

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



**“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE AIRE
ACONDICIONADO DE 26,79 TON Y PRESURIZACIÓN A 25 Pa
PARA MANTENER EL CONFORT TÉRMICO DE LA SALA
ELÉCTRICA 292400-ER-001 EN LA UNIDAD MINERA
TOQUEPALA”**

**SUSTENTACIÓN DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO
PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO**

BACHILLER: REYNALDO WILIANS CAMACHO BORJA


Camacho Borja R.
456 98311



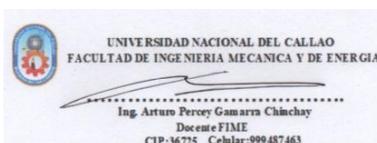
BACHILLER: REYNALDO AUGUSTO TOMASTO CÓRDOVA


Reynaldo Tomasto
46789601



Callao, 2021

PERU



“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE 26,79 TON Y PRESURIZACIÓN A 25 Pa PARA MANTENER EL CONFORT TÉRMICO DE LA SALA ELECTRICA 292400-ER-001 EN LA UNIDAD MINERA TOQUEPALA”

DEDICATORIA

Dedicatoria especial a nuestras familias, por su incondicional apoyo y aliento cada día durante el desarrollo de este trabajo para conseguir este logro personal y profesional.

AGRADECIMIE-NTO

Agradecimiento a nuestras familias por el apoyo en la realización de este trabajo de investigación.

Agradecimientos a los profesores y asesor por compartir sus conocimientos que contribuyeron en este trabajo.

ÍNDICE

ÍNDICE	1
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	4
ÍNDICE DE GRÁFICOS	6
ÍNDICE DE TABLAS	7
RESUMEN	10
ABSTRACT	11
INTRODUCCIÓN	12
1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	13
1.1 Descripción de la realidad problemática	13
1.2 Formulación del problema	13
1.2.1 Problema general	13
1.2.2 Problemas Específicos	13
1.3 Objetivos	14
1.3.1 Objetivo General	14
1.3.2 Objetivos Específicos	14
1.4 Limitantes de la investigación	14
1.4.1 Limitación teórica	14
1.4.2 Limitación temporal	15
1.4.3 Limitación espacial	15
2 MARCO TEÓRICO	16
2.1 Antecedentes de la Investigación	16
2.1.1 Internacionales	16
2.1.2 Nacionales	17
2.2 Bases teóricas	18
2.2.1 Sistema de aire acondicionado	18
2.2.2 Confort humano	19
2.2.3 Confort térmico	20
2.2.4 Carga térmica	22
2.2.5 Carga térmica del proyecto	22
2.2.6 Psicrometría	33
2.2.6.1 Temperatura de bulbo Húmedo	35
2.2.6.2 Temperatura de Bulbo Seco:	36
2.2.6.3 Esquemas de procesos del aire acondicionado	36

2.2.7	Cálculo de caudal de presurización	37
2.2.8	Dimensionamiento de ductos.	38
2.2.8.1	Cálculo de conductos	38
2.2.8.2	Velocidad del aire	39
2.2.8.3	Pérdida de carga	40
2.2.8.4	Relación de forma para ductos.	40
2.2.8.5	Caída de presión estática	42
2.2.8.6	Criterio Integrado de diseño de ductos	42
2.3	Base Conceptual	45
2.3.1	Sistema de Aire Acondicionado o Climatización	45
2.3.2	Tipos de Sistemas de aire acondicionado	46
2.3.2.1	Sistema de expansión directa	46
2.3.2.2	Sistema de expansión indirecta	46
2.3.3	Sistema de Presurización	50
2.3.4	Programas de ingeniería para aire acondicionado	51
2.3.5	Salas Eléctricas o Electric Shelters	54
2.4	Definiciones de términos básicos	55
3	HIPOTESIS Y VARIABLES	57
3.1	Hipótesis	57
3.1.1	Hipótesis General	57
3.1.2	Hipótesis Específica.	57
3.2	Definición conceptual de variables	57
3.1.1	Operacionalización de variable	59
4	DISEÑO METODOLÓGICO	61
4.1	Tipo y diseño de la investigación.	61
4.1.1	Tipo de Investigación	61
4.1.2	Diseño de la investigación	61
4.2	Método de investigación	62
4.3	Población y muestra	63
4.4	Lugar de estudio	63
4.5	Técnicas e instrumentos para la recolección de información.	63
4.6	Análisis y procesamiento de datos.	66
4.6.1	Diseño mecánico	66
4.6.2	Metodología de diseño	67
4.6.3	Requisitos preliminares del diseño	69
4.6.4	Diseño Conceptual	70

4.6.5	Diseño de Detalle	75
4.6.5.1	Parámetros de diseño	75
4.6.5.2	Cálculo de la Carga Térmica	82
4.6.5.3	Cálculo de Caudal de Presurización	109
4.6.5.4	Dimensionamiento de red de ducto y selección de rejillas	112
4.6.5.5	Selección de rejillas:	120
4.6.5.6	Selección de componentes del sistema	123
5	RESULTADOS	133
5.1	Resultados descriptivos	133
5.1.1	Carga Térmica	133
5.1.2	Caudal de presurización	134
5.1.3	Distribución de ductos	135
5.1.4	Registró de tomas de datos en el interior de la sala de equipos y sala de gabinetes.	135
6	DISCUSIÓN DE RESULTADOS	138
6.1	Contrastación de la hipótesis	138
6.2	Contrastación de los resultados con estudios similares	138
6.3	Responsabilidad ética	139
	CONCLUSIONES	140
	RECOMENDACIONES	141
	REFERENCIA BIBLIOGRAFICAS	142
	ANEXOS	146

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 2.1	Muestra los elementos constructivos de la carga térmica.	17
Ilustración 2.2	Calor Absorbido por muros de acuerdo con su coeficiente de transmisión de calor de cada material	23
Ilustración 2.3	Procesos de la presión total constante de 101.325 KPa	30
Ilustración 2.4	Tipos de conductos para aire acondicionado	33
Ilustración 2.5	Formas de engrampe para fabricación de ductos	37
Ilustración 2.6	Ductos de Aire Acondicionado Sala Eléctrica 292400-ER-001	38
Ilustración 2.7	Sistema de expansión directa	39
Ilustración 2.8	Sistema de expansión indirecta	40
Ilustración 2.9	Unidad Tipo Ventana	40
Ilustración 2.10	Unidad Split decorativo	41
Ilustración 2.11	Equipo Fan Coil	42
Ilustración 2.12	Unidad Manejadora de Aire (UMA)	42
Ilustración 2.13	Unidad Roof Top	43
Ilustración 2.14	Equipo Presurizador Marca ISI	44
Ilustración 2.15	Resumen del Cálculo de Cargas Térmicas - Elite Chvac	45
Ilustración 2.16	Carta Psicrométrica-Elite Psychart	46
Ilustración 2.17	Interfaz Software Duct Sizer	47
Ilustración 2.18	Salas Eléctrica en la U.M. Toquepala	48
Ilustración 4.1	Caja Negra del Diseño Metodológico	55
Ilustración 4.2	Caja Blanca del Diseño Metodológico	55
Ilustración 4.3	Diagrama de procesamiento de datos (Hoja de Ruta)	59
Ilustración 4.4	Diseño de Ingeniería propuesta	61
Ilustración 4.5	Alternativa de Diseño N°1	64
Ilustración 4.6	Alternativa de diseño N°2	65
Ilustración 4.7	Alternativa de Diseño N°3	65
Ilustración 4.8	Vista de Planta de la Sala Eléctrica (Arquitectura)	69
Ilustración 4.9	Ubicación Sala Electrica 292400-ER-001	69
Ilustración 4.10	Programa Elite para cálculo de la sala de equipos	96
Ilustración 4.11	Programa Elite para cálculo de la sala de equipos	97
Ilustración 4.12	Programa Elite para cálculo de la sala de equipos	98

