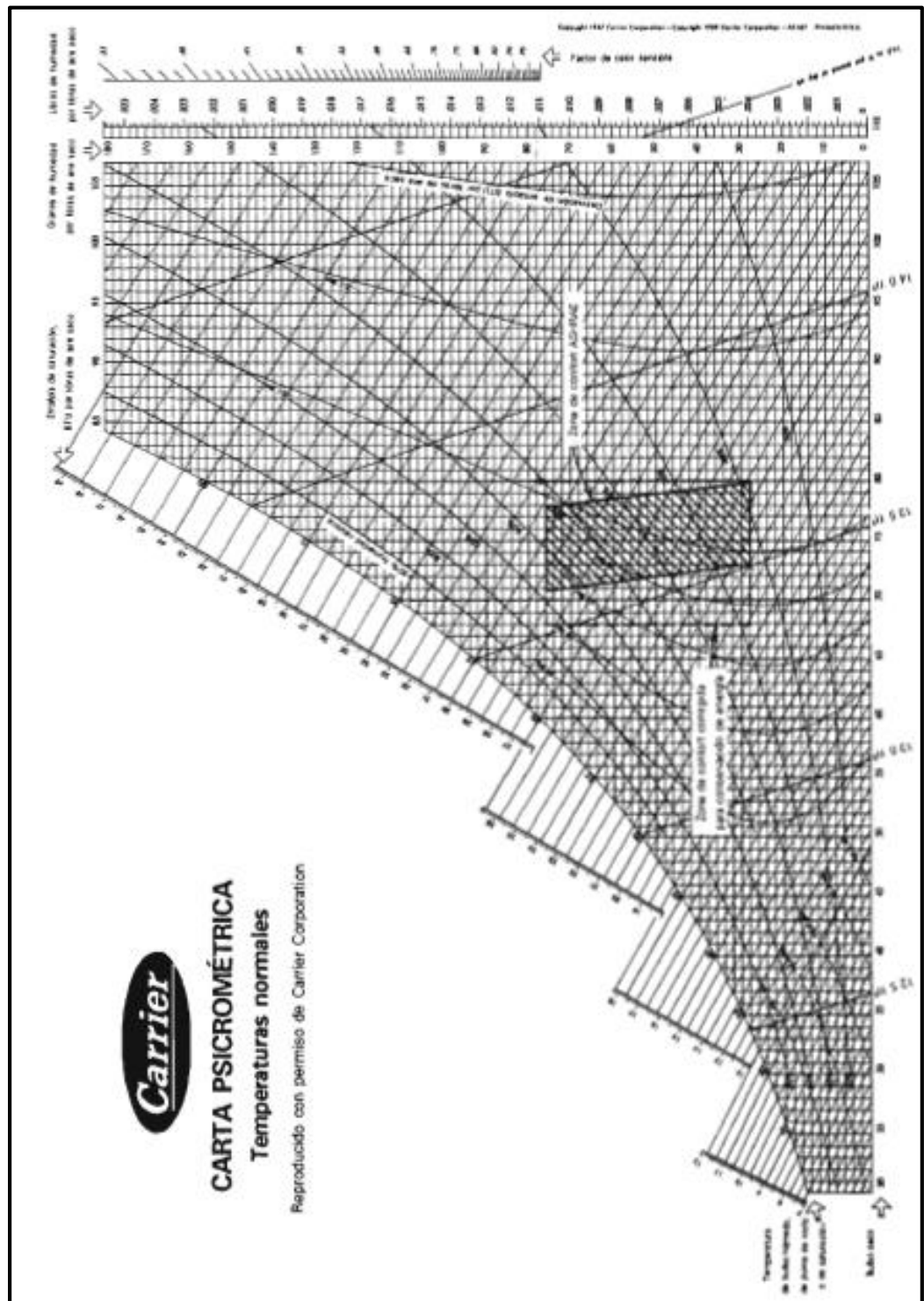
Psicométrica

“Psicrometría es la ciencia que trata de las propiedades termodinámicas del aire húmedo y del efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y sobre el confort humano” (CINDITIONING, 2009) Con la psicometría se determinó las diversas propiedades físicas del aire como la temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo húmedo, temperatura del punto roció, humedad relativa, volumen específico, entalpia específica.

“Las propiedades del aire atmosférico se pueden representar en tablas o en forma de gráficas. A la forma gráfica se le llama carta psicométrica” (PITA, 1994)

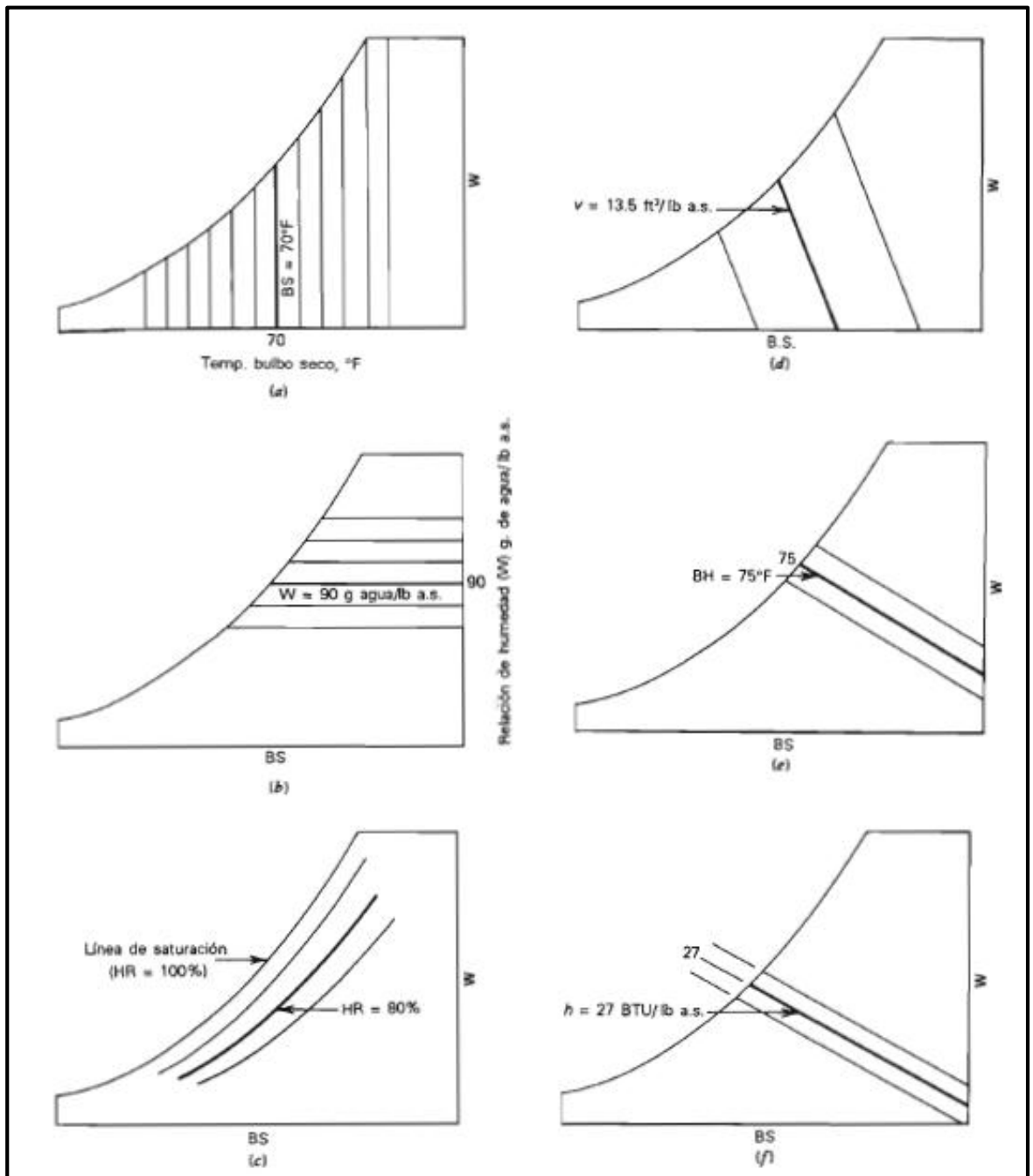
Esta carta es importante debido a que ayuda a estudiar los procesos de la climatización del aire. En la **figura 2.5** se muestra un ejemplo de una carta psicométrica y en la **figura 2.6** los diversos parámetros dentro de la carta psicométrica.

FIGURA 2. 5: Ejemplo Carta Psicrométrica



FUENTE: PITA 1994

FIGURA 2. 6: Propiedades físicas ubicadas en la carta psicométrica



FUENTE: PITA 1994

Localización de la condici^on del aire en la carta psicom^otrica

La ubicaci^on de cada punto en la carta psicom^otrica se ubica una vez conociendo dos propiedades independientes, en la figura 2.5 muestra la carta cuando se encuentra a la presi^on atmosf^orica del nivel del mar, para lugares que presenten altitudes mayores se utiliza una carta psicom^otrica con los valores reales o se usan factores de correcci^on.

L^oneas de proceso en la carta psicom^otrica

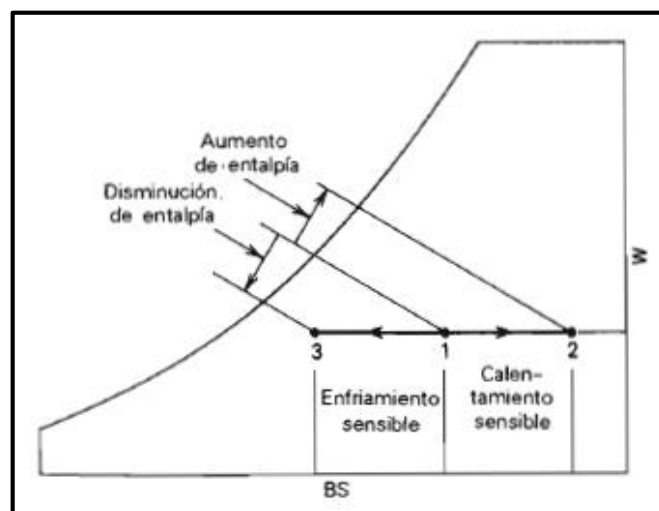
“El objetivo del equipo de acondicionamiento de aire es cambiar el estado del aire que entra y llevarlo a otra condici^on” (PITA, 1994)

Estos tipos de cambio se le denomina proceso los cuales ayudan a la selecci^on de equipos y estos procesos se representan por medio de l^oneas rectas.

➤ Cambios de calor sensible

Consiste en el proceso del cual se retira o agrega calor del aire lo cual tiene como resultado el cambio en la temperatura del b^ubo seco manteniendo constante la humedad debido que no var^oa el contenido de vapor de agua En la **figura 2.7** se muestra este proceso de 1-2 es el proceso de calentamiento y de 1-3 es el proceso de enfriamiento sensible

FIGURA 2. 7: proceso de calentamiento sensible y enfriamiento sensible

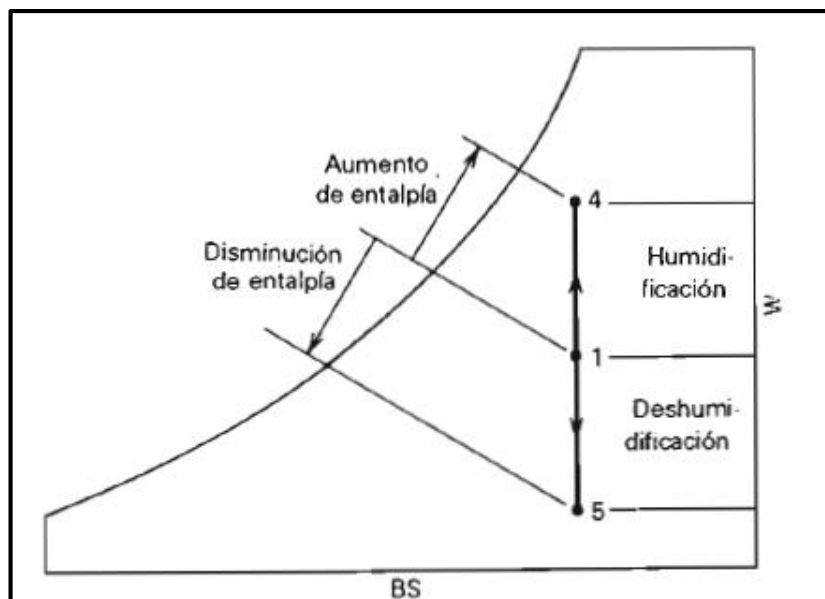


Fuente: PITA 1994

➤ **Variaciones de calor latente (humidificación y deshumidificación)**

Este proceso es cuando se agrega o disminuye el vapor de agua del aire eso se refleja en la **figura 2.8** estas no son muy recurrentes en los sistemas de aire acondicionado sim embargo es necesario tener presente este concepto.

FIGURA 2. 8: proceso de humidificación y deshumidificación (variación del calor latente)



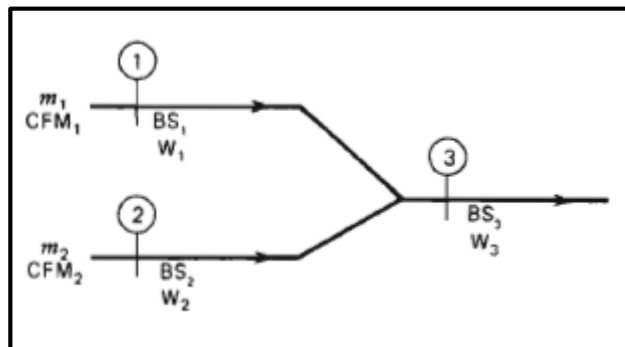
Fuente: PITA 1994

- Calentamiento sensible y humidificación (1-6)
- Calentamiento sensible y deshumidificación (1-7)
- Enfriamiento sensible y humidificación (1-8)
- Enfriamiento sensible y deshumidificación (1-9)

➤ **Proceso de mezclado de aire**

Esto se da en el proceso de mezclado de aire esto se da cuando ingresa aire exterior y se mezcla con el aire de retorno en un sistema de aire acondicionado. Si se conocen las condiciones de estas corrientes de aire se puede calcular los parámetros del aire mezclado o llamado aire insuflado en la FIGURA 2.9 se muestra el proceso de mezclado.

FIGURA 2. 9: proceso de mezclado de aire



Fuente: PITA 1994

Filtros

Los filtros son utilizados en los equipos de aire acondicionado para mejorar la calidad del aire en pocas palabras que el aire exterior que ingrese al sistema sea más puro.

Esta es una herramienta eficiente para evitar el ingreso de polvo dentro de la sala eléctrica lo cual puede ocasionar que los componentes se puedan dañar físicamente también pueden ocasionar la disminución de la disipación de calor de los componentes eléctricos causando su eleva temperatura. Los filtros más utilizados son: filtros nylon, metálicos, carbón activo, Hepa, plasma o neoplasma, etc. en la figura 2.10 se muestra los diferentes filtros de aire.

FIGURA 2. 10: TIPOS DE FILTROS

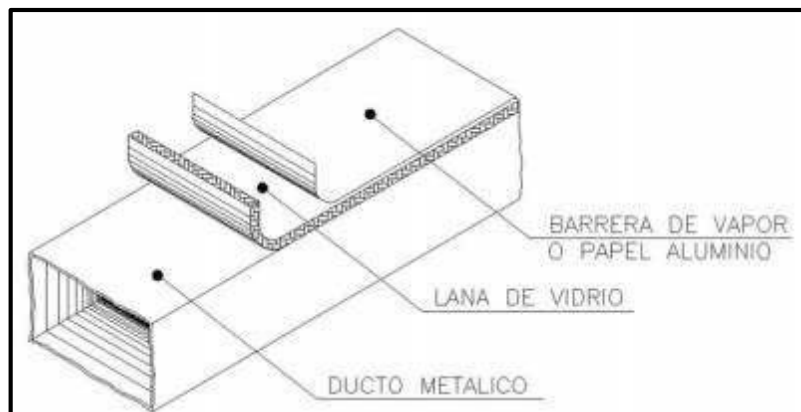


Fuente: <http://climatelmadrid.es/filtros-aire-acondicionado/>

RED DE CONDUCTOS

Estos son los pasajes por donde se distribuye el aire tanto de impulsión como de retorno o extracción de aire ubicado dentro o fuera del ambiente que se requiere climatizar estos son mayormente utilizados de metal galvanizado con o sin aislamiento térmico como la fibra de vidrio y una forma rectangular o circular según la disponibilidad del espacio.

FIGURA 2. 11: Ducteria de lámina galvanizada



Fuente: Brito 2011

Velocidades dentro de los conductos

Las velocidades que se traslada por los ductos son dirigidas a las diversas ramas que climatizan el ambiente según la **tabla 2.3** se visualiza las velocidades máximas recomendadas.

TABLA 2. 3: Ducteria de lámina galvanizada

Clase de conductos	Presión máxima en ejercicio (Pa)	Velocidad máxima (m/s)
B.1 (baja)	150 (1)	10
B.2 (baja)	250 (1)	12.5
B.3 (baja)	500 (1)	12.5
M.1 (media)	750 (1)	20
M.2 (media)	1000 (2)	(3)
M.3 (media)	1500 (2)	(3)
A.1 (alta)	2500 (2)	(3)

Fuente: Carrier 2009

Accesorios del sistema de conductos

“existen una serie de accesorios tales como cortafuegos y puertas de acceso que no afectan el cálculo del sistema” (CINDITIONING, 2009)

Los cortafuegos deben basarse las normas de seguridad y del reglamento de edificaciones del Perú, las compuertas de acceso se instalan antes y después de los elementos instalados en los conductos.

Métodos de cálculo

➤ **Velocidad constante**

Este consiste tener la velocidad constante en toda la rama de ductos utilizados en extracción de aire

➤ **Reducción de velocidad**

Consiste en tener una velocidad elevada luego reducirlas medida que el aire se acerca al final del conducto

➤ **Igual rozamiento**

Esta consiste en escoger el ramal que presente mayor pérdida de carga y se luego se calcula la perdida unitaria

➤ **Recuperación estática**

Consta en reducir la velocidad de circulación tramo a tramo de modo que la presión estática compense la perdida de presión debida al rozamiento.

Factores para una buena distribución de aire

Temperatura

Dentro de un ambiente a climatizar solo debe variar 1°C entre los distintos puntos del ambiente

Velocidad del aire y dirección del aire

Se muestra la tabla 2.4 las cuales recomendada en espacio climatizados
La dirección varía según el fin que tengamos si es un ambiente el cual habrá personas o si cambia debido al equipamiento.

TABLA 2. 4: velocidades del aire en la zona ocupada del recinto

VELOCIDAD DEL AIRE (m/s)	REACCIÓN	APLICACIÓN RECOMENDADA
0-0,06	Cuajos por estancamiento del oído	Ninguna
0,12	Proyecto ideal-favorable	Todas las aplicaciones comerciales
0,12-0,25	Probablemente favorable, pero la máxima velocidad admisible para personas sentadas es 0,25 m/s aproximadamente	Todas las aplicaciones comerciales
0,35	Desfavorable, los papeles ligeros colocados en las mesas son insuflados	
0,4	Límite máximo para personas que se desplazan lentamente-favorable	Almacenes y comercios
0,40-1,50	Instalaciones de acondicionamiento de aire de alguna; fábricas-favorable	Velocidades más altas de acondicionamiento para refrigeración de punto a localizado

Fuente: Carrier 2009

Perdida de carga

Se trata de las diferencias de presiones antes de llegar a los terminales e impulsión y la salida del aire

Elementos de difusión de aire

Estas se seleccionan en base a estos datos iniciales:

- **Caudal de suministro**
- **Condiciones interior**
- **Temperatura**
- **Niveles de sonido**
- **Tipo de uso de ambiente**
- **Arquitectura del ambiente**
- **Tipos de elementos de difusores**
- **Difusor, rejillas**

Estas están compuestas por hojas que tiene la misión de dirigir el flujo de aire deseado el difusor tiene varias direcciones para tener un mayor alcance en un ambiente, las rejillas por lo general tiene un tiro perpendicular

Tuberías de refrigeración

Estas tuberías son las que soportan las presiones y temperaturas del gas refrigerante utilizado en el sistema de refrigeración cuya finalidad es de intercambiar calor con el evaporador o condensador.

Las tuberías de expansión directa utilizan diversos gases refrigerantes existen gases ecológicos que no afectan la capa de ozono un ejemplo es el R-410^a.

2.2.2 Marco Conceptual

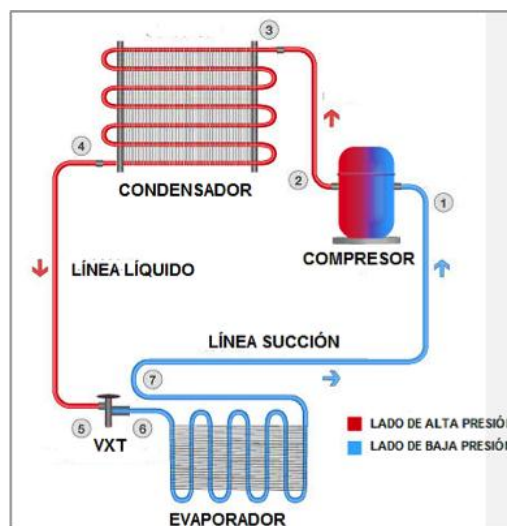
Sistema de Aire Acondicionado o Climatización

El sistema de climatización es un conjunto de componentes mecánicos los cuales se muestra en la **figura 2.13** que aprovechan las propiedades termodinámicas y de transferencia de calor entre los 2 o más medios. Tales como el gas refrigerante y el aire la función principal es controlar la temperatura dentro de un espacio.

Los elementos básicos de la refrigeración son:

Compresor, condensador, evaporador, válvula de expansión

FIGURA 2. 12: ciclo de refrigeración básica



Fuente: https://blogquimobasicos.files.wordpress.com/2014/08/sobre_c1.pn

Compresor: viene a ser el corazón del sistema de refrigeración ya que comprime el gas refrigerante aumenta la presión y temperatura facilitando la condensación de este cuando se desplace hacia el condensador.

Evaporador: .es un intercambiador de calor el cual cuenta con un serpentín donde se desplaza el fluido refrigerante donde intercambia calor con el aire y lo evapora cambiándolo de estado líquido a gas el cual absorbe el calor del recinto. Del evaporar impulsa aire frío debido al intercambio de calor

Condensador: es un intercambiador de calor que cambia de fase el gas refrigerante de gas a líquido esta parte del equipo se encuentra generalmente ubicados en el exterior del ambiente ya que emana temperatura elevadas

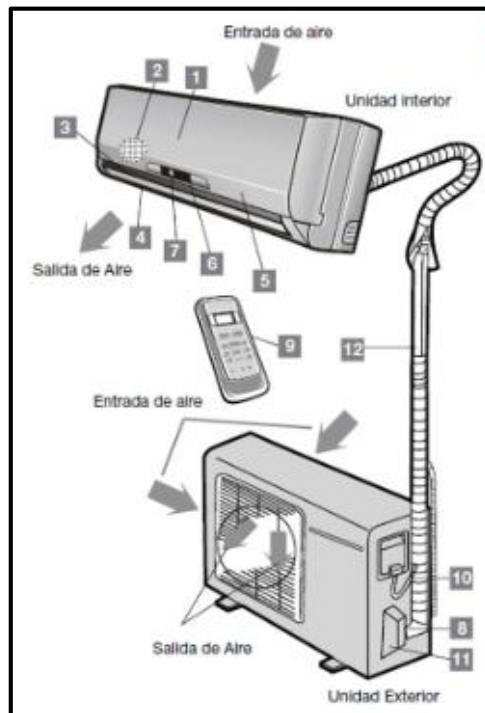
Válvula de expansión: tiene como función el de permitir el ingreso de líquido refrigerante al evaporador, también reduce la presión del líquido que ingresa.

Tipo de sistema de climatización

Sistema Expansión directa

Este tipo de sistema se refiere cuando los componentes de la refrigeración están conectados entre sí solo cuenta con una unidad interior (evaporador), y unidad exterior (condensador) donde trasladamos el calor del cuarto a acondicionar hacia el exterior en la **figura 2.13** se muestra un ejemplo de este tipo de sistema.

FIGURA 2. 13: sistema de expansión directa



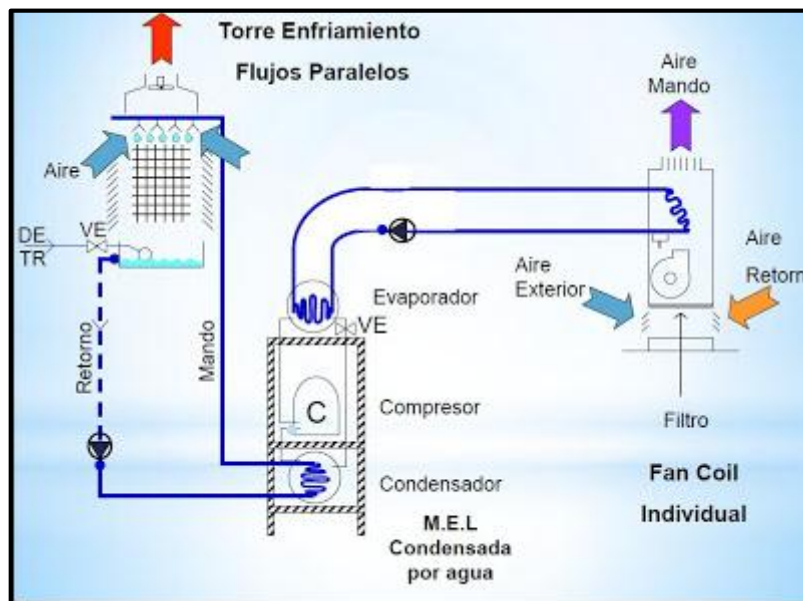
Fuente: <https://es.slideshare.net/wespinal/split-13958523>

Sistema Expansión indirecta

Estos tipos de sistemas se dan mayormente en sistemas enfriados por agua donde la transferencia de calor empieza entre el agua y el gas refrigerante luego un intercambio de calor entre refrigerante y el aire mezclado para trasladarlo a la unidad interior (evaporador) esto es empleado para sistemas de gran capacidad

Véase **figura 2.14**

FIGURA 2. 14:sistema de expansión indirecta



Fuente:<http://acondicionamientotermicoarquitectura.blogspot.com/2013/02/sistemas-de-expansion-indirecta-todo.html>

➤ **Equipos evaporadores**

Estos equipos se encargan de impulsar el aire frío o caliente del recinto tenemos de diferentes tipos como:

➤ **Unidad tipo ventana**

Estos equipos son utilizados en oficina y de baja capacidad dentro de este se encuentran todos los elementos básicos de la refrigeración ahora estas se instalan en ventanas o paredes debajo de una ventana la desventaja es el filtro que maneja ya que es de calidad baja.

FIGURA 2. 15: equipo tipo ventana



Fuente: <http://www.motorex.com.pe/blog/aire-acondicionado-tipo-ventana/>

➤ **Unidad Split decorativo**

Este equipo Split existen de dos modelos los mini Split que son de menos capacidad generalmente hasta 24 000 btu/h, se instalan en pared para una mayor capacidad existen los Split tipo techo instalados en la parte superior de los ambientes.

FIGURA 2. 16: EQUIPO SPLIT



Fuente: <http://corpfeser.com.pe/product/aire-acondicionado-tipo-split-piso-techo/>

➤ **Unidad tipo fan coil**

Estos equipos son utilizados mayormente para el sistema de agua helada en la cual circulan agua por sus tuberías o serpentines e intercambian calor con el aire del ambiente.

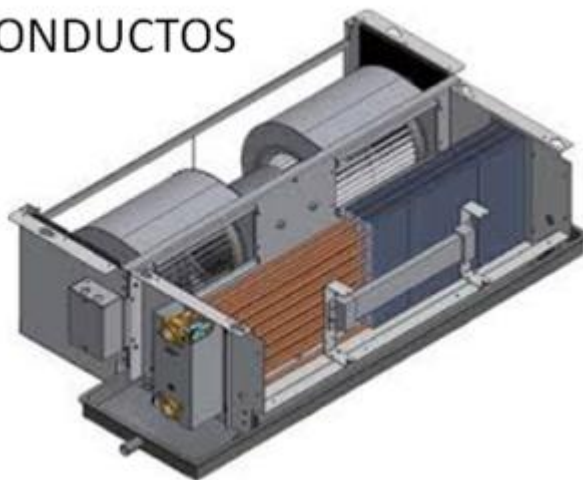
Tipos

Fan coil de dos tubos: el cual consta de un tubo de impulsión y otro de retorno en la cual proporciona agua fría o caliente funcionando una a la vez.

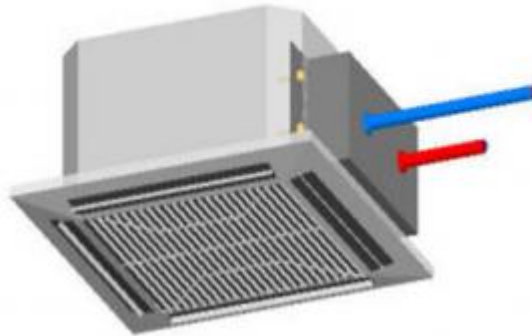
Fan coil de cuatro tubos: Son utilizados en verano e invierno cuya aplicación se dan en hoteles, edificios, hospitales, etc. Consta de cuatro tuberías dos de ingreso del fluido refrigerante, y dos de retorno del fluido refrigerante el cual funcionan de forma independiente.

FIGURA 2. 17: EQUIPO SPLIT

CONDUCTOS



CASSETTE



Fuente: <http://www.airzone.es/blog/climatizacion/que-es-un-fan-coil-y-como-funciona/>

➤ Unidad Manejadora de Aire

Son equipos dedicados al tratamiento de aire tiene como principal objetivo proveer un caudal de aire acondicionado para ser distribuido al espacio a climatizar.

FIGURA 2. 18: manejadora de aire



Fuente: <https://manejadoras-de-aire.com/>

➤ **Equipo Roof top**

Son conocidos también como equipos paquete en el cual el sistema de refrigeración está incluido dentro de su estructura. Estos soportan las altas presiones por lo que son recomendables para lugares de mayor altitud.

FIGURA 2. 19: equipo roof top



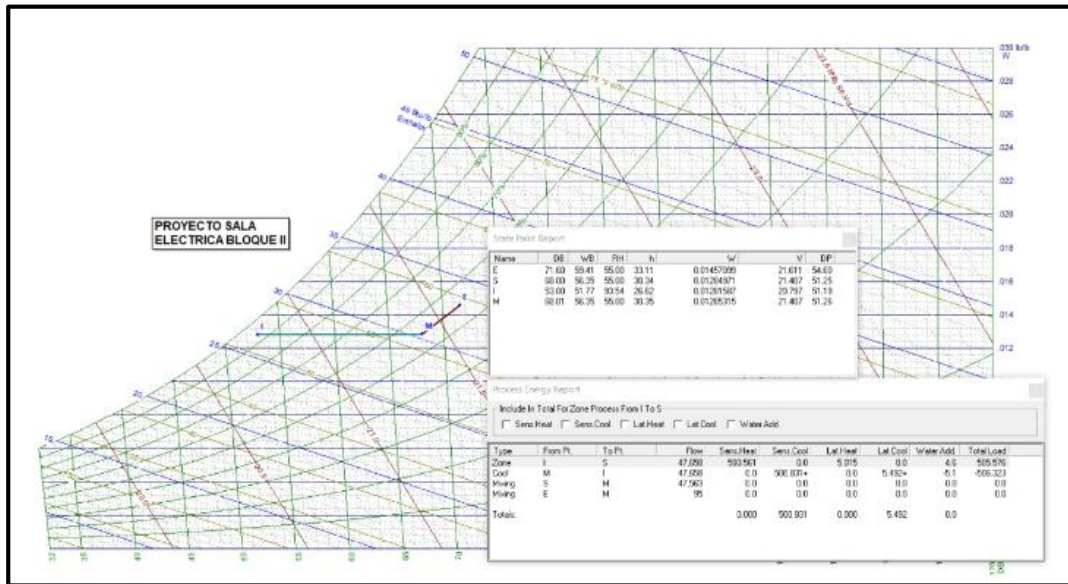
Fuente: <https://www.carrier.com.ar/productos/rooftop-alta-eficiencia/>

Programas de ingeniería en climatización

Psychart

Es un programa para poder simular la carta psicrométrica de la cual permite tener la altitud del lugar donde se climatizará y nos brinda las propiedades de los puntos exteriores e interior se puede simular los procesos de aire acondicionado. Ver ejemplo en **figura 2.20**

FIGURA 2. 20: ejemplo de proceso de aire acondicionado

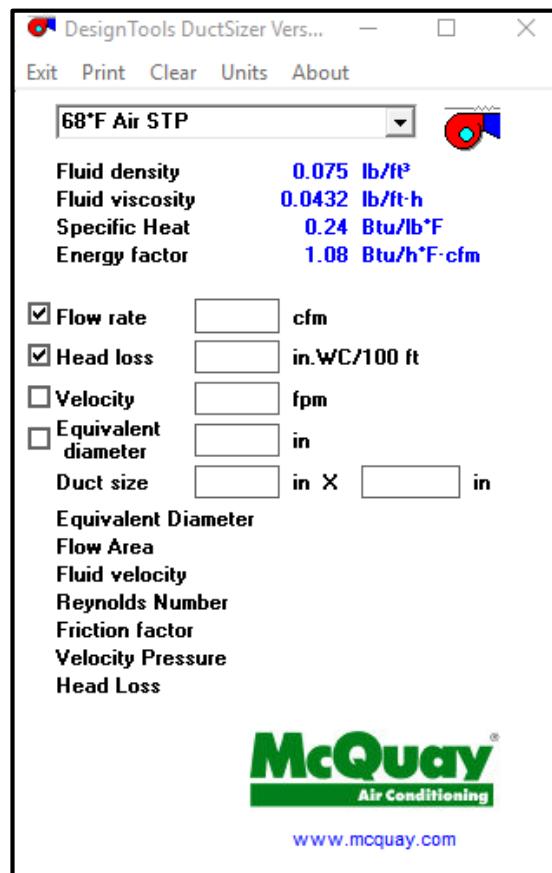


Fuente: psychart

DUCTSIZER

Este programa permite dimensionar los ductos ingresando mínimo dos datos de pérdida de presión velocidad o caudal, se determina la dimensión del ducto a seleccionar ver ejemplo en **figura 2.21**

FIGURA 2. 21: ejemplo de selección de ducto



Fuente: ductsizer

Sistema de ventilación free cooling

El free cooling conocido también como enfriamiento gratuito es el sistema en la cual se aprovecha las condiciones exteriores con el objetivo de reducir el consumo energético de un sistema de climatización, este no solo se puede utilizar en el modo de enfriamiento también en modo de calefacción aprovechando la temperatura o entalpia exterior del ambiente.