Ilustración 4.13	Programa Elite para cálculo de la sala de equipos	99
Ilustración 4.14	Líneas de factor sensible en una carta psicométricas	100
Ilustración 4.15	Ingreso de Parámetros en el Software	101
Ilustración 4.16	Tenemos las condiciones Interiores y exteriores en la carta psicométrica para verano	101
Ilustración 4.17	Condiciones de aire exterior e interior en carta psicrométrica para verano	101
Ilustración 4.18	Menú “Process Energy Report” del Software Elite	102
Ilustración 4.19	Calculo en el Duct Sizer	111
Ilustración 4.20	Plano de corte de instalación de ductos y equipos	111
Ilustración 4.21	Calculo de Rejillas	112
Ilustración 4.22	Ficha técnica de Equipo Roof Top	116
Ilustración 4.23	Ficha técnica de planchas galvanizadas	120
Ilustración 4.24	Ficha técnica de aislamiento térmico	121
Ilustración 4.25	Ficha técnica de rejillas	122
Ilustración 4.26	Instrumentos de medición	123
Ilustración 4.27	Plano final del Sistema de Aire Acondicionado y Presurización Sala Eléctrica 292400-ER-001	124

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 2.1 Método gráfico de zona de confort: Rango aceptable de temperatura operativa y humedad. Gráfico(a) Sistema Inglés, Grafico (b) Sistema Internacional.	15
Gráfico 2.2 Esquema del diagrama Psicrométrico	28
Gráfico 2.3: Esquema del diagrama psicrométrico	29
Gráfico 2.4 Diagrama de pérdida por rozamiento en conductos	34
Gráfico 3.1 Operacionalización de variables	52
Gráfico 4.1 Comparativo cualitativo de cada alternativa	66
Gráfico 4.2 Matriz Morfológica para la selección de la opción óptima	67
Gráfico 4.3 Parámetros de diseño de la red de ductos	108
Gráfico 4.4 Selección de medidas de las rejillas	113

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Valores condiciones exteriores entregados por la empresa minera	20
Tabla 2.2 Tipo de calores para el cálculo de la carga térmica	20
Tabla 2.3 Condiciones recomendadas de Confort Térmico.	22
Tabla 2.4 Coeficientes de transmisión global K para muros	24
Tabla 2.5 Potencia de Iluminación por unidad de área	25
Tabla 2.6 Ganancia de calor por artefactos eléctricas.	26
Tabla 2.7 Velocidades máximas y mínimas recomendadas para sistemas convencionales	35
Tabla 2.8 Parámetros del aire dentro de la sala eléctrica	36
Tabla 2.9 Construcción recomendada para ductos	37
Tabla 4.1 Técnicas e Instrumentos para la recolección de información	57
Tabla 4.2 Lista de requisitos preliminares	62
Tabla 4.3 Dimensiones interiores de la sala de Gabinetes	71
Tabla 4.4 Condiciones climatológicas fuera de la sala eléctrica	72
Tabla 4.5 Condiciones de Confort Térmico	72
Tabla 4.6 Listado equipos eléctricos de la sala de equipos	73
Tabla 4.7 Listado de equipos eléctricos dentro de la sala de gabinetes	74
Tabla 4.8 Coeficiente de transferencia de calor de muros, piso y techo de la sala de Equipos.	75
Tabla 4.9 Coeficiente de transferencia de calor de muros, piso y techo de la Sala de Gabinetes	75
Tabla 4.10 Dimensiones de la Sala Eléctrica (Zona 1 y Zona 2)	77
Tabla 4.11 Correcciones de las diferencias Equivalentes de temperatura (°C)	78
Tabla 4.12 Correcciones en las condiciones de proyecto en función del mes considerado	78
Tabla 4.13 Correcciones en las condiciones de proyecto en función del mes considerado	79
Tabla 4.14 Diferencia Equivalente de Temperatura (°C)	80
Tabla 4.15 Variación de temperatura equivalente soleado	81

Tabla 4.16 Interpolación para 18° de máxima aportación por latitud	81
Tabla 4.17 Variación de temperatura equivalente en pared y en sombra SE, SO, NE, NO de la Sala Eléctrica	85
Tabla 4.18 Variación de temperatura equivalente y carga térmica en pared y en sombra SE	86
Tabla 4.19 Variación de temperatura equivalente y carga térmica en pared y en sombra SO	87
Tabla 4.20 Variación de temperatura equivalente y carga térmica en pared y en sombra NE	88
Tabla 4.21 Variación de temperatura equivalente y carga térmica en pared y en sombra NO	89
Tabla 4.22 Variación de temperatura equivalente y carga térmica en el techo de la sala eléctrica	90
Tabla 4.23 Flujos de calor de personas	92
Tabla 4.24 Potencia de alumbrados de acuerdo con el ambiente a requerir	93
Tabla 4.25 Cuadro de calor sensible y calor latente	94
Tabla 4.26 Típicas áreas de fuga para pisos y paredes de edificios comerciales	103
Tabla 4.27 Caudal de Presurización – Zona 1 Sala de Equipos	104
Tabla 4.28 Caudal de Presurización – Zona 2 Sala de Gabinetes	104
Tabla 4.29 Parámetros de diseño de la red de ductos	105
Tabla 4.30 Clases de accesorios	107
Tabla 4.31 Dimensiones recomendadas para ductos	109
Tabla 4.32 Valores calculados para los ductos	109
Tabla 4.33 Ductos de Suministro Equipo N°1	110
Tabla 4.34 Ductos de Retorno Equipo N°1	110
Tabla 4.35 Selección de difusor con caudal y velocidad recomendadas	114
Tabla 4.36 Selección de Equipo de Aire Acondicionado – Zona 1	115
Tabla 4.37 Selección de Equipo de Aire Acondicionado – Zona 2	116
Tabla 4.38 Ficha técnica de Equipo Wall Mounted	117
Tabla 4.39 Selección del Presurizador– Zona 1	118
Tabla 4.40 Ficha técnica de Equipo Presurizador -Zona 1	118

Tabla 4.41	Selección del Presurizador– Zona 2	119
Tabla 4.42	Ficha técnica de Equipo Presurizador – Zona 2	119
Tabla 4.43	Espesor de plancha por dimensión de ductos	120
Tabla 4.44	Espesores de Aislamiento	121
Tabla 5.1	Resumen de carga de la sala de equipos	125
Tabla 5.2	Cuadro de resumen de carga térmica de la sala de gabinete	125
Tabla 5.3	Carga térmica Total	126
Tabla 5.4	Resumen de cálculo de caudal de presurización	126
Tabla 5.5	Resumen de cálculo de caudal de presurización	127
Tabla 5.6	resumen de dimensión de ductos con su respectivo caudal	127
Tabla 5.7	Datos tomados en la Sala de Equipos (Zona 1)	128
Tabla 5.8	Datos tomados en la Sala de Gabinetes (Zona 2)	129

RESUMEN

Se diseñó un sistema de aire acondicionado y presurización para mantener el confort térmico de la sala eléctrica 292400-ER-001 en la Unidad Minera Toquepala.

Las salas eléctricas son de gran importancia en una unidad minera ya que en ella se realiza la distribución y control de la energía eléctrica con que funcionarán las maquinarias que conforman el proceso minero. Dicho funcionamiento genera que se disipe mucho calor de los equipos eléctricos y electrónicos de la sala eléctrica.

La tesis requirió de una investigación del tipo tecnológica, así como un diseño pre experimental con post prueba. Para la presente investigación se usó la técnica documental y empírica para la recolección de datos. La contrastación de resultados se realizó a través de las observaciones en campo de los parámetros

Como resultados se obtuvo la carga térmica total, con ello se dimensionaron los equipos de aire acondicionado, así también se obtuvo el caudal de presurización para seleccionar los presurizadores, se realizó el dimensionamiento y selección de todos los componentes del sistema, lo cual permitió la implementación del sistema de aire acondicionado y presurización dentro de la sala eléctrica ello se garantizó que los dispositivos eléctricos y electrónicos funcionen de manera óptima y garantizando su vida útil.

La tesis brinda el conocimiento necesario que pueda servir como referencia para el diseño de sistemas de climatización para salas eléctricas que logren mantener al confort térmico.

Palabras claves: aire acondicionado, presurización, sala eléctrica, carga térmica, confort térmico.

ABSTRACT

An air conditioning and pressurization system was designed to maintain the thermal comfort of the electrical room 292400-ER-001 at the Toquepala Mining Unit.

The electrical rooms are of great importance in a mining unit since it is there where the distribution and control of electrical energy that will operate the machinery that make up the mining process is performed. This operation generates a lot of heat dissipation from the electrical and electronic equipment in the electrical room.

The thesis required a technological type of research, as well as a pre-experimental design with post-test. For the present research, the documentary and empirical technique was used for data collection. The results were contrasted by means of field observations of the following parameters.

As results the total thermal load was obtained, with it the air conditioning equipment was sized, also the pressurization flow was obtained to select the pressurizers, the sizing and selection of all system components was performed, which allowed the implementation of the air conditioning and pressurization system within the electrical room, this ensured that the electrical and electronic devices work optimally and ensuring its life.

The thesis provides the necessary knowledge that can serve as a reference for the design of air conditioning systems for electrical rooms to maintain thermal comfort.

Keywords: air conditioning, pressurization, electrical room, thermal load, thermal comfort.

INTRODUCCIÓN

Las salas eléctricas son estructuras que se construyen para albergar a todo el equipamiento eléctrico de fuerza, control y operación que se necesita para los proyectos de gran envergadura sobre todo en el rubro minero, cementero, industrial y agroindustria.

La operación de todo este equipamiento genera una gran cantidad de disipación térmica, lo cual provoca que la temperatura dentro de la sala se incremente y pone en riesgo el correcto funcionamiento de los equipos eléctricos, pudiendo reducir su vida útil en hasta un 50% y en ello radica la importancia de lograr el confort térmico en las salas eléctricas con equipos de aire acondicionado y presurización.

La presente investigación, titulada “Diseño e implementación de un sistema de aire acondicionado de 26,79 Ton y presurización a 25 Pa para mantener el confort térmico de la sala eléctrica 292400-ER-001 en la Unidad Minera Toquepala” tuvo como propósito lograr el confort térmico dentro de la sala eléctrica y con ello garantizar el correcto funcionamiento de los equipos y prolongar la vida de los activos de la empresa minera.

La presente investigación la conforman 7 capítulos los cuales se detallan a continuación: Capítulo I el cual expone la problemática, los objetivos, justificación y las limitaciones que tiene nuestra investigación. Capítulo II detalla los antecedentes que sustentan el trabajo, se exponen el marco teórico con los conceptos necesarios para el entendimiento del trabajo. Capítulo III se presentan las variables independientes y dependientes, hipótesis, así como la operacionalización de las variables. Capítulo IV contiene la metodología de la investigación exponiendo el tipo de la investigación y técnica de recolección de datos.

Capítulo V muestra los resultados y por último en el Capítulo VI se realiza la discusión de los resultados.

1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Descripción de la realidad problemática

En la Unidad Minera Toquepala en Tacna se construyó una sala eléctrica que se encargará de distribuir y controlar la energía eléctrica que se necesita para el funcionamiento del proceso de extracción de mineral.

La sala 292400-ER-001 que es nuestro objeto de este estudio, se encarga de distribuir la energía eléctrica al área de Chancado y Clasificación Secundaria en la extracción del mineral. Está sala debe funcionar a una temperatura de confort de 20°C, una humedad relativa de 55% y presurizada a 25 Pa, condiciones que debemos garantizar teniendo en cuenta la gran disipación de carga térmica provocada por variadores de frecuencia, tableros de distribución de fuerza, transformadores; en general todo el equipamiento eléctrico que conforma la sala.

Otro factor determinante para el diseño e implementación del sistema son las condiciones geográficas y arquitectónicas donde estará la sala eléctrica para poder seleccionar los equipos más adecuados para dicha operación. Para el sistema que estamos diseñando se seleccionaron equipos que en conjunto brindan una solución ideal para lograr el confort térmico dentro la sala eléctrica. Para dicho fin, el diseño que estamos planteado usa equipos Roof Top, equipos Wall Mounted y Presurizadores de Aire.

1.2 Formulación del problema

1.2.1 Problema general

¿Cómo diseñar e implementar un sistema de aire acondicionado de 26,79 Ton y presurización a 25 Pa para mantener el confort térmico de la sala eléctrica 292400-ER-001 en la Unidad Minera Toquepala?

1.2.2 Problemas Específicos

- a) ¿Cómo determinar la carga térmica de la Sala Eléctrica para la selección de los equipos de aire acondicionado?

- b) ¿Cómo determinar el caudal de presurización para seleccionar los equipos presurizadores y mantener una presión positiva de 25 Pa dentro de la sala eléctrica?
- c) ¿Cómo dimensionar y distribuir la red de ductos para tener una homogénea difusión del aire?
- d) ¿Qué equipos y materiales son necesarios para implementar el sistema de aire acondicionado y presurización en la sala eléctrica?

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

Diseñar e implementar un sistema de aire acondicionado de 26,79 Ton y presurización a 25 Pa para mantener el confort térmico de la sala eléctrica 292400-ER-001 en la Unidad Minera Toquepala.

1.3.2 Objetivos Específicos

- a. Determinar la carga térmica de la sala eléctrica para seleccionar adecuadamente los equipos de aire acondicionado.
- b. Determinar el caudal de presurización para seleccionar los equipos presurizadores y mantener una presión positiva de 25 Pa dentro de la sala eléctrica.
- c. Dimensionar y distribuir la red de ductos para tener una homogénea difusión del aire.
- d. Seleccionar los equipos y materiales necesarios para implementar el sistema de aire acondicionado y presurización en la sala eléctrica.

1.4 Limitantes de la investigación

1.4.1 Limitación teórica

La presente investigación tiene limitación teórica ya que para su desarrollo usa los conocimientos de dinámica de fluidos, termodinámica y transferencia

de calor aplicados para el acondicionamiento del aire.

1.4.2 Limitación temporal

La presente investigación comprende los datos obtenidos desde marzo del 2018 a enero del 2019, tiempo donde se desarrolló el sistema de aire acondicionado y presurización.