CLASIFICACION

Por tipo de fuente o sumidero de calor se puede clasificar po:

- Free cooling aire -aire o enfriamiento por medio del aire húmedo exterior a aplicar en los sistemas de climatización.
- Free cooling de agua-agua: energía gratuita evacuada/ obtenida en torres de refrigeración, geotermia de lazo abierto.

- Free cooling agua-aire: enfriamiento evaporativo del aire por medio de la introducción de agua en el aire.
- Free cooling tierra-agua, geotermia de lazo cerrado.

El sistema de aire es el más empleado que a su vez se clasifican en:

- Free cooling térmico
- Free cooling entalpico
- Free cooling térmico-entalpico mejorado

La normativa española nos menciona el uso obligatorio del free cooling de aire los sistemas de climatización mayores de 70 kw equivalentes a 20 toneladas de refrigeración. Esto se ubica RITE (Reglamento de instalaciones térmicas en los edificios) en el apartado IT 1.24.5.1

VENTILACION MINIMA

Estas van en base a la calidad de aire las cuales se observa en la tabla 2.5

TABLA 2. 5: caudales de aire exterior

Tabla 1.4.2.1 Caudales de aire exterior, en dm³/s por persona	
Categoría	dm³/s por persona
IDA 1	20
IDA 2	12,5
IDA 3	8
IDA 4	5

FUENTE: RITE (REGLAMIENTO DE INSTALACIONES TERMICAS EN LOS EDIFICIOS) 2013

Donde:

IDA 1: AIRE DE CALIDAD ALTA

IDA 2: AIRE DE CALIDA MEDIA

IDA 3: AIRE DE CALIDAD MEDIOCRE

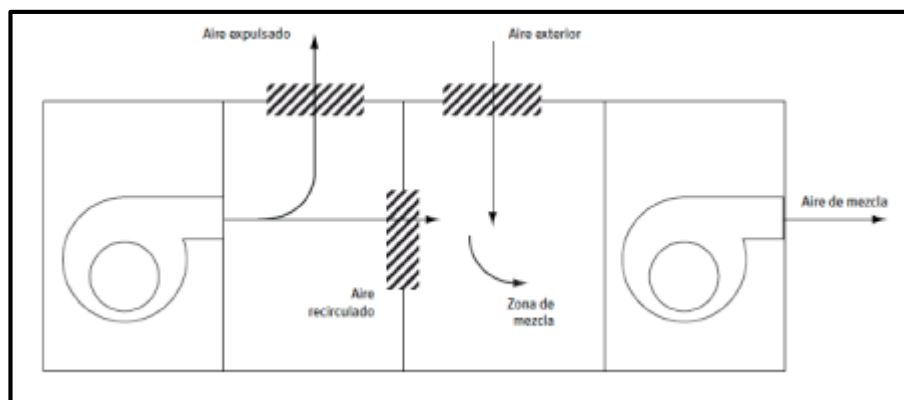
IDA 4: AIRE DE CALIDAD BAJA

Free cooling por aire exterior

Consiste en aprovechar las condiciones energéticas del aire exterior en un sistema de climatización, estas son más provechosas por ejemplo cuando la temperatura seca del aire exterior en condiciones de verano sea inferior que la temperatura seca de aire de retorno en este caso se introduce mayor cantidad de aire exterior que la necesaria por ventilación mejorando también la calidad de aire.

El free cooling toma importancia en locales que aun en invierno, requieren de enfriamiento como las salas data center, cines, teatros, restaurantes.

FIGURA 2. 22: esquema de free cooling



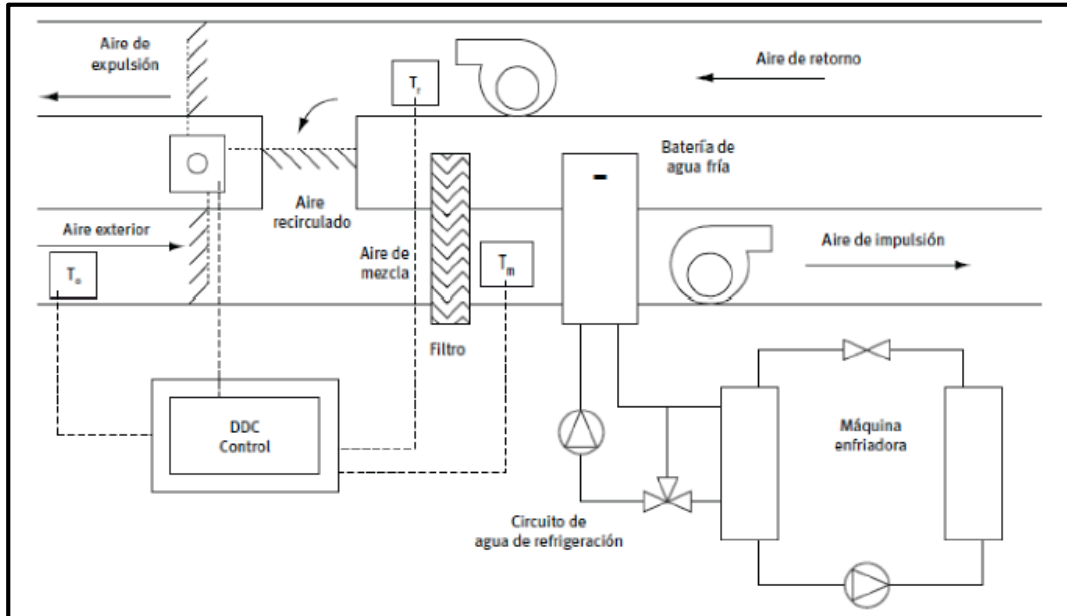
Fuente: guía técnica ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización, 2012

El no usar todo el aire exterior (salvo que por condiciones de higiene así se requiera) es debido a que haciendo recirculación de aire se obtiene un importante ahorro energético (salvo las horas en la que se pueda usar el free cooling).

Free Cooling por temperatura

Este método es el más utilizado se realiza comparando las temperaturas secas del aire de retorno $T_{s,ret}$ con la temperatura seca del exterior $T_{s,ext}$

FIGURA 2. 23: esquema de control enfriamiento gratuito con control de temperatura seca



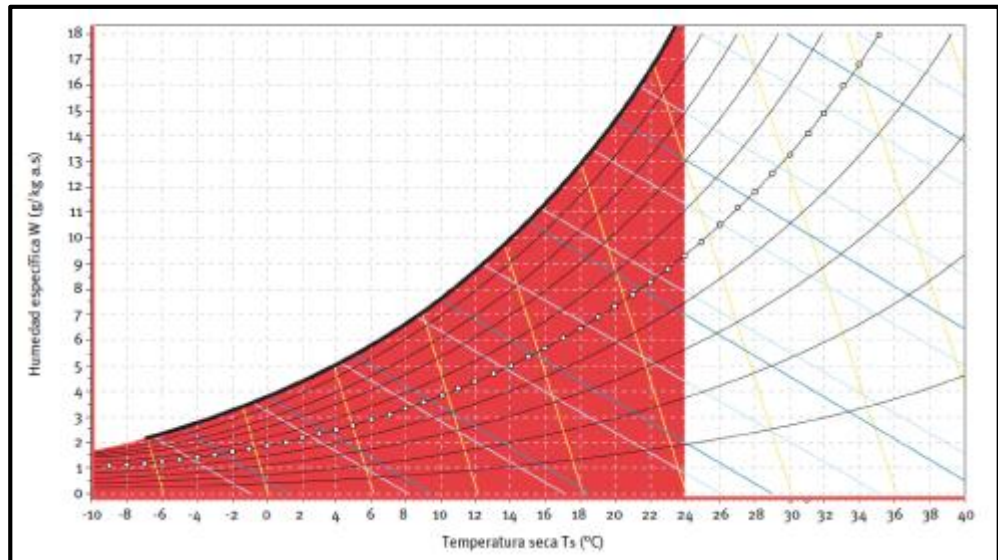
Fuente: guía técnica ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización, 2012

En modo verano (refrigeración) el funcionamiento:

1. Si la temperatura seca exterior $T_{s,ext} > T_{s,ret}$
 La compuerta de aire exterior abierta al mínimo (requerido por ventilación) y Compuerta de recirculación al máximo en este caso, se potencia la recirculación del aire
2. Si la temperatura seca exterior $T_{s,ret} < T_{s,ext}$
 La compuerta de aire exterior abierta al máximo (100%) y compuerta de recirculación cerrada en este caso se mejora la calidad del aire interior y se realiza el enfriamiento gratuito del aire
3. Para mantener las condiciones del ambiente a climatizar la temperatura de impulsión se va regulando en los sistemas de caudal constante. Es por ello que la $T_{s,imp}$ no es constante a lo largo del tiempo por tanto la temperatura de mezcla $T_{s,m}$ sea inferior a la temperatura necesaria de impulsión en ese momento se intentara

regular las compuertas para llevar la $T_{s,m}$ a lo mas cerca posible de la $T_{s,imp}$.

FIGURA 2. 24: zona de actuación de free cooling



Fuente: guía técnica ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización, 2012

Salas eléctricas en minería

En la industria de la minería se requiere ampliaciones por las diversas factoras como por ejemplo el de producción es por ello que se requiere unas salas eléctricas independientes fuera de la ciudad donde se encuentren. La Sala eléctrica tiene como principio la integración tecnológica, que se eficiente y de bajo coste estas se pueden construir e instalar por medio de contenedor transportable dentro de estas salas pueden tener equipos de potencia, equipamiento de trasformación, equipos y accesorios de distribución, equipamiento de control y medición, etc.

El mercado peruano es activo a esta adquisicion de salas eléctricas debido al abundantes mineras que se tiene en todo el Perú por ejemplo

la selva peruana donde es posible el uso de salsas eléctricas híbridas la cual tiene sistemas eléctricos basados en combustibles fósiles.

Debido a que estos equipos requieren un sistema de aire acondicionado para que no perturbe la eficiencia del equipamiento dentro de la sala se tiene que tomar equipos de aire que cumplan con los estándares de temperatura y humedad con un ahorro de energía eléctrica.

FIGURA 2. 25: ejemplo de sala eléctrica



Fuente: http://manelsaperu.blogspot.com/2014/07/sala-electrica-minera-milpo.html#.W_n_7OgzblU

2.3 DEFINICIONES DE TÉRMINOS BÁSICO

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.

CICLO DE REFRIGERACION: Es el proceso del refrigerante donde pasa por diversos cambios de estado.

CLIMATIZAR: Es utilizar un medio para tener la temperatura confort dentro de un ambiente determinado

FREE COOLING: También conocido como enfriamiento gratuito este sistema aprovecha el aire exterior para enfriar o refrigerar un lugar determinado.

TEMPERATURA DE BULBO SECO: Temperatura que mide un termómetro

TEMPERATURA DE BULO HÚMEDO: La temperatura que indica un termómetro que esta humedecido en uno de sus extremos y expuesta a una corriente de aire.

TERMOSTATO: Instrumento que mide la temperatura del ambiente

TONELADAS DE REFRIGERACION: Es la capacidad de extracción de carga térmica de un equipo refrigeración. Una tonelada de refrigeración equivale a 12000 btu/h.

VENTILACION FORZADA: Es el proceso por el cual se extrae o suministra aire de un determinado espacio.

CAPITULO III: HIPOTESIS Y VARIABLES

3.1 Hipótesis

3.1.1 Hipótesis General

Si se diseña el sistema de aire acondicionado con free cooling se logrará el control de temperatura en la sala eléctrica de una empresa Minera.

3.1.2 Hipótesis Específica

1: Si se determina la carga térmica de la sala eléctrica se seleccionará el equipo adecuado de aire acondicionado

2: Si se dimensiona la red de conductos se logrará una adecuada distribución de aire.

3: Si se selecciona el sistema de ventilación free cooling se disminuirá la carga térmica.

3.2 DEFINICIÓN DE VARIABLES

Sistema de aire acondicionado con free cooling

Es un sistema de aire acondicionado donde se aprovecha la diferencia de temperatura entre dos ambientes para refrigerar uno de ellos y esto genera ahorro en costos tanto energéticos como económicos.

Temperatura

Es una medida que se utiliza para hacer referencia a la cantidad de calor que irradia a un objeto o un ambiente esta es medible por la siguiente unidad Fahrenheit (°C) y Celsius (°C)

3.2.1 Variable independiente

X= sistema de aire acondicionado con free cooling

3.2.2 Variable dependiente

Y= control de temperatura

Tenemos como ecuación de variables

$$Y= F(X)$$

3.3 OPERACIONALIZACION DE VARIABLES

La Operacionalización de variables dependientes e independientes, se muestra en la Tabla N°3.1

TABLA 3. 1: OPERACIONALIZACIÓN DE LAS VARIABLES

OPERACIONALIZACIÓN DE LAS VARIABLES		
VARIABLES	DIMENSIONES	INDICADORES
INDEPENDIENTE: Sistema de aire acondicionado con free cooling	carga termica	caudal de aire fresco
		ganacias de calor
		procesos psicometricos
	selección de red de conductos	Temperatura de Aire de Insuflamiento
		Capacidad Térmica de la sala electrica
		Dimensionamiento de Ductos
		Dimensionamiento de Rejillas de Extracción e impulsión
		Caída de presión en ductos
	selección de sistema free cooling	Selección de Equipos de Climatización
		caudal de aire fresco de compensacion
DEPENDIENTE: control de la temperatura	Temperatura	carga termica de free cooling de compensacion
		proceso psicometricos
		temperatura de bulbo seco

FUENTE: Elaboración propia

CAPITULO IV: METODOLOGIA DE INVESTIGACION

4.1 TIPO Y DISEÑO DE LA INVESTIGACION

“El tipo de investigación que se utilizo es tecnológico debido a que los conocimientos científicos aplicados son utilizados para solucionar los diferentes problemas que beneficien la sociedad” (ESPINOZA MONTES, 2010)., estos conocimientos científicos aplicados son los de transferencia de calor y termodinámica los cuales contribuyen a la solución del control de la temperatura de una sala eléctrica de una empresa minera ubicada en Chumbivilcas-Cuzco por medio del sistema de aire acondicionado con free cooling.

“La investigación aplicada tiene como propósito aplicar los resultados de la investigación experimental para diseñar tecnologías de aplicación inmediata en la solución de los problemas de la sociedad”. (ESPINOZA MONTES, 2010)

El nivel de investigación es aplicativo debido que los conocimientos científicos de termodinámica y transferencia de calor son aplicados para diseñar tecnologías que se presenten en el entorno de ingeniería.

Diseño de la investigación

Según el autor (HERNANDEZ SAMPIERI, 2010)“**investigación no experimental** estudios que se realizan sin manipulación deliberada de variables y en los que solo se observan los fenómenos en su ambiente natural para analizarlos”

La presente investigación tomo como diseño no experimental debido que no se varió en forma incondicional las variables se observaron para poder analizarlos.

4.1.1 PARAMETROS DE DISEÑO

El cálculo de la ganancia térmica de la sala eléctrica se ha realizado en base a los siguientes parámetros:

Parámetros para cálculo de carga térmica en verano:

- Ubicación geográfica
- Condiciones exteriores en verano
- Condiciones en el interior del ambiente a climatizar
- Detalles arquitectónicos del ambiente a climatizar

Parámetros para selección de conductos, rejillas

- Caudal de insuflamiento de aire.
- Caída de presión en conductos.

Parámetros para selección del Free Cooling

- Tipo de free cooling
- Capacidad térmica de enfriamiento
- Caudal de insuflamiento de aire.

4.1.2 ETAPAS DE DISEÑO

Para el diseño de aire acondicionado de la presente tesis se realizó lo siguiente:

Etapa 1: Cálculo de carga térmica

En esta etapa se determina la transferencia de calor que se produce en la estructura interior y exterior. Para lograr el objetivo específico se realizaron los siguientes pasos:

- Cálculo de la transferencia de calor en paredes y techos para verano

- Sumatoria de todos los valores de ganancia térmica en verano
- Utilizar la psicometría por medio del software psychart
- Cálculo de caudal de insuflamiento
- Selección del tipo de equipo de aire acondicionado

Etapas 2: Determinar la red de conductos

En esta etapa se determina la red de conductos, la calidad de aire que necesita para dimensionar los conductos se realizaron los siguientes pasos:

- Calcular el caudal de suministro
- Selección de rejillas de extracción e inyección
- Calcular la caída de presión en los conductos del aire de impulsión y retorno

Etapas 3: Selección del sistema de free cooling

En esta etapa se selecciona el sistema de ventilación free cooling considerando el caudal de aire y las condiciones de temperatura del ingreso de aire exterior se realizaron los siguientes pasos:

- Determinar el caudal de ingreso free cooling
- Determinar la carga térmica de compensación
- Seleccionar el tipo de sistema de ventilación free cooling

4.1.3 INGENIERIA DE DETALLE

En esta sección se sustentará los cálculos mediante fórmulas de transferencias de calor, las tablas utilizadas para tener el respaldo y lograr nuestros objetivos.

Cálculos para determinar la carga térmica

Parámetros para cálculo de carga térmica en verano:

- Ubicación geográfica

- Condiciones climatológicas exteriores en invierno y verano
- Condiciones climatológicas en el interior del local para verano
- Características arquitectónicas del local

a) Ubicación Geográfica

La ciudad de Chumbivilcas está ubicada

- Latitud Sur 14° 27' 0''
- Longitud 72° 6' 0''
- Altitud 3658 m.s.n.m

b) Condiciones climatológicas exteriores en verano

Máxima temperatura en verano

Estos datos fueron tomados de SENAMHI las temperaturas fueron tomados desde enero de 2017 a diciembre del 2017

Máxima temperatura bulbo seco: 22°C

Mínima temperatura bulbo seco: 17.8 °C

Humedad relativa máxima: 55%

Velocidad máxima del viento: 3 m/s

c) Condiciones de Temperatura y humedad en el interior de la sala eléctrica

La temperatura confort se tomará de la tabla 4.1 utilizada para zonas industriales en aparatos eléctricos la cual la temperatura interior debe ser 20°C con 55% a más, por lo que se asumirán las siguientes temperaturas

TABLA 4. 1: CONDICIONES INTERIORES PARA APLICACIONES INDUSTRIALES

Tabla 5 - CONDICIONES INTERIORES PARA APLICACIONES INDUSTRIALES							
(Estos valores son facilitados a título informativo, las condiciones escogidas las determina generalmente el cliente)							
INDUSTRIA	APLICACIÓN	Temp. seca (°C)	Humedad relat. %	INDUSTRIA	APLICACIÓN	Temp. seca (°C)	Humedad relat. %
ABRASIVOS	Fabricación	24-27	45-50	CERVECERÍA	Cerveza blanca	0-2	75
FÓSFOROS	Fabricación	22-23	50		Cerveza negra	4-7	75
	Secado	21-24	40		Cava de fermentación:		
	Almacenaje	15-17	50		Cerveza blanca	4-7	75
APARATOS ELÉCTRICOS	Enrollamientos, bobinas, material electrónico	22	15		Cerveza negra	13	75
	Montaje limpiapar	20	40		Troiegs	0-2	75
	Instrumentos electrónicos			CERÁMICA	Refractarios	43-65	50-90
	Fabricación y laboratorio	21	50-55		Moldado	27	60-70
	Montaje termostatos	24	50-55		Almacén de arcillas	15-27	35-45
	Montaje higrostatos	24	50-55		Decoración	24-27	45-50
	Montajes de presión	22	40-45	CEREALES EN COPOS	Empaquetado	24-27	45-50
	Ensayos aparatos de medida	23-24	60-63	BOVA DE MASCAR	Fabricación	25	33
	Montaje fusibles e interruptores	23	50		Laminado	20	63
	Fabric. Condensad.	23	50		Cortado	22	53
	Almacén papel	23	50		Empaquetado	23	58
	Aislamiento cables	24	65-70	CONTRAPLACADOS	Preso calor-Resina	32	60
	Pararrayos	20	20-40		Preso frío	32	15-25
	Montaje y ensayo de disyuntores	24	30-60	COSMÉTICOS	Fabricación	18-21	-
	Rectif. de Selenio y Óxido de Cobalto			CUERO	Secado		
		23	30-40		Cortido vegetal	21	75
PAÑADERÍA	Amasado	24-27	40-50		Cortido al horno	49	75
	Fermentación	24-28	70-75		Almacenaje	10-16	40-60
	Espera, antes cocinar	33-36	80-85	DESTILACIÓN	Conservación de:		
	Enfriamiento del pan	21-27	80-85		Grano	15	35-40
	Cámara fría	4-7	-		Fermento líquido	0-1	-
	Preparación	26-28	65-70		Fabricación	15-24	45-60
	Pasteletería	35-40	-		Envejecimiento	18-22	50-60
	Pastas secas y bizcochos	15-18	50	PELETERÍA	Secado	43	-
	Empaquetado	15-18	60-65		Choque térmico	-8 a -7	-
	Conservación de:				Conservación	4-10	55-65
	Ingredientes secos	21	55-65	IMPRESIÓN	Litografía en color		
	Ingredientes frescos	-1 a +7	80-85		Sala de prensas	24-27	46-48
	Harina	21-24	50-65		Almacenaje	23-27	49-51
	Materiales grasos	7-21	55-60		Impresión de papeles y tejidos		Comfort
	Azúcar	27	35		Almacenaje y plegado		Comfort
	Agua	0-2	-				

Fuente: Manual Carrier (2014, I-13)

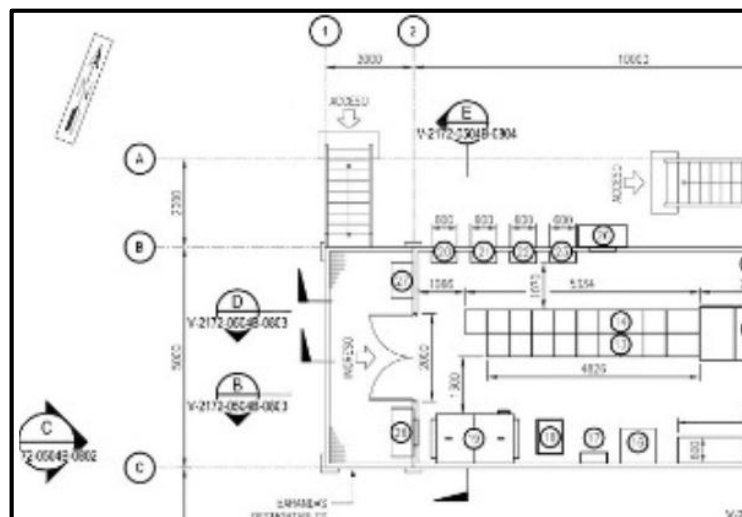
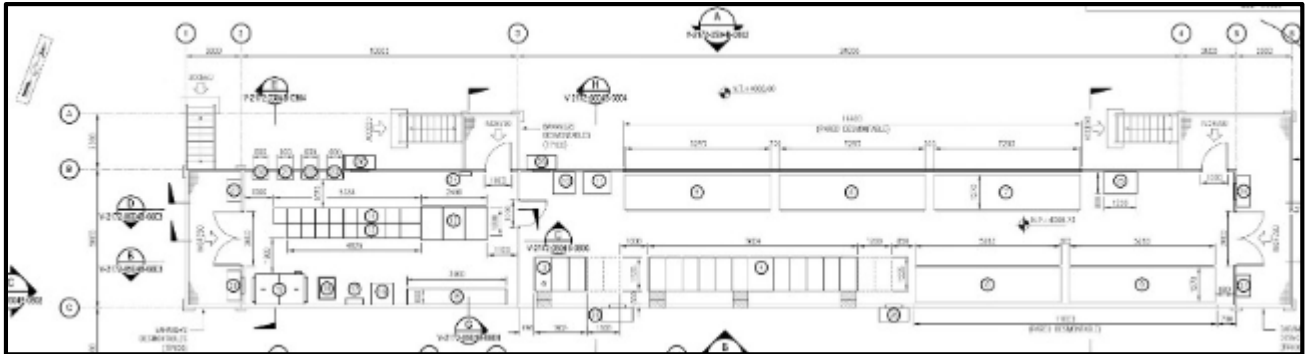
Temperatura interior en verano

Temperatura de bulbo seco: 20°C

Humedad relativa: 55%

d) **Datos arquitectónicos:** En la figura 4.1 se muestra la vista de planta de la sala eléctrica con la dirección del norte

FIGURA 4. 1: VISTA PLANTA DE LA SALA ELÉCTRICA



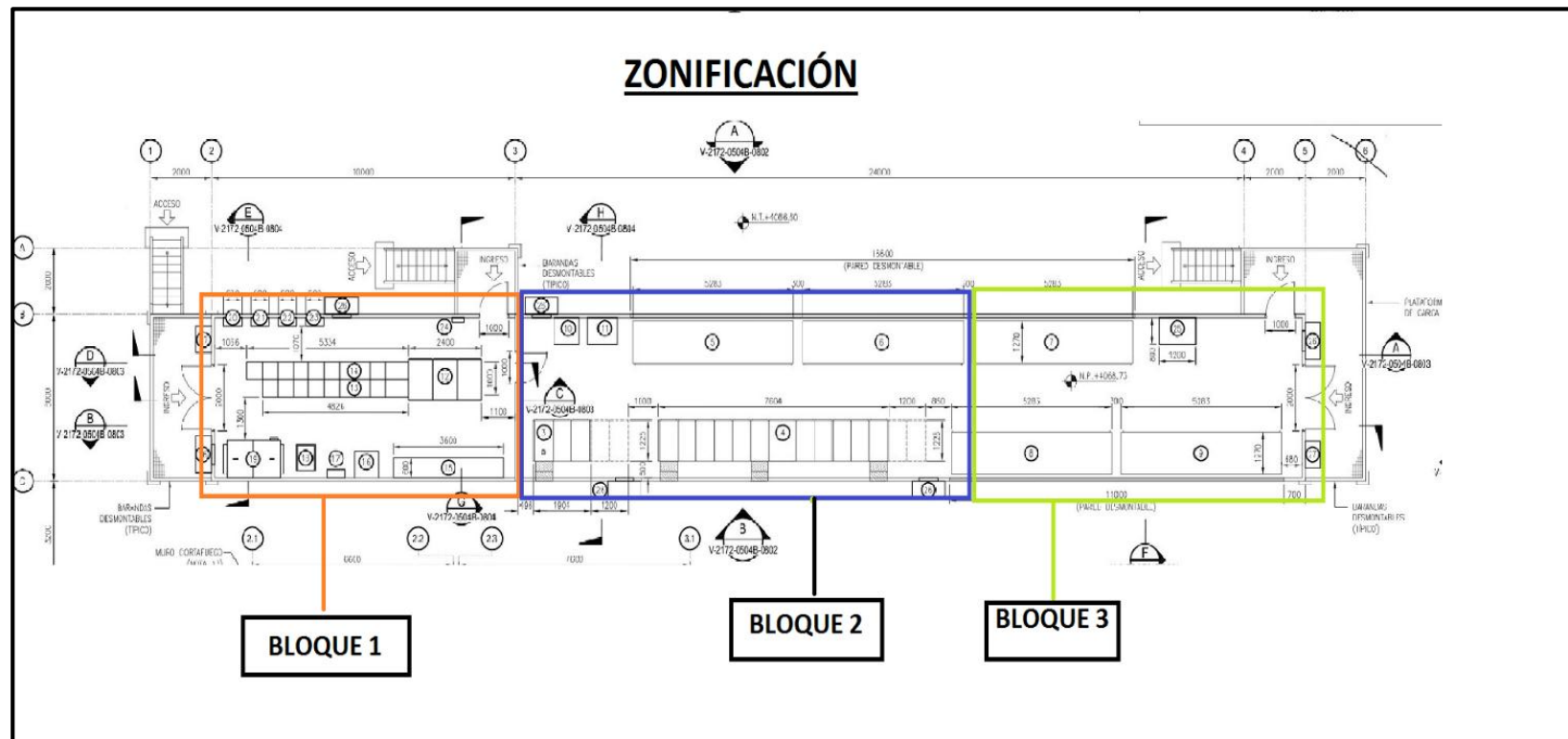
Fuente: pdf en autocad

De los planos de arquitectura se puede obtener lo siguiente:

La sala eléctrica consta de un solo nivel el cual se zonificará el ambiente de sala eléctrica de la siguiente manera:

Bloque 1, Bloque 2 y Bloque 3 como se muestra en la figura 4.2

FIGURA 4. 2: ZONIFICACIÓN DE LA ARQUITECTURA



Fuente: Pdf en autocad

Geometría bloque 1

- Largo: 10 m
- Ancho: 4.80 m
- Área: 48 m²
- Alto: 3.0 m
- Volumen: 144 m³
- Perímetro: 29.6 m
- Muro exterior: 10 m (Orientación SE)
- Muro exterior: 10 m (Orientación NO)
- Muro exterior: 4.8 m (Orientación SO)
- Muro interior: 4.8 m (Orientación NE)
- Techo con exposición al sol
- Tipo de piso: piso de acero
- Color de muro exterior: Medio claro

Geometría bloque 2

- Largo: 14.7 m
- Ancho: 4.80 m
- Área: 70.56 m²
- Alto: 3.0 m
- Volumen: 211.68 m³
- Perímetro: 39 m
- Muro exterior: 14.7 m (Orientación SE)
- Muro exterior: 14.7 m (Orientación NO)
- Muro exterior: 4.8 m (Orientación SO)
- Techo con exposición al sol
- Tipo de piso: piso de acero
- Color de muro exterior: Medio claro

Geometría bloque 3

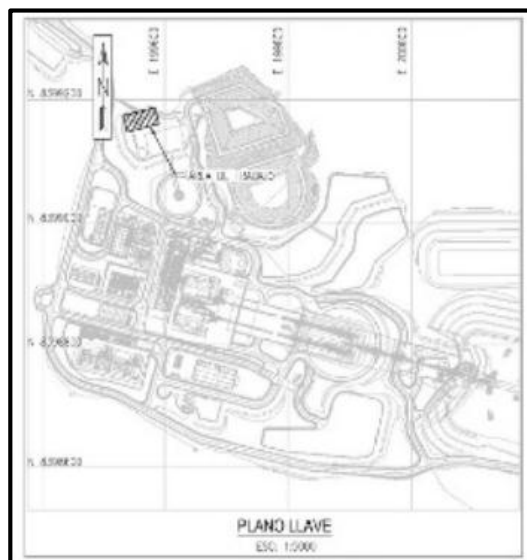
- Largo: 11.7 m
- Ancho: 4.80 m

- Área: 56.16 m²
- Alto: 3.0 m
- Volumen: 168.48 m³
- Perímetro: 33 m
- Muro exterior: 11.7 m (Orientación SE)
- Muro exterior: 11.7 m (Orientación NO)
- Muro exterior: 4.8 m (Orientación SO)
- Muro interior: 4.8 m (Orientación NE)
- Techo con exposición al sol
- Tipo de piso: piso de acero
- Color de muro exterior: Medio claro

Ubicación de sala eléctrica en empresa minera

Líneas abajo se muestra el plano llave **figura 4.3** en la parte sombreada se encuentra la sala eléctrica.

FIGURA 4. 3: VISTA DE PLANTA DE LA ARQUITECTURA DE LA EMPRESA MINERA



fuelle: pdf en autocad de empresa minera

GANANCIA DE CARGA DE ENFRIAMIENTO

a) Ganancia de calor por paredes externas, internas, suelo y techo

Transferencia de calor por medio de paredes y techo exteriores

Este flujo se calcula de la siguiente manera:

$$Q_a = UxAx\Delta TE_e \dots\dots (4.1)$$

Donde:

Q_a : Ganancia de calor por medio de las paredes (BTU/h).

U: Coeficiente Global de transferencia de calor (BTU/h-ft²-°F).

A: Área de pared o techo (ft²).

ΔTE_{eq} : Diferencia de temperatura equivalente (°F).

Coeficiente global de transferencia de calor en paredes internas, externas, suelo y techos

Para determinar el coeficiente global, es necesario tener los datos de la composición del material y su resistencia térmica la cual se tomó de las **tablas 4.2, 4.3 y 4.4**, luego se aplicó la **ecuación 4.3 y 4.4** obteniendo el coeficiente global de transferencia de calor.

Resistencia térmica global

La resistencia térmica global se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$R_T = R_1 + R_2 + R_3 + \dots\dots (4.2)$$

Donde:

R_T : Resistencia térmica total (h-ft²-°F/ BTU).

R_1, R_2, R_3 = Resistencia térmica de cada material

Coeficiente Global de Transferencia de calor

El coeficiente global de transferencia es la inversa de la resistencia térmica global

$$U = \frac{1}{R_T} \dots\dots (4.3)$$

Donde:

U: Coeficiente global de transferencia de calor (BTU/h-ft²-°F)

R_T Resistencia térmica general (h-ft²-°F/ BTU).