1.4.3 Limitación espacial

La presente investigación tiene limitación espacial ya que la unidad de estudio fue la sala eléctrica 292400-ER-001 de la Unidad Minera Toquepala en Tacna.

2 MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes de la Investigación

2.1.1 Internacionales

En la Universidad de Santiago de Chile se encuentra la autora (Muñoz Pérez) quien para optar por el título de Ingeniero de Ejecución en Climatización; en el año 2017, presentó su proyecto de **“Diseño de un sistema de presurización y aire acondicionado de precisión para la sala eléctrica y de instrumentación de una refinería”** cuyo problema que se presenta es el diseño de un sistema de presurización y aire acondicionado de precisión para la sala eléctrica y de instrumentación de una refinería. El objetivo principal de esta investigación fue diseñar un sistema de presurización y aire acondicionado de precisión que cumpla con toda la normativa vigente para este tipo de instalaciones, el tipo de investigación fue tecnológico, de nivel aplicativo, la población fue la sala eléctrica y de instrumentación de la refinería.

Como conclusión hay que indicar que es necesario y de gran importancia conocer las características arquitectónicas, ubicación y la finalidad de uso del edificio en estudio, con esta información de los parámetros de diseño que regirán el estudio de cargas térmicas, necesidad de presurización, selección de equipos y elementos de distribución de aire.

Para la presurización se aplica las normas y estándares, se conoce las fugas del recinto y puertas de uso regular, ya que son éstas las que determinan los caudales necesarios para cumplir con la presurización del recinto. Aplicando los conocimientos teóricos adecuados, que permitan valorar los aspectos más importantes a considerar, atendiendo a la normativa existente para este tipo de cálculos, y con la ayuda de herramientas informáticas modernas, de potentes prestaciones y gran precisión y fiabilidad, se lleva a cabo de manera satisfactoria el diseño completo del sistema climatización de un recinto, seleccionando los equipos más adecuados que cumplan los requisitos del

mismo, alcanzando así el objetivo principal del proyecto”.

En la Universidad Pontificia Comillas de Madrid se encuentra la autora (Pares Sanchez, 2014) quien presentó para optar el título profesional de Ingeniero mecánico su proyecto de **“Diseño del sistema HVAC del edificio Eléctrico y de Control de una Central Térmica** “en el año 2014. El problema que se presenta es el diseño de un sistema de aire acondicionado para el edificio eléctrico y de control y selección del equipo para neutralizar las cargas elevadas. El objetivo es la realización de los cálculos para diseñar el sistema de aire acondicionado, calefacción y ventilación del edificio y del control de la central térmica de acuerdo a la normativa vigente. El edificio a climatizar fue el edificio eléctrico y el de control.

Se seleccionaron los equipos adecuados que aseguran que neutralizan las elevadas cargas térmicas generadas por los equipos dentro del edificio donde se obtuvo el confort térmico.

2.1.2 Nacionales

En la Universidad Nacional del Callao se encuentra el autor (Bueno Vargas) quien para obtener el grado de ingeniero mecánico; en el año 2018, presenta la tesis **“Sistema de aire acondicionado con free cooling para el control de temperatura en la sala eléctrica de una empresa minera en Chumbivilcas-Cuzco”** nos dice que el problema que se presenta es como diseñar el sistema de aire acondicionado con free cooling que permita el control de temperatura en la sala eléctrica. El objetivo principal de esta investigación fue diseñar el sistema de aire acondicionado con free cooling para el control de temperatura en la sala eléctrica de la empresa minera Chumbivilcas-Cuzco, tipo de investigación fue tecnológico, de nivel aplicativo, con un diseño no experimental, la población y muestra fue la sala eléctrica.

Una vez diseñado el sistema del sistema de aire acondicionado con free cooling se logró el control de la temperatura dentro de la sala con los parámetros establecidos por la normativa ASHRAE teniendo como

consecuencia el ahorro de consumo de energía eléctrica en verano.

En la Universidad Nacional de Ingeniería se encuentra el autor (Buenaño Garma) quien para obtener el grado de Ingeniero Mecánico; en el año 2014, presenta la tesis **“Proyecto para un sistema de climatización, presurización y filtrado de aire para una sala eléctrica dentro de la mina San Cristóbal”**. El problema que se presenta la falla constante de los variadores, transformadores y módulos de poderes debido a la polución y humedad dentro de la mina. El objetivo de esta investigación fue elaborar el cálculo del sistema de climatización, presurización y filtrado de aire en la sala eléctrica en la mina a un nivel 730 msnm para solucionar la polución de carbón dentro de la sala.

Una vez implementado el sistema de climatización, presurización y filtro se logra eliminar el ingreso del aire por medio de los filtros en los ductos además se evita el ingreso de la polución por las puertas con la presurización positiva dentro del recinto.

2.2 Bases teóricas

2.2.1 Sistema de aire acondicionado

Un sistema de aire acondicionado, según (Pita, 1994 pág. 2) es: “el proceso de tratamiento del mismo ambiente interior con el fin de establecer y mantener los estándares requeridos de temperatura, humedad, limpieza y movimiento.

- **Temperatura:** La temperatura del aire se controla calentándolo o enfriándolo.
- **Humedad:** La humedad que es el contenido de vapor de agua en el aire se controla agregando o eliminando vapor de agua al aire (humidificación-deshumidificación).
- **Limpieza:** La limpieza o calidad de aire se controla ya sea mediante filtración que es la eliminación de contaminantes indeseables por medio

de filtros u otros dispositivos, o mediante ventilación que es la introducción de aire exterior al espacio interior con lo cual se diluye la concentración de contaminantes con frecuencia en una instalación dada se usan tanto la filtración como la ventilación.

- **Movimiento:** El movimiento del aire se refiere a su velocidad y a los lugares hacia donde se distribuye. Se controla mediante el equipo adecuado para distribución de aire”.

Entonces el sistema de aire acondicionado se obtiene con un control de temperatura, humedad relativa, aire fresco y una buena distribución de aire.

2.2.2 Confort humano

(Pita, 1994 pág. 7) nos dice que: “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”.

- Control de temperatura de bulbo seco
- Control Humedad
- Control Movimiento del aire
- Control Aire fresco
- Nivel sonoro
- Control de aire limpio
- Control de iluminación
- Mobiliario adecuado

La (Escuela de Refrigeración del Perú, 2020) no dice que: “El término CONFORT HUMANO se usa a menudo para definir un conjunto más amplio de condiciones que solo la temperatura y la humedad. El movimiento del aire,

el aire fresco adecuado, la limpieza del aire, los niveles de ruido en la sala, la iluminación adecuada y los muebles y superficies de trabajo adecuados, son solo algunas de las otras variables que contribuyen a hacer un espacio cómodo para los ocupantes”.

2.2.3 Confort térmico

Según (Escuela de Refrigeración del Perú, 2020) el confort térmico: “Depende de la creación de un ambiente con temperatura de bulbo seco, humedad y movimiento del aire, que sea apropiado para el nivel de actividad de las personas en el espacio. Este entorno permite que la rapidez de generación de calor del cuerpo se equilibre con la rapidez de pérdida de calor del mismo”.

Método gráfico de zona de confort para entornos interiores típicos.

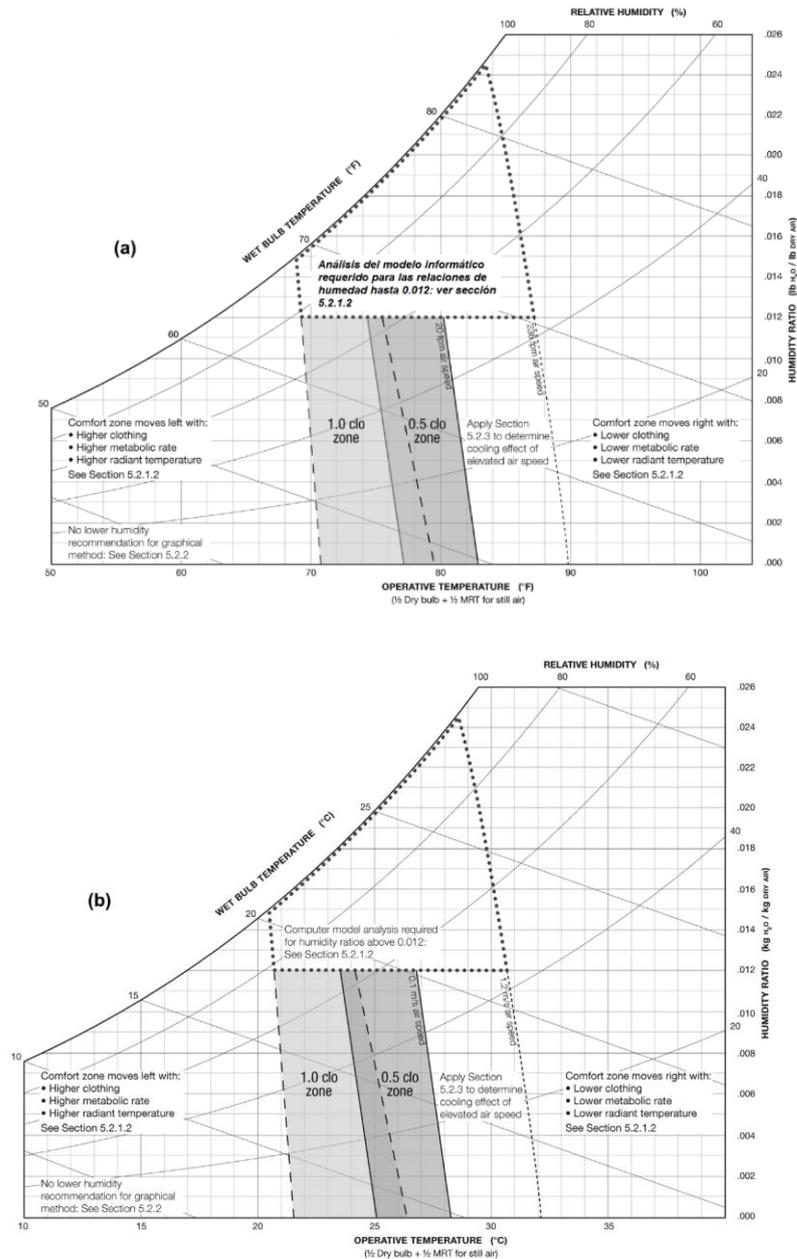
(ASHRAE 55:2004) citado por (Godoy Muñoz, 2012 pág. 26): “El propósito del gráfico es especificar la combinación de factores térmicos ambientales y personales que producirán condiciones ambientales térmicas aceptables a la mayoría de los ocupantes en un espacio. La norma cuantifica como seis los factores ambientales que influyen en las condiciones de confort térmico. Aunque estos factores son variables en el tiempo, el estándar especifica que solo está dirigido a confort térmico en estados estáticos. Por este motivo los usuarios de los edificios diseñados a partir de esta norma podrían no sentir la percepción de confort térmico inmediatamente ocupan el espacio, puesto que las exposiciones previas o actividades puede afectar a las percepciones de confort durante aproximadamente una hora.

El método para determinar las condiciones térmicas aceptables en edificios climatizados mecánicamente se basa en el cálculo de, (1) los límites de la temperatura operativa, y (2) humedad, así como la influencia de (3) la velocidad del aire, (4) el disconfort local térmico. Para esto la norma se basa en el método de balance térmico de Fanger. Ofrece dos modos de cálculo de los límites de la temperatura operativa a partir de unos valores dados de humedad, velocidad del aire, ratio metabólico y tasa de arropamiento. El

primero usando el siguiente ábaco de la Grafico 2.1”.

La zona de confort para entornos que cumplan con los criterios de las normas ASHRAE y donde las velocidades del aire no superen los 0,20 m/s (40 pies/min). (Sección 5.2.1.1 ASHRAE 55, 2010)

Gráfico 2.1 Método gráfico de zona de confort: Rango aceptable de temperatura operativa y humedad. Gráfico(a) Sistema Inglés, Grafico (b) Sistema Internacional.



Fuente: Extraído de la Norma (Sección 5.2.1.1 ASHRAE 55, 2010 pág. 6).

Los límites de las zonas de confort se ven afectados por la humedad y coinciden con líneas constantes ET. En la región media de la zona de confort se tendrá la sensación térmica neutral. Cerca del límite de la zona más cálida la persona sentiría aproximadamente +0.5 zona térmica de acuerdo con la escala de sensaciones de ASHRAE, cerca del límite de la zona más fría se puede tener una sensación térmica de -0.5.

El rango aceptable que utilizaremos para el confort térmico será de 20°C a 22°C

2.2.4 Carga térmica

Para la (Escuela de Refrigeración del Perú, 2020 pág. 5) la carga térmica se define como: “la cantidad de calor que debemos evacuar de un ambiente para mantenerlo a ciertas condiciones de temperatura y humedad relativa (condiciones internas). Este calor es generado por fuentes externas e internas. El cálculo de la carga térmica se debe de hacer para los meses de verano y bajo las situaciones más críticas, de esta manera calcularemos un sistema de aire acondicionado apto para cualquier régimen de exigencia”.

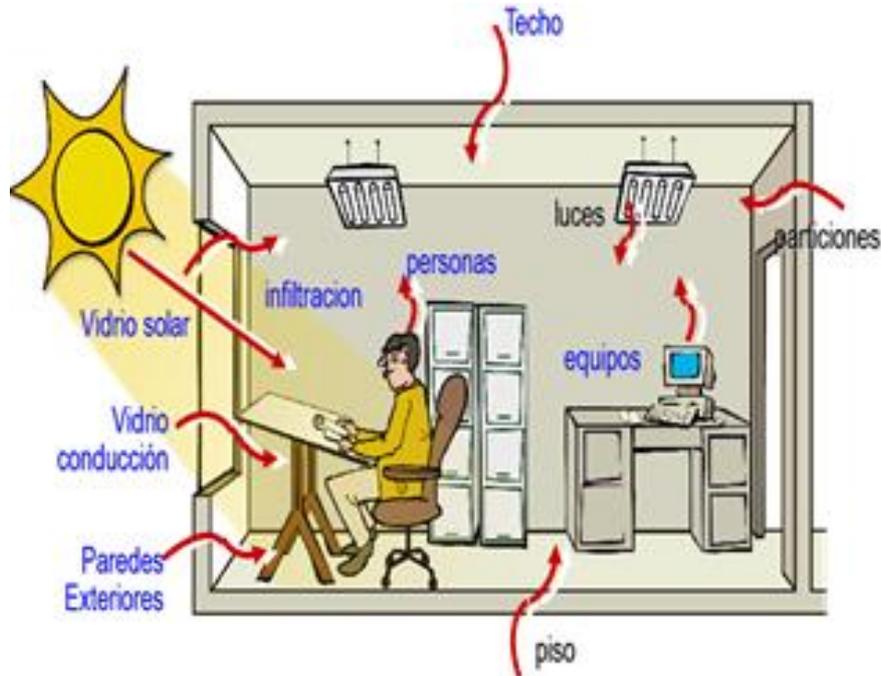
Para (Carrier Air Conditioning Company, 1980 pág. 11) la: “Ganancia o pérdida de calor” es la cantidad instantánea de calor que entra o sale del espacio a acondicionar. “Carga real o efectiva” es por definición la cantidad instantánea de calor añadida o eliminada”.