TABLA 4. 2: resistencias térmicas del aire

Superficies con películas de aire		
	Dirección del flujo de calor	Valor de R
AIRE INMOVIL (superficie interiores)		
Horizontales	Hacia arriba	0.61
Inclinadas a 45 grados	Hacia arriba	0.62
Verticales	Horizontal	0.68
Inclinadas a 45 grados	Hacia abajo	0.76
Horizontales	Hacia abajo	0.92
AIRE EN MOVIMIENTO (superficies exteriores)		
Viento de 15 mph (24 km/h)	Cualquiera	0.17
Viento de 7.5 mph (12 km/h)	Cualquiera	0.25

Fuente: PITA 2004

TABLA 4. 3: RESISTENCIAS TÉRMICAS DE MATERIALES

Descripción	Densidad (lb/ft ³)	Resistencia (R)	
		Por pulgada	Por espesor nominal
Tabla y losas			
Vidrio celular	8.5	2.63	--
Fibra de vidrio aglomerada con sustancias orgánicas	4.9	4.00	--
Hule expandido, rígido	4.5	4.55	--
Poliestireno expandido y extruido			
Superficie celular	1.8	4.00	--
Poliestireno expandido y extruido			
Superficie lisa de piel	2.2	5.00	--
Poliestireno expandido y extruido			
Superficie lisa de piel	3.5	5.26	--
Poliestireno expandido, perlas moldeadas	1.0	3.57	--
Poluretano expandido (R-11 exp.)	1.5	6.25	--
(espesores de 1 in. o mayores)	2.5		
Fibra mineral con aglomerado de resina	15	3.45	--
Tablero de fibra mineral, fletro húmedo			
Aislamiento de núcleo o de techo	16-17	2.94	--
Loseta acústica	18	2.86	--
Loseta acústica	21	2.70	--
Tablero de fibra mineral, moldeado húmedo			
Loseta acústica	23	2.38	--
Tablero de fibra de madera o bagazo			
Loseta acústica	0.5 in	--	1.25
Loseta acústica	0.75 in	--	1.89
Acabado interior (tablón, loseta)	15	2.86	--
Madera astillada (cementada en losas preformada)	22	1.67	--
RELLENO SUELTO			
Aislamiento celulósico (papel o pulpa de madera sueltas)	2.3 - 3.2	3.13-3.70	--
Aserrín o cepilladuras de madera	8.0 - 15.0	2.22	--
Fibra de maderas suaves	2.0 - 3.5	3.33	--
Perla, expandida	5.0 - 8.0	2.70	--
Fibra mineral (roca, escoria o vidrio)			
aprox. 3.75 a 5 in	0.6 - 2.0		11
aprox. 6.5 a 9.75 in	0.6 - 2.0		19
aprox. 7.5 a 10 in	0.6 - 2.0		22
aprox. 10.25 a 13.75 in	0.6 - 2.0		30
Vermiculita exfoliada	7.0 - 8.2	2.13	--
.....	4.0 - 6.0	2.27	--

Fuente: PITA 2004

TABLA 4. 4: RESISTENCIAS TÉRMICAS DE MATERIALES

Descripción	Densidad lb/ft ³	Resistencia (R)	
		Por pulgada	Por espesor nominal
MATERIALES PARA MUROS (sobre superficie plana)			
Tejas			
Asbesto cemento	120	--	0.21
Madera, 16 in, exposición 7.5	--	--	0.87
Madera, doble, 16 in, exposición 12 in	--	--	1.19
Madera con tablero aislante de respaldo, 0.3125 in	--	--	1.40
Laterales			
Asbesto cemento, 0.25 in, a tope	--	--	0.21
Lateral de rollo de asfalto	--	--	0.15
Lateral aislante de asfalto (cama de 0.5 in)	--	--	1.46
Incrustado de madera, 1 x 8 in	--	--	0.79
Madera, al ras, 0.5 x 8 in, a tope	--	--	0.81
Madera, al ras, 0.75 x 10 in, a tope	--	--	1.05
Madera, triplay, 0.375, a tope	--	--	0.59
Madera, laterales de densidad media, 0.4375 in	40	0.67	--
Aluminio o acero sobre recubrimiento			
Respaldo hueco	--	--	0.61
Respaldo de tablero aislante, 0.375 in nominal	--	--	1.82
Respaldo de tablero aislante, 0.375 in nominal	--	--	2.96
respaldo de hoja	--	--	0.10
Vidrio arquitectónico	--	--	0.10
MADERAS			
Arce, encino y maderas duras similares	45	0.91	--
Abeto, pino y maderas suaves similares	32	1.25	--
Abeto, pino y maderas suaves similares 0.75 in	32	--	0.94
..... 1.5 in	--	--	1.89
..... 2.5 in	--	--	3.12
..... 3.5 in	--	--	4.35

Fuente: PITA 2004

Luego de tomar los valores de la tabla 4.2, 4.3, 4.4 se reemplaza en la ecuación 4.2, se obtuvo la resistencia térmica de la pared exterior de la sala eléctrica.

$$R_t = 0.25 + 0.61 + 11 + 8.36 + 0.61 + 0.68$$

$$R_t = 21.51 \frac{h \times ft^2 \times ^\circ F}{BTU}$$

Se aplica la ecuación 4.3 para determinar el coeficiente global de transferencia de calor.

$$U = \frac{1}{21.51}$$

$$U = 0.0465 \frac{BTU}{h \times ft^2 \times ^\circ F}$$

El mismo procedimiento se realiza en las demás estructuras como techo, suelo y paredes internas (ver tabla 4.5, 4.6, 4.7 y 4.8)

TABLA 4. 5: COEFICIENTES GLOBALES EN PARED EXTERIOR

Material	Espesor(mm)	Resistencia térmica R (h °F ft ² /BTU)
capa de aire exterior (moviendose a 7.5 m/h)	no aplica	0.25
plancha de acero	2	0.61
lana mineral	50	11
drywall	64	8.36
plancha de acero	1.5	0.61
capac de aire interior (vertical)	no aplica	0.68
	Resistencia Global	21.51
	Conductividad Térmica: U (BTU/h °F ft ²)	0.0465

Fuente: Elaboración propia

TABLA 4. 6: COEFICIENTES GLOBALES EN PARED INTERIOR

Items	Material	Espesor(mm)	Resistencia térmica R (h °F ft ² /BTU)
1	capac de aire interior (vertical)	no aplica	0.68
2	plancha de acero	2	0.61
3	lana mineral	50	11
4	drywall	64	8.36
5	plancha de acero	1.5	0.61
6	capac de aire interior (vertical)	no aplica	0.68
		Resistencia Global	21.94
		Conductividad Térmica: U (BTU/h °F ft ²)	0.0456

Fuente: Elaboración propia

TABLA 4. 7: COEFICIENTES GLOBALES EN SUELO

Material	Espesor(mm)	Resistencia térmica R (h °F ft ² /BTU)
capa de aire exterior (moviendose a 7.5 m/h)	no aplica	0.25
plancha de acero	6	0.61
capac de aire interior (DESCENDENTE)	no aplica	0.96
	Resistencia Global	1.82
	Conductividad Térmica: U (BTU/h °F ft ²)	0.5495

Fuente: Elaboración propia

TABLA 4. 8: COEFICIENTES GLOBALES EN TECHO

Material	Espesor(mm)	Resistencia térmica R (h °F ft ² /BTU)
capa de aire exterior (moviendose a 7.5 m/h)	no aplica	0.25
plancha de acero	2	0.61
lana mineral	50	11
drywall	64	8.36
plancha de acero	1.5	0.61
capac de aire interior (ASCENDENTE)	no aplica	0.61
	Resistencia Global	21.44
	Conductividad Térmica: U (BTU/h °F ft ²)	0.0466

Fuente: Elaboración propia

Pesos de las paredes, techos y pisos

Es necesario su cálculo para poder ingresar a tablas que ayudaron en el cálculo térmico.

Pesos Específicos De Los Materiales

Acero: 76.930 kg/m³

Drywall: 549.36 kg/m³

Fibra de mineral: 313.92 kg/m³

Peso de pared exterior

Peso pared: Peso Específico de cada material x el espesor

Peso de pared exterior: $76.930 \times 0.0035 + 313.92 \times 0.05 + 549.36 \times 0.064$

Peso de pared exterior: **51.124 kg/m²**

Peso de pared interior

Peso pared: Peso Específico de cada material x el espesor

Peso de pared interior: $76.930 \times 0.0035 + 313.92 \times 0.05 + 549.36 \times 0.064$

Peso de pared interior: **51.124 kg/m²**

Peso de Piso interior

Peso piso: Peso Específico de cada material x el espesor

Peso de piso: 76.930×0.006

Peso de piso: **0.46158 kg/m²**

Peso de Techo

Peso techo: Peso Específico de cada material x el espesor

Peso techo: $76.930 \times 0.0035 + 313.92 \times 0.05 + 549.36 \times 0.064$

Peso techo: **51.124 kg/m²**

Variación de temperatura equivalente para paredes y techos expuestos al sol y generen sombra

Las paredes o techos exteriores que se encuentran a la exposición del sol generan un calor por radiación, convección y radiación.

La transferencia de calor en las paredes y techos se puede expresar mediante variación de temperaturas equivalentes, el valor es empírico y se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta TE_i = a + \Delta T_{es} + b \times \frac{R_s}{R_{MAX}} \times (\Delta T_{em} - \Delta T_{es}) \dots \dots \textbf{(4.4)}$$

$$R_e = (M_{MAX} \times F_a \times F_{alt} \times F_{pr}) \dots\dots\dots (4.5)$$

Donde:

a: Factor de corrección de las variaciones de temperatura (°F) (Tabla N°4.9)

b: Coeficiente del color de las paredes. Para paredes de color oscuro b=1; para paredes de color medio b=0.78; para paredes de color claro b=0.55.

M_{MAX} : Máxima aportación Solar.

F_a : Factor atmosférico

F_{alt} : Factor de altitud

F_{pr} : Factor por punto de rocío

R_{MAX} : Máxima aportación solar para 40° Latitud Norte, mes Julio. (Tabla N°4.12)

ΔT_{es} : Variación de temperatura equivalente en la sombra (Tabla N°4.10)

ΔT_{em} : Variación de temperatura equivalente soleado. (Tabla N°4.11)

TABLA 4. 9: FACTOR DE CORRECCION DE LAS VARIACIONES DE TEMPERATURA (°C)

TABLA- 2A CORRECCIONES DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA (°C)																					
temperatura exterior a las 15 h para el mes considerado menos temperatura interior	VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 h																				
	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	-19.8	-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			
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			
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			

Fuente: Escuela de refrigeración 2017

TABLA 4. 10: VARIACIONES DE TEMPERATURAS EQUIVALENTES (°C)

Valedero para muro de color oscuro, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior, 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 h, mes de Julio y 40° de latitud Norte**

ORIENTACION	PESO DEL MURO *** (Kg/m2)	HORA SOLAR																								ORIENTACION 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	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.0	-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	-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	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.0	-0.5	-1.1	-1.7	-1.7	E
	300	-0.5	-0.5	0.0	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	0.0	0.0	
	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	3.3		
	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	7.8	7.2	7.2	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	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1	NE
	300	0.5	0.5	0.0	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	2.9	2.2	1.7	1.1	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	6.1	7.8	8.3	8.9	10.0	8.9	8.3	7.8	7.2	6.7	6.7	6.1	6.1	5.5	5.5	5.0	4.4	
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	0.0	-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	0.0	0.0	-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	
	700	3.9	3.3	3.3	2.8	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	5.0	5.0	4.4	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	-0.5	-0.5	NO
	300	1.1	0.5	0.0	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	5.0	5.0	4.4	4.4	3.9	
	700	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	3.9	4.4	5.0	5.5	8.3	10.0	10.6	11.1	7.2	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	
O	100	1.1	-1.7	-2.2	-1.1	0.0	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	-0.5	O
	300	1.1	0.5	0.0	0.0	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	1.1	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	6.8	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	-0.5	-0.5	-1.1	1.1	SO
	300	-1.1	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	0.0	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	0.5	
	500	2.8	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.8	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	3.9	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	0.0	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	-1.1	-1.1	S
	300	-1.7	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	-0.5	0.0	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	-1.1	-1.1	
	500	0.5	0.5	0.0	0.0	0.0	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	1.1	1.1	1.1	0.5	
	700	0.5	0.5	0.0	0.0	0.0	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	1.1	0.5	

Fuente: Escuela de refrigeración 2017

TABLA 4. 11: VARIACIÓN DE TEMPERATURA EQUIVALENTE SOLEADO (°C)

CONDICIONES	PESO DEL TECHO *** (kg/m²)	HORA SOLAR																								
		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	
soleado Δtem	50	-2.2	-3.3	-3.9	-2.8	-0.5	3.9	8.3	13.3	17.8	21.1	23.9	25.6	25.0	22.8	19.4	15.6	12.2	8.9	5.5	3.9	1.7	0.5	-0.5	-1.7	
	100	0.0	-0.5	-1.1	-0.5	1.1	5.0	8.9	12.8	16.7	20.0	22.8	23.9	23.9	22.2	19.4	16.7	13.9	11.1	8.3	6.7	4.4	3.3	2.2	1.1	
	200	2.2	1.7	1.1	1.7	3.3	5.5	8.9	12.8	15.6	18.3	21.1	22.2	22.8	21.7	19.4	17.8	15.6	13.3	11.1	8.4	7.2	6.1	5.0	3.3	
	300	5.0	4.4	3.3	3.9	4.4	6.1	8.9	12.2	15.0	17.2	19.4	21.1	21.7	21.1	20.0	18.9	17.2	15.6	13.9	12.2	10.0	8.9	7.2	6.1	
Cubierto de agua	100	-2.8	-1.1	0	1.1	2.2	5.5	8.9	10.6	12.2	11.1	10.0	8.9	7.8	6.7	5.5	3.3	1.1	0.5	0.5	-0.5	-1.1	-1.7	-2.2	-2.8	
	200	-1.7	-1.1	-0.5	-1.5	0	2.8	5.5	7.2	8.3	8.3	8.9	8.3	8.3	7.8	6.7	5.5	3.9	2.8	1.7	0.5	-0.5	-1.1	-1.7	-1.7	
	300	-0.5	-1.1	-1.1	-1.1	-1.1	1.1	2.8	3.9	5.5	6.7	7.8	8.3	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.7	1.1	0.5	0	
	100	-2.2	-1.1	0	1.1	2.2	4.4	6.7	8.3	10.0	9.4	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	3.3	1.1	0.5	0.0	-0.5	-1.1	-1.1	-1.7	-1.7	
Rociado *	200	-1.1	-1.1	-0.5	-1.5	0	1.1	2.8	5.0	4.2	7.8	7.8	7.8	7.8	7.2	6.7	5.0	3.9	2.8	1.7	0.5	0	0	-0.5	-0.5	
	300	-0.5	-1.1	-1.1	-1.1	-1.1	0	1.1	2.8	4.4	5.5	7.2	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	
	100	-2.8	-2.8	-2.2	-1.1	0	1.1	3.3	5.0	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	5.5	4.4	2.8	1.1	0.5	0	-0.5	-1.7	-2.2	-2.8	-2.8	
	200	-2.8	-2.8	-2.2	-1.7	-1.1	0	1.1	2.8	4.4	5.5	6.7	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-1.7	-2.2	-2.8	
(en la sombra) Δtes	100	-1.7	-1.7	-1.1	-1.1	-1.1	0.5	0	1.1	2.2	3.3	4.4	5.0	5.5	5.5	5.5	5.0	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	-0.5	-1.1	
	300	-1.7	-1.7	-1.1	-1.1	-1.1	0.5	0	1.1	2.2	3.3	4.4	5.0	5.5	5.5	5.5	5.0	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	-0.5	-1.1	
	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														

Ecuación: Ganancias por transmisión a través del techo (kcal/h) = Área (m²) x (Diferencia equivalente de temperatura) x (Coeficiente de transmisión global, tablas 27 ó 28).

* Si las bóvedas o buhardillas están ventiladas o si el techo está aislado, tomar el 75% de los valores precedentes.

Para techos inclinados, considerar la proyección horizontal de la superficie.

** Para condiciones diferentes, aplicar las condiciones indicadas en el texto.

*** Los pesos por m2 de los tipos de construcción clásicos están indicados en las tablas 27 ó 28.

Fuente: Escuela de refrigeración 2017

TABLA 4. 12: MÁXIMAS APORTACIONES POR LATITUD

LATITUD NORTE	MES	ORIENTACION LATITUD NORTE									MES	LATITUD SUR
		N**	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horizontal		
0°	Junio	635	1,678	1,579	448	151	448	1,579	1,678	2,428	Diciembre	
	Julio y Mayo	516	1,642	1,634	559	151	559	1,634	1,642	2,507	Nov. Y Enero	
	Agosto y Abril	266	1,515	1,753	849	151	849	1,753	1,515	2,634	Oct. Y Febrero	
	Sept. Y Marzo	107	1,269	1,793	1,269	151	1,269	1,793	1,269	2,690	Sept. Y Marzo	0°
	Oct. Y Febrero	107	849	1,753	1,515	365	1,515	1,753	849	2,634	Agosto y Abril	
	Nov. Y Enero	107	559	1,634	1,642	718	1,642	1,634	559	2,507	Julio y Mayo	
	Diciembre	107	448	1,579	1,678	881	1,678	1,579	448	2,428	Junio	
10°	Junio	428	1,642	1,666	591	151	591	1,666	1,642	2,614	Diciembre	
	Julio y Mayo	321	1,591	1,698	710	151	710	1,698	1,591	2,654	Nov. Y Enero	
	Agosto y Abril	139	1,396	1,753	1,008	151	1,008	1,753	1,396	2,690	Oct. Y Febrero	
	Sept. Y Marzo	107	1,107	1,761	1,365	298	1,365	1,761	1,107	2,654	Sept. Y Marzo	10°
	Oct. Y Febrero	107	710	1,666	1,603	785	1,603	1,666	710	2,471	Agosto y Abril	
	Nov. Y Enero	95	397	1,535	1,730	1,139	1,730	1,535	397	2,257	Julio y Mayo	
	Diciembre	95	298	1,472	1,753	1,285	1,753	1,472	298	2,170	Junio	
20°	Junio	278	1,654	1,718	785	151	785	1,718	1,654	2,690	Diciembre	
	Julio y Mayo	202	1,484	1,753	912	151	912	1,753	1,484	2,698	Nov. Y Enero	
	Agosto y Abril	115	1,269	1,773	1,214	278	1,214	1,773	1,269	2,654	Oct. Y Febrero	
	Sept. Y Marzo	107	932	1,753	1,504	698	1,504	1,753	932	2,503	Sept. Y Marzo	20°
	Oct. Y Febrero	95	559	1,579	1,718	1,194	1,718	1,579	559	2,237	Agosto y Abril	
	Nov. Y Enero	83	278	1,377	1,761	1,515	1,761	1,377	278	1,936	Julio y Mayo	
	Diciembre	83	190	1,301	1,793	1,603	1,793	1,301	190	1,829	Junio	
30°	Junio	214	1,496	1,730	968	226	968	1,730	1,496	2,690	Diciembre	
	Julio y Mayo	171	1,408	1,761	1,075	321	1,075	1,761	1,408	2,646	Nov. Y Enero	
	Agosto y Abril	115	1,158	1,773	1,385	674	1,385	1,773	1,158	2,527	Oct. Y Febrero	
	Sept. Y Marzo	95	968	1,698	1,634	1,127	1,634	1,698	968	2,277	Sept. Y Marzo	30°
	Oct. Y Febrero	83	417	1,452	1,753	1,559	1,753	1,452	417	1,924	Agosto y Abril	
	Nov. Y Enero	75	171	1,246	1,742	1,710	1,742	1,246	171	1,559	Julio y Mayo	
	Diciembre	63	127	1,127	1,742	1,753	1,742	1,127	127	1,408	Junio	
40°	Junio	182	1,428	1,742	1,194	579	1,194	1,742	1,428	2,547	Diciembre	
	Julio y Mayo	159	1,365	1,761	1,345	742	1,345	1,761	1,365	2,503	Nov. Y Enero	
	Agosto y Abril	115	1,095	1,742	1,567	1,095	1,567	1,742	1,095	2,301	Oct. Y Febrero	
	Sept. Y Marzo	95	623	1,603	1,742	1,504	1,742	1,603	623	1,968	Sept. Y Marzo	40°
	Oct. Y Febrero	75	373	1,309	1,753	19	1,753	1,309	373	1,385	Agosto y Abril	
	Nov. Y Enero	52	127	1,075	1,678	1,785	1,678	1,075	127	1,107	Julio y Mayo	
	Diciembre	52	107	924	1,591	1,773	1,591	924	107	912	Junio	
50°	Junio	171	1,353	1,761	1,452	1,000	1,452	1,761	1,353	2,364	Diciembre	
	Julio y Mayo	151	1,258	1,753	1,535	1,139	1,535	1,753	1,258	2,281	Nov. Y Enero	
	Agosto y Abril	36	1,008	1,698	1,686	1,484	1,686	1,698	1,008	1,988	Oct. Y Febrero	
	Sept. Y Marzo	83	623	1,484	1,753	1,698	1,753	1,484	623	1,591	Sept. Y Marzo	50°
	Oct. Y Febrero	52	309	1,127	1,686	1,793	1,686	1,127	309	1,008	Agosto y Abril	
	Nov. Y Enero	40	95	686	1,365	1,642	1,365	686	95	567	Julio y Mayo	
	Diciembre	32	75	504	1,250	1,515	1,250	504	75	428	Junio	
		S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	Horizontal		
ORIENTACION LATITUD SUR												
Coeficiente de corrección *	Marco metálico o ningún marco	Limpidez -15% máx.	Altitud +0.7% por 300 m	Punto de rocío superior a 19.5°C (67°F)	Punto de rocío inferior a 19.5°C (67°F)	Latitud Sur						
				- 7% por 4°C (10°F)	+ 7% por 14°C (10°F)	Diciembre o Enero						
		* Consolidado										
** Las aportaciones para cristales orientados al norte (Latitud Norte) o al Sur (Latitud Sur) se constituyen principalmente de radiación difundida, la cual es sensiblemente constante durante todo el día. Los valores indicados son promedio tomados sobre 12 horas (6 a 18 horas).												
Los factores de almacenamiento suponen que las aportaciones solares orientados Norte (o Sur) son constantes, y se emplean en consecuencia los mismos factores que para el valor lumínico.												

Fuente: Carrier 2009

Máxima aportación solar para paredes y techo

Se utilizó la **tabla 4.13** con latitud de 14° 27' equivalente a 15° para interpolar y encontrar las máximas aportaciones en las diferentes orientaciones

TABLA 4. 13: Máxima aportación para latitud 15° con orientaciones SE, NE, NO,SO, Horizontal (TECHO)

orientacion	SE	NE	NO	SO	HORIZONTAL(techo)	latitud sur
diciembre	1,642	591	591	1,642	2614	10
nov y enero	1,591	710	710	1,591	2654	
oct y febrero	1,396	1008	1008	1,396	2690	
sept y marzo	1,107	1365	1365	1,107	2654	
agosto y abril	710	1603	1603	710	2471	
julio y mayo	397	1730	1730	397	2257	
junio	298	1753	1753	298	2170	
diciembre	1,648	688	688	1,648	2,652	15
nov y enero	1,538	811	811	1,538	2,676	
oct y febrero	1,333	1,111	1,111	1,333	2,672	
sept y marzo	1,020	1,435	1,435	1,020	2,579	
agosto y abril	635	1,661	1,661	635	2,354	
julio y mayo	338	1,746	1,746	338	2,097	
junio	244	1,773	1,773	244	2,000	
diciembre	1,654	785	785	1,654	2690	20
nov y enero	1,484	912	912	1,484	2698	
oct y febrero	1,269	1214	1214	1,269	2654	
sept y marzo	932	1504	1504	932	2503	
agosto y abril	559	1718	1718	559	2237	
julio y mayo	278	1761	1761	278	1936	
junio	190	1793	1793	190	1829	

FUENTE: ELABORACION PROPIA

La máxima aportación para la pared con orientación SE y SO es de 1648 BTU/H-m², para la pared exterior con orientación NO, NE es de 1773 BTU/H-m² y para el techo (horizontal) es de 2676 BTU/H-m².

Factores para la pared y techo

Factor de atmosfera no muy limpia: 0.9

Factor por altitud: $1 + 0.007 \times (3658/300) = 1.085$

Factor de punto de roció: $1 - 0.14 \times (19.5 - 19.19) / 10 = 0.891$

Se reemplaza los datos en la **ecuación 4.5**

Pared exterior orientación SE, SO

$$R_s = 1,648 \times 0.9 \times 1.085 \times 0.891$$

$$R_s = 1433.86 \text{ BTU/h-m}^2.$$

Para el cálculo del R_m se determina por la tabla 4.15 se toma la máxima aportación solar de 40° longitud sur en el mes de noviembre y enero.

$$R_m = 1365 \text{ BTU/h-m}^2$$

Pared exterior orientación NE, NO

$$R_s = 1773 \times 0.9 \times 1.085 \times 0.891$$

$$R_s = 1542.6 \text{ BTU/h-m}^2.$$

Para el cálculo del R_m se determina por la tabla 4.15 se toma la máxima aportación solar de 40° longitud sur en el mes de noviembre y enero.

$$R_m = 1345 \text{ BTU/h-m}^2$$

Techo horizontal del

$$R_s = 2676 \times 0.9 \times 1.085 \times 0.891$$

$$R_s = 2328.285 \text{ BTU/h-m}^2.$$

Para el cálculo del R_m se determina por la tabla 4.15 se toma la máxima aportación solar de 40° longitud sur en el mes de noviembre y enero.

$$R_m = 2503 \text{ BTU/h-m}^2$$

Para determinar el valor "a" se necesita tener conocimiento de la diferencia de temperatura durante las 24 horas como también la temperatura exterior a las 15 horas y la temperatura interior deseada. de los datos iniciales brindados por el usuario y datos de senamhi

variación de temperatura = 17°C

Temperatura exterior a las 15 horas = 22°C

Temperatura interior = 20°C

Diferencia entre temperatura exterior y temperatura interior = 2°C

De la **tabla N°4.14** se determinó el valor de "a".

TABLA 4. 14: VARIACIÓN DE TEMPERATURA EN EXTERIOR

TABLA.- 2A CORRECCIONES DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA (°C)																		
temperatura exterior a las 15 h para el mes considerado menos temperatura interior	VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 h																	
	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	-13.8	-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
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
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

FUENTE: Escuela de Refrigeración 2017

El valor “a” es:

a= -8.9°C

se asume que las paredes son de color medio claro por lo cual, valor “b” es 0.78

Remplazando en la **ecuación 4.4** se tiene:

Paredes SE y SO

$$\Delta T E_i = -8.9 + \Delta T_{es} + 0.78x \frac{1433.86}{1365} x (\Delta T_{em} - \Delta T_{es})$$

$$\Delta T E_{eq} = -8.9 + 0.819x \Delta T_{em} + 0.181 \Delta T_{es} \dots \dots \dots \text{(a)}$$

Paredes NE y NO

$$\Delta T E_i = -8.9 + \Delta T_{es} + 0.78x \frac{1542.6}{1345} x (\Delta T_{em} - \Delta T_{es})$$

$$\Delta T E_i = -8.9 + 0.895x \Delta T_{em} + 0.105 \Delta T_{es} \dots \dots \dots \text{(b)}$$

TECHO

$$\Delta T E_{eq} = -8.9 + \Delta T_{es} + 0.78x \frac{2328.28}{2503} x (\Delta T_{em} - \Delta T_{es})$$

$$\Delta T_{E_{eq}} = -8.9 + 0.726x\Delta T_{em} + 0.274\Delta T_{es} \dots \dots \dots \text{(c)}$$

Se utilizará la **tabla 4.11** con un peso de 51 kg/ m2 tanto para la variación de temperatura en sombra y variación de temperatura en soleado para cada orientación de la pared, obteniendo la **tabla 4.15**.

TABLA 4. 15: VARIACION DE TEMPERATURA EQUIVALENTE EN PARED Y EN SOMBRA SE, SO, NE, NO, DE SALA ELECTRICA

ORIENTACION	PESO	HORAS																							
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
SE	51	3.6	10.6	15.5	15.3	13.3	10.2	7.0	6.9	7.0	7.5	8.1	7.9	7.8	6.6	5.2	4.0	2.8	1.7	0.6	-0.5	-1.6	-2.2	-2.7	-1.2
	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	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.0	-1.1	-1.7	-2.2	-1.1
	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	-0.5
SO	51	-1.8	-2.3	-2.2	-1.0	0.3	2.1	3.8	6.0	7.3	11.8	14.9	19.9	23.5	21.4	19.2	9.6	2.5	1.7	0.6	-0.5	-1.0	-0.7	-1.4	1.2
	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	-0.5	-0.5	-1.1	1.1
	300	-1.1	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	0.0	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	0.5
NE	51	6.7	4.0	9.0	11.4	15.2	15.4	15.6	14.4	13.2	10.3	8.6	8.3	7.8	6.6	5.2	4.0	2.8	1.7	0.6	-0.7	-1.2	-1.0	-1.8	-1.6
	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	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1
	300	0.5	0.5	0.0	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	2.9	2.2	1.7	1.7	1.1
NO	51	-1.6	-2.9	-2.7	-1.4	0.0	2.6	3.8	12.1	16.3	20.3	23.3	23.6	24.1	16.0	11.9	5.6	2.8	1.8	0.6	-0.1	0.1	-0.5	-1.0	-1.0
	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	-0.5	-0.5
	300	1.1	0.5	0.0	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
S	51	-1.7	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	0.7	2.7	5.1	6.0	7.3	8.4	7.5	6.7	5.2	3.8	2.8	1.7	0.6	-0.5	-0.3	-0.7	-0.6	-1.2	-1.1
	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	0.0	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1
	300	-1.7	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	-0.5	0.0	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	-0.5	-1.1

Fuente: Elaboración Propia

Para determinar el flujo de calor, se reemplazará en la **ecuación 4.1** la cual se tomó por cada bloque según corresponda cada orientación, luego de reemplazar lo ordenamos en las siguientes tablas 4.16, 4.17, 4.18, 4.19 y 4.20

Se reemplazó los datos de tabla 4.15 en la ecuación “a” obteniendo las distintas variaciones de temperaturas equivalentes para todas las horas del día, luego se utilizó la ecuación 4.1 para obtener los calores emitido en la pared exterior con orientación Sureste el cual a las 8 horas es el de mayor valor obteniendo lo siguiente: Q1= 90.897 BTU/h en bloque I, Q2=133.590 BTU/h en bloque II, Q1= 106.325 BTU/h en bloque III. (ver tabla 4.16).

TABLA 4. 16: VARIACION DE TEMPERATURA EQUIVALENTE Y CARGA TERMICA EN PARED EXTERIOR Y EN SOMBRA SE (SUR ESTE) DE SALA ELECTRICA

DIFERENCIAS DE TEMPERATURAS PARED EXTERIOR SUR ESTE							
horaS	TEM	TES	DTEQUIVALENTE(°C)	DTEQUIVALENTE(°F)	Q bloque I	Q bloque II	Q bloque III
1	-0.539	-0.2695	-9.390	-16.902	-253.803	-373.088	-296.944
2	-1.639	-0.745	-10.377	-18.679	-280.479	-412.302	-328.155
3	-2.239	-0.6225	-10.846	-19.524	-293.161	-430.945	-342.993
4	-2.739	-1.247	-11.369	-20.464	-307.285	-451.706	-359.517
5	-1.247	-1.1	-10.120	-18.217	-273.538	-402.099	-320.034
6	3.6085	-1.7	-6.252	-11.254	-168.991	-248.415	-197.716
7	10.603	-1.7	-0.524	-0.943	-14.159	-20.813	-16.565
8	15.4585	-2.2	3.362	6.052	90.878	133.590	106.325
9	15.25	-1.7	3.282	5.908	88.709	130.401	103.787
10	13.3	-1.1	1.794	3.228	48.478	71.263	56.718
11	10.208	0.745	-0.405	-0.729	-10.941	-16.083	-12.801
12	6.9915	2.739	-2.678	-4.821	-72.388	-106.409	-84.692
13	6.9305	5.0615	-2.308	-4.154	-62.376	-91.692	-72.979
14	6.994	6.039	-2.079	-3.742	-56.188	-82.596	-65.739
15	7.4695	7.2365	-1.473	-2.651	-39.804	-58.512	-46.570
16	8.0695	8.3635	-0.777	-1.399	-21.009	-30.883	-24.580
17	7.947	7.4695	-1.039	-1.871	-28.094	-41.298	-32.870
18	7.8	6.7	-1.299	-2.338	-35.113	-51.615	-41.081
19	6.5775	5.206	-2.571	-4.627	-69.483	-102.140	-81.294
20	5.206	3.8365	-3.942	-7.095	-106.543	-156.617	-124.653
21	3.9835	2.761	-5.138	-9.248	-138.866	-204.132	-162.470
22	2.761	1.661	-6.338	-11.409	-171.309	-251.823	-200.428
23	1.661	0.561	-7.438	-13.389	-201.040	-295.527	-235.213
24	0.561	-0.539	-8.538	-15.369	-230.771	-339.232	-269.998

FUENTE: ELABORACION PROPIA

Se reemplazó los datos de tabla 4.15 en la ecuación “a” obteniendo las distintas variaciones de temperaturas equivalentes para todas las horas del día, luego se utilizó la ecuación 4.1 para obtener los calores emitido en la pared exterior con orientación Suroeste el cual a las 18 horas es el de mayor valor obteniendo lo siguiente: Q1= 150.468 BTU/h en bloque I (ver tabla 4.17).

TABLA 4. 17: VARIACION DE TEMPERATURA EQUIVALENTE Y CARGA TERMICA EN PARED Y EN SOMBRA SO (SUR-OESTE) DE SALA ELECTRICA

DIFERENCIAS DE TEMPERATURAS PARED EXTERIOR SUR OESTE					
horaS	TEM	TES	DTEQUIVALENTE	DTEQUIVALENTE(°F)	Q bloque I
1	-0.539	-0.2695	-9.390	-16.902	-121.824
2	-1.039	-0.745	-9.886	-17.794	-128.253
3	-0.745	-0.6225	-9.623	-17.321	-124.842
4	-1.3695	-1.247	-10.247	-18.445	-132.944
5	1.247	-1.1	-8.078	-14.540	-104.797
6	-1.847	-1.7	-10.720	-19.297	-139.081
7	-2.3225	-1.7	-11.110	-19.998	-144.133
8	-2.2	-2.2	-11.100	-19.980	-144.006
9	-0.953	-1.7	-9.988	-17.979	-129.582
10	0.2695	-1.1	-8.878	-15.981	-115.184
11	2.1165	0.745	-7.032	-12.657	-91.226
12	3.839	2.739	-5.260	-9.468	-68.242
13	6.039	5.0615	-3.038	-5.468	-39.413
14	7.2635	6.039	-1.858	-3.345	-24.107
15	11.8495	7.2365	2.115	3.806	27.433
16	14.917	8.3635	4.831	8.695	62.673
17	19.917	7.4695	8.764	15.775	113.700
18	23.5475	6.7	11.598	20.877	150.468
19	21.433	5.206	9.596	17.273	124.493
20	19.1695	3.8365	7.494	13.490	97.226
21	9.5835	2.761	-0.551	-0.992	-7.153
22	2.467	1.661	-6.579	-11.842	-85.351
23	1.661	0.561	-7.438	-13.389	-96.498
24	0.561	-0.539	-8.538	-15.369	-110.769

FUENTE: ELABORACION PROPIA

Se reemplazó los datos de tabla 4.15 en la ecuación “b” obteniendo las distintas variaciones de temperaturas equivalentes para todas las horas del día, luego se utilizó la ecuación 4.1 para obtener los calores emitido en la pared exterior con orientación Noreste el cual a las 12 horas es el de mayor valor obteniendo lo siguiente: $Q_1 = 69.403$ BTU/h en bloque III (ver tabla 4.18).