2.2.5 Carga térmica del proyecto

La carga térmica para vencer por un sistema de climatización de un proyecto específico la integran el efecto de la insolación sobre la estructura del edificio, los elementos internos que generan calor y los efectos del ambiente externo; cuyos valores se dividen en carga Sensible, Latente y Total, esta última es la suma de las dos primeras. La relación entre la **Carga de Bloque y la Carga Pico** es lo que define el llamado **Factor de Diversidad del Edificio**, con lo cual el Consultor Mecánico, por medio del sistema seleccionado, puede generar beneficios adicionales en el

proyecto específico en los costos de operación.

Ilustración 2.1 Muestra los elementos constructivos de la carga térmica.



Fuente: Curso Cargas Térmicas (Escuela de Refrigeración del Perú, 2020)

Para el cálculo de la carga térmica se deben tener en cuenta las consideraciones de las características del local, cargas internas y cargas externas como lo menciona (Carrier Air Conditioning Company, 1980) en su libro "Manual de Aire Acondicionado"; lo cual detallamos:

a. **Características del local y fuentes de carga térmica**

Para una estimación más realista de las cargas en el espacio que va a ser acondicionado se requiere de planos de detalles mecánicos y arquitectónicos, croquis del terreno. En todo caso debe considerarse los siguientes aspectos físicos.

1. Orientación del edificio

- Puntos cardinales "Efectos del sol y viento"
- Estructuras permanentes Próximas "efecto de sombra."

- Superficies reflectantes “agua, arena, lugar de estacionamiento
2. Destino del local: Oficina, Hospital, Local de ventas, Fábricas, Taller, Salas eléctricas.
 3. Dimensiones del local “Largo, Ancho, Alto”
 4. Altura de techo “de suelo a techo, espacio entre cielo raso y las vigas.
 5. Columnas y Vigas “Tamaño, Profundidad y cartelas o riostras angulares.
 6. Material de construcción “Materiales y espesor de paredes, techos, suelos y tabiques y su posición relativa en la estructura
 7. Condiciones exteriores: color exterior de las paredes y techumbre, sombra proyectada por edificios adyacentes y luz solar.
 8. Ventanas “dimensiones y situación, marcos de madera o metal, Cristal simple o múltiple d las ventanas y distancia del marco de la ventana a la cara exterior de la pared.
 9. Puertas: situación, tipo, dimensiones y frecuencia de empleo.
 10. Escaleras, ascensores y escaleras mecánicas
 11. Ocupantes: número, tiempo de ocupación, naturaleza de la actividad, alguna concentración especial.
 12. Alumbrado
 13. Motores “potencia de entrada de motores eléctricos no es necesariamente igual a la potencia útil dividida por el rendimiento.
 14. Utensilios, maquinaria comercial, equipos electrónicos “situación, potencia indicada de consumo de vapor o gas, cantidad de aire extraído o necesario para su empleo. Consumo de energía eléctrica.
 15. Ventilación: metros cúbicos por persona o por metro cuadrado

16. Almacenamiento térmico: comprende el horario de funcionamiento del sistema (12, 16 o 24 horas del día) con especificación de las condiciones punta exteriores.
17. Funcionamiento continuo o intermitente; si el sistema debe funcionar cada día laborable durante la temporada de refrigeración o solamente en ocasiones como ocurre en las iglesias y salas de baile.

b. Cargas Internas

Para el cálculo de la Cargas Internas se debe considerar los siguientes componentes los cuales son los responsables de la disipación de calor dentro de la sala eléctrica.

1. Personas
2. Alumbrado
3. Motores eléctricos
4. Tuberías y depósitos
5. Diversas fuentes de calor

c. Cargas Externas

Para el cálculo de la Cargas Externa se debe considerar los siguientes componentes los cuales son los responsables de la disipación de calor dentro de la sala eléctrica.

1. Rayos del sol que entran por las ventanas
2. Rayos del sol que inciden sobre las paredes y techos
3. Temperatura del aire exterior
4. Presión de vapor de agua.
5. Viento que sopla contra una pared del edificio

6. Aire exterior necesario para la ventilación

Datos de condiciones exteriores para la presente tesis:

Dentro de la metodología de cálculo de la carga térmica es necesario conocer ciertos parámetros relacionados a las características geográficas del lugar de estudio. A continuación, los mencionamos.

Tabla 2.1 Valores condiciones exteriores entregados por la empresa minera

PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD
Temperatura del Bulbo Seco - Verano	24	°C
Temperatura del Bulbo Húmedo - Verano	12	°C
Temperatura del Bulbo Seco - Invierno	4	°C
Altura sobre nivel del mar	3500	m
Latitud	17°15'	S
Longitud	70°35'	W

Fuente: Elaborado en base a la información dada por la empresa minera.

Tabla 2.2 Tipo de calores para el cálculo de la carga térmica

FUENTES Y TIPOS DE CALOR		
Descripción	Calor Sensible	Calor Latente
Personas		
Equipos		
Iluminación		
Paredes, Piso, Techo		
Radiación solar		
Transmisión		
Fuentes de Vapor		
Total =	QSEN	QLAT

Fuente: Curso de Cargas Térmicas (Escuela de Refrigeración del Perú, 2020)

El cálculo del calor total está definido según la ecuación 2.1

$$Q_t = \text{Calor total} = Q_{\text{SEN}} + Q_{\text{LAT}}$$

$$\text{Factor de calor sensible} = \frac{Q_{\text{Sen}}}{Q_{\text{Tot}}} \quad \text{Ecuación 2.1}$$

El calor que podemos encontrar en un ambiente puede ser de dos formas, según la (Escuela de Refrigeración del Perú, 2020) nos indica que:

d. **Calor sensible**

Es aquel flujo de energía que se le adiciona o se quita al aire para que cambie su estado variando su temperatura.

e. **Calor latente**

Es aquel flujo de energía que se le adiciona o se quita AL AIRE para cambiarlo de FASE. Aplicando este concepto al aire, el calor latente es aquel flujo de energía que se le adiciona o se quita para que varíe su humedad absoluta (W).

Datos para el cálculo de la carga de calor sensible:

1. Número de personas
2. Calor sensible de personas
3. Calor latente de personas
4. Área de la zona en m²
5. Altura m²
6. Ubicación geográfica (grados- latitud- altitud-hemisferio)
7. Condiciones exteriores (TBS-HR (dato proporcionado por ASHRAE))
8. Potencia de iluminación
9. Variación de la temperatura en 24 horas

10. Horas de funcionamiento de equipamiento

11. Temperatura exterior en la hora más caliente

12. Potencia de equipos dentro de la sala

Tabla 2.3 Condiciones recomendadas de Confort Térmico.

TIPO DE APLICACIÓN	VERANO					INVIERNO				
	DE LUJO		PRÁCTICA COMERCIAL			CON HUMECTACIÓN			SIN HUMECTACIÓN	
	Temperatura seca (°C)	Húm. rel. %	Temperatura seca (°C)	Húm. rel. %	Variación de temperatura (°C) **	Temperatura seca (°C)	Húm. rel. %	Variación de temperatura (°C) ***	Temperatura seca (°C)	Variación de temperatura (°C) ***
CONFORT GENERAL Apartamento, Chalet, hotel, Oficina, Colegio, Hospital, etc.	23-24	50-45	25-26	50-45	1 a 2	23-24	35-30	-1,5 a -2	24-25	-2
TIENDAS COMERCIALES (Ocupación de corta duración) Bancos, Barbero y peluquería, Grandes almacenes, Supermercados, etc.	24-26	50-45	26-27	50-45	1 a 2	22-23	35-30 ****	-1,5 a -2	23-24	-2
APLICACIONES DE BAJO FACTOR DE CALOR SENSIBLE (Carga latente elevada) Auditorio, Iglesia, Bar, Restaurante, Cocina, etc.	24-26	55-50	26-27	60-50	0,5 a 1	22-23	40-35	-1 a -2	23-24	-2
CONFORT INDUSTRIAL Secciones de montaje, Salas de máquinas, etc.	25-27	55-45	26-29	60-50	2 a 3	20-22	35-30	-2 a -3	21-23	-3

* La temperatura seca de proyecto para el ambiente interior debería ser reducida cuando hay paneles radiantes calientes, adyacentes a los ocupantes, e incrementada cuando aquéllos son fríos, a fin de compensar el incremento o disminución con el calor radiante intercambiado desde el cuerpo. Un panel frío o caliente puede ser un cristal sin sombras o muros exteriores acristalados (calientes en verano, fríos en invierno), o tabiques delgados con espacios adyacentes calientes o fríos. Un suelo directamente sobre tierra y muros por debajo del nivel del suelo son paneles fríos durante el invierno y con frecuencia también durante el verano. Tanques calientes, hogares y máquinas son paneles calientes.

** La variación de temperatura es por encima de la posición del termostato durante la máxima carga térmica en verano.

*** La variación de temperatura es por debajo de la posición del termostato durante la máxima carga térmica en invierno (sin luces, ocupantes o aportaciones solares).

Fuente: Tabla 4 del Manual (Carrier Air Conditioning Company)

f. Transmisión de calor a través de paredes

Para (Carrier Air Conditioning Company, 1980 págs. 1-53): “La ganancia de calor por las paredes exteriores (muros y techumbres) se calcula en la hora de máximo flujo térmico, y se calcula entre el calor absorbido por las paredes y por la temperatura que baña las paredes interiores y exteriores.

$$q = K \cdot A \cdot \Delta t_a \quad \text{Ecuación 2.2}$$

Donde:

q = flujo de calor Kcal/h

K= Coeficiente global de trasmisión Kcal/h*m³*°C.

A= Superficie considerada en metros cuadrados

Δt_a = Diferencia equivalente de temperatura en °C

Ilustración 2.2 Calor Absorbido por muros de acuerdo con su coeficiente de transmisión de calor de cada material

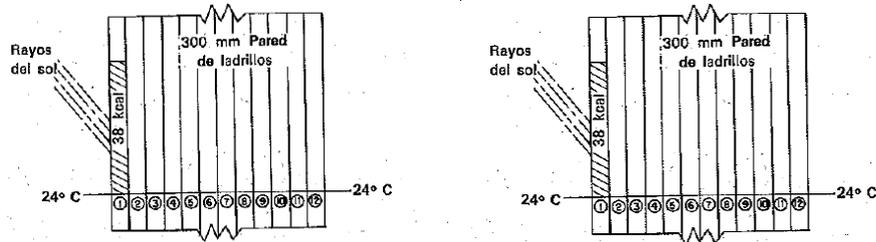


FIG. 22. Calor solar absorbido en la primera lámina FIG. 22. Calor solar absorbido en la primera lámina

Fuente: Manual (Carrier Air Conditioning Company págs. 1-54)

g. Coeficientes de transmisión Global K

Para (Carrier Air Conditioning Company, 1980 págs. 1-58): “Este coeficiente expresado en $Kcal/h * m^2 * °C$, indica la cantidad de calor intercambiada en una hora a través de una pared por m² de superficie y por °C de diferencia entre las temperaturas del aire que baña las caras interiores y exteriores del muro”.

En la **Gráfico 2.5** podemos ver los coeficientes de transmisión global K para muros de mampostería en invierno y verano. Estos coeficientes se encuentran agrupados en las tablas que se encuentran en los libros del tema o también en caso sea un material no común o especial, los datos deberán ser proporcionados por el fabricante.

Así como para mampostería existen muros de albañilería con paramento, muros de construcción ligera, muros tipo industrial, Muros de construcción ligera, tipo cortina, tabiques dobles, tabiques de albañilería

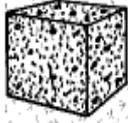
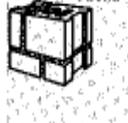
El K se calcula de la siguiente forma.

1. Primero se calcula la resistencia de cada material que compone la pared.

2. Tanto interiores como exteriores, techos estos materiales son dados por el cliente.
3. Se suma las resistencias $R = r_1 + r_2 + r_3 + r_4 + \dots + r_n$.
4. Se calcula la inversa de R, Entonces $1/R = K$.

El número de paréntesis dan el peso en Kg/m². El peso total es igual a la suma de los pesos de los diversos componentes.