TABLA 4. 18: VARIACION DE TEMPERATURA EQUIVALENTE Y CARGA TERMICA EN PARED Y EN SOMBRA NE (NOR-ESTE) DE SALA ELECTRICA

DIFERENCIAS DE TEMPERATURAS PARED EXTERIOR NOR ESTE					
horaS	TEM	TES	DTEQUIVALENTE	DTEQUIVALENTE(°F)	Q bloque III
1	-0.7105	-0.2695	-9.564	-17.216	-124.081
2	-1.1615	-0.745	-10.018	-18.032	-129.966
3	-1.039	-0.6225	-9.895	-17.811	-128.376
4	-1.786	-1.247	-10.629	-19.133	-137.901
5	-1.639	-1.1	-10.482	-18.868	-135.993
6	6.725	-1.7	-3.060	-5.507	-39.694
7	3.986	-1.7	-5.511	-9.920	-71.497
8	8.964	-2.2	-1.108	-1.995	-14.377
9	11.433	-1.7	1.154	2.077	14.972
10	15.2085	-1.1	4.596	8.273	59.628
11	15.4165	0.745	4.976	8.957	64.556
12	15.6	2.739	5.350	9.629	69.403
13	14.4	5.0615	4.519	8.135	58.633
14	13.153	6.039	3.506	6.311	45.485
15	10.3305	7.2365	1.106	1.990	14.344
16	8.605	8.3635	-0.320	-0.577	-4.156
17	8.3	7.4695	-0.687	-1.237	-8.915
18	7.8	6.7	-1.216	-2.188	-15.769
19	6.5775	5.206	-2.467	-4.440	-31.999
20	5.206	3.8365	-3.838	-6.908	-49.790
21	3.9835	2.761	-5.045	-9.081	-65.450
22	2.761	1.661	-6.255	-11.258	-81.143
23	1.661	0.561	-7.355	-13.238	-95.414
24	0.561	-0.539	-8.455	-15.218	-109.684

FUENTE: ELABORACION PROPIA

Se reemplazó los datos de tabla 4.15 en la ecuación “b” obteniendo las distintas variaciones de temperaturas equivalentes para todas las horas del día, luego se utilizó la ecuación 4.1 para obtener los calores emitido en la pared exterior con orientación Nor-oeste el cual a las 18 horas es el de mayor valor obteniendo lo siguiente: Q1= 361.656 BTU/h en bloque I, Q2=531.632 BTU/h en bloque II, Q1= 423.131 BTU/h en bloque III. (ver tabla 4.19).

TABLA 4. 19: VARIACION DE TEMPERATURA EQUIVALENTE Y CARGA TERMICA EN PARED Y EN SOMBRA NO (NOR-OESTE) DE SALA ELECTRICA

DIFERENCIAS DE TEMPERATURAS PARED EXTERIOR NOR OESTE							
horaS	TEM	TES	DTEQUIVALENTE	DTEQUIVALENTE(°F)	Q bloque I	Q bloque II	Q bloque III
1	-0.0635	-0.2695	-8.99	-16.173	-242.854	-356.993	-284.134
2	0.0835	-0.745	-8.90	-16.026	-240.647	-353.750	-281.552
3	-0.539	-0.6225	-9.45	-17.006	-255.358	-375.374	-298.764
4	-1.039	-1.247	-9.96	-17.930	-269.226	-395.760	-314.989
5	-1.039	-1.1	-9.95	-17.902	-268.808	-395.146	-314.501
6	-1.639	-1.7	-10.55	-18.982	-285.025	-418.985	-333.474
7	-2.8615	-1.7	-11.64	-20.951	-314.598	-462.457	-368.074
8	-2.739	-2.2	-11.58	-20.848	-313.054	-460.187	-366.267
9	-1.3695	-1.7	-10.30	-18.548	-278.506	-409.402	-325.847
10	0	-1.1	-9.02	-16.228	-243.675	-358.200	-285.094
11	2.6165	0.745	-6.48	-11.664	-175.144	-257.461	-204.915
12	3.839	2.739	-5.18	-9.318	-139.913	-205.670	-163.695
13	12.119	5.0615	2.48	4.460	66.975	98.453	78.360
14	16.2865	6.039	6.31	11.359	170.563	250.726	199.555
15	20.272	7.2365	10.00	18.006	270.372	397.446	316.330
16	23.278	8.3635	12.81	23.062	346.287	509.040	405.149
17	23.633	7.4695	13.04	23.464	352.338	517.934	412.228
18	24.1085	6.7	13.38	24.085	361.656	531.632	423.131
19	16.0385	5.206	6.00	10.802	162.200	238.433	189.771
20	11.928	3.8365	2.18	3.921	58.878	86.551	68.887
21	5.622	2.761	-3.58	-6.441	-96.719	-142.176	-113.159
22	2.761	1.661	-6.25	-11.258	-169.049	-248.501	-197.784
23	1.7835	0.561	-7.24	-13.041	-195.817	-287.850	-229.102
24	0.561	-0.539	-8.45	-15.218	-228.512	-335.910	-267.354

FUENTE: ELABORACION PROPIA

Se reemplazó los datos de tabla 4.15 en la ecuación “c” obteniendo las distintas variaciones de temperaturas equivalentes para todas las horas del día, luego se utilizó la ecuación 4.1 para obtener los calores emitido en la pared exterior con orientación Nor-oeste el cual a las 17 horas es el de mayor valor obteniendo lo siguiente: Q1= 504.2 BTU/h en bloque I, Q2= 741.126BTU/h en bloque II, Q3=589.876 BTU/h en bloque III. (ver tabla 4.20).

TABLA 4. 20: VARIACION DE TEMPERATURA EQUIVALENTE Y CARGA TERMICA EN TECHO DE LA SALA ELECTRICA

DIFERENCIAS DE TEMPERATURAS TECHO								
horaS	TEM	TES	DTEQUIVALENTE	DTEQUIVALENTE(°F)	Q bloque I	Q bloque II	Q bloque III	
1	3.9	-0.5	-6.206	-11.170	-268.378	-394.491	-313.983	
2	1.7	-1.7	-8.132	-14.637	-351.674	-516.927	-411.432	
3	0.5	-2.2	-9.140	-16.452	-395.276	-581.018	-462.443	
4	-0.5	-2.8	-10.030	-18.054	-433.784	-637.621	-507.495	
5	-1.7	-2.8	-10.901	-19.623	-471.461	-693.004	-551.574	
6	-2.2	-2.8	-11.264	-20.276	-487.160	-716.080	-569.941	
7	-3.3	-2.8	-12.063	-21.713	-521.698	-766.847	-610.347	
8	-3.9	-2.2	-12.334	-22.202	-533.427	-784.087	-624.069	
9	-2.8	-1.1	-11.234	-20.222	-485.854	-714.160	-568.413	
10	-0.5	0	-9.263	-16.673	-400.604	-588.850	-468.677	
11	3.9	1.1	-5.767	-10.381	-249.419	-366.622	-291.801	
12	8.3	3.3	-1.970	-3.546	-85.198	-125.233	-99.675	
13	13.3	5	2.126	3.826	91.936	135.137	107.558	
14	17.8	6.7	5.859	10.545	253.372	372.432	296.426	
15	21.1	7.2	8.391	15.105	362.910	533.443	424.577	
16	23.9	7.8	10.589	19.059	457.934	673.119	535.748	
17	25.6	7.2	11.658	20.985	504.200	741.126	589.876	
18	25	6.7	11.086	19.954	479.436	704.726	560.904	
19	22.8	5.5	9.160	16.488	396.141	582.290	463.455	
20	19.4	4.4	6.390	11.502	276.353	406.213	323.313	
21	15.6	2.8	3.193	5.747	138.082	202.967	161.545	
22	12.2	1.1	0.259	0.465	11.184	16.439	13.084	
23	8.9	0.5	-2.302	-4.143	-99.539	-146.313	-116.453	
24	5.5	0	-4.907	-8.833	-212.217	-311.939	-248.278	

FUENTE: ELABORACION PROPIA

FLUJO DE CALOR A TRAVÉS DE PARED INTERIOR Y SUELO

El flujo de calor en paredes interiores y suelos se representa por la siguiente ecuación

$$Q_i = UxAx\Delta T_{int}..... (4.6)$$

Donde:

Q_i : Ganancia de calor por paredes, suelos (BTU/h).

U: Coeficiente Global de transferencia de calor (BTU/h-ft²-°F).

A: Área en (ft²).

ΔT_{int} : se asume diferencias igual a la semisuma entre la temperatura exterior e interior.

Reemplazando en la ecuación 4.6

Q int: $0.0456 \times 155 \times 3.6 = 25.4$ Btu/h para bloque I y II

Q suelo: $0.595 \times 516.7 \times 3.6 = 1106.77$ Btu/h en bloque I

Q suelo: $0.595 \times 759.5 \times 3.6 = 1626.85$ Btu/h en bloque II

Q suelo: $0.595 \times 604.5 \times 3.6 = 1294.84$ Btu/h en bloque III

FLUJO DE CALOR POR PERSONA

En este flujo de calor tenemos dos tipos de calores sensible y latente el cual está dado por un ratio que depende de la actividad de trabajo que realice la persona como se muestra en la **tabla 4.21**, la fórmula para calcula el flujo de calor es la siguiente:

$$Q_{sen} = nxq_{sen} \dots \dots (4.7)$$

$$Q_{lat} = nxq_{lat} \dots \dots (4.8)$$

Donde:

Q_{sen} : Ganancia de calor sensible por persona.

Q_{lat} : Ganancia de calor latente por persona

n: Número de personas en el ambiente de trabajo

q_{sen} : Calor sensible que emite cada persona

q_{lat} : Calor latente que emite cada persona

TABLA 4. 21: GANANCIA DE CALOR POR OCUPACIÓN

Degree of Activity	Location	Total Heat, Btu/h		Sensible Heat, Btu/h	Latent Heat, Btu/h	% Sensible Heat that is Radiant ^b	
		Adult Male	Adjusted, M/F ^a			Low V'	High V'
Seated at theater	Theater, matinee	390	330	225	105		
Seated at theater, night	Theater, night	390	350	245	105	60	27
Seated, very light work	Offices, hotels, apartments	450	400	245	155		
Moderately active office work	Offices, hotels, apartments	475	450	250	200		
Standing, light work; walking	Department store; retail store	550	450	250	200	58	38
Walking, standing	Drug store, bank	550	500	250	250		
Sedentary work	Restaurant ^c	490	550	275	275		
Light bench work	Factory	800	750	275	475		
Moderate dancing	Dance hall	900	850	305	545	49	35
Walking 3 mph; light machine work	Factory	1000	1000	375	625		
Bowling ^d	Bowling alley	1500	1450	580	870		
Heavy work	Factory	1500	1450	580	870	54	19
Heavy machine work; lifting	Factory	1600	1600	635	965		
Athletics	Gymnasium	2000	1800	710	1090		

Notes:
 1. Tabulated values are based on 75°F room dry-bulb temperature. For 80°F room dry bulb, total heat remains the same, but sensible heat values should be decreased by approximately 20%, and latent heat values increased accordingly.
 2. Also see Table 4, Chapter 9, for additional rates of metabolic heat generation.
 3. All values are rounded to nearest 5 Btu/h.
^a Adjusted heat gain is based on normal percentage of men, women, and children for the application listed, and assumes that gain from an adult female is 85% of that for an adult male, and gain from a child is 75% of that for an adult male.
^b Values approximated from data in Table 6, Chapter 9, where V' is air velocity with limits shown in that table.
^c Adjusted heat gain includes 60 Btu/h for food per individual (30 Btu/h sensible and 30 Btu/h latent).
^d Figure one person per alley actually bowling, and all others as sitting (400 Btu/h) or standing or walking slowly (550 Btu/h).

Fuente: ASHRAE Fundamental 2013

Tomamos de la tabla los siguientes valores de $q_{sen} = 250 \text{ Btu/h}$, $q_{lat} = 250 \text{ Btu/h}$
 Cantidad de personas son 5 las cuales solo realizan actividades de mantenimiento entonces reemplazamos en las **ecuaciones 4.7 y 4.8**

$$Q_{so} = 5 \times 250 = 1250 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{lo} = 5 \times 250 = 1250 \text{ Btu/h}$$

FLUJO DE CALOR POR ALUMBRADO GENERADO DENTRO DEL AMBIENTE

Esta se obtuvo por la siguiente formula:

$$Q_{alum} = 3.41 \times A \times w \dots \text{ (4.9)}$$

Donde:

Q_{alum} : Ganancia de calor por alumbrado

3.41: Factor de conversión

A: Área en (ft²)

w: Potencia eléctrica del alumbrado (W/ft²) (**Tabla N°4.22**).

TABLA 4. 22: PARAMETROS LPD SEGÚN LUGAR DE TRABAJO

Common Space Types*	LPD, W/ft ²	Building-Specific Space Types*	LPD, W/ft ²	Building-Specific Space Types*	LPD, W/ft ²
Atrium		Automotive		Library	
First 40 ft in height	0.03 per ft (height)	Service/repair	0.67	Card file and cataloging	0.72
Height above 40 ft	0.02 per ft (height)	Bank/office		Reading area	0.93
Audience/seating area—permanent		Banking activity area	1.38	Stacks	1.71
For auditorium	0.79	Convention center		Manufacturing	
For performing arts theater	2.43	Audience seating	0.82	Corridor/transition	0.41
For motion picture theater	1.14	Exhibit space	1.45	Detailed manufacturing	1.29
Classroom/lecture/training	1.24	Courthouse/police station/penitentiary		Equipment room	0.95
Conference/meeting/multipurpose	1.23	Courtroom	1.72	Extra high bay (>50 ft floor-to-ceiling height)	1.05
Corridor/transition	0.66	Confinement cells	1.10	High bay (25 to 50 ft floor-to-ceiling height)	1.23
Dining area	0.65	Judges' chambers	1.17	Low bay (<25 ft floor-to-ceiling height)	1.19
For bar lounge/leisure dining	1.31	Penitentiary audience seating	0.43	Museum	
For family dining	0.89	Penitentiary classroom	1.34	General exhibition	1.05
Dressing/fitting room for performing arts theater	0.40	Penitentiary dining	1.07	Restoration	1.02
Electrical/mechanical	0.95	Dormitory		Parking garage	
Food preparation	0.99	Living quarters	0.38	Garage area	0.19
Laboratory		Fire stations		Post office	
For classrooms	1.28	Engine room	0.56	Sorting area	0.94
For medical/industrial/research	1.81	Sleeping quarters	0.25	Religious buildings	
Lobby	0.90	Gymnasium/fitness center		Audience seating	1.53
For elevator	0.64	Fitness area	0.72	Fellowship hall	0.64
For performing arts theater	2.00	Gymnasium audience seating	0.43	Worship pulpit, choir	1.53
For motion picture theater	0.52	Playing area	1.20	Retail	
Locker room	0.75	Hospital		Dressing/fitting room	0.87
Lounge/recreation	0.73	Corridor/transition	0.89	Mall concourse	1.10
Office		Emergency	2.26	Sales area	1.68
Enclosed	1.11	Exam/treatment	1.66	Spots arena	
Open plan	0.98	Laundry/washing	0.60	Audience seating	0.43
Restrooms	0.98	Lounge/recreation	1.07	Court sports arena—class 4	0.72
Sales area	1.68	Medical supply	1.27	Court sports arena—class 3	1.20
Stairway	0.69	Nursery	0.88	Court sports arena—class 2	1.92
Storage	0.63	Nurses' station	0.87	Court sports arena—class 1	3.01
Workshop	1.59	Operating room	1.89	Ring sports arena	2.68
		Patient room	0.62	Transportation	
		Pharmacy	1.14	Air/train/bus—baggage area	0.76
		Physical therapy	0.91	Airport—concourse	0.36
		Radiology/imaging	1.32	Waiting area	0.54
		Recovery	1.15	Terminal—ticket counter	1.08
		Hotel/highway lodging		Warehouse	
		Hotel dining	0.82	Fine material storage	0.95
		Hotel guest rooms	1.11	Medium/bulky material storage	0.58
		Hotel lobby	1.06		
		Highway lodging dining	0.88		
		Highway lodging guest rooms	0.75		

Source: ASHRAE Standard 90.1-2010.

*In cases where both a common space type and a building-specific type are listed, the building-specific space type applies.

FUENTE: ASHARE FUNDAMENTAL 2013

Reemplazando en la ecuación 4.9 tomaremos los datos de las áreas de cada bloque I, II y III

$$Q1 = 3.41 \times 516.7 \times 0.93 = 1638.61 \text{ Btu/h en bloque I}$$

$$Q2 = 3.41 \times 753.5 \times 0.93 = 2389.57 \text{ Btu/h en bloque II}$$

$$Q3 = 3.41 \times 604.5 \times 0.93 = 1917.05 \text{ Btu/h en bloque III}$$

Flujo de calor por equipos eléctricos y electrónicos

Se asume los datos brindados por la empresa minera en la cual se muestra la disipación térmica en las siguientes tablas. (Ver tabla 4.23, 4.24, 4.25)

TABLA 4. 23: Disipación térmica de bloque 1

LISTA DE EQUIPOS SALA ELECTRICA 3290-SS-600 - BLOQUE 1				
ITEM	QTY	DESCRIPCION	DISIPACION TERMICA (KW)	DISIPACION TERMICA (TON)
12	1	TABLERO GENERAL 460V, 3F, 60Hz, 3200A, 50kA	4.31	1.23
13	1	CENTRO DE CONTROL DE MOTORES 460V, 3F, 60Hz, 2500A, 50kA	2.04	0.58
14	1	CENTRO DE CONTROL DE MOTORES 460V, 3F, 60Hz, 2500A, 50kA	2.18	0.62
15	1	TRANSFORMADOR SECC 250kVA, 460/400-230V	4.1	1.17
16	1	TABLERO DE DISTRIBUCION 380-220V, 3F, 60Hz	13.16	3.74
17	1	TABLERO DE SISTEMA DE PRESURIZACION 460V, 3F, 60Hz	7.97	2.27
18	1	TABLERO DE ILUMINACION 380-220V, 3F, 60Hz	0.9	0.25
19	1	SISTEMA DE ALIMENTACION ININTERRUMPIDA	0.43	0.12
20	1	TABLERO DE DISTRIBUCION DE SISTEMA UPS	0.43	0.12
21	1	TABLERO DE CONTROL	0.4	0.11
22	1	PANEL DE CONTROL DE ALARMA CONTRA INCENDIOS	0.15	0.04
23	1	RACK DE COMUNICACIÓN	0.1	0.03
24	1	TABLERO DE CONTROL REMOTO DE CELDAS M.T.	0.15	0.04
CARGA TERMICA TOTAL			36.32	10.32

FUENTE: ELABORACION PROPIA

TABLA 4. 24: disipación térmica de bloque 2

LISTA DE EQUIPOS SALA ELECTRICA 3290-SS-600 BLOQUE 2				
ITEM	QTY	DESCRIPCION	DISIPACION TERMICA (KW)	DISIPACION TERMICA (TON)
7	1	VARIADOR DE VELOCIDAD 137kW (GEN III), 4,16KV, 3F, 60Hz	55	15.64
8	1	VARIADOR DE VELOCIDAD 137kW (GEN III), 4,16KV, 3F, 60Hz	55	15.64
9	1	VARIADOR DE VELOCIDAD 895kW (GEN IV), 4,16KV, 3F, 60Hz	36	10.24
CARGA TERMICA TOTAL			146	41.52
FACTOR DE SIMULTANEIDAD			0.9	0.9
FACTOR DE SIMULTANEIDAD			131.4	37.368

FUENTE: ELABORACION PROPIA

TABLA 4. 25: Disipación térmica de bloque 3

LISTA DE EQUIPOS SALA ELECTRICA 3290-SS-600 BLOQUE 3				
ITEM	QTY	DESCRIPCION	DISIPACION TERMICA (KW)	DISIPACION TERMICA (TON)
3	1	CELDAS DE MEDIA TENSION 4.16KV, 3F, 60Hz, 25kA	4.26	1.21
4	1	VARIADOR DE VELOCIDAD 137kW (GEN III), 4,16KV, 3F, 60Hz	55	15.64
5	1	VARIADOR DE VELOCIDAD 137kW (GEN III), 4,16KV, 3F, 60Hz	55	15.64
6	1	VARIADOR DE VELOCIDAD 137kW (GEN III), 4,16KV, 3F, 60Hz	55	15.64
10	1	BANCO DE BATERIAS	0.15	0.04
11	1	CARGADOR DE BATERIAS	0.15	0.04
CARGA TERMICA TOTAL			169.56	46.92
FACTOR DE SIMULTANEIDAD			0.9	0.9
FACTOR DE SIMULTANEIDAD			152.604	42.228

FUENTE: ELABORACION PROPIA

GANANCIAS TOTAL SENSIBLES

Se suman las ganancias sensibles de todos los bloques y al total se le multiplica el factor de seguridad de 10%.

BLOQUE I

$$Q_{ts} = (90.897 + 150.468 + 361.656 + 504.2 + 25.4 + 1106.77 + 1638.61 + 1250 + 123840) * 1.1$$

$$Q_{BI} = 141\ 864.8\ BTU/h$$

BLOQUE II

$$Q_{ts} = (133.59 + 531.632 + 741.126 + 25.4 + 1626.85 + 1250 + 2389.57 + 448320) * 1.1$$

$$Q_{BII} = 500\ 519.98\ BTU/h$$

BLOQUE III

$$Q_{ts} = (106.325 + 69.403 + 423.131 + 589.876 + 1294.84 + 1250 + 1917.05 + 506760) * 1.1$$

$$Q_{BIII} = 563\ 651.72\ BTU/h$$

GANANCIAS TOTALES LATENTES

BLOQUE I

$$Q_L = (1250) * 1.1$$

$$Q_{ts} = 1375\ BTU/h$$

BLOQUE II

$$Q_L = (125) * 1.1$$

$$Q_{ts} = 1375\ BTU/h$$

BLOQUE III

$$Q_L = (125) * 1.1$$

$$Q_{ts} = 1375\ BTU/h$$

Ganancia Total De Enfriamiento

BLOQUE I

$$Q_t = 141\ 864.8 + 1375$$

$$Q_t = 143\ 239.8\ BTU/h$$

BLOQUE II

$$Q_t = 500\,519.98 + 1375$$

$$Q_t = 501\,894.98 \text{ BTU/h}$$

BLOQUE III

$$Q_t = 563\,651.75 + 1375$$

$$Q_t = 565\,026.72 \text{ BTU/h}$$

Proceso Psicométrico

Con la psicometría del aire se podrá determinar:

- Caudal de aire suministrado en verano
- Caudal de aire suministrado en invierno
- Capacidad de enfriamiento del equipo

Para hallar los parámetros utilizaremos el programa PsyChart detallaremos las formulas y criterios necesarios:

Calculo de proceso de enfriamiento para el acondicionamiento del aire

Se calcula el factor sensible

$$F_s = \frac{Q_{SEN}}{Q_{SEN} + Q_{LAT}} \dots \dots (4.10)$$

Donde:

F_s : Factor sensible relación ente calor sensible y calor total

Q_{SEN} : Calor sensible del lugar a climatizar

Q_{LAT} : Calor latente del lugar a climatizar

Reemplazando en la ecuación 4.10

En bloque I

$$F_s = \frac{141\,864.8}{143\,239.8}$$

$$F_s = 0.99$$

En bloque II

$$F_s = \frac{500\,519.98}{501\,894.98}$$

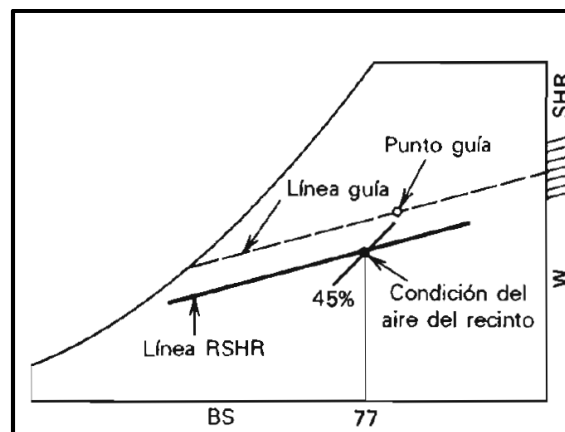
$$F_s = 0.99$$

En bloque II

$$Fs = \frac{563\,651.72}{565\,026.72}$$
$$Fs = 0.99$$

En las cartas psicrométricas se encuentra un punto de referencia donde se encuentra la escala de los valores de relación de calor sensible del local se toma una paralela esta se inicia en el punto de las condiciones interiores de la sala como se muestra como se muestra en la **figura 4.4**.

FIGURA 4. 4:LINEA DE FACTOR SENSIBLE EN CARTA PSICOMETRICA

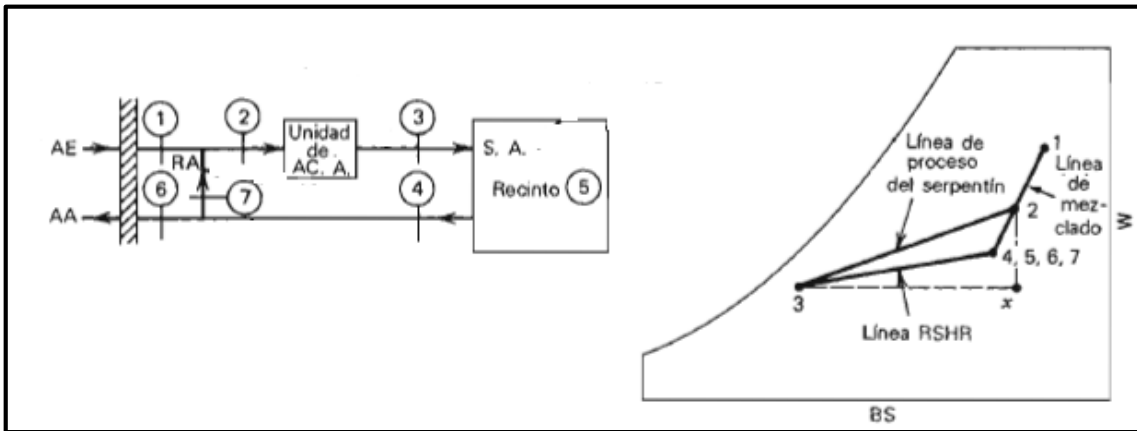


FUENTE: PITA 2009

Proceso de enfriamiento como se muestra en la figura 4.5

1. Condiciones del aire exterior
2. Condiciones del aire de mezcla que ingresa a la unidad de tratamiento del aire.
3. Condiciones del aire de suministro
4. Condiciones del aire de retorno del local
5. Condiciones del aire en el local
6. Condiciones del aire de retorno expulsado hacia el exterior
7. Condiciones del aire de retorno hacia la unidad de tratamiento del aire.

FIGURA 4. 5: PROCESO PSICROMETRICO DEL ENFRIAMIENTO DEL AIRE



Fuente: Pita 2009

Aire de mezcla

Las propiedades del aire de mezcla se obtienen la siguiente ecuación:

$$CFM_{mez} = CFM_{ret} + CFM_{aex} \dots\dots (4.11)$$

Donde:

CFM_m : Caudal de Aire de Mezcla (CFM)

CFM_{ret} : Caudal de Aire de Retorno (CFM)

CFM_{aex} : Caudal de Aire exterior (CFM)

Aire Insuflado

Para enfriar el local es necesario determinar las condiciones de la temperatura de enfriamiento y determinar el caudal de aire necesario para enfriar el ambiente. Se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$CFM_{sum} = \frac{Q_{sen} \times v_{esp}}{60 \times (h_{int} - h_{ain})} \dots\dots\dots (4.12)$$

Donde:

CFM_{sum} : Caudal de Aire de Suministro (CFM)

Q_{sen} : Ganancia de calor sensible (BTU/h).

v_{esp} : Volumen específico del aire en el interior (ft³/lb)

h_{int} : Entalpía en el interior (BTU/lb)

h_{ain} : Entalpía del aire insuflado (BTU/lb)

Aire exterior

Esto se obtiene de la siguiente manera:

$$\text{aire exterior} = (AxR_A + N^{\circ}Px R_P)x 1.3 \dots\dots\dots (4.13)$$

Donde:

1.3: factor para certificación leed

A: Área (m²)

N[°]P : Número de personas

R_P: Ratio por persona en la tabla 4.26

R_A: Ratio por área de **tabla 4.26** unidades cfm/pie²

De la tabla se encontró el ambiente cuartos de equipos eléctricos en la cual el ratio por área es el siguiente: $R_A = 0.06 \text{ cfm/pie}^2$

Remplazando en la **ecuación 4.13** se obtuvo que el aire fresco por cada bloque:

Bloque I

$$\text{Aire fresco} = 516.7x0.06x1.3 \text{ cfm/pie}^2$$

$$\text{Aire fresco} = 40.303 \text{ cfm/pie}^2$$

Bloque II

$$\text{Aire fresco} = 759.5x0.06x1.3 \text{ cfm/pie}^2$$

$$\text{Aire fresco} = 59.24 \text{ cfm/pie}^2$$

Bloque III

$$\text{Aire fresco} = 759.5x0.06 x 1.3 \text{ cfm/pie}^2$$

$$\text{Aire fresco} = 47.151 \text{ cfm/pie}^2$$

TABLA 4. 26: RATIOS MÍNIMAS DE VENTILACIÓN EN ZONAS DE RESPIRACIÓN

Categoría de ocupación	Rata de aire exterior para personas R_p		Rata de aire exterior del área R_a		Notas	Valores por defecto			
						Densidad de ocupación (Ver Nota 4)	Rata combinada de aire exterior (Ver Nota 5)		Clase de aire
	cfm/persona	L/s·persona	cfm/pie ²	L/s·m ²		#/1000 ft ² or #/100 m ²	cfm/persona	L/s·persona	
Edificios de oficinas									
Espacios de oficinas	5	2.5	0.06	0.3		5	17	8.5	1
Areas de recepción	5	2.5	0.06	0.3		30	7	3.5	1
Teléfonos/datos de entrada	5	2.5	0.06	0.3		60	6	3.0	1
Vestíbulos de entrada principal	5	2.5	0.06	0.3		10	11	5.5	1
Espacios diversos									
Cajas de bancos / cajas de depósitos	5	2.5	0.06	0.3		5	17	8.5	2
Computador (sin imoresión)	5	2.5	0.06	0.3		4	20	10.0	1
Cuartos de equipo eléctrico	—	—	0.06	0.3	B	—			1
Cuartos de ascensores mecánicos	—	—	0.12	0.6	B	—			1
Droguería (area de preparación)	5	2.5	0.18	0.9		10	23	11.5	2
Estudios fotográficos	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	1
Despacho/Recepción	—	—	0.12	0.6	B	—			1
Cabina de teléfonos	—	—	0.00	0.0		—			1
Espera de transporte	7.5	3.8	0.06	0.3		100	8	4.1	1
Bodegas	—	—	0.06	0.3	B	—			2

Fuente: Ashrae 2007

Para poder determinar los valores de caudal de suministro para verano utilizaremos la **ecuación 4.10** de factor sensible, el cálculo de la carga de enfriamiento en verano ingresaremos en el programa el porcentaje de aire exterior.

$$\%A_E = \frac{AIRE\ EXTERIOR}{AIRE\ INSUFLADO - AIRE\ EXTERIOR} \dots\dots (4.14)$$

Donde:

Aire Exterior: Es el Aire Según el Ashrae 2007

Aire Insuflado: Dato proporcionado por el programa PsychChart

Ingresamos los datos al programa Psychchart los puntos E (exterior) y S (sala) con los valores descritas líneas abajo

Datos exteriores (E)

T exterior: 22°C

HR= 55%

Altitud= 3658 m.s.n.m.

$Q_{BI} = 141\ 864.8\ Btu/h$

$Q_{BII} = 500\ 519.98\ Btu/h$

$Q_{BIII} = 563\ 651.72\ Btu/h$

$F_s = 0.99$ (Para los bloques I, II y III)

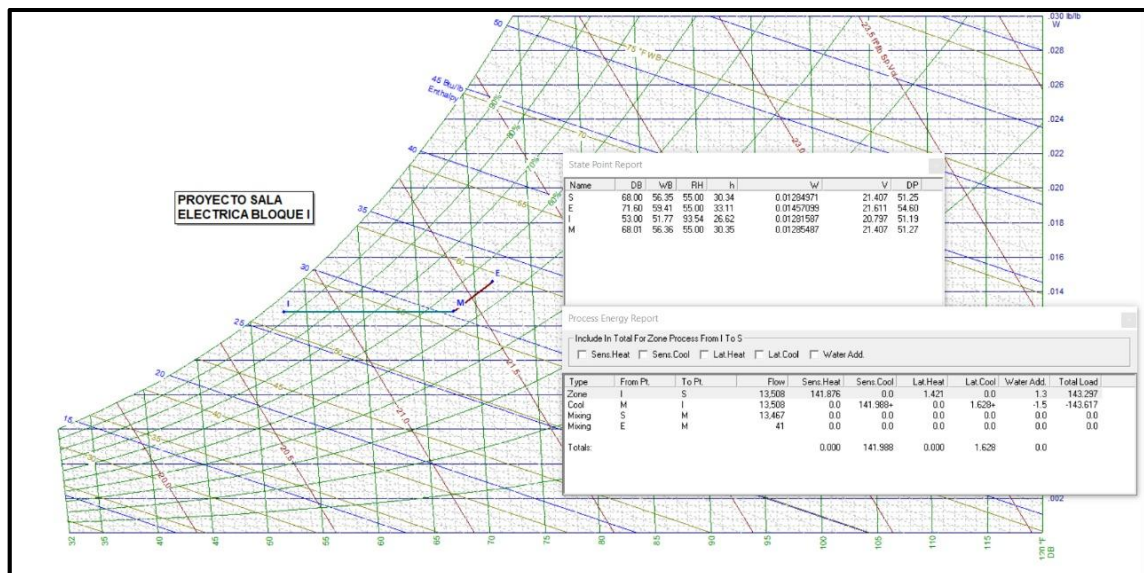
Datos interiores(S)

T interior: 20°C

HR= 55%

Altitud= 3658 m.s.n.m.

GRAFICA 4. 1: CONDICIONES DE AIRE EXTERIOR E INTERIOR EN CARTA PSICOMETRICA PARA VERANO



Fuente: PsyChart

De la carta se obtiene los parámetros del punto exteriores e interiores el cual será el mismo para los 3 bloques

Parámetros del aire exterior:

Temperatura de bulbo seco: 71.6°F

Temperatura de bulbo húmedo: 59.4°F

Humedad relativa: 55%

Entalpia: 33.11 BTU/Lb

Humedad específica: 0.0146 Lb/Lb

Parámetros del aire interior:

Temperatura de bulbo seco: 68°F

Temperatura de bulbo húmedo: 56.3°F

Humedad relativa: 55%

Entalpia: 30.34 BTU/Lb

Humedad específica: 0.0146 Lb/Lb

Volumen específico: 21.41 ft³/Lb

Luego se toma como pendiente el valor del factor sensible y se traza entre el punto inferior y que cruce con la curva de valores entre 90-100% la cual nos muestra el punto de impulsión se obtiene las siguientes propiedades.

Parámetros del aire de impulsión:

Temperatura de bulbo seco: 53°F

Temperatura de bulbo húmedo: 51.77°F

Humedad relativa: 93.54%

Entalpia: 26.62 BTU/Lb

Humedad específica: 0.01282 Lb/Lb

Volumen específico: 20.78 ft³/Lb

Reemplazando los datos de las condiciones del aire interior, aire de suministro y la carga térmica sensible del local en la **ecuación 4.12**, se tiene:

$$CFM_s = \frac{141\,864 \times 20.78}{60 * (30.34 - 26.62)}$$

$$CFM_s = 13\,207 \text{ ft}^3/\text{min}$$

Para determinar la capacidad sensible del equipo, se reemplazando los datos en la siguiente ecuación:

$$Q_{sen} = \frac{CFM_{IMP} \times (h_x - h_{int})}{V_{ESP}} \times 60 \dots \dots \textbf{(4.15)}$$

Donde:

Q_{sen} : Capacidad de Enfriamiento sensible (BTU/h).

CFM_{IMP} : Caudal de Insuflamiento (CFM).

h_x : Entalpia en el punto de intersección entre la línea horizontal y vertical como se aprecia en la **figura 4.5** (BTU/lb).

h_{int} : Entalpia del aire en el punto de impulsión (BTU/lb).

V_{ESP} : Volumen especifico del aire (ft³/lb).

60: factor de conversión

Reemplazando datos para el bloque I

$$Q_{se} = \frac{13\,207 \times (30.34 - 26.05)}{20.8} \times 60$$

$$Q_{se} = 141\,988 \text{ BTU/h}$$

La capacidad total del equipo también se puede obtener mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{te} = \frac{CFM_{imp} \times (h_2 - h_3)}{v_{esp}} \times 60 \dots\dots \textbf{(4.16)}$$

Donde:

Q_{te} : Capacidad de Enfriamiento pared exterior.

CFM_{imp} : Caudal de Aire de Impulsión (ft³/min).

h_2 : Entalpia del aire de mezcla (figura 4.5) (BTU/lb)

h_3 : Entalpia del aire de impulsión (figura 4.5) (BTU/lb).

v_{esp} : Volumen especifico del aire (ft³/lb).

60: factor de conversión.

Reemplazando datos para bloque I

$$Q_{se} = \frac{13\,207 \times (30.35 - 26.62)}{20.78} \times 60$$

$$Q_{se} = 142.239 \text{ BTU/h}$$

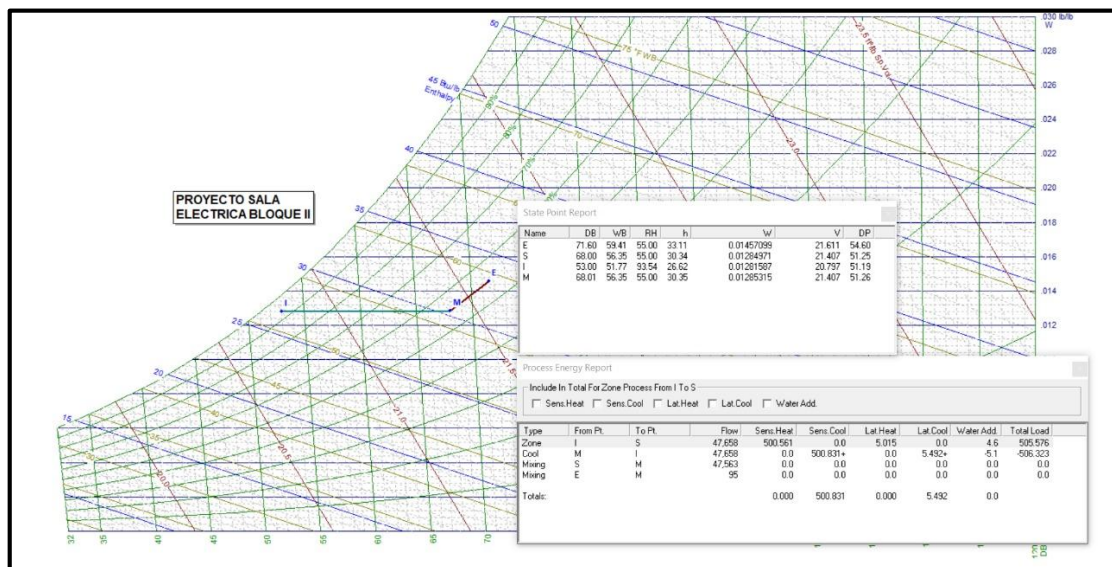
Obteniendo la capacidad térmica sensible del bloque 1

$$Q_{BI} = 141\,988 \text{ Btu/h}$$

$$\text{CAUDAL} = 13\,508 \text{ CFM}$$

El mismo método se aplica para el bloque 2 y 3

GRAFICA 4. 2: CONDICIONES DE AIRE EXTERIOR E INTERIOR EN CARTA PSICOMETRICA PARA VERANO



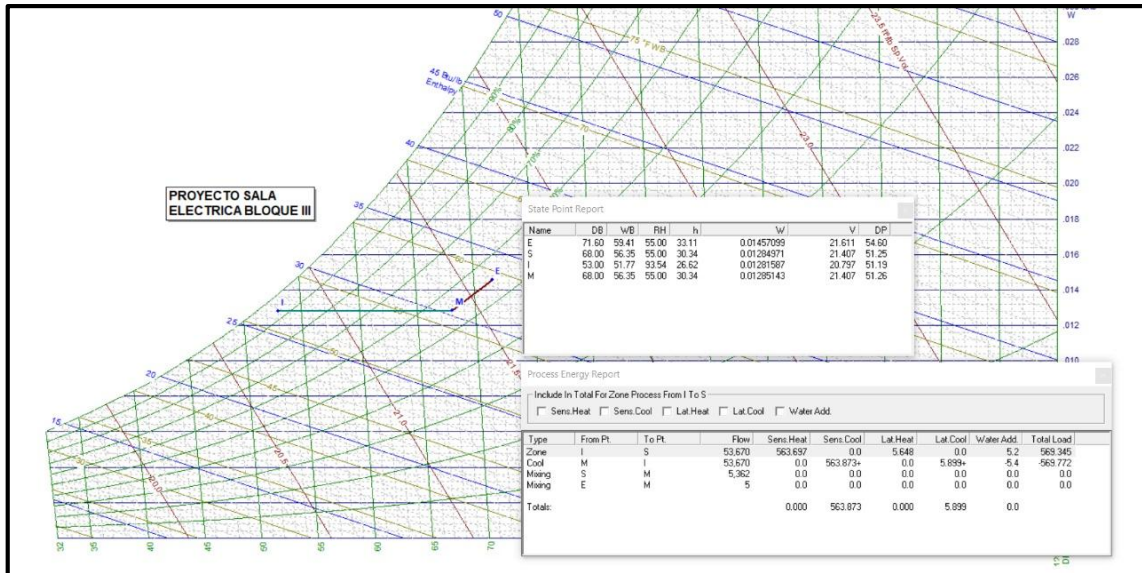
Fuente: PsyChart

Obteniendo la capacidad térmica del bloque 2

$$Q_{BIi} = 500\,831 \text{ Btu/h}$$

$$\text{CAUDAL} = 47\,658 \text{ CFM}$$

GRAFICA 4. 3: CONDICIONES DE AIRE EXTERIOR E INTERIOR EN CARTA PSICOMETRICA PARA VERANO



Fuente: PsyChart

Obteniendo la capacidad térmica del bloque 3

$$Q_{Blii} = 563\ 873\ Btu/h$$

$$CAUDAL = 53.670\ CFM$$

Capacidad térmica del evaporador y condensador

En bloque 1

$$Q_{BI} = 141\ 988\ Btu/h$$

$$CAUDAL = 13\ 508\ CFM$$

En bloque 2

$$Q_{Bli} = 500\ 831\ Btu/h$$

$$CAUDAL = 47\ 658\ CFM$$

En bloque 3

$$Q_{Blii} = 563\ 873\ Btu/h$$

$$CAUDAL = 53\ 670\ CFM$$

Con estos parámetros de carga sensible se seleccionaron equipos tipo paquete **Roof top** de la marca Daikin cuya selección se encuentra en los resultados

DETERMINACION DE RED DE CONDUCTOS

Para la determinación de red de conductos se tomaron los siguientes coeficientes de fricción:

Ducto de impulsión: 0.10" C.A. /100 pies

Ducto de extracción: (0.10-0.15)" C.A. /100 pies

Lo cual se procedió a utilizar el programa ductsizer para dimensionar la red de conductos rectangulares

Selección de los elementos de difusión

Estos se seleccionan de acuerdo a los catálogos de fabricantes ya que cuentan con los elementos de difusión más comerciales los parámetros a considerar son los siguientes:

- Caudal de impulsión
- Dimensiones del ambiente a climatizar
- Tipo de los elementos de impulsión y retorno
- Los decibeles del ambiente

Estos también se llevaran a cabo por el software ductsizer.

La velocidad del flujo será importante ya que las salas eléctricas constan con equipamientos que presentan su propio sistema de ventilación la cual absorbe el aire por la parte frontal y lo expulsa por la parte superior lo cual el tiro de aire recomendable es de 4 m/s.

Perdida de presión en el sistema de climatización

Esta pérdida ocurre con la fricción entre el aire y su desplazamiento ya sea por ductos, accesorios como codos, filtros, rejillas, etc.

Perdidas internas: esta se produce en la parte interna en la unidad tipo paquete seleccionada, esta pérdida nos brinda el catálogo de fabricante ya que varían según los accesorios que cuente el equipo.

Perdidas externas: estas son las pérdidas por exterior dadas por ductos, difusores, rejillas, etc.

Perdida de presión en ductos

Esta viene dada por la siguiente formula:

$$P_d = L \times \frac{fr}{100 ft} + \text{Perdida por accesorios} \dots (4.17)$$

Donde:

P_d : perdida de presión en conductos ("C.A.)

L : Longitud del ducto en (ft)

fr : Factor de fricción por cada 100 ft, lo recomendable en aire acondicionado es 0.1 "C.A.

Las pérdidas de los accesorios están estandarizadas con las pérdidas de presión según la forma que tengan. Para determinar esta pérdida se aplica en el ducto de mayor recorrido el más alejado de los accesorios.

Dimensionamiento de ductos

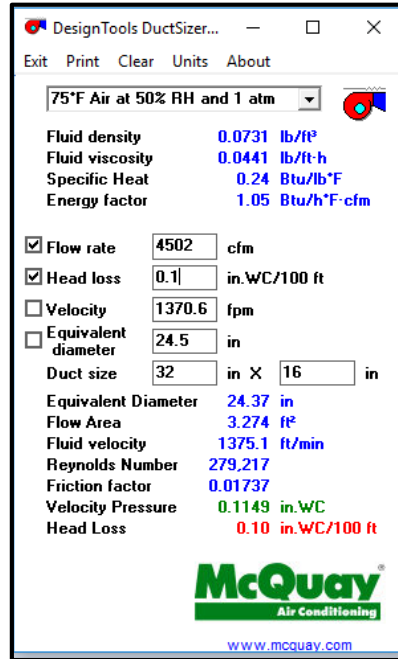
Para esta selección se tomará el caudal de suministro y la caída de presión 0.10 "c.a./100 ft para impulsión de aire y 0.15 "c.a./100 ft para impulsión de aire y 0.15 "c.a./100 ft para el retorno de aire se tomará las líneas más críticas lo cual se representa por los tramos ABCD en los planos de instalaciones mecánicas en el **anexo 4**

Para bloque I

Impulsión

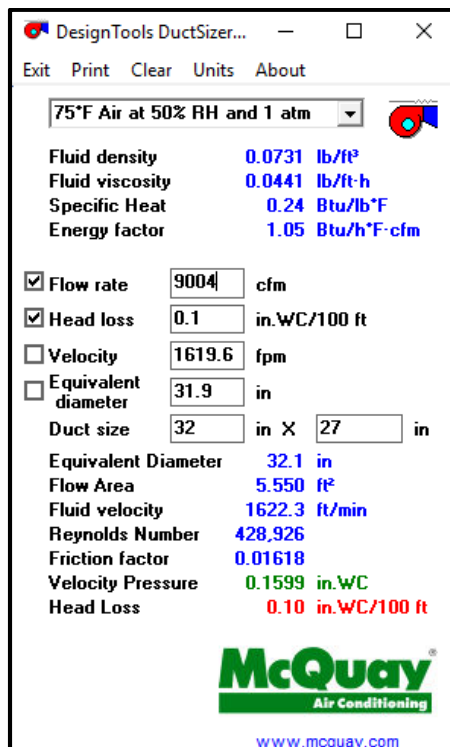
Caudal a impulsar es 13 508 CFM ubicaremos 3 rejillas con el mismo caudal 4502 CFM para los tramos que se aprecian en los planos de instalaciones mecánicas ubicados en los anexos, por otro lado, las rejillas se seleccionaran con una velocidad de 4.5 a 5 m/s para tener una adecuada distribución de aire dentro de la sala eléctrica.

FIGURA 4. 6: DUCTO DE IMPULSION EN TRAMO AB



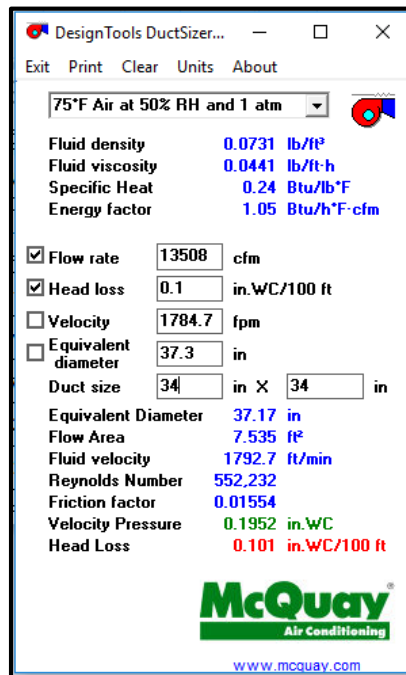
Fuente: Ductsizer

FIGURA 4. 7: DUCTO DE IMPULSION EN TRAMO BC



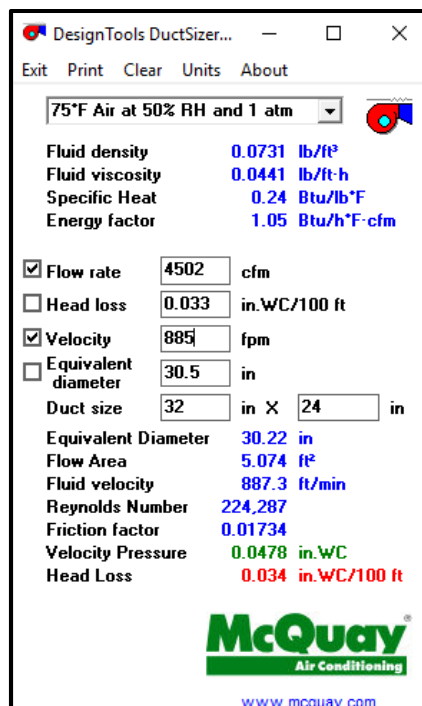
Fuente: Ductsizer

FIGURA 4. 8: DUCTO DE IMPULSION EN TRAMO CD



FUENTE: DUCTSIZER

FIGURA 4. 9: DIMENSION DE REJILLA DE IMPULSION



FUENTE: DUCTSIZER

RETORNO

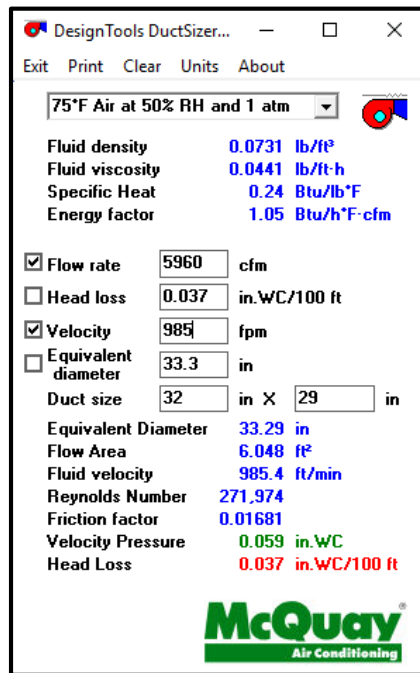
Caudal a impulsar es 13 467 cfm ubicaremos 3 rejillas con el mismo caudal 4489 cfm para los tramos que se aprecian en los planos de instalaciones mecánicas ubicados en los anexos, por otro lado, las rejillas se seleccionaran con una velocidad de 4.5 a 5 m/s para tener una adecuada distribución de aire dentro de la sala eléctrica al no tener mucha variación del caudal se comprueba que los ductos dimensionados son de igual dimensión que los de impulsión de igual manera con la rejilla

Para bloque II y III

Impulsión

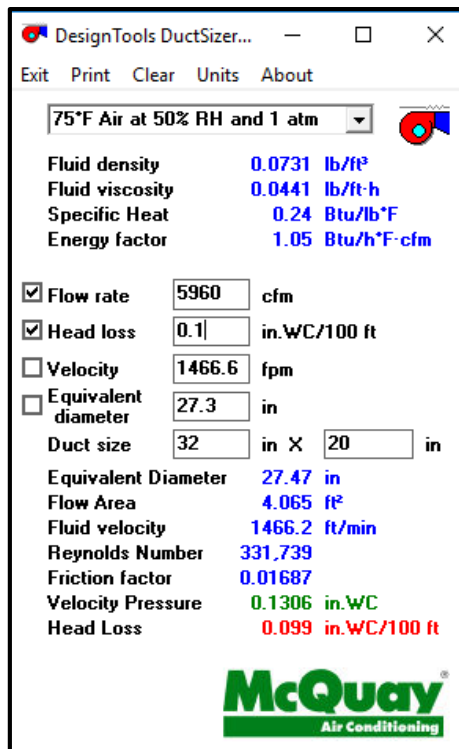
Debido a que en esta área no se encuentra separada por un pared interior y tiene el equipamiento de mayor disipación térmica tomaremos el máximo caudal que en este caso es del bloque 3 y lo asumiremos para los 2 ambientes siendo un total de 107 340 cfm se distribuyó en 18 rejillas siendo un caudal de 5960 cfm por rejilla para los tramos que se aprecian en los planos de instalaciones mecánicas ubicados en los anexos, por otro lado, las rejillas se seleccionaran con una velocidad de 4.5 a 5 m/s para tener una adecuada distribución de aire dentro de la sala eléctrica

FIGURA 4. 10: DIMENSION DE REJILLA DE IMPULSION



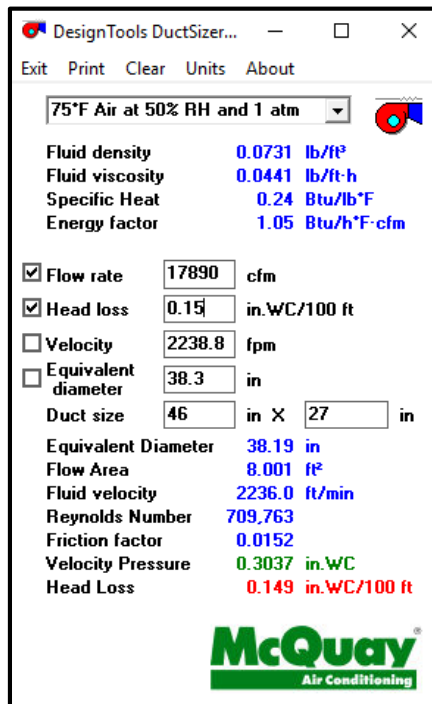
FUENTE: DUCTSIZER

FIGURA 4. 11: DUCTO DE IMPULSION EN TRAMO AB



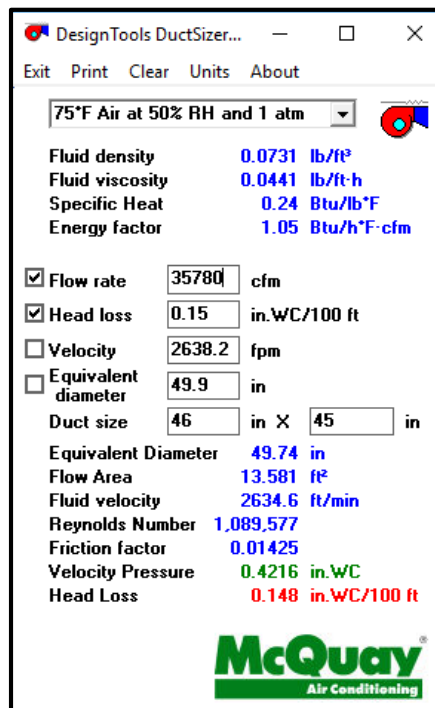
FUENTE: DUCTSIZER

FIGURA 4. 12: DUCTO DE IMPULSION EN TRAMO BC



FUENTE: DUCTSIZER

FIGURA 4. 13: DUCTO DE IMPULSION EN TRAMO CD



FUENTE: DUCTSIZER

Retorno

Caudal a impulsar es 35 740 CFM ubicaremos 6 rejillas con el mismo caudal 5956 CFM para los tramos que se aprecian en los planos de instalaciones mecánicas ubicados en los anexos, por otro lado, las rejillas se seleccionaran con una velocidad de 4.5 a 5 m/s para tener una adecuada distribución de aire dentro de la sala eléctrica al no tener mucha variación del caudal se comprueba que los ductos dimensionados son de igual dimensión que los de impulsión de igual manera con la rejilla.

Distribución de aire

Los equipos seleccionados son sistemas de aire acondicionado tipo paquete los cuales serán ubicados estratégicamente en lugares exteriores para facilitar su instalación y mantenimiento. se plantearon dos redes de conductos una red de impulsión de aire frío que se instalara desde el equipo tipo paquete, estos ductos tendrán el recorrido por el techo de la sala eléctrica y retorna el aire mediante rejillas ubicadas cerca de los equipos eléctricos que produzcan mayor disipación de calor.

Las salas eléctricas poseen tablero de distinta potencia eléctrica donde es necesario priorizar debido a que estos poseen un sistema propio que succiona el aire en las puertas de acceso de cada tablero y expulsan el aire en la parte superior. Para lograr que el aire ingrese en la zona de la puerta de acceso es necesario que el aire de impulsión que fluye en la rejilla tenga la suficiente velocidad de alcance para que ingrese a las puertas de acceso de los tableros y colocar las rejillas de retorno cerca al lugar de expulsión de aire de los tableros.

Calculo de free cooling

Primero dispusimos de los parámetros brindados por SENAMHI de las temperaturas, humedad relativa velocidad del aire, latitud, longitud, altitud de la provincia de Chumbivilcas – Cuzco. Estos tomados de los meses de enero 2017 a diciembre del 2017 estos se muestran en el anexo 3.

Los cálculos son tomados en la condición de verano el cual se realizó un cuadro de intervalos de las temperaturas consideradas de verano en la provincia Chumbivilcas datos tomados de SENAMHI como se muestra en **Tabla 4.27**

TABLA 4. 27: COMPORTAMIENTO DE TEMPERATURAS EN VERANO

temperatura exterior	frecuencia	frecuencia en porcentaje	frecuenciencia acumulada	humedad relativa	entalpia kJ/kg	volumen especifica m3/kg
17	73	37.82	37.82	80.46	56.70	1.34
18	76	39.38	77.20	66.50	52.89	1.34
19	44	22.80	100.00	68.63	57.44	1.35

Fuente: elaboración propia

En la tabla se muestra las temperaturas de verano de 17°C a 19°C la frecuencia que se dieron durante todo el año 2017, se muestra las frecuencias acumuladas como los parámetros brindados por la carta psicométrica de humedad relativa, entalpia y volumen específico estos de cada temperatura brindada.

Las condiciones del proyecto

Parámetros del aire exterior:

Temperatura de bulbo seco: 71.6°F

Temperatura de bulbo húmedo: 59.4°F

Humedad relativa: 55%

Entalpia: 33.11 BTU/Lb

Humedad específica: 0.0146 Lb/Lb

Parámetros del aire interior:

Temperatura de bulbo seco: 68°F

Temperatura de bulbo húmedo: 56.3°F

Humedad relativa: 55%

Entalpia: 30.34 BTU/Lb

Humedad específica: 0.0146 Lb/Lb

Volumen específico: 21.41 ft³/Lb

Calculo de carga térmica

En este caso la carga térmica totales de los bloques 1, 2 y 3 ya fueron calculados líneas arriba

Enfriamiento gratuito por aire exterior (free cooling)

En verano, el caudal de aire exterior que se impulsa al local va desde el mínimo $V_{ven,ext}$ el cual es brindado por ASHRAE hasta el máximo que es de impulsión V_{imp} la diferencia de estos se tendrá un caudal complementario V_{fc} para el free cooling siempre que proceda el hacerlo

$$V_{imp} = V_{ven,ext} + V_{fc} + V_{ret} \dots \dots (4.18)$$

Donde:

V_{imp} : Es el caudal que nos brinda el equipo luego de realizar la transferencia de calor

V_{ret} : Es el caudal que retorna de los ambientes en casos coincide o el de impulsión

$V_{ven,ext}$: El cual es brindado por ASHRAE

V_{fc} : es el caudal de aire exterior introducir para compensar las cargas térmicas es cuando la temperatura sea menor que la de aire del local o de extracción

El caudal de aire exterior complementario se calcula a partir de la potencia térmica total requerida por la instalación Q_{tot} la cual puede ser compensada de forma gratuita

$$V_{fc} = \frac{Q_{tot} \times V_e}{h_{int} - h_{ext}} \dots \dots (4.19)$$

Para el bloque 1

Para la temperatura de 17°C

$$V_{fc} = \frac{141\,988 \times 21.46}{30.34 - 24.30} \times \frac{1}{60}$$

$$V_{fc} = 8\,408 \text{ cfm}$$

Para la temperatura de 18°C

$$V_{fc} = \frac{141\,988 \times 21.46}{30.34 - 22.73} \times \frac{1}{60}$$

$$V_{fc} = 6\,673 \text{ cfm}$$

Para la temperatura de 19°C

$$V_{fc} = \frac{141\,988 \times 21.62}{30.34 - 24.69} \times \frac{1}{60}$$

$$V_{fc} = 9\ 055\ cfm$$

Para el bloque 2

Para la temperatura de 17°C

$$V_{fc} = \frac{500\ 831 \times 21.46}{30.34 - 24.30} \times \frac{1}{60}$$
$$V_{fc} = 29\ 657\ cfm$$

Para la temperatura de 18°C

$$V_{fc} = \frac{500\ 831 \times 21.46}{30.34 - 22.73} \times \frac{1}{60}$$
$$V_{fc} = 23\ 538\ cfm$$

Para la temperatura de 19°C

$$V_{fc} = \frac{500\ 831 \times 21.62}{30.34 - 24.69} \times \frac{1}{60}$$
$$V_{fc} = 31\ 941\ cfm$$

Para el bloque 3

Para la temperatura de 17°C

$$V_{fc} = \frac{563\ 873 \times 21.46}{30.34 - 24.30} \times \frac{1}{60}$$
$$V_{fc} = 33\ 390\ cfm$$

Para la temperatura de 18°C

$$V_{fc} = \frac{563\ 873 \times 21.46}{30.34 - 22.73} \times \frac{1}{60}$$
$$V_{fc} = 26\ 501.8\ cfm$$

Para la temperatura de 19°C

$$V_{fc} = \frac{563\ 873 \times 21.62}{30.34 - 24.69} \times \frac{1}{60}$$
$$V_{fc} = 35\ 961\ cfm$$

Potencia de enfriamiento gratuito

Es la potencia térmica obtenida con el caudal con el caudal V_{fc} de aire exterior, que ha sido calculado previamente, a partir de la expresión:

$$Q_{fc} = \frac{V_{fc}}{V_e} x (h_{int} - h_{ext}) \dots \dots \dots (4.20)$$

Para el bloque 1

Para la temperatura de 17°C

$$Q_{fc} = \frac{8\ 408}{21.46} x (30.34 - 24.30) x 60$$

$$Q_{fc} = 141\ 987\ btu/h$$

Para la temperatura de 18°C

$$Q_{fc} = \frac{6\ 673}{21.46} x (30.34 - 22.73) x 60$$

$$Q_{fc} = 141\ 987\ btu/h$$

Para la temperatura de 19°C

$$Q_{fc} = \frac{9\ 055}{21.46} x (30.34 - 24.69) x 60$$

$$Q_{fc} = 141\ 987\ btu/h$$

Para el bloque 2

Para la temperatura de 17°C

$$Q_{fc} = \frac{29\ 657}{21.46} x (30.34 - 24.30) x 60$$

$$Q_{fc} = 500\ 831\ btu/h$$

Para la temperatura de 18°C

$$Q_{fc} = \frac{23\ 538}{21.46} x (30.34 - 22.73) x 60$$

$$Q_{fc} = 500\ 831\ btu/h$$

Para la temperatura de 19°C

$$Q_{fc} = \frac{31\ 941}{21.46} x (30.34 - 24.69) x 60$$

$$Q_{fc} = 500\ 831\ btu/h$$

Para el bloque 3

Para la temperatura de 17°C

$$Q_{fc} = \frac{33\,390}{21.46} \times (30.34 - 24.30) \times 60$$
$$Q_{fc} = 563\,873 \text{ btu/h}$$

Para la temperatura de 18°C

$$Q_{fc} = \frac{26\,501.8}{21.46} \times (30.34 - 22.73) \times 60$$
$$Q_{fc} = 563\,873 \text{ btu/h}$$

Para la temperatura de 19°C

$$Q_{fc} = \frac{35\,961}{21.46} \times (30.34 - 24.69) \times 60$$
$$Q_{fc} = 563\,873 \text{ btu/h}$$

A partir de los 20°C de temperatura exterior se dejará de introducir aire exterior complementario ya que al ser mayor que la temperatura del lugar este activará la regulación de las compuertas de modo que solo ingrese el caudal mínimo de aire exterior.

Ahorro de energía del free cooling

Una vez seleccionados los equipos que cumplan con las condiciones térmicas se toma las siguientes variables para hallar el ahorro energético

Frecuencias de temporada

Frecuencia de temperatura (Fiv): es la relación en porcentaje de los registros de temperatura en temporada de verano.

Frecuencia acumulada (Fav): es la suma acumulada incluida de las frecuencias de temperaturas.

Potencias ponderadas en función de la frecuencia: para determinar la potencia térmica total ponderada se toma la siguiente ecuación 4.21

$$QP = \frac{Q_{tot} \times Fiv}{100} \dots\dots\dots (4.21)$$

Y la suma de cada temperatura proporcionara el valor medio de potencia ponderada requerida por la sala eléctrica (QPM)

De igual manera con la carga Q_{fc} se calcula la potencia térmica ponderada de enfriamiento gratuito por la siguiente ecuación 4.22

$$Q_{fc} = \frac{Q_{fc} \times Fiv}{100} \dots\dots\dots (4.22)$$

Y la suma de cada temperatura proporcionara el valor de potencia ponderada medio de potencia ponderada de enfriamiento gratuito (QPfcm)

La tabla 4.28 se muestran los valores correspondientes al free cooling térmico que resulta una vez que se seleccionó el equipo para satisfacer las necesidades térmicas

TABLA 4. 28: POTENCIA TÉRMICA PONDERADA DEL FREE COOLING TÉRMICO DE BLOQUE 1

temperatura (°C)	frecuencia		carga termica (btu/h)		fc termico (btu/h)	
	frecuencia	frecuencia acumulada	Qt	QP	Qfc	QP Pfc
17	26.94	26.94	141988	38251.57	141988	38251.5672
18	28.04	54.98	141988	39813.44	141988	39813.4352
19	16.24	71.22	141988	23058.85	141988	23058.8512
20	14.76	85.98	141988	20957.43	0	0
21	6.64	92.62	141988	9428.00	0	0
22	7.38	100.00	141988	10478.71	0	0
				141988		101123.854
				QPM		QPfcm

Fuente: elaboración propia

Con un free cooling térmico el valor QPfc es 101 123.854 btu/h y el QPm=141 988 btu/h siendo que este sistema puede suministrar el 71.22% de la potencia media requerida QPM.

**TABLA 4. 29: POTENCIA TÉRMICA PONDERADA DEL FREE COOLING
TÉRMICO DE BLOQUE 2**

temperatura (°C)	frecuencia		carga termica (btu/h)		fc termico (btu/h)	
	frecuencia	frecuencia acumulada	Qt	QP	Qfc	QP Pfc
17	26.94	26.94	500831	134923.87	500831	134923.871
18	28.04	54.98	500831	140433.01	500831	140433.012
19	16.24	71.22	500831	81334.95	500831	81334.95
20	14.76	85.98	500831	73922.66	0	0
21	6.64	92.62	500831	33255.18	0	0
22	7.38	100.00	500831	36961.33	0	0
				500831		356691.838
				QPM		QPfcm

Fuente: elaboración propia

Con un free cooling térmico el valor QPfc_m es 356 691.84 btu/h y el QP_m=500 831 btu/h siendo que este sistema puede suministrar el 71.22% de la potencia media requerida QPM.

**TABLA 4. 30: POTENCIA TÉRMICA PONDERADA DEL FREE COOLING
TÉRMICO DE BLOQUE 3**

temperatura (°C)	frecuencia		carga termica (btu/h)		fc termico (btu/h)	
	frecuencia	frecuencia acumulada	Qt	QP	Qfc	QP Pfc
17	26.94	26.94	563873	151907.39	563873	151907.386
18	28.04	54.98	563873	158109.99	563873	158109.989
19	16.24	71.22	563873	91572.98	563873	91572.98
20	14.76	85.98	563873	83227.65	0	0
21	6.64	92.62	563873	37441.17	0	0
22	7.38	100.00	563873	41613.83	0	0
				563873		401590.351
				QPM		QPfcm

Fuente: elaboración propia

Con un free cooling térmico el valor QPfc_m es 401 5590.351 btu/h y el QP_m=563 873 btu/h siendo que este sistema puede suministrar el 71.22% de la potencia media requerida QPM.

4.1.4 ANALISIS DE COSTO

FIGURA 4. 14: ANALISIS DE COSTOS

COTIZACION 001					
CLIENTE	EMPRESA MINERA-CHUMBIVILCAS -CUZCO		FECHA	7/11/2018	
PRESUPUESTO	INSTALACION Y PUESTA EN MARCHA DE EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO				
LUGAR	CHUMBIVILCAS-CUZCO				
ITEM	DESCRIPCION	UND	METRADC	PRECIO	PRECIO PARCIAL
1	SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO-SUMINISTRO E INSTALACION				
1.01	SUMINISTRO E INSTALACION DE EQUIPO TIPO PAUQTE DE 141988 BTU/H	UND	1	144263	144263
1.02	SUMINISTRO E INSTALACION DE EQUIPO TIPO PAUQTE DE 563873 BTU/H	UND	4	307096	1228384
1.03	SUMINISTRO E INSTALACION DE DUCTOS DE FIERRO GALVANIZADO	KG	15000	16	240000
1.04	SUMINISTRO E INSTALACION DE AISLAMIENTO DE DUCTOS LANA DE VIDRIO	M2	2000	35	70000
1.05	SUMINISTRO E INSTALACION DE REJILLAS	UND	40	1880	75200
COSTO TOTAL					1757847
UTILIDADES (8%)					140627.76
SUBTOTAL					1898474.76
I.G.V. 18%					341725.4568
VALOR TOTAL DE VENTA					S/2,240,200.22
PRECIO EN SOLES					

Fuente: Daikin

4.2 POBLACION Y MUESTRA

La población y muestra del proyecto de tesis es la sala eléctrica en la empresa minera Chumbivilcas-Cuzco.

4.3 TECNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCION DE INFORMACION DE DATOS

En la presente tesis utilizo la técnica de documentación para la recolección de la información brindadas por el usuario y normas nacionales e internacionales como también de programas tanto para el cálculo de la carga térmica del equipo como las dimensiones de los ductos.

4.4 TECNICAS E INSTRUMENTACION PARA RECOLECCION DE LA INFORMACION DE CAMPO

La presente tesis no involucro realizar una toma de datos en campo los datos brindados fueron de la empresa por medio de documentos por consiguiente la técnica es documental.

4.5 ANALISIS Y PROCESAMIENTO DE DATOS

- El cálculo térmico es elevado debido al equipamiento eléctrico y electrónico de la sala eléctrica, disipan el calor en gran cantidad haciendo un total de carga térmica de 1206692 btu/h con estos datos se proceden a seleccionar de manera adecuada los equipos de aire tipo paquete, tomando un equipo de 141 988 btu/h para climatizar el ambiente bloque 1, luego se selecciona 3 equipos de aire acondicionado con carga térmica 563 873 btu/h, 2 equipos para que climatizan el ambiente de bloque 2 y 3 y para finalizar un equipo respaldo ubicado en los variadores lugar de mayor disipación térmica.

- Las distribuciones de los conductos se dieron en la parte central debido a que existen tableros dentro de la sala eléctrica que tienen un sistema de ventilación propio el cual absorben caudal de aire insuflado por la parte frontal y lo expulsan por la parte superior del tablero en mención climatizándolos para ello requiere una velocidad de flujo de aire de 4 a 5 m/s y tener rejillas impulsión como de retorno.

- El sistema de ventilación con free cooling cumple la finalidad de reducir la carga térmica compensado el caudal con el aire exterior que es menor al aire de retorno o del local esto se cumple para las temperaturas de 17°C a 19 °C en verano lo cual genera el control de las compuertas para mantener la cantidad de flujo necesario para la climatización.

CAPITULO V: RESULTADOS

En este capítulo mencionaremos los resultados de los cálculos mencionados en el capítulo 4.1.3 de ingeniería de detalle

5.1 CARGA TERMICA DE SALA ELECTRICA

Se determinó la carga térmica necesario en verano de cada bloque de la sala eléctrica se observó que es necesario climatizar para retirar toda la ganancia térmica del local a intervenir. (Véase tabla 5.1, 5.2 y 5.3)

TABLA 5. 1: resultados de carga térmica bloque 1

BLOQUE 1	CARGA TERMICA DE SALA ELECTRICA		
	ENFRIAMIENTO		CALEFACCION
GANANCIAS DE CALOR	SENSIBLE (BTU/H)	LATENTE (BTU/H)	SENSIBLE (BTU/H)
PARED EXTERIOR	603.013		
PARED INTERIOR	25.4		
PISO	1106.77		
TECHO	504.2		
ALUMBRADO	1638.61		
EQUIPAMIENTO ELECTRICO	123840		
PERSONAS	1250	1375	
GANACIA TOTAL	128967.993	1375	1467.564
CARGA TERMICA DEL LOCAL	143 239.8		1467.564

Fuente: elaboración propia

TABLA 5. 2: resultados de carga térmica bloque 2

BLOQUE 2	CARGA TERMICA DE SALA ELECTRICA		
	ENFRIAMIENTO		CALEFACCION
GANANCIAS DE CALOR	SENSIBLE (BTU/H)	LATENTE (BTU/H)	SENSIBLE (BTU/H)
PARED EXTERIOR	665.22		
PARED INTERIOR	25.4		
PISO	1626.85		
TECHO	741.126		
ALUMBRADO	2389.57		
EQUIPAMIENTO ELECTRICO	448 416		
PERSONAS	1250	1375	
GANACIA TOTAL	500 519.98	1375	1712.99
CARGA TERMICA DEL LOCAL	501 894.98		1712.99

Fuente: elaboración propia

TABLA 5. 3: resultados de carga térmica bloque 3

BLOQUE 3	CARGA TERMICA DE SALA ELECTRICA		
	ENFRIAMIENTO		CALEFACCION
GANANCIAS DE CALOR	SENSIBLE (BTU/H)	LATENTE (BTU/H)	SENSIBLE (BTU/H)
PARED EXTERIOR	492.534		
PARED INTERIOR	25.4		
PISO	1294.84		
TECHO	589.876		
ALUMBRADO	1917.05		
EQUIPAMIENTO ELECTRICO	506 640		
PERSONAS	1250	1375	
GANACIA TOTAL	563 651.72	1375	1504.56
CARGA TERMICA DEL LOCAL	565 026.72		1504.56

Fuente: elaboración propia

5.2 Selección de equipos

Luego de utilizar la psicometría se selecciona el equipo de aire acondicionado adecuado para la climatización el cual es de tipo paquete se seleccionan 4 equipos tipo paquete y 1 equipo de respaldo en la zona donde genera mayor disipación térmica. (Véase tabla 5.4)

TABLA 5. 4: capacidades de unidades tipo paquete

UNIDAD	CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO		VENTILADOR			SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO				CARACTERISTICAS ELECTRICAS	MARCA
	TOTAL BTU/H	SENSIBLE BTU/H	CAUDAL IMPULSIÓN CFM	CAUDAL RETORNO CFM	PPA Pulg.C.A.	CONDICIONES DE AIRE					
						ENTRADA		SALIDA			
						*FBS	*FBH	*FBS	*FBH		
UC-A01	143 617	141 988	13 508	13 467	2.0	68	52	49.0	46.5	220v-3ø-60Hz-23.0kw	DAIKIN
UC-A02	569 772	563 873	53 670	53 610	2.5	68	52	49.0	46.5	220v-3ø-60Hz-60.0kw	DAIKIN
UC-A03	569 772	536 873	53 670	53 610	2.5	68	52	49.0	46.5	220v-3ø-60Hz-60.0kw	DAIKIN
UC-A04	569 772	536 873	53 670	53 610	2.5	68	52	49.0	46.5	220v-3ø-60Hz-60.0kw	DAIKIN
UC-A05	569 772	536 873	53 670	53 610	2.5	68	52	49.0	46.5	220v-3ø-60Hz-60.0kw	DAIKIN

NOTA: LOS EQUIPOS TIPO PAQUETE UC-03 Y UC-04 FUNCIONARAN DE FORMA ALTERNADA

Fuente: elaboración propia

5.3 Selección del free cooling

Luego se tomaron los datos de temperatura de verano comprendidos (17-19) °C estos para analizar la frecuencia de las temperaturas luego de ello se calculó las cargas térmicas compensadas de free cooling por cada bloque el cual se obtuvo el 71.22% de carga térmica total del equipo (véase tabla 5.5).

TABLA 5. 5: ANALISIS TERMICO EN VERANO

ANALISIS TERMICO EN VERANO(17-22)°C			
CARGA TERMICA (BTU/H)	BLOQUE 1	BLOQUE 2	BLOQUE 3
QFC (FREE COOLING)	101124	356692	401590
QT (TOTALES)	141988	500831	563873
PORCENTAJE DE SUMINISTRO DE FREE COOLING (%)	71.22	71.22	71.22

Fuente: elaboración propia

CAPITULO VI: DISCUSION DE RESULTADOS

6.1 Contrastación de la hipótesis

- Se comprobó que para el control de temperatura en la sala eléctrica es necesario implementar un sistema de free cooling al sistema de aire acondicionado.
- Se verifico que para la adecuada selección de equipo se determina la carga térmica de la sala eléctrica utilizando la psicometría.
- Se verifico que para una buena distribución de aire se debe dimensionar la red de conductos con una caída de presión entre los valores de (0.1-0.15)" C.A./100ft.
- Se verifico que disminuye la carga térmica en verano al seleccionar el sistema de free cooling tipo aire con control de temperatura seca.

6.2 Contrastación de los resultados con estudios similares

- En concordancia con Ana tejero Gonzales de la universidad de Valladolid de España en el que menciona en una de sus conclusiones que con equipos complementarios a los sistemas de aire acondicionado se logra un ahorro de la energía eléctrica debido que el sistema con free cooling tiene una disminución de la carga térmica lo cual repercute en la demanda de consumo de energía eléctrica de los equipos seleccionados.
- En concordancia con Ing. Jimmy Javier Segura Páez y Ing. Diego Ismael Ricaurte Garzón de la universidad francisco José de caldas que los costos logísticos son elevados debido a que este sistema no es comercial tanto en Perú como en otros países.
- De acuerdo con Miguel María de Larrea Pombo de la universidad pontifica comillas la determinación de la carga térmica de una sala eléctrica tiene condiciones interiores diferentes a una sala de oficinas ya que la mayor disipación térmica se encuentra en el

equipamiento dentro de la sala lo cual se verifica en la investigación.

- En concordancia con Henry Quiliano de la universidad nacional del centro del Perú se logra climatizar la sala y también hacer una mejora en el consumo de energía eléctrica.
- En conformidad con Víctor Hugo Condori de la universidad nacional del altiplano que si dentro de un ambiente a climatizar se agrega equipamiento, que genere una variación en la climatización se realice un recalcu, ya que los parámetros iniciales del proyecto fueron proyectados para un fin.
- De acuerdo con Vergaray Valle, Roy Marlon de la universidad nacional de Trujillo que para la optimización de un sistema se debe proponer un adecuada selección de equipos y tener en cuenta la ubicación y el tipo de sistema a seleccionar.

6.3 Responsabilidad ética

La presente investigación consta de diseñar un sistema de aire acondicionado con free cooling para el control de la temperatura en una sala eléctrica, la climatización dentro de esta sala eléctrica es primordial debido a que cuenta con equipamientos que brindan energía a diversos puntos de una empresa minera.

La tesis se basó en recolección de datos de libros y normas nacionales e internacionales para una adecuada climatización

Normas y reglamento

- ASHRAE (American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers)
- ANSI (American National Standards Institute)
- RITE (reglamento instalaciones térmicas de los edificios)
- RNE (reglamento nacional de edificaciones)

CONCLUSIONES

- a) Se diseñó un sistema de climatización con free cooling logrando el control de temperatura dentro de la sala dentro de los parámetros establecidos por la normativa ASHRAE teniendo como consecuencia el ahorro de consumo de energía eléctrica en verano
- b) Se determinó la carga térmica por medio de las ganancias de calor exteriores e interiores utilizando la carta psicrométrica se calculó el calor total de la sala eléctrica siendo 1206 692 btu/h el cual se seleccionó 4 equipo de aire tipo paquete siendo 3 que climatizan la sala eléctrica y 1 equipo como respaldo en la zona de los transformadores donde se encuentra la mayor disipación térmica de la sala eléctrica.
- c) Se dimensiono la red de conductos por medio del ductsizer, con una caída de presión entre el rango de (0.10-0.15)0”C.A./100 ft, la red de conductos de impulsión está desplazándose por la parte central del ambiente para que los tableros que se encuentran ubicados dentro de la sala eléctrica puedan tomar el aire impulsado y tengan una buena climatización interna.
- d) Se seleccionó sistema de free cooling tipo aire con control de temperatura seca el cual disminuyo la carga térmica del equipo en un 71.22% para las temperaturas de verano que están entre (17-19) °C.

RECOMENDACIONES

- Realizar un plan de mantenimiento de cada 4 semanas los equipos paquetes para asegurar su buen funcionamiento.
- Se recomienda que la unidad seleccionada cuente con una etapa adicional para la humidificación debido a que se pueden presentar temperaturas exteriores con humedades diferentes que afecten al equipamiento de la sala eléctrica.
- El sistema de drenaje y eléctrico deben ser realizado por una empresa especialista en instalación electromecánicas
- Las unidades tipo paquete contarán con una losa que pueda disipar las vibraciones.
- Se recomienda ubicar unos paneles donde indique que temperaturas son las deseadas para que el personal que ingresa a monitorear no ingrese valores inadecuados en la temperatura de seteo.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ESPINOZA MONTES, Ciro. **Metodología de la Investigación Tecnológica**. Perú. Editorial Imagen Gráfica S.A.C. Primera Edición. 2010.
- HERNANDEZ Sampieri y Otros **Metodología de la Investigación**. México. Editorial Mc Graw Hill Interamericana de México S.A. Quinta Edición. 2010.
- MIRANDA, Ángel L y Doménech. M Ángels **ABC del aire acondicionado**. Editorial Alfaomega Grupo Editor, S.A. de CV de México. 2007 Primera Edición.
- PITA, EDWARD G. **ACONDICIONAMIENTO DE AIRE PRINCIPIOS Y SISTEMAS** New York City Primera Edición 1994
- SANCHEZ CABEZAS, ISAAC, “**DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO CON VOLUME DE REFRIGERANTE VARIABLE DE 1140 m² PARA EL AHORRO DE ENERGIA ELECTRICA SUNAT DE VILLA EL SALVADOR**” Tesis Profesional Callao Universidad Nacional Del Callao.2017
- BUENAÑO GARMA ALEXANDER, “**PROYECTO PARA UN SISTEMA DE CLIMATIZACION, PRESURIZACION Y FILTRADO DE AIRE PARA UNA SALA ELECTRICA DENTRO DE LA MINA SAN CRISTOBAL**” Tesis Profesional Lima Universidad Nacional De Ingenieria.2014

- **CONDORI CONDORI, VICTOR HUGO “OPTIMATIZACION DEL SISTEMA DE VENTILACION CON EL SOFTWARE VENTSIM VISUAL EN LA U.E.A. HERALDOS NEGROS DE LA COMPAÑÍA MINERA SAN VALENTIN S.A.-HANCAVELICA”**
Tesis Profesional Lima Universidad Nacional Del Altiplano .2016
- **QUILIANO FLORES HENRY OMAR “CONFIGURACION DEL FREE COOLING DE AIRE ACONDICIONADO PARA CONTROLAR LA CLIMATIZACION EN LA SALA DE EQUIPOS DEL HUB PUNO”** Tesis Profesional Lima Universidad Nacional Del Centro del Peru.2015
- **SEGURA PAEZ, JIMMY JAVIER Y RICAURTE GARZON DIEGO IZMAEL “ESTUDIO DE FACTIBILIDAD PARA LA IMPLEMENTACION DE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO FREECOLING DE EFICIENCIA ENERGETICA PARA DATACENTER”** ESTUDIO Bogotá Universidad Distrital Francisco José De Caldas .2017
- **PARES SANCHEZ, BERTA “DISEÑO DE SISTEMA HVAC DEL EDIFICIO ELECTRICO Y DE CONTROL DE UNA CENTRAL TERMICA”** ESTUDIO Madrid Universidad Pontificia Comillas.2014
- **LARREA POMBO, MIGUEL “DISEÑO DE UN SISTEMA DE VENTILACION Y AIRE ACONDICIONADO DE UN EDIFICIO TECNICO DE UNA CENTRAL DE GENERACIO ELECTRICA**

EN UN EMPLAZAMIENTO CON CLIMATOLOGIA EXTREMA”

Proyecto Madrid Universidad Pontificia Comillas.2014

- Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR) **“Guía técnica ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización” Madrid Instituto para la diversificación y ahorro de la energía (IDAE) 2012**

ANEXOS

MATRIZ DE CONSISTENCIA

SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO CON FREE COOLING PARA EL CONTROL DE TEMPERATURA EN LA SALA ELECTRICA DE LA EMPRESA MINERA EN CHUMBIVILCAS-CUZCO					
PLANTEAMIENTO DE PROBLEMA		VARIABLES E HIPÓTESIS		METODOLOGÍA	
PROBLEMA	OBJETIVOS	HIPÓTESIS	VARIABLES	TIPO Y NIVEL DE LA INVESTIGACIÓN	DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN
<p>Problema General ¿Cómo diseñar un sistema de aire acondicionado con free cooling para lograr un control de temperatura en la sala electrica de una Empresa Minera en Chumbivilcas-Cuzco?</p>	<p>Objetivo General Diseñar un sistema de aire acondicionado con free cooling para lograr un control de temperatura en la sala electrica de una Empresa Minera Chumbivilcas-Cuzco</p>	<p>Hipótesis General Si se diseña el sistema de aire acondicionado con free cooling se lograra el control de temperatura en la sala electrica de una Empresa Minera Chumbivilcas-Cuzco</p>	<p>Variable independiente Sistema de aire acondicionado con free cooling</p>	<p>Tipo El tipo de investigación utilizada es tecnológico debido a que los conocimientos científicos aplicados son utilizados para solucionar los diferentes problemas que beneficien la sociedad, estos conocimientos científicos aplicados son los de transferencia de calor y termodinamica los cuales contribuyen a la solucion del control de la temperatura de una sala electrica de una empresa minera ubicada en chumbivilcas-cuzco por medio del sistema de aire acondicionado con free cooling</p> <p>Nivel El nivel de investigación es aplicativo debido a que se aplican los conocimientos científicos de termodinamica y transferencia de calor para diseñar tecnologías aplicadas a la solución de problemas que se presenten en el entorno de ingeniería.</p>	<p>La investigación que se desarrolla en el presente proyecto de tesis es un diseño no experimental debido que no se vario en forma incondicional las variables , se observaron para poder analizarlos.</p>
<p>Problemas Específicos P.E.1: ¿Cómo determinar la carga termica de la sala electrica para seleccionar del equipo adecuado de aire acondicionado? P.E.2: ¿Cómo dimensionar la red de conductos para una adecuada distribucion de aire ? P.E.3: ¿Cómo seleccionar el sistema de ventilacion free cooling para disminuir la carga termica?</p>	<p>Objetivos Específicos O.E.1: Determinar la carga termica de la sala electrica para seleccionar el equipo adecuado de aire acondicionado O.E.2: Dimensionar la red de conductos para la adecuada distribucion de aire O.E.3: Seleccionar el sistema de ventilacion free cooling para disminuir la carga termica</p>	<p>Hipótesis Específicos H.E.1: Si se determina la carga termica de la sala electrica se seleccionara el equipo adecuado de aire acondicionado H.E.2: Si se dimensiona la red de conductos se lograra una adecuada distribucion de aire. H.E.3: Si se selecciona el sistema ventilacion free cooling se disminuirá la carga termica</p>	<p>Variable Dependiente control de temperatura</p>	<p>POBLACION Y MUESTRA La población y la muestra del presente proyecto de tesis es la sala electrica de la empresa minera.Chumbivilcas-Cuzco.</p>	<p>La población y la muestra del presente proyecto de tesis es la sala electrica de la empresa minera.Chumbivilcas-Cuzco.</p>

Fuente: elaboración propia

Anexo 1: MAXIMAS APORTACIONES DE AIRE EXTERIOR POR ZONAS

Occupancy Category	People Outdoor Air Rate		Area Outdoor Air Rate		Notes	Default Values		Air Class	
	R_p		R_a			Occupant Density (see Note 4)	Combined Outdoor Air Rate (see Note 5)		
	cfm/person	L/s-person	cfm/ft ²	L/s-m ²		#/1000 ft ² or #/100 m ²	cfm/person L/s-person		
Correctional Facilities									
Cell	5	2.5	0.12	0.6		25	10	4.9	2
Dayroom	5	2.5	0.06	0.3		30	7	3.5	1
Guard stations	5	2.5	0.06	0.3		15	9	4.5	1
Booking/waiting	7.5	3.8	0.06	0.3		50	9	4.4	2
Educational Facilities									
Daycare (through age 4)	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	2
Daycare sickroom	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	3
Classrooms (ages 5-8)	10	5	0.12	0.6		25	15	7.4	1
Classrooms (age 9 plus)	10	5	0.12	0.6		35	13	6.7	1
Lecture classrooms	7.5	3.8	0.06	0.3		65	8	4.3	1
Lecture hall (fixed seats)	7.5	3.8	0.06	0.3		150	8	4.0	1
Art classroom	10	5	0.18	0.9		20	19	9.5	2
Science laboratories	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	2
University/college laboratories	10	5	0.18	0.9		25	17	8.6	2
Wood/metal shop	10	5	0.18	0.9		20	19	9.5	2
Computer lab	10	5	0.12	0.6		25	15	7.4	1
Media center	10	5	0.12	0.6	A	25	15	7.4	1
Music/theater/dance	10	5	0.06	0.3		35	12	5.9	1
Multi-use assembly	7.5	3.8	0.06	0.3		100	8	4.1	1
Food and Beverage Service									
Restaurants dining rooms	7.5	3.8	0.18	0.9		70	10	3.1	2
Cafeteria/fast-food dining	7.5	3.8	0.18	0.9		100	9	4.7	2
Bars, cocktail lounges	7.5	3.8	0.18	0.9		100	9	4.7	2
General									
Break rooms	5	2.5	0.06	0.3		25	10	5.1	1
Coffee stations	5	2.5	0.06	0.3		20	11	5.5	1
Conference/meeting	5	2.5	0.06	0.3		50	6	3.1	1
Corridors	—	—	0.06	0.3		—	—	—	1
Storage rooms	—	—	0.12	0.6	B	—	—	—	1
Hotels, Motels, Resorts, Dormitories									
Bedroom/living rooms	5	2.5	0.06	0.3		10	11	5.5	1
Barracks sleeping areas	5	2.5	0.06	0.3		20	8	4.0	1
Laundry rooms, central	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	2
Laundry rooms within dwelling units	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	1
Lobbies/reception	7.5	3.8	0.06	0.3		30	10	4.8	1
Multipurpose assembly	5	2.5	0.06	0.3		120	6	2.8	1

Occupancy Category	People Outdoor Air Rate R_p		Area Outdoor Air Rate R_a		Notes	Default Values		Air Class	
	cfm/person	L/s/person	cfm/ft ²	L/s/m ²		Occupant Density (see Note 4)	Combined Outdoor Air Rate (see Note 5)		
						#/1000 ft ² or #/100 m ²	cfm/person L/s/person		
Office Buildings									
Office space	5	2.5	0.06	0.3		5	17	8.5	1
Reception areas	5	2.5	0.06	0.3		30	7	3.5	1
Telephone/data entry	5	2.5	0.06	0.3		60	6	3.0	1
Main entry lobbies	5	2.5	0.06	0.3		10	11	5.5	1
Miscellaneous Spaces									
Bank vaults/safe deposit	5	2.5	0.06	0.3		5	17	8.5	2
Computer (not printing)	5	2.5	0.06	0.3		4	20	10.0	1
Electrical equipment rooms	–	–	0.06	0.3	R	–	–	–	1
Elevator machine rooms	–	–	0.12	0.6	B	–	–	–	1
Pharmacy (prep. area)	5	2.5	0.18	0.9		10	23	11.5	2
Photo studios	5	2.5	0.12	0.6		10	17	8.5	1
Shipping/receiving	–	–	0.12	0.6	B	–	–	–	1
Telephone closets	–	–	0.06	0.3		–	–	–	1
Transportation waiting	7.5	3.8	0.06	0.3		100	8	4.1	1
Warehouses	–	–	0.06	0.3	B	–	–	–	2
Public Assembly Spaces									
Auditorium seating area	5	2.5	0.06	0.3		150	5	2.7	1
Places of religious worship	5	2.5	0.06	0.3		120	6	2.8	1
Courtyards	5	2.5	0.06	0.3		70	6	2.9	1
Legislative chambers	5	2.5	0.06	0.3		50	6	3.1	1
Libraries	5	2.5	0.12	0.6		30	17	8.5	1
Lobbies	5	2.5	0.06	0.3		150	5	2.7	1
Museums (children's)	7.5	3.8	0.12	0.6		40	11	5.3	1
Museums/galleries	7.5	3.8	0.06	0.3		40	9	4.6	1
Residential									
Dwelling unit	5	2.5	0.06	0.3	F,G	F	–	–	1
Common corridors	–	–	0.06	0.3		–	–	–	1
Retail									
Sales (except as below)	7.5	3.8	0.12	0.6		15	16	7.8	2
Mail collection areas	7.5	3.8	0.06	0.3		40	9	4.6	1
Barbershop	7.5	3.8	0.06	0.3		25	10	5.0	2
Beauty and nail salons	20	10	0.12	0.6		25	25	12.4	2
Pet shops (animal areas)	7.5	3.8	0.18	0.9		30	26	12.8	2
Supermarket	7.5	3.8	0.06	0.3		8	15	7.6	1
Coin-operated laundries	7.5	3.8	0.06	0.3		20	11	5.5	2

Occupancy Category	People Outdoor Air Rate R_p		Area Outdoor Air Rate R_a		Notes	Default Values			Air Class
	cfm/person	L/s/person	cfm/ft ²	L/s-m ²		Occupant Density (see Note 4)	Combined Outdoor Air Rate (see Note 5)		
						#/1000 ft ³ or #/100 m ³	cfm/person	L/s/person	
Sports and Entertainment									
Sports arena (play area)	–	–	0.30	1.5	E	–	–	–	1
Gym, stadium (play area)	–	–	0.30	1.2		30	–	–	2
Spectator areas	7.5	3.8	0.06	0.3		150	8	4.0	1
Swimming (pool & deck)	–	–	0.48	2.4	C	–	–	–	2
Dance/dance floors	20	10	0.06	0.3		100	21	10.3	1
Health club/aerobics room	20	10	0.06	0.3		40	22	10.8	2
Health club/weight rooms	20	10	0.06	0.3		10	26	13.0	2
Bowling alley (seating)	10	5	0.12	0.6		40	13	6.5	1
Gambling casinos	7.5	3.8	0.18	0.9		120	9	4.6	1
Game arcades	7.5	3.8	0.18	0.9		20	17	8.3	1
Stages, studios	10	5	0.06	0.3	D	70	11	5.4	1

GENERAL NOTES FOR TABLE 6-1


- Related requirements:** This table is based on all other applicable requirements of this standard being met.
- Smoking:** This table applies to non-smoking areas. Areas for smoking-optional spaces must be determined using other methods, see Section 6.2.9 for ventilation requirements in smoking areas.
- Air density:** Volumetric airflow rates are based on air density of 0.075 lb_m/ft³ (1.2 kg/m³), which corresponds to dry air at a barometric pressure of 1 atm (101.3 kPa) and an air temperature of 70°F (21°C). Rates may be adjusted for actual density but such adjustment is not required for compliance with this standard.
- Default occupant density:** The default occupant density shall be used when actual occupant density is not known.
- Default combined outdoor air rate (per person):** This rate is based on the default occupant density.
- Default requirements:** If the occupancy category for a proposed space or area is not listed, the requirements for the listed occupancy category that is most similar in terms of occupant density, activities and building construction shall be used.
- Health-care facilities:** Rates shall be determined in accordance with Appendix E.

ITEM-SPECIFIC NOTES FOR TABLE 6-1

- For high school and college libraries, use values shown for Public Assembly Spaces—Libraries.
- Rates may not be sufficient when stored materials include those having potentially harmful emissions.
- Rates does not allow for humidity control. Additional ventilation or dehumidification may be required to remove moisture.
- Rates does not include special exhaust for stage effects, e.g., dry ice vapors, smoke.
- When combustion equipment is installed to be used on the playing surface, additional dilution ventilation and/or smoke control shall be provided.
- Minimum occupancy for Bowling alleys shall be two persons for studios and one ballroom unit, with one additional person for each additional ballroom.
- Air from one residential building shall not be recirculated or transferred to any other space outside of that building.

FUENTE: ASHARE 62.1 2007

ANEXO 2: EQUIPOS SELECCIONADOS PARA BLOQUE 1

Job Information		Technical Data Sheet			
Job Name	Paquete Minera				
Date	3/7/2018				
Submitted By	Luis Infantas				
Software Version	07.20				
Unit Tag	UC - 01				
Unit Overview					
Model Number	Voltage	Design Cooling Capacity	AHRI 360 Standard Efficiency		ASHRAE 90.1
			EER	IEER	
MPS026G	230/60/3	281917 Btu/hr	10.6	12.6	2016 Compliant
Unit					
Model Number:	MPS026G				
Model Type:	Cooling, Standard Efficiency				
Heat Type:	None				
Application:	Variable volume, w/ VFD, Space Control				
Altitude:	9999 ft				
Approval	cETLus				
Physical					
Unit Dimensions and Weights					
Unit Length	Unit Height	Unit Width	Unit Weight		
205.2 in	55.5 in	97.5 in	4015 lb		
Unit Construction					
Exterior:	Prepainted Galv Steel	Doors:	Fan, Filter, and Control Panel sections		
Insulation:	R-value of 4.0	Drain Pan Material	Stainless Steel		
Liners:	Double wall construction				
Unit Electrical Data					
Voltage	SCCR	FLA	MCA	MROPD	
230/60/3 v	10 kAIC	123.7 A	132.5 A	150 A	
Note:	Use only copper supply wires with ampacity based on 75° C conductor rating. Connections to terminals must be made with copper lugs and copper wire.				
Return/Outside/Exhaust Air					
Outside Air Option					
Type	Damper	Damper Pressure Drop	Leakage Rate		
0-100% Econ with dry bulb control	Low leak with blade and jamb seals	0.12 inH ₂ O	1.5 cfm/sq ft @ 1" differential pressure		
Ventilation Control:	None				
Draw Through Filters					
Efficiency	Quantity/Size	Face Area ft ²	Face Velocity ft/min	Air Pressure Drop inH ₂ O	
30% MERV 8	8 / 24 in x 24 in x 2 in	32.0	359	0.11	

Cooling Coil						
Fins per Inch	Rows	Face Area ft ²	Face Velocity ft/min	Condensate Connection Size		Air Pressure drop inH ₂ O
12	4	25.4	453	1.0 in. Male NPT		0.38
Cooling Performance						
Total Capacity Btu/hr	Sensible Capacity Btu/hr	Entering Air Temperature		Leaving Air Temperature		Ambient Air Temp °F
		Dry Bulb °F	Wet Bulb °F	Dry Bulb °F	Wet Bulb °F	
281917	174730	68.0	58.0	47.8	47.3	70.0
Fan Section						
Type	Fan Wheel Diameter		Vibration Isolation			
AF SWSI	24 in		1 inch spring, seismic			
Fan Performance						
Air Flow	Total Static Pressure	Fan Speed	Brake Horsepower		Altitude	
11500 CFM	2.62 inH ₂ O	1873 RPM	7.7 HP		9999 ft	
Motor						
Horsepower	Type	Efficiency		Full Load Current		
15 HP	Open drip proof, Premium efficiency	93.0		35.4 A		
Drives						
Type	Service Factor					
Belt Drive	120%					
Unit Discharge Conditions						
Air Temperature						
Motor Heat Btu/hr	Moisture Removal lb/h	Unit Leaving Dry Bulb °F	Unit Leaving Wet Bulb °F	Unit Leaving Dewpoint °F		
23505	60.1	49.7	48.0	46.5		
Condensing Section						
Compressor						
Type	Quantity	Total Power	Capacity Control	Refrigerant Type		
Scroll	3	16.1 kW	4 Steps	R410A		
Compressor Amps:						
Compressor 1		Fixed Speed		25.0 A		
Compressor 2		Fixed Speed		25.0 A		
Compressor 3		Fixed Speed		25.0 A		
Condenser Coil						
Type	Fins Per Inch	Rows	Fin Material	Refrigerant Valves		
Aluminum tube micro channel	18	Micro Channel	Aluminum	None		
Low Ambient Control:	Std low ambient control to 0 F (-17.7 C)					
Condenser Fan Motors						
Number of Motors			Full Load Current			
3			4.0 A			
AHRI 360 Certified Data at AHRI 360 Standard Conditions						
Net Capacity		Efficiency		ASHRAE 90.1		
268000 Btu/hr		10.6 EER 12.6 IEER		2016 Compliant		


Internal Static Pressure Drop Calculation	
External Static Pressure:	2.00
Outside Air Damper:	0.12
Filter:	0.11
Cooling Coil:	0.38
Total Static Pressure:	2.62 inH₂O

Sound Power							
Inlet							
63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	8 kHz
74	75	85	80	75	71	68	63
Outlet							
63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	8 kHz
79	83	92	89	86	81	76	71
Radiated							
63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	8 kHz
90	92	90	89	87	84	86	81

Options	
Electrical	
Field Connection:	Power Block, Field powered 115V GFI outlet
Power Options:	None
Controls	
Temperature Controls:	DDC controls, no BAS communication card

Factory Installed Sensors	
Duct High Limit Switch	
Return Air Temperature Sensor	
Discharge Air Temperature Sensor	
Outside Air Temperature Sensor	
Dirty Filter On/Off Switch	
Airflow Proving Switch	


Warranty	
Parts Warranty:	Standard one year
Compressor Warranty:	Standard one year

AHRI Certification	
	All equipment is rated and certified in accordance with AHRI 340/360


Notes	

Fuente: Daikin

ANEXO 3: EQUIPOS SELECCIONADOS PARA BLOQUE 2 Y 3

Job Information		Technical Data Sheet			
Job Name	Paquete Minera				
Date	3/7/2018				
Submitted By	Luis Infantas				
Software Version	07.20				
Unit Tag	UC - 02				
Unit Overview					
Model Number	Voltage	Design Cooling Capacity	AHRI 360 Standard Efficiency		ASHRAE 90.1
			EER	IEER	
MPS061E	230/60/3	682476 Btu/hr	10	13.2	2016 Compliant
Unit					
Model Number:	MPS061E				
Model Type:	Cooling, Standard Efficiency				
Heat Type:	None				
Application:	Variable volume, w/ VFD, Duct Pressure Control				
Altitude:	9999 ft				
Approval	ETL/MEA				
Physical					
Unit Dimensions and Weights					
Unit Length	Unit Height	Unit Width	Unit Weight		
299.0 in	73.0 in	99.5 in	8183 lb		
Unit Construction					
Exterior:	Prepainted Galv Steel	Doors:	Fan, Filter, Coil, Control Panel, Heat, and Economizer section		
Insulation:	2" Insulation	Drain Pan Material	Stainless Steel		
Liners:	Double wall construction				
Unit Electrical Data					
Voltage	SCCR	FLA	MCA	MROPD	
230/60/3 v	10 kAIC	291.7 A	306.7 A	350 A	
Note:	Use only copper supply wires with ampacity based on 75° C conductor rating. Connections to terminals must be made with copper lugs and copper wire.				
Return/Outside/Exhaust Air					
Outside Air Option					
Type	Damper	Damper Pressure Drop	Leakage Rate		
0-100% Econ with dry bulb control	Low leak with blade and jamb seals	0.16 inH ₂ O	1.5 cfm/sq ft @ 1" differential pressure		
Ventilation Control:	None				
Draw Through Filters					
Efficiency	Quantity/Size	Face Area ft ²	Face Velocity ft/min	Air Pressure Drop inH ₂ O	
30%, Merv 8	(7) 16 in x 20 in x 2 in (21) 16 in x 25 in x 2 in	73.9	307	0.11	

Cooling Coil						
Fins per Inch	Rows	Face Area ft ²	Face Velocity ft/min	Condensate Connection Size		Air Pressure drop inH ₂ O
12	6	47.1	482	1.5 In. Male NPT		0.77
Cooling Performance						
Total Capacity Btu/hr	Sensible Capacity Btu/hr	Entering Air Temperature		Leaving Air Temperature		Ambient Air Temp °F
		Dry Bulb °F	Wet Bulb °F	Dry Bulb °F	Wet Bulb °F	
682476	344179	68.0	60.2	47.8	47.5	68.0
Fan Section						
Type	Fan Wheel Diameter			Vibration Isolation		
AF SWSI	40 in			Fixed drive with seismic spring isolation		
Fan Performance						
Air Flow	Total Static Pressure	Fan Speed	Brake Horsepower		Altitude	
22680 CFM	3.54 inH ₂ O	1093 RPM	20.0 HP		9999 ft	
Motor						
Horsepower	Type	Efficiency		Full Load Current		
25 HP	Open drip proof, Premium efficiency	94.1		60.0 A		
Drives						
Type	Service Factor					
Belt Drive	120%					
Unit Discharge Conditions						
Air Temperature						
Motor Heat Btu/hr	Moisture Removal lb/h	Unit Leaving Dry Bulb °F	Unit Leaving Wet Bulb °F	Unit Leaving Dewpoint °F		
57252	247.3	50.1	48.3	46.7		
Condensing Section						
Compressor						
Type	Quantity	Total Power	Capacity Control	Refrigerant Type		
Scroll	4	41.7 kW	4 steps	R410A		
Compressor Amps:						
Compressor 1		Fixed Speed		51.3 A		
Compressor 2		Fixed Speed		51.3 A		
Compressor 3		Fixed Speed		51.3 A		
Compressor 4		Fixed Speed		51.3 A		
Condenser Coil						
Type	Fins Per Inch	Rows	Fin Material	Refrigerant Valves		
Aluminum tube micro channel	18	Micro Channel	Aluminum	None		
Condenser Coil Options:	None					
Low Ambient Control:	Std low ambient control to 45 F (7.22 C)					
Condenser Fan Motors						
Number of Motors			Full Load Current			
6			4.0 A			
AHRI 360 Certified Data at AHRI 360 Standard Conditions						
Net Capacity	Efficiency		ASHRAE 90.1			
650000 Btu/hr	10 EER	13.2 IEER	2016 Compliant			

Internal Static Pressure Drop Calculation							
External Static Pressure:	2.50						
Outside Air Damper:	0.16						
Filter:	0.11						
Cooling Coil:	0.77						
Total Static Pressure:	3.54 inH₂O						
Sound Power							
Inlet							
63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	8 kHz
83	82	77	72	69	62	54	46
Outlet							
63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	8 kHz
86	89	85	83	82	77	69	62
Radiated							
63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1 kHz	2 kHz	4 kHz	8 kHz
-	95	93	93	90	87	86	84
Options							
Electrical							
Field Connection:	Power Block, Field powered 115V GFI outlet						
Power Options:	None						
Controls							
Temperature Controls:	Discharge air control						
Warranty							
Parts Warranty:	Standard one year						
Compressor Warranty:	Standard one year						
AHRI Certification							
	All equipment is rated and certified in accordance with AHRI 340/360						
Notes							

Fuente: Daikin

ANEXO 3: DATOS DE SENAMHI ENERO 2017-DICIEMBRE2017

Estación : SANTO TOMAS , Tipo Automtica - Meteorológica								
Departamento : CUSCO			Provincia : CHUMBIVILCAS		Distrito : SANTO TOMAS		Ir : 2017-01 ▼	
Latitud : 14° 27' 0"			Longitud : 72° 6' 0"		Altitud : 3658			
Día/mes/año	Temperatura (°c)			Humedad (%)	Lluvia (mm)	Presion (mb)	Velocidad del Viento (m/s)	Direccion del Viento
	Prom	Max	Min					
01-01-2017	11.95	19	7.6	72.83	.8	658.16	2.15	46
02-01-2017	10.54	17.7	6	74	13	658.57	2.26	207
03-01-2017	9.4	17.8	5.2	74.63	8.2	657.82	2.48	212
04-01-2017	11.16	19.1	5.9	69.09	0	656.09	2.22	172
05-01-2017	10.27	15.7	6.2	74.75	2.2	656.83	2.29	23
06-01-2017	10.44	17.5	6.5	78.96		658.1	2.34	260
07-01-2017	8.88	15.2	4.2	82.46	12.2	659.35	2.05	37
08-01-2017	10.04	15.1	6.2	81.04	.8	657.85	1.84	42
09-01-2017	10.14	17.3	6.4	77.21	17.4	656.46	2.34	338
10-01-2017	10.22	17.6	7.1	74.5	9	656.23	2.14	82
11-01-2017	11.12	17.5	6.8	73.42	4	657.02	1.48	47
12-01-2017	10.35	16.6	6.4	78.63	10.8	658.13	2.5	241
13-01-2017	10.35	16	6.6	73.46	1	658.19	1.57	51
14-01-2017	9.34	16.1	6.8	85.54	13	656.9	1.48	47
15-01-2017	10.15	18.1	4.9	77.67	8.2	656.37	1.83	26
16-01-2017	10.82	19.1	5.7	74.21		656.48	1.84	5
17-01-2017	9.14	15.2	3.9	78.04	16	657.74	1.8	96
18-01-2017	10.36	16.4	7.4	76.38	.4	658.28	1.38	143
19-01-2017	9.03	16	5.1	81.63	3.4	658.38	1.25	284
20-01-2017	11.42	18	5.4	66.5	0	658.03	1.38	74
21-01-2017	11.48	17.8	5.1	55.63	0	658.27	1.68	142
22-01-2017	10.46	17	5.4	68.54	.6	657.85	2.05	15
23-01-2017	10.49	18.3	5.1	69.46	.6	657.59	1.96	134
24-01-2017	9.36	17.3	5.8	80.83	21	657.09	1.65	329
25-01-2017	10.05	15.6	5.4	76.71	7	658.27	1.69	29
26-01-2017	11.25	17.6	6.3	71.54	19	659.35	2.16	180
27-01-2017	8.29	15.5	4.4	85.42	23.2	660.21	1.78	17
28-01-2017	10.51	17.8	4.2	71.13	9.8	659.17	2.12	198
29-01-2017	9.5	17.2	3	75.83	10.8	659.18	2.16	225
30-01-2017	11.78	18.6	7.1	68.17	.4	659.02	1.35	61
31-01-2017	11.2	19.3	5.2	65.79	3	658.25	1.24	259

* Fuente : SENAMHI - Oficina de Estadística
 * Información sin Control de Calidad
 * El uso de esta Información es bajo su entera Responsabilidad

Estación : SANTO TOMAS , Tipo Automtica - Meteorológica

Departamento : CUSCO

Provincia : CHUMBIVILCAS

Distrito : SANTO TOMAS

Ir : 2017-02 ▾

Latitud : 14° 27' 0"

Longitud : 72° 6' 0"

Altitud : 3658

Día/mes/año	Temperatura (°c)			Humedad (%)	Lluvia (mm)	Presion (mb)	Velocidad del Viento (m/s)	Direccion del Viento
	Prom	Max	Min					
01-02-2017	11.25	19.6	4.9	68.17		657.48	1.96	141
02-02-2017		19.9		16.58		588.2		41
03-02-2017	11.73	19.6	5.6	60.63	1	657.52	2.75	178
04-02-2017	11.44	19.9	4.3	66.92	.2	657.73	2.05	11
05-02-2017	11.15	19.6	5.5	68.21	5.6	658	2.92	356
06-02-2017	10.72	17.6	5.3	70.33	1.2	657.63	1.59	75
07-02-2017	11.2	16.6	6.2	69.08	0	657.56	1.19	322
08-02-2017	11.46	19.5	7.7	71.46	11.6	657.76	2.09	22
09-02-2017	12.14	18.6	7	68.46	0	658.05	2.61	40
10-02-2017	11.56	18.8	5.8	70.92		657.87	1.6	179
11-02-2017	11.3	19.2	6.8	76.71		657.03	1.55	11
12-02-2017	11.26	18.4	5.8	72.08		655.89	1.98	43
13-02-2017	9.42	17.1	6.1	80.46	.4	656.76	1.66	107
14-02-2017	11.63	19.1	5.3	66.13		657.18	2.07	16
15-02-2017	10.5	18.5	4.8	71.71	1	658.89	1.87	281
16-02-2017	8.9	15.9	5	81.79	4.6	658.53	1.57	148
17-02-2017	9.65	17.7	5	81.52	12.4	657.97	2.02	13
18-02-2017	10.5	17.6	5.5	76.42		657.66	2.23	5
19-02-2017	8.96	16.3	5.8	84.39	11.2	658.88	2.02	40
20-02-2017		17.2		28		589.53		56
21-02-2017	10.04	15.1	6.3	78.83	1.4	658	2.11	32
22-02-2017	8.47	14.4	5.3	82.58		658.23	1.6	308
23-02-2017	8.53	13.9	4.8	84.36	9.2	657.82	1.45	31
24-02-2017	9.88	17.2	6.5	78.04	5.4	657.66	1.96	180
25-02-2017	9.81	16.6	5.5	81.57	28.8	657.59	2.29	47
26-02-2017	9.05	15.9	3.9	78.04	6	657.32	1.92	203
27-02-2017	8.75	15.1	7.1	87.71	11.6	658.01	1.73	7
28-02-2017	10.44	17.7	6.9	78.42	.8	656.83	1.43	43

* Fuente : SENAMHI - Oficina de Estadística

* Información sin Control de Calidad

* El uso de esta Información es bajo su entera Responsabilidad

Estación : SANTO TOMAS , Tipo Automtica - Meteorológica

Departamento : CUSCO

Provincia : CHUMBIVILCAS

Distrito : SANTO TOMAS

Ir : 2017-03 ▼

Latitud : 14° 27' 0"

Longitud : 72° 6' 0"

Altitud : 3658

Día/mes/año	Temperatura (°C)			Humedad (%)	Lluvia (mm)	Presion (mb)	Velocidad del Viento (m/s)	Direccion del Viento
	Prom	Max	Min					
01-03-2017	10.16	17.8	5.4	73.58	.6	655.85	2.03	31
02-03-2017		17.3				160.88		
03-03-2017	9.88	15.2	7.1	82	4	657.93	1.71	354
04-03-2017	9.58	15.3	6.9	83.17	8	657.95	1.81	237
05-03-2017	9.87	14.9	6.8	78.46	.2	657.47	1.53	4
06-03-2017	10.13	12.8	8.1	80.92	5.4	657.85	1.33	163
07-03-2017	10.83	17	6.4	78.92	25.2	658.03	1.56	29
08-03-2017	9.31	15.1	4.5	80.75	19.2	658.9	1.97	57
09-03-2017	10.82	15.5	7.4	76.25	12.8	657.5	1.89	25
10-03-2017	11.04	16.9	6.3	72.58	.6	657.86	1.51	8
11-03-2017	10.63	17.4	6	74.42	11.6	658.62	2.01	302
12-03-2017	11.83	18.4	7.8	70	.2	658.45	1.58	3
13-03-2017	10.66	16.1	7.6	72.96		658.64	2.87	215
14-03-2017	10.59	17.2	5.6	76.29	16	657.94	1.52	30
15-03-2017	6.6	13.7	1.1	88.21	47.6	659	1.27	21
16-03-2017	10.25	15.9	6.6	78.08	.2	657.88	1.6	57
17-03-2017	11.38	17.8	6.9	64.08	6.6	657.69	1.93	37
18-03-2017	10.65	18	5.4	72	10.2	657.88	1.65	298
19-03-2017	10.54	17.8	4.8	73.17	0	658.53	1.97	63
20-03-2017	11.65	17.4	7.9	68.75	0	658.67	1.32	65
21-03-2017	10.42	16.3	5.9	72.58		659.23	2.08	192
22-03-2017	11.01	16.6	7	70.46	9	659.08	1.67	73
23-03-2017	8.87	15.6	4	82.13	35.8	659.8	1.4	209
24-03-2017	9.71	16.6	6.2	80.92	10	659.31	2	44
25-03-2017	9.95	16.3	5.6	75.96	2.4	658.64	1.8	350
26-03-2017	10.58	14.4	7.9	73.38	0	658.06	1.67	41
27-03-2017	10.35	16.8	5.4	75.92	0	658.13	1.68	186
28-03-2017	10.38	17.1	5.9	77.25	217.4	1300.67	1.77	206
29-03-2017	7.81	15	4.8	89.83	38971	5622.22	.91	8
30-03-2017	10.53	16.9	6.5	81.46	12	657.58	1.63	26
31-03-2017	9.67	15.8	6.4	83.67		659.14	1.25	40

* Fuente : SENAMHI - Oficina de Estadística

* Información sin Control de Calidad

* El uso de esta Información es bajo su entera Responsabilidad

Estación : SANTO TOMAS , Tipo Automtica - Meteorológica

Departamento : CUSCO

Provincia : CHUMBIVILCAS

Distrito : SANTO TOMAS

Ir : 2017-04 ▾

Latitud : 14° 27' 0"

Longitud : 72° 6' 0"

Altitud : 3658

Día/mes/año	Temperatura (°c)			Humedad (%)	Lluvia (mm)	Presion (mb)	Velocidad del Viento (m/s)	Direccion del Viento
	Prom	Max	Min					
01-04-2017			6.6	29.67		590.65		31
02-04-2017	9.83	16.2	7	83		659.23	1.29	39
03-04-2017	10.14	16.9	6.3	79.88	.4	657.85	1.73	26
04-04-2017	10.47	18.1	6.2	76.46		657.92	1.5	42
05-04-2017	11.02	18.5	4.1	70.58	.2	658.35	1.48	4
06-04-2017	10.63	17.1	5.3	71.79	1.8	659.3	1.74	227
07-04-2017	10.98	16.6	5.7	71.75	.6	658.53	1.2	191
08-04-2017	9.01	14.7	4.9	73.96	0	657.99	1.35	20
09-04-2017	9.4	16.7	2.8	74.21	.2	657.8	1.39	165
10-04-2017	11.78	18.2	7.2	67.54	.6	657.68	1.97	35
11-04-2017	10.45	16.4	6.5	75.88	.2	658.19	1.69	42
12-04-2017	10.61	16.3	6.7	72.46	2.4	659	2.42	215
13-04-2017	10.24	17.2	5.5	71.55	.8	658.95	1.48	215
14-04-2017	14.11	18.6	8.3	51.73	0	657.95	1.65	261
15-04-2017	10.95	17.5	6.1	67.75	0	659.4	1.61	134
16-04-2017	10.89	17.2	6.9	68.88	0	659.62	1.38	20
17-04-2017	10.06	15.9	5.8	74.17	3	659.25	2.23	17
18-04-2017	10.16	15.8	6.5	78.63		658.53	1.01	2
19-04-2017	11.19	18	5.8	68.04	1.8	658.42	1.92	9
20-04-2017	11.1	18.4	3.4	49.13	0	658.49	2.25	181
21-04-2017	10.68	18.6	3.2	48.42	0	658.47	1.75	202
22-04-2017	10.33	17	3.9	64.21		659.35	1.5	4
23-04-2017	9.92	17	5.4	69.25	7.4	659.13	1.95	332
24-04-2017	9.79	15.9	6.3	78.63	.8	658.67	1.48	189
25-04-2017	10.34	17.6	3.6	59.63	0	657.84	1.89	144
26-04-2017	9.47	15.2	2.6	62.29	3.4	658.12	1.86	15
27-04-2017	8.2	13.8	3.8	78.88		659.28	2.06	210
28-04-2017	8.52	13.8	5	79.63	.6	659.85	1.47	58
29-04-2017	8	12.9	5.4	84.33	9.2	660.2	1.79	189
30-04-2017	9.1	14.4	6	77.5	1	660.4	1.98	19

* Fuente : SENAMHI - Oficina de Estadística

* Información sin Control de Calidad

* El uso de esta Información es bajo su entera Responsabilidad

Estación : SANTO TOMAS , Tipo Automtica - Meteorológica

Departamento : CUSCO

Provincia : CHUMBIVILCAS

Distrito : SANTO TOMAS

Ir : 2017-05 ▾

Latitud : 14° 27' 0"

Longitud : 72° 6' 0"

Altitud : 3658

Día/mes/año	Temperatura (°c)			Humedad (%)	Lluvia (mm)	Presion (mb)	Velocidad del Viento (m/s)	Direccion del Viento
	Prom	Max	Min					
01-05-2017	9.95	16.5	5.3	71.13	.8	660.43	1.76	185
02-05-2017	10.74	18.3	3.8	59.04	0	659.58	1.49	214
03-05-2017	10.63	17.9	4.3	53.13		659.21	1.78	1
04-05-2017	10.01	16.8	3.6	66.5	0	659.01	1.78	165
05-05-2017	10.59	17.8	3.6	61.5	0	658.56	1.22	193
06-05-2017	10.11	16.8	4.2	67	1.6	659.09	1.83	214
07-05-2017	10.49	17.7	6.1	62.92	.4	659.13	2.47	208
08-05-2017	10.57	18.5	3.2	51.46	0	658.14	1.77	11
09-05-2017	9.45	14.8	3.8	58.63	0	658.41	1.78	1
10-05-2017	9.24	15.5	5.8	75.42	2.6	659.45	1	145
11-05-2017	10.65	18.1	4.9	65.25	0	659.32	1.83	182
12-05-2017	10.62	18.2	3.9	48.33		659	2.25	199
13-05-2017	10.51	18.9	3.2	41.29	0	659.54	2.13	
14-05-2017	9.55	16.1	3.7	52.48		660.09	1.72	31
15-05-2017	10.01	18.1	3	53	0	659.8	2.07	159
16-05-2017	8.5	15.2	3.7	69.21		659.8	1.62	6
17-05-2017		17.4		13.17		589.75		178
18-05-2017	9.98	18.7	1.6	41.71	0	657.52	2.58	188
19-05-2017	9.03	16.4	.8	48.92	0	656.67	2.19	233
20-05-2017	9.51	17.3	1.3	54.88	0	657.2	2.23	22
21-05-2017	10.47	16.6	6.5	61.83	.6	658.4	2.02	13
22-05-2017	8.16	13	5.7	80.42		659.41	1.15	201
23-05-2017	8.11	12.7	5.2	80.63		659.73	1.18	29
24-05-2017	7.93	12.9	5.3	81.63	4.6	659.96	1.53	33
25-05-2017	8	14.1	3.5	82.5	2.8	660.14	1.42	10
26-05-2017	9.83	16.7	5.8	73.29	0	660.49	1.28	78
27-05-2017	8.61	15.2	2.8	72.96	2.2	660.75	1	148
28-05-2017	9.32	16	5.9	75.38	.4	660.45	1.11	179
29-05-2017	9.54	15	6.2	72.42	1.4	660.38	1.62	204
30-05-2017	6.81	11.8	2.4	85.88	4	661.52	1.63	344
31-05-2017	7.77	16	.5	62.46	0	660.84	1.91	165

* Fuente : SENAMHI - Oficina de Estadística

* Información sin Control de Calidad

* El uso de esta Información es bajo su entera Responsabilidad

Estación : SANTO TOMAS , Tipo Automtica - Meteorológica

Departamento : CUSCO

Provincia : CHUMBIVILCAS

Distrito : SANTO TOMAS

Ir : 2017-06 ▼

Latitud : 14° 27' 0"

Longitud : 72° 6' 0"

Altitud : 3658

Día/mes/año	Temperatura (°c)			Humedad (%)	Lluvia (mm)	Presion (mb)	Velocidad del Viento (m/s)	Direccion del Viento
	Prom	Max	Min					
01-06-2017	8.52	16.4	1.2	51.29	0	659.97	1.85	166
02-06-2017	9.4	17.7	2.2	48.5		659.68	1.84	224
03-06-2017	8.83	16.3	2.6	63.54		659.56	2.06	50
04-06-2017	8.77	16.6	1.7	64.75	0	659.53	1.93	155
05-06-2017	8.22	16	1.8	62.67	0	659.6	1.72	166
06-06-2017	8.47	16.7	1.7	58.71	0	659.08	1.84	53
07-06-2017	9.21	17.3	2.1	57.63	0	658.61	1.78	239
08-06-2017	10.37	19.1	2.7	42.08		658.73	2.3	166
09-06-2017	8.66	17.1	1.1	34.88	0	659.67	2.15	215
10-06-2017		17.4				632.21	155.39	47
11-06-2017	9.36	18.4	1.5	54.96	0	658.8	1.82	45
12-06-2017	8.35	17.5	.7	27.75	0	658.72	1.99	14
13-06-2017	7.85	17.4	-.6	31.13	0	658.9	1.52	211
14-06-2017	8.55	17.9	1	41.08	0	660.06	1.63	25
15-06-2017	8.09	17.5	1.5	45.43	0	660.27	1.72	188
16-06-2017			.5			632.2		178
17-06-2017	9.96	20.4	.4	18.13	0	658.51	1.8	180
18-06-2017	9.2	20		24.83	0	658.41	1.44	16
19-06-2017	9	18.3	.6	37.5	0	658.26	1.61	351
20-06-2017	9.44	17.5	2.4	48.79	0	658.7	1.52	1
21-06-2017	8.54	16.6	1.4	45.61	0	658.94	1.95	25
22-06-2017	8.73	17.9	1	47.71	0	658.23	1.54	181
23-06-2017	9	17.4	.6	42.17	0	658.5	1.89	207
24-06-2017	9.61	17.7	3.5	36.25	0	659.02	2.15	196
25-06-2017	8.6	17	1.5	44.5	0	659.61	1.91	182
26-06-2017	9.05	17.6	.3	36.29	0	658.91	2.11	184
27-06-2017	8.68	17.4	.4	31.46	0	658.25	1.74	207
28-06-2017	8.74	17	2	47.13	0	659.09	1.85	199
29-06-2017		17.4				590.38		184
30-06-2017	9.26	16.3	2.8	55.54		659.71	1.86	211

* Fuente : SENAMHI - Oficina de Estadística

* Información sin Control de Calidad

* El uso de esta Información es bajo su entera Responsabilidad

Estación : SANTO TOMAS , Tipo Automtica - Meteorológica

Departamento : CUSCO

Provincia : CHUMBIVILCAS

Distrito : SANTO TOMAS

Ir : 2017-07 ▼

Latitud : 14° 27' 0"

Longitud : 72° 6' 0"

Altitud : 3658

Día/mes/año	Temperatura (°c)			Humedad (%)	Lluvia (mm)	Presion (mb)	Velocidad del Viento (m/s)	Direccion del Viento
	Prom	Max	Min					
01-07-2017	9.3	15.9	4.6	65.67		660.27	1.38	162
02-07-2017	8.5	13.9	4.5	74.13	7	660.29	1.65	101
03-07-2017	8.48	15.9	1.3	56.96	0	659.48	1.34	170
04-07-2017	8.74	16.8	.6	46.63		658.86	1.71	142
05-07-2017	8.6	16.8	.6	42.29		659.92	2.05	3
06-07-2017	8.3	17	2.2	44.13	0	660.23	2.22	6
07-07-2017	8.2	16.9	.5	38.33		660.1	1.8	4
08-07-2017	8.02	17	-.1	29.5	0	660.1	1.89	205
09-07-2017	8.03	17.2	.7	30.04	0	660.29	1.51	176
10-07-2017	8.39	17	2	42.33		660	1.58	193
11-07-2017	8.24	16.1	.9	46.71		660.32	1.57	161
12-07-2017	8.43	17.7	.3	43.92		660.17	1.57	188
13-07-2017	8.07	17.9	1	39.68	0	660.06	1.72	172
14-07-2017	9.76	18.9	1.2	36.96	0	659.8	1.9	170
15-07-2017	10.18	19.3	1.1	30.38	0	658.58	2.05	188
16-07-2017	9.84	18.6	1.6	34.42	0	658.28	2.24	21
17-07-2017	9.19	17.9	1.6	37.54	0	659.37	1.77	199
18-07-2017	9.35	18.5	1	41.33	0	659.79	1.8	179
19-07-2017	10.33	20.4	.8	24.58	0	659.15	1.88	190
20-07-2017	10.38	20.4	2.5	32.83	0	658.56	1.52	199
21-07-2017	10.24	19.7	2.2	38.21	0	658.83	1.84	174
22-07-2017	8.25	16.8	.5	41.79	0	659.86	1.7	154
23-07-2017	8.56	18.8	.3	27.04	0	659.89	2.03	192
24-07-2017	8.6	18.4	.1	27.13	0	660.12	1.73	194
25-07-2017	8.53	17.4	.2	28.75	0	660.99	1.66	177
26-07-2017	8.73	18	.6	27.75	0	659.97	1.98	159
27-07-2017	8.99	17.7	2.2	38.67	0	659.44	1.91	159
28-07-2017	8.99	18.1	.9	37.79	0	658.88	1.63	10
29-07-2017	9.23	18.2	2.5	34.92	0	659.14	1.58	164
30-07-2017	9.48	18.3	1.9	40.79	0	660.18	1.8	195
31-07-2017	9.89	18.7	1.9	35.54	0	659.75	2.3	203

* Fuente : SENAMHI - Oficina de Estadística

* Información sin Control de Calidad

* El uso de esta Información es bajo su entera Responsabilidad

Estación : SANTO TOMAS , Tipo Automtica - Meteorológica

Departamento : CUSCO

Provincia : CHUMBIVILCAS

Distrito : SANTO TOMAS

Ir : 2017-08 ▼

Latitud : 14° 27' 0"

Longitud : 72° 6' 0"

Altitud : 3658

Día/mes/año	Temperatura (°C)			Humedad (%)	Lluvia (mm)	Presion (mb)	Velocidad del Viento (m/s)	Direccion del Viento
	Prom	Max	Min					
01-08-2017	10.32	19.5	.9	24.46	0	658.9	2.26	178
02-08-2017	10.92	21.6	.9	21.54	0	658.82	1.51	340
03-08-2017	9.96	18.4	2.5	46.71		660.45	1.57	1
04-08-2017	11.29	21.1	2.3	33.71	0	659.76	2.14	184
05-08-2017	11.76	21.2	3.3	18.54	0	659.09	2.23	170
06-08-2017	10.95	20.5	1.6	23.17	0	659	2.01	209
07-08-2017	11.43	20.4	2.1	19.96	0	658.89	2.58	189
08-08-2017	11.15	20.1	3	27.79		658.71	2.21	27
09-08-2017	8.65	16.6	2.3	46.38		659.59	2	164
10-08-2017	9.28	16.7	2.6	40.08	0	658.97	2.65	172
11-08-2017	9.06	18.9	-6	21.79	0	657.93	3.62	315
12-08-2017	7.97	18.1	-2.3	14.5		658.03	2.38	187
13-08-2017	8.15	18.1	-9	16.92		658.36	2.61	188
14-08-2017	9.51	17.6	1.1	29		657.81	2.8	178
15-08-2017	10	18.5	3.4	29.17		657.91	2.91	185
16-08-2017	9.63	18.6	1.8	39.04	0	657.58	2.7	23
17-08-2017	9.78	14.3	5.9	40.96	0	657.27	2.3	16
18-08-2017	9.35	16	4.4	45.08	0	657.63	2.32	11
19-08-2017	8.88	18.1	.3	15.92	0	658.18	2.95	199
20-08-2017	9.5	19.3	-3	12.46	0	658.48	1.97	149
21-08-2017	9.88	19.6	2.3	29	0	659.26	1.71	141
22-08-2017	10.68	19.6	3.9	24.35	0	659.03	2.35	212
23-08-2017	10.34	19.8	-1	18.13	0	657.39	1.9	159
24-08-2017	9.69	17.8	2.1	36	0	656.89	1.88	157
25-08-2017	9.76	18.2	2.1	37.54	0	657.8	2.17	206
26-08-2017	10.95	19.6	2.5	37.08	0	657.68	2.15	18
27-08-2017	11.15	19	4.5	36.08	0	657.69	2.55	178
28-08-2017	11.46	18.8	5.7	48.79	0	658.23	2.26	189
29-08-2017	11.35	20.2	3.7	40.96	0	658.79	2.63	13
30-08-2017	11.3	20.3	2.9	33.29	0	659.34	2.42	195
31-08-2017	12.36	20.5	6.6	40.38	0	659.4	1.92	19

* Fuente : SENAMHI - Oficina de Estadística

* Información sin Control de Calidad

* El uso de esta información es bajo su entera Responsabilidad

Estación : SANTO TOMAS , Tipo Automtica - Meteorológica

Departamento : CUSCO

Provincia : CHUMBIVILCAS

Distrito : SANTO TOMAS

Ir : 2017-09 ▼

Latitud : 14° 27' 0"

Longitud : 72° 6' 0"

Altitud : 3658

Día/mes/año	Temperatura (°c)			Humedad (%)	Lluvia (mm)	Presion (mb)	Velocidad del Viento (m/s)	Direccion del Viento
	Prom	Max	Min					
01-09-2017	12.05	20.3	6.5	42.5	0	659.68	1.9	26
02-09-2017	11.91	19.6	5.9	42.88	0	660.35	2.44	28
03-09-2017	11.35	19	3.5	41.42	0	660.23	2.56	
04-09-2017	12.35	19.7	4.8	40.88	0	659.59	2.97	172
05-09-2017	11.28	19.9	3.8	46.83	8.6	659.45	2.27	155
06-09-2017	10.39	19.1	4.4	65.63	5	658.73	1.75	151
07-09-2017	9.41	14.8	5.7	63.5	5.8	657.89	2.35	153
08-09-2017	8.85	14.7	4.3	68.83	1	657.5	1.94	152
09-09-2017	10.22	17.3	3.3	53	0	657.29	2.59	327
10-09-2017			3.3			588.41	156.65	196
11-09-2017	10.16	18.5	3.2	43.13		658.09	2.1	193
12-09-2017	9.75	16.1	4.6	58.61	0	658.73	1.72	150
13-09-2017	11.32	18.1	6.1	52.58	0	658.98	2.13	243
14-09-2017	12.09	19.2	5.4	47.71		658.08	2.25	70
15-09-2017	8.8	13.4	6	74.21	3.2	659.03	2.31	12
16-09-2017	9.6	17	5.8	73.92	3.6	659.17	1.83	15
17-09-2017	11.33	20.1	6.6	62.25	.6	659.3	2.02	147
18-09-2017	11.14	18.8	5.9	63.83	0	659.77	2.68	41
19-09-2017	12.4	19.2	6.5	49.79	0	659.67	1.55	352
20-09-2017	13.57	21.2	5.5	47.63	0	658.74	2.05	165
21-09-2017	13.41	22.9	6.7	46	1.4	658	2.58	7
22-09-2017	9.85	16.9	5	69.29	12.2	658.21	2.18	11
23-09-2017	10.84	17.6	5.8	66.79	4.2	658.12	2.27	155
24-09-2017	10.74	16.3	6.8	54.92		658.57	2.87	193
25-09-2017	10.33	19.3	2.8	44.82		658.27	2.1	10
26-09-2017	11.55	19.3	7.1	51.38		657.29	1.78	22
27-09-2017	9.3	16.1	4.8	71.67	10	657.33	1.85	48
28-09-2017	10.53	19.3	1.8	40.33	0	657.66	2.35	164
29-09-2017	11.9	21.2	1.2	21.58		657.88	2.88	197
30-09-2017	12.11	21.6	2.9	17.17	0	657.4	2.91	191

* Fuente : SENAMHI - Oficina de Estadística

* Información sin Control de Calidad

* El uso de esta Información es bajo su entera Responsabilidad

Estación : SANTO TOMAS , Tipo Automtica - Meteorológica

Departamento : CUSCO

Provincia : CHUMBIVILCAS

Distrito : SANTO TOMAS

Ir : 2017-10 ▾

Latitud : 14° 27' 0"

Longitud : 72° 6' 0"

Altitud : 3658

Día/mes/año	Temperatura (°C)			Humedad (%)	Lluvia (mm)	Presion (mb)	Velocidad del Viento (m/s)	Direccion del Viento
	Prom	Max	Min					
01-10-2017	11.79	22.2	3.3	12.29	0	656.42	3.92	190
02-10-2017	10.45	20.4	.3	10.71	0	656.19	3.11	194
03-10-2017	11.15	22.9	.1	11.5	0	656.49	3.65	183
04-10-2017	12.48	22.7	3.7	19.29	0	656.91	2.26	190
05-10-2017	13.88	22.6	5.1	26.25	0	656.83	2.55	179
06-10-2017	12.96	21.7	4.6	33		657.93	2.46	171
07-10-2017		20.8				631.61	104.45	160
08-10-2017	10.89	21.8	2.3	46.29		658.66	2.58	298
09-10-2017		22				630.41		214
10-10-2017	10.81	20.6	3.1	49.92		657.17	2.75	23
11-10-2017	10.04	18.1	3.8	68.21	2.6	656.8	2.37	324
12-10-2017	11.29	18.5	6	59.54		656.82	3.31	200
13-10-2017	10.41	17.5	6.6	65.25	6.2	658.05	2.06	3
14-10-2017	8.94	18.5	3.5	77.67	17.8	658.62	2.71	78
15-10-2017	7.24	12	4	84.83	10.6	660.38	1.71	17
16-10-2017	9.26	15.8	5.9	73.38	6.6	660.19	2.21	180
17-10-2017	9.21	16.3	5	74.54	1.4	660.77	2.04	184
18-10-2017	9.4	18	3.1	68.58	.6	660.23	2.16	240
19-10-2017	10.75	20	2.6	57.83	0	658.21	2.57	208
20-10-2017	12.09	19.5	4.5	42.79	0	656.92	2.22	168
21-10-2017	12.88	19.9	5	23.04	9526.9	549.38	2.3	200
22-10-2017		20.4		4.88		589.23		161
23-10-2017	10.09	20	5.1	69.63	10.6	658.32	1.95	89
24-10-2017	10.55	19.5	3.6	65.88	4.6	657.79	2.12	19
25-10-2017	9.02	17.5	3.7	71.3	.4	658.28	2.28	175
26-10-2017	11.29	20.3	3.3	54.29	0	657.36	2.35	143
27-10-2017		19.9				587.91		15
28-10-2017	8.99	14.2	4.9	71.17		656.89	2.08	4
29-10-2017	11.31	18.9	5.9	53.58		656.6	2.02	170
30-10-2017	11.96	20.5	3.7	47.04		656.95	2.65	7
31-10-2017	13.07	21.3	4.9	32.33		656.31	3.47	185

* Fuente : SENAMHI - Oficina de Estadística

* Información sin Control de Calidad

* El uso de esta Información es bajo su entera Responsabilidad

Estación : SANTO TOMAS , Tipo Automtica - Meteorológica

Departamento : CUSCO

Provincia : CHUMBIVILCAS

Distrito : SANTO TOMAS

Ir : 2017-11 ▾

Latitud : 14° 27' 0"

Longitud : 72° 6' 0"

Altitud : 3658

Día/mes/año	Temperatura (°C)			Humedad (%)	Lluvia (mm)	Presion (mb)	Velocidad del Viento (m/s)	Direccion del Viento
	Prom	Max	Min					
01-11-2017	11.85	19.4	5.8	37.08		402.48		349
02-11-2017	12.52	21.6	4.7	36.5		657.06	2.85	144
03-11-2017	10.69	19.2	5.4	64.83	4.6	657.6	2.27	19
04-11-2017	10.88	20.2	5.3	65.33	0	656.92	2.13	19
05-11-2017	11.75	19.8	6.6	55.46	0	657.4	2.28	53
06-11-2017	12	20.5	4.5	32.71	0	656.88	2.25	341
07-11-2017	13.53	21.6	5.4	27.88	0	655.85	2.65	156
08-11-2017	13.78	22.3	5.2	16.04	0	655.46	3.04	186
09-11-2017	12.17	19.2	6.6	34.42	.6	655.85	2.67	5
10-11-2017	10.08	20.4	4.2	69.29	4.2	656.18	2.15	67
11-11-2017	10.72	19.4	4.6	67.13	4.6	656.5	2.56	224
12-11-2017	8.4	13	5.9	83.58	8	657.67	1.56	254
13-11-2017	8.63	15	5.9	83.04	8.8	657.83	1.9	205
14-11-2017	10.27	18.1	5	72.21	2.2	657.42	1.51	51
15-11-2017	10.35	20.3	6.1	75.54	10.8	657.48	1.84	256
16-11-2017	10.85	19.2	4.8	71.42	2.6	657.11	2.31	16
17-11-2017	10.98	18.7	4.7	67.29	0	656.16	2.4	197
18-11-2017	11.7	21	4.3	54.46		655.68	2.03	209
19-11-2017	12.76	19.6	5.9	40.13		654.97	2.58	204
20-11-2017	13.18	21.7	5.1	24.35	0	655.93	2.73	357
21-11-2017	13.94	22.4	5.8	25.75		656.3	2.53	182
22-11-2017	12.52	21.6	6.3	38.57	0	656.93	3.57	174
23-11-2017	12.38	21.9	4.1	35.79		656.81	2.85	2
24-11-2017	13.57	22.7	3.8	37.08	0	656.93	1.91	15
25-11-2017	14.91	24.2	6.9	39.17	0	657.25	2.23	1
26-11-2017	13.38	21.6	8	46.33	0	657.28	2.43	183
27-11-2017	11.79	22.2	6.6	59.58	4	657.13	2.26	223
28-11-2017	9.79	14.6	6	78.5		658.71	1.37	234
29-11-2017			6.7			589.38	343.05	281
30-11-2017	10.98	20	4.3	70.75	0	656.52	2.37	7

* Fuente : SENAMHI - Oficina de Estadística

* Información sin Control de Calidad

* El uso de esta Información es bajo su entera Responsabilidad

Estación : SANTO TOMAS , Tipo Automtica - Meteorológica

Departamento : CUSCO

Provincia : CHUMBIVILCAS

Distrito : SANTO TOMAS

Ir : 2017-12 ▾

Latitud : 14° 27' 0"

Longitud : 72° 6' 0"

Altitud : 3658

Día/mes/año	Temperatura (°c)			Humedad (%)	Lluvia (mm)	Presion (mb)	Velocidad del Viento (m/s)	Direccion del Viento
	Prom	Max	Min					
01-12-2017	13.07	22.2	5	44.54		655.21	2.62	14
02-12-2017	13.37	20.5	5.4	21.92	0	655.27	2.92	186
03-12-2017	11.28	19.8	5.6	50.75	0	655.95	2.33	53
04-12-2017	11.71	20.1	6.3	51.17	.2	655.96	2.44	216
05-12-2017	11.07	17.2	7	60.13	.2	657.55	1.94	36
06-12-2017	10.33	19.5	5.8	63.79	1.8	657.92	1.75	19
07-12-2017	11.35	20.7	5	60.17	3.4	657.03	2.14	10
08-12-2017	10.62	18.8	6.6	70.67	.2	657.61	2.55	265
09-12-2017	10.06	18.9	3.8	63.29	.6	658.18	1.93	15
10-12-2017	13.36	22.3	4.9	32.21	0	657.01	2.95	24
11-12-2017	13.88	22	6.8	20.46	0	656.45	2.67	196
12-12-2017	13.38	22.3	5.6	32.25	0	656.74	2.33	186
13-12-2017	12.62	21.4	7.4	51.96	.8	657.44	2.94	153
14-12-2017	13.23	22.4	5	50.61	2	657.09	2.57	195
15-12-2017	12.2	19.1	7.1	68.63	1.2	657.25	2.45	18
16-12-2017	11.34	19.7	4.3	69.25	18.2	657.09	2.67	44
17-12-2017	8.43	15.5	1.8	82.54	38.2	658.16	1.73	31
18-12-2017	10.49	16.9	6.7	76.13	14.4	657.3	1.8	315
19-12-2017	9.3	15.3	5.7	80.5	5.8	657.9	2.34	61
20-12-2017	11.19	19	6.3	70.79	20.8	656.63	2.07	237
21-12-2017	10.07	17.4	6.6	78.79	5	656.87	1.83	12
22-12-2017	9.67	16.6	6.6	80.88		657.08	1.92	194
23-12-2017	10.83	17.6	4	64.75	0	656.27	1.78	41
24-12-2017	11.25	18.9	6.2	61.46	1.6	656.66	2.52	181
25-12-2017	10.8	19	6	66.13	1.8	656.17	1.72	143
26-12-2017	9.53	16.4	5.4	75.17	5	656.48	1.98	178
27-12-2017	9.95	17.1	5.8	78.04	14.2	657.55	1.43	47
28-12-2017	9.27	15.8	6	83.67	9	657.92	1.5	64
29-12-2017	9.38	15.4	4.9	80.67	10.8	657.55	1.95	209
30-12-2017	8.94	15.1	4.8	80.79	4.4	657.78	1.12	191
31-12-2017	10.65	18.4	6.6	75.5	2.4	657.04	2.36	165

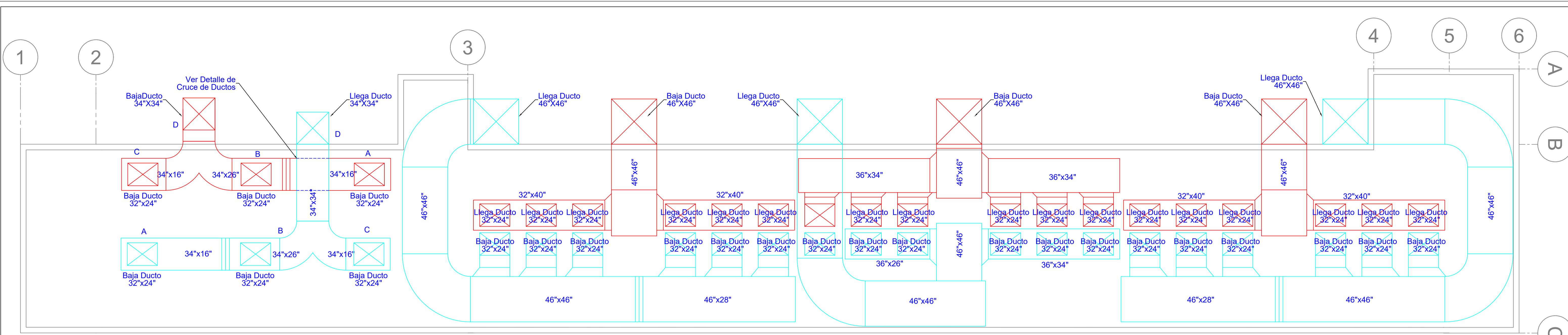
* Fuente : SENAMHI - Oficina de Estadística

* Información sin Control de Calidad

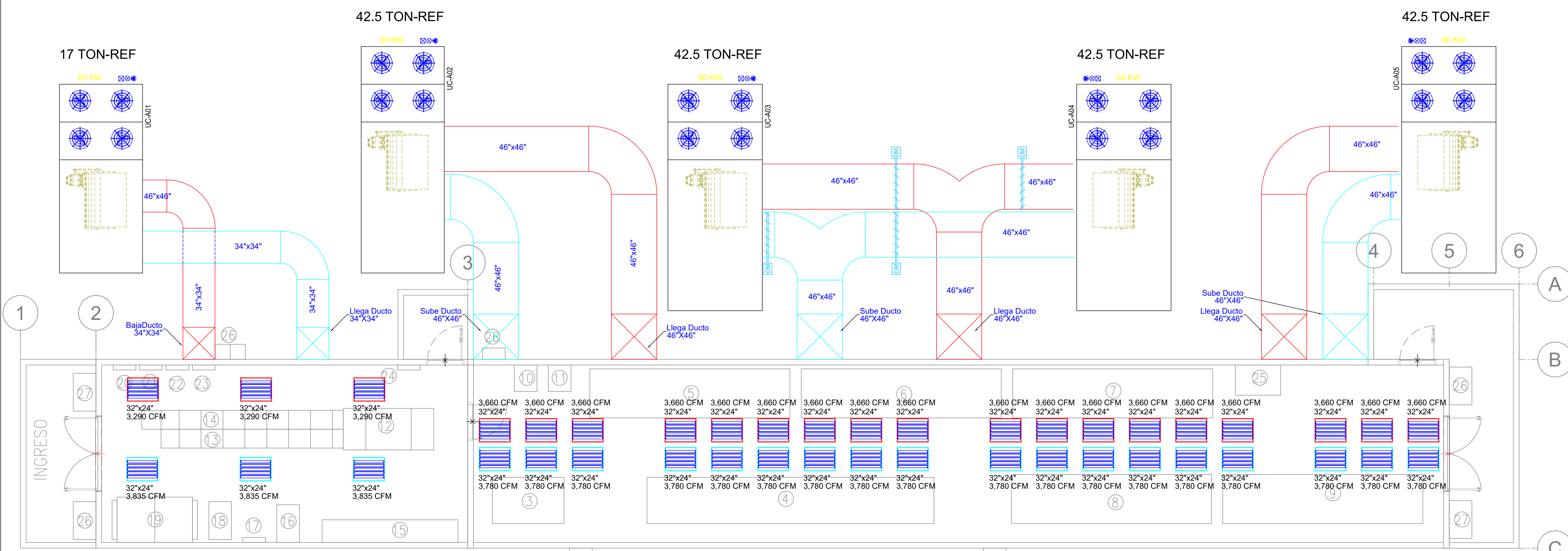
* El uso de esta Información es bajo su entera Responsabilidad

Fuente: SENAMHI

ANEXO 4
PLANOS



PLANTA TECHO - DUCTOS DE AIRE ACONDICIONADO
ESC: 1/75



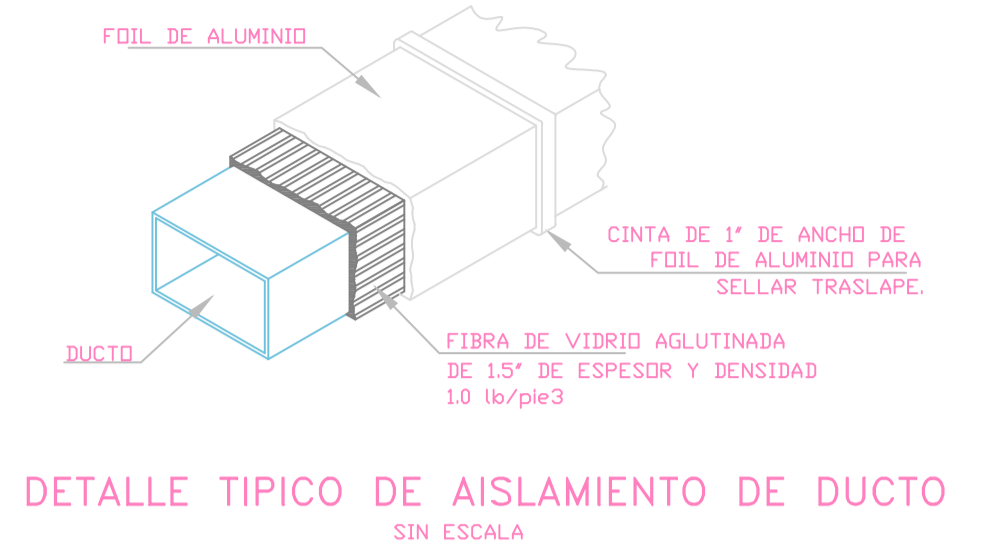
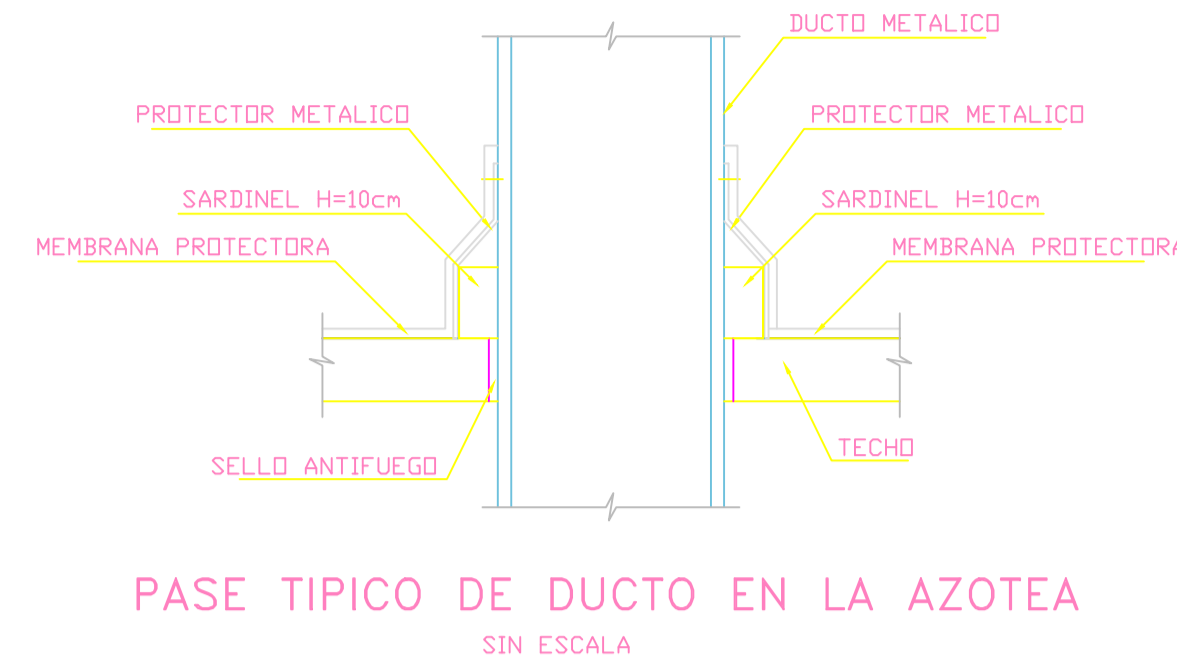
PLANTA PRIMER NIVEL - DUCTOS DE AIRE ACONDICIONADO
ESC: 1/75

UBICACIÓN: Chumbivilcas, Departamento Cuzco, Lima- Perú	PLANO: SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO	PLANO N°: AA-01
PROPIETARIO: MINERIA	PLANTA PRIMER NIVEL: SALA ELÉCTRICA S600	01 de 02
ESCALA: 1/75	FECHA: FEBRERO 2018	FIRMA:
PROYECTISTA: ANGEL J. BUENO VARGAS	ESPECIALIDAD: INSTALACIONES MECÁNICAS	
REVISADO: CESAR TORRES QUISEPÉ CIP: 170520		

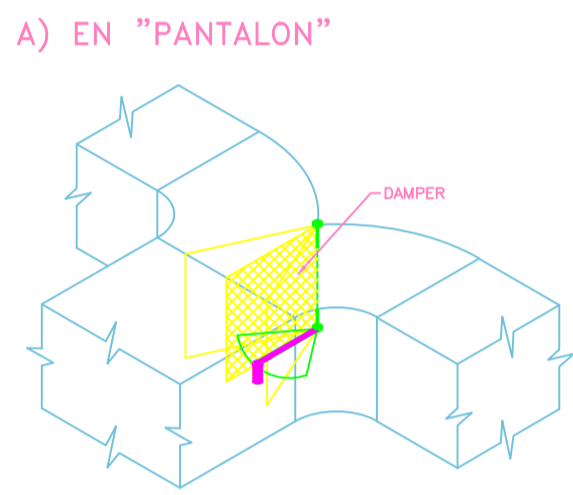
TABLA DE CAPACIDAD DE LAS UNIDADES TIPO PAQUETE

UNIDAD	CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO		VENTILADOR			SERPENTIN DE ENFRIAMIENTO				CARACTERISTICAS ELECTRICAS	MARCA
						CONDICIONES DE AIRE					
	TOTAL BTU/H	SENSIBLE BTU/H	CAUDAL IMPULSION CFM	CAUDAL RETORNO CFM	PPA Pulg.C.A.	ENTRADA		SALIDA			
					°FBS	°FBH	°FBS	°FBH			
UC-A01	156,092	143,385	11,505	9,870	2.0	68	52	49.0	46.5	220v-3ø-60Hz-23.0kw	DAIKIN
UC-A02	509,410	358,880	22,680	21,960	2.5	68	52	49.0	46.5	220v-3ø-60Hz-60.0kw	DAIKIN
UC-A03	509,410	358,880	22,680	21,960	2.5	68	52	49.0	46.5	220v-3ø-60Hz-60.0kw	DAIKIN
UC-A04	509,410	358,880	22,680	21,960	2.5	68	52	49.0	46.5	220v-3ø-60Hz-60.0kw	DAIKIN
UC-A05	509,410	358,880	22,680	21,960	2.5	68	52	49.0	46.5	220v-3ø-60Hz-60.0kw	DAIKIN

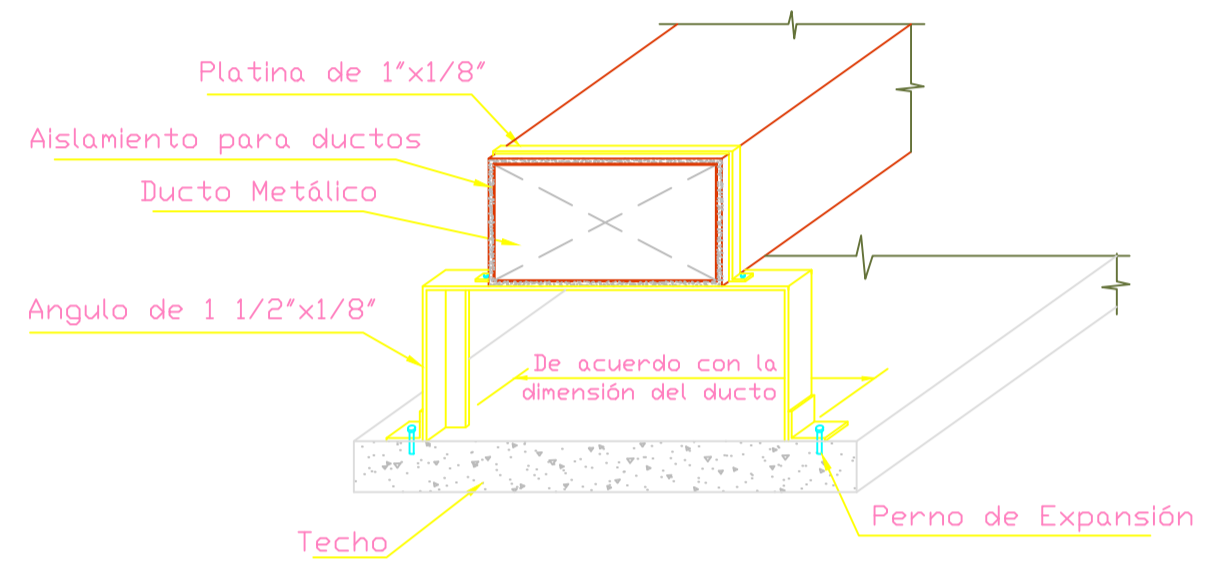
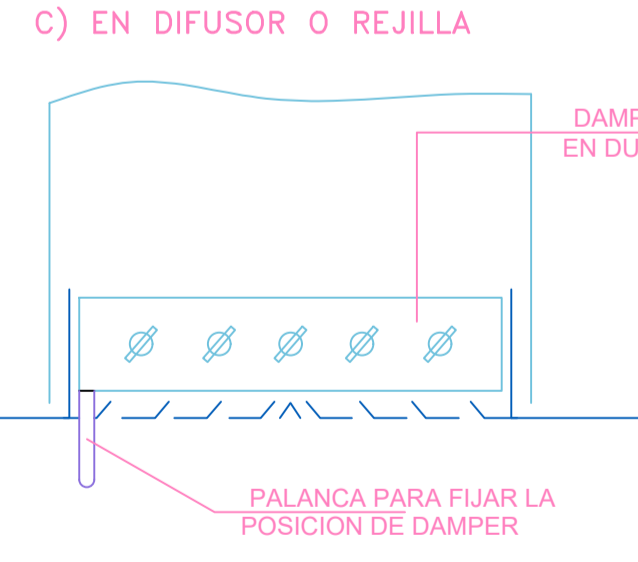
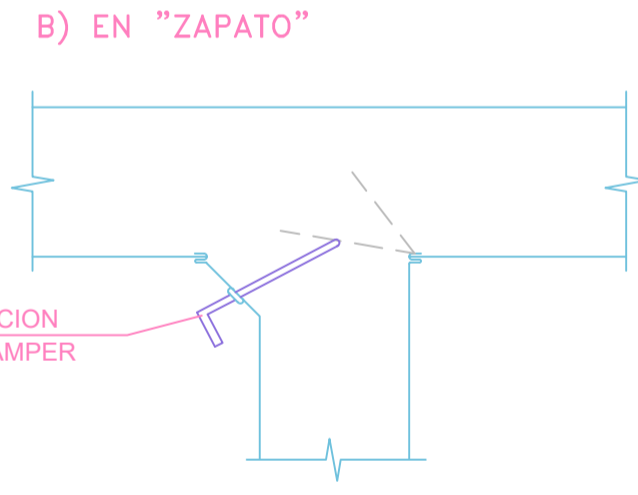
NOTA: LOS EQUIPOS TIPO PAQUETE UC-03 Y UC-04 FUNCIONARAN DE FORMA ALTERNADA



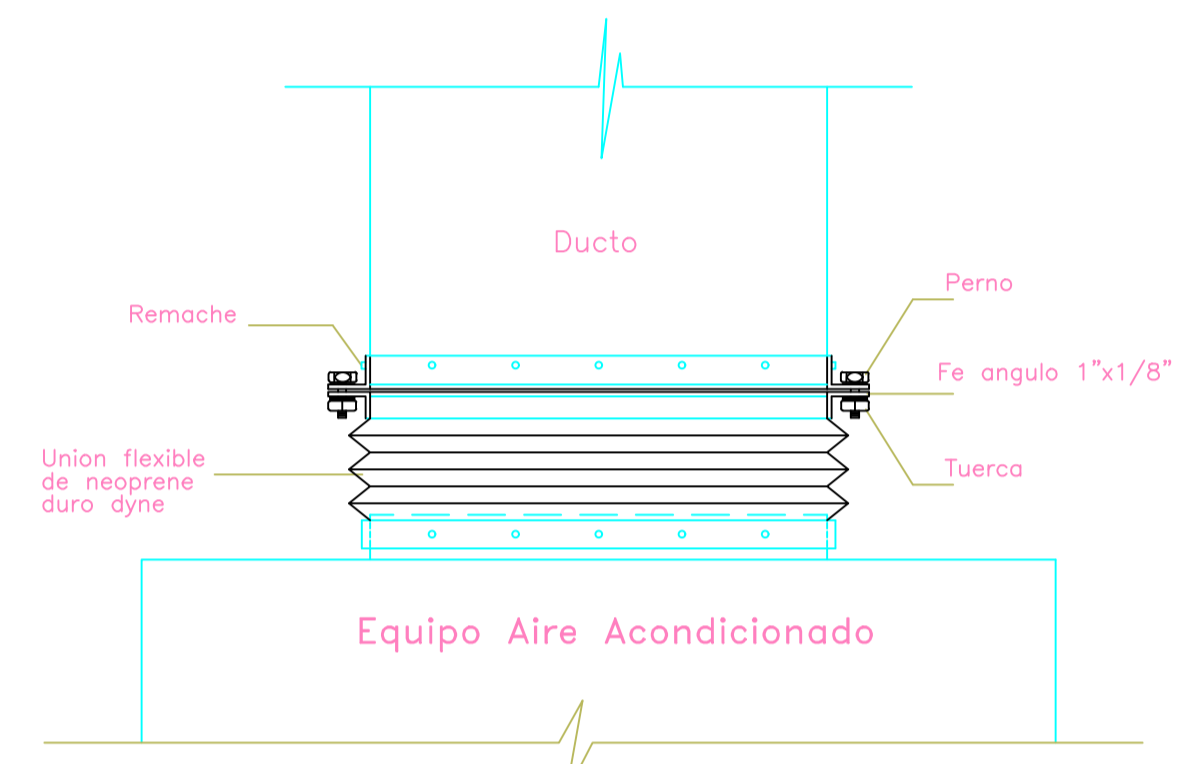
DETALLE DE DAMPERS EN DUCTO SIN ESCALA



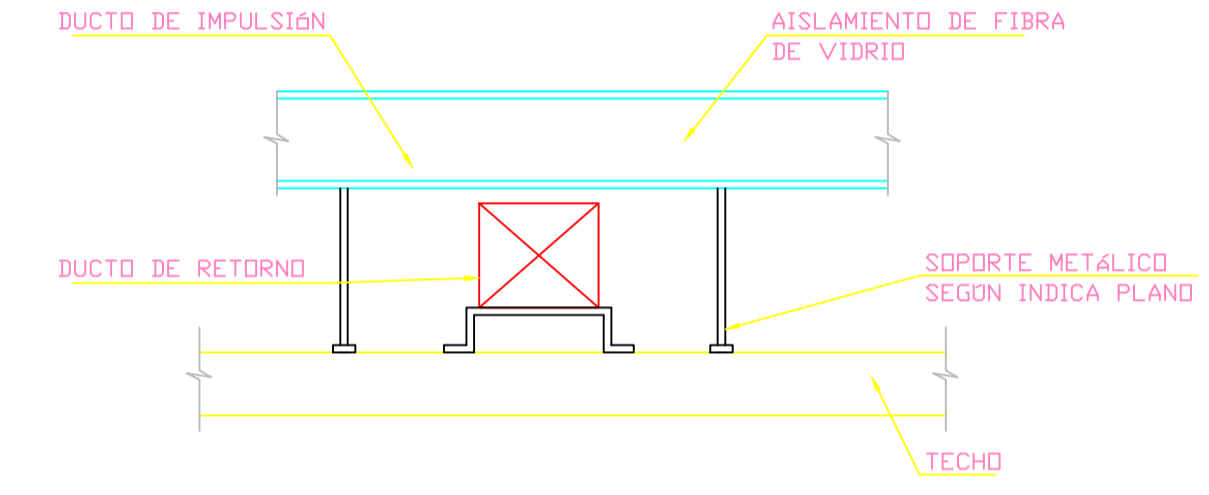
CALIBRE DEL DAMPER	
LADO MAYOR DEL DUCTO	ESPESOR DE LA PLANCHA
18"	32 Ga(0.80mm)
19" - 43"	18 Ga(1.31mm)



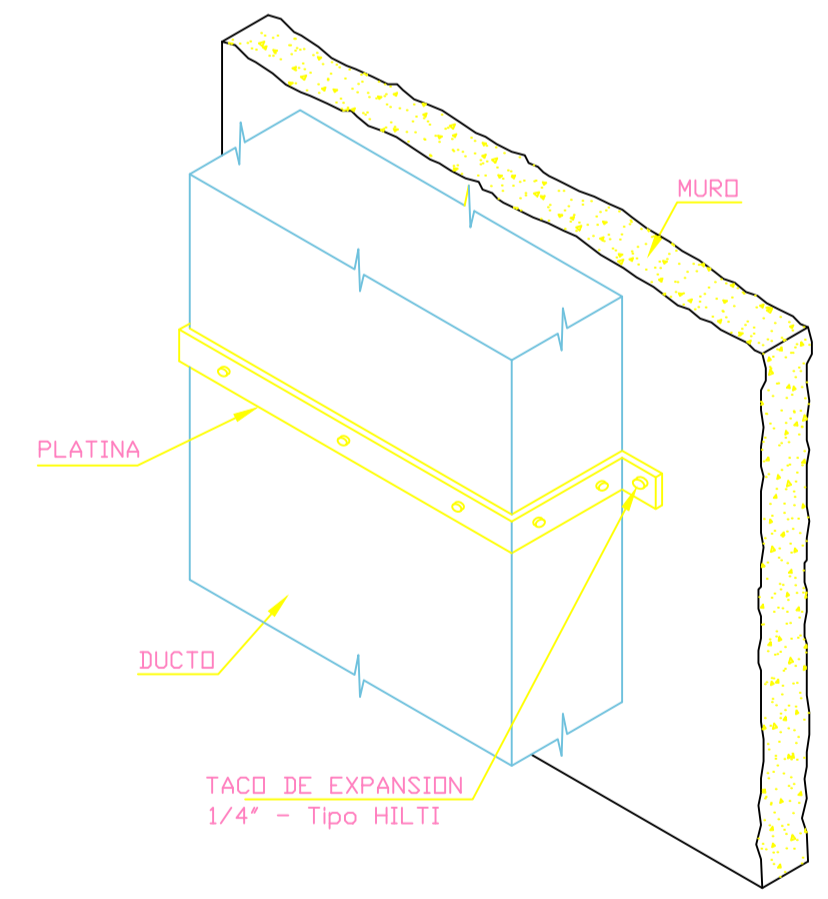
DETALLE DE SOPORTE DE DUCTO SOBRE EL TECHO SIN ESCALA



DETALLE TIPO UNION FLEXIBLE SIN ESCALA

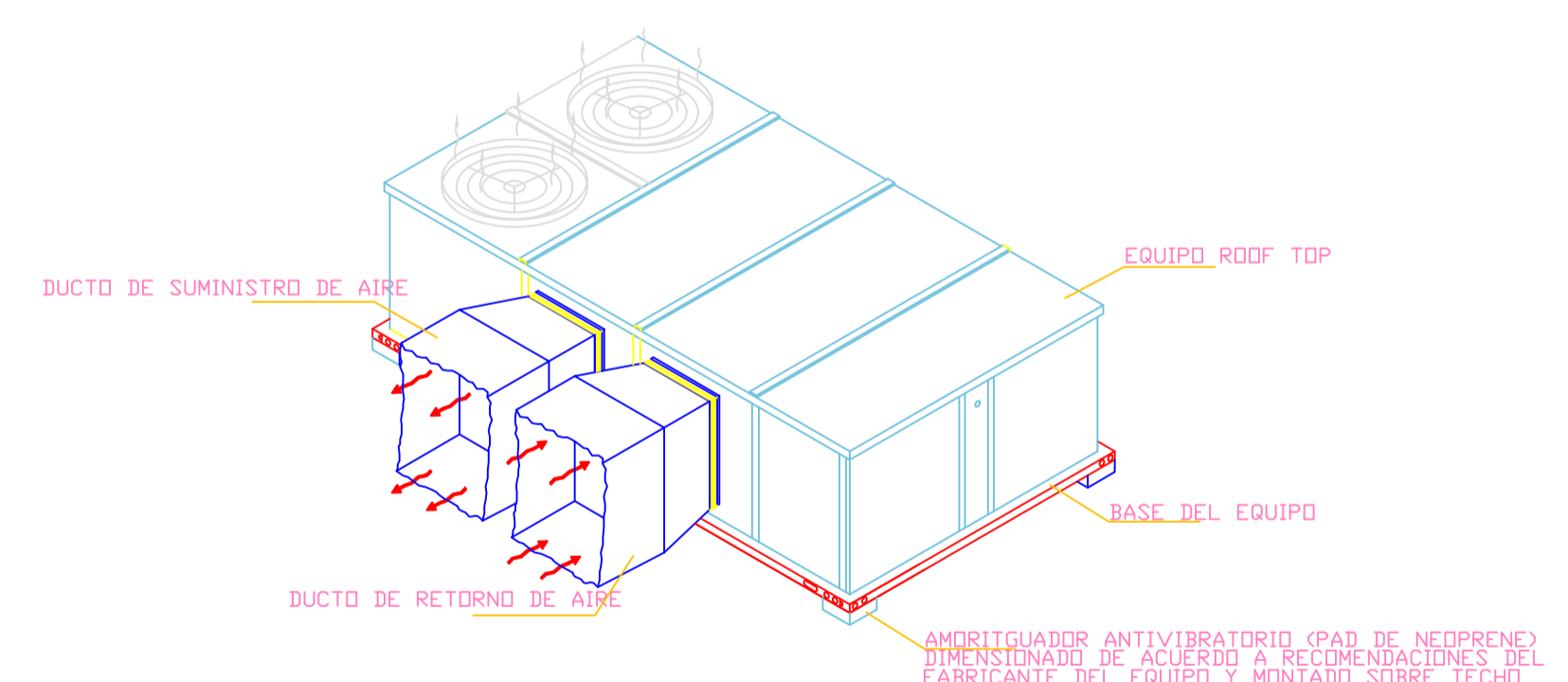


DETALLE DE CRUCE DE DUCTOS EN TECHO SIN ESCALA



DIMENSIONES DEL LADO MAYOR DEL DUCTO	PLATINAS	CANTIDAD DE AUTORROSCANTES		DISTANCIA ENTRE SOPORTES
		LADO MAYOR	LADO MENOR	
12"	1"x1/8"	02	03	8 pies
18"	1 1/4"x1/8"	03	04	8 pies
30" O MAS	1 1/2"x1/4"	04	05	8 pies

DETALLE DE SOPORTE PARA DUCTOS VERTICALES SIN ESCALA



DETALLE DE UBICACION EQUIPO TIPO PAQUETE SIN ESCALA

LEYENDA	
	DUCTO METÁLICO AISLADO CON FIBRA DE VIDRIO PARA AIRE ACOND
	DUCTO METÁLICO AISLADO CON FIBRA DE VIDRIO PARA RETORNO
	SALIDA PARA ENERGIA ELECTRICA
	SALIDA PARA SISTEMA DE CONTROL DEL EQUIPO
	PUNTO DE DRENAJE PARA EQUIPO CON TRAMPA TIPO "P"
	UAC EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO TIPO PAQUETE
	REJILLA DE INYECCION EN MURO (INDICADA)
	REJILLA DE INYECCION EN CIELO RASO (INDICADA)
	REJILLA DE RETORNO EN CIELO RASO (INDICADA)
	DAMPER MOTORIZADO 46"x46"