Tabla 2.4 Coeficientes de transmisión global K para muros

TIPO DE CONSTRUCCIÓN	ESPESOR (cm) y peso (kg/m ³)	REVESTIMIENTO INTERIOR										
		Ninguno	Revoque de yeso 10 mm (10)	Enlucido 15 mm		Entramado metálico sobre forro		Yeso 10 mm o entramado madera sobre forro		Panel aislante sin enlucido o con enlucido sobre forro		
				De arena (30)	Ligero (15)	Enlucido de arena 20 mm (35)	Enlucido ligero 20 mm (15)	Enlucido de arena 12 mm (35)	Enlucido ligero 12 mm (10)	Panel de 12 mm (10)	Panel de 25 mm (20)	
LADRILLO MACIZO 	Paramento y ordinario	20 (425)	2,34	2,09	2,20	2,00	1,51	1,37	1,42	1,32	1,07	0,78
		30 (600)	1,71	1,5	1,61	1,46	1,22	1,12	1,12	1,07	0,93	0,68
		40 (846)	1,32	1,22	1,27	1,22	1,02	0,93	0,98	0,93	0,78	0,63
	Ordinario solamente	20 (391)	2,00	1,76	1,90	1,71	1,37	1,27	1,27	1,22	1,02	0,73
		30 (586)	1,51	1,37	1,46	1,32	1,12	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68
		40 (781)	1,22	1,12	1,17	1,12	0,93	0,88	0,88	0,88	0,78	0,59
ADQUINES 		20 (488)	3,27	2,68	3,07	2,59	1,90	1,66	1,71	1,56	1,27	0,88
		30 (732)	2,68	2,29	2,54	2,25	1,66	1,51	1,51	1,42	1,17	0,83
		40 (976)	2,29	2,00	2,20	1,95	1,51	1,37	1,37	1,32	1,07	0,78
		60 (1466)	1,76	1,55	1,71	1,56	1,27	1,17	1,17	1,12	0,93	0,73
ADOBE O LADRILLO		20 (127)	1,66	1,45	1,56	1,46	1,22	1,12	1,12	1,07	0,88	0,59
		30 (195)	1,22	1,12	1,17	1,12	0,98	0,88	0,88	0,88	0,73	0,68
HORMIGÓN VERTIDO 	2250 Kg/m ³	15 (342)	3,66	2,68	3,37	2,83	2,00	1,76	1,81	1,66	1,32	0,88
		20 (454)	3,27	2,39	3,07	2,59	1,90	1,66	1,71	1,56	1,27	0,83
		25 (571)	2,98	2,15	2,78	2,39	1,76	1,56	1,61	1,51	1,22	0,83
		30 (683)	2,68	1,95	2,54	2,20	1,66	1,51	1,51	1,42	1,17	0,78
	1300 Kg/m ³	15 (195)	1,51	1,37	1,46	1,32	1,12	1,02	1,07	1,02	0,88	0,68
		20 (259)	1,22	1,12	1,17	1,12	0,93	0,88	0,88	0,88	0,78	0,59
		25 (322)	1,02	0,93	0,98	0,93	0,83	0,78	0,73	0,68	0,68	0,54
		30 (390)	0,88	0,83	0,83	0,73	0,73	0,68	0,68	0,68	0,59	0,49
	500 Kg/m ³	15 (73)	0,63	0,63	0,63	0,63	0,59	0,54	0,54	0,54	0,63	0,44
		20 (97)	0,49	0,49	0,49	0,49	0,44	0,44	0,44	0,44	0,49	0,34
		25 (122)	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39	0,34	0,34	0,34	0,39	0,29
		30 (146)	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,34	0,29	0,29	0,29
AGLOMERADO HUECO 	Arena y gravilla	20 (210)	2,54	2,15	2,34	2,10	1,61	1,42	1,46	1,37	1,12	0,83
		30 (307)	2,29	2,00	2,20	1,95	1,51	1,37	1,37	1,32	1,07	0,78
	Escorias	20 (180)	1,90	1,71	1,81	1,66	1,32	1,22	1,22	1,17	0,98	0,73
		30 (259)	1,76	1,61	1,71	1,56	1,27	1,17	1,12	1,12	0,93	0,73
	Ligero	20 (156)	1,71	1,56	1,66	1,51	1,27	1,12	1,17	1,07	0,93	0,73
		30 (200)	1,56	1,42	1,51	1,37	1,17	1,07	1,07	1,02	0,88	0,68

Fuente Extraído del Manual (Carrier Air Conditioning Company)

h. Potencia de iluminación

Según lo indica la (Escuela de Refrigeración del Perú, 2020) la potencia de iluminación: “Corresponde a potencia de iluminación del local, es decir cuanta energía en kW se va a consumir la sala eléctrica.

Esta energía es real (dato del cliente) o en función al tipo de actividad que

se realizará en el local y su área respectiva puede ser estimada con la siguiente tabla”

Tabla 2.5 Potencia de Iluminación por unidad de área

Finalidad del local o tipo de actividad	Potencia nominal De Iluminación (LUX)	Potencia de Lámparas (W / m2)	
		Lámparas incandescente	Lámparas Fluorescente
Almacenes, viviendas, restaurantes, teatros	120	25	8
Trabajos de oficina con tareas normales para la vista, clases de enseñanza normales, trabajos de montaje sencillo.	250	55	16
Salas de lectura, Laboratorios de investigación, grandes almacenes, salas de exposición y ferias, trabajos de montaje algo delicados.	500	110	32
Supermercados, montajes de precisión.	750	170	50
Oficinas grandes, quirófanos, dibujos técnicos, montaje de aparatos de precisión en la industria eléctrica, mecánica de precisión.	1000	-	65
Montaje de alta precisión	1500	-	100
Piezas electrónicas de sub.-miniatura, relojería, trabajos de grabado en cobre y acero.	2,000	-	130

Fuente Ahorro de Energía - CIP

(Pita, 1994 pág. 149) nos indica que “La ecuación para calcular la ganancia de calor debida al alumbrado es:

$$Q = 3.4 * W * FB * FCE$$

Donde:

Q = ganancia neta de calor debida al alumbrado, BTU/h

W= Capacidad de alumbrado, watts

FB= Factor de Balastro FCE = Factor de carga de enfriamiento para el alumbrado”

i. Equipamiento Interior

Es la ganancia de calor debido a aparatos eléctricos internos, en el caso de la sala eléctrica en estudio, la conforman los gabinetes eléctricos, transformadores, variadores de frecuencias, los gabinetes de comunicaciones, celdas eléctricas.

Tabla 2.6 Ganancia de calor por artefactos eléctricos.

TIPO DE APARATO	ELECTRICOS				DE GAS				DE VAPOR			
	Sin campana			Con campana ²	Sin campana			Con campana ²	Sin campana			Con campana ²
	Sensible	Latente	Total	100% Sensible	Sensible	Latente	Total	100% Sensible	Sensible	Latente	Total	100% Sensible
Parrilla o asador de 31 in x 20 in x 18 in					11,700	6,300	18,000	3,600				
Cafetera y calentador de café por quemador	770	230	1,000	340	1,750	750	2,500	500				
Cafetera de 2 galones	2,550	850	3,400	1,000	3,500	1,500	5,000	1,000	2,180	1,120	3,300	1,000
de 5 galones	3,850	1,250	5,100	1,600	5,250	2,250	7,500	1,500	3,300	1,700	5,000	1,600
de 8 galones (gemelas)	5,200	1,600	6,800	2,100	7,000	3,000	10,000	2,000	4,350	2,250	6,600	2,100
Freidor de grasa: grasa # 15	2,800	6,600	9,400	3,000	7,500	7,500	15,000	3,000				
grasa # 21	4,100	9,600	13,700	4,300								
Calentador de platos secos por pie cuadrado, parte superior	320	80	400	130	560	140	700	140				
Plancha de freír por pie cuadrado de parte superior	3,000	1,600	4,600	1,500	4,900	2,600	7,500	1,500				
Comal (dos unidades de calentamiento)					5,300	3,600	8,900	2,800				
Estufa de órdenes rápidos (parrillas abiertas) por quemador					3,200	1,800	5,000	1,000				
Mesa de vapor, por pie cuadrado					750	500	1,250	250	500	325	825	260
Testador:												
Continuo												
360 rebanadas por hora	1,960	1,740	3,700	1,200	3,600	2,400	6,000	1,200				
720 rebanadas por hora	2,700	2,400	5,100	1,600	6,000	4,000	10,000	2,000				
Con expulsor de 4 rebanadas	2,230	1,970	4,200	1,300								
Wafflera de 18 in x 20 in x 13 in (2 parrillas)	1,680	1,120	2,800	900								
Secadora de pelo:												
Tipo ventilador	2,300	400	2,700									
Tipo casco	1,870	330	2,200									
Mecheros de laboratorio:												
De Bunsen					1,880	420	2,100					
Cola de pescado					2,800	700	3,500					
De Meeker					3,350	840	4,200					
Anuncios de neón, por pie de tubo	60		60									
Esterilizador	650	1,200	1,850									
Máquinas expendedoras:												
De bebidas calientes			1,200									
De bebidas frías			625									

Fuente: Libro (Pita, 1994 pág. 154)

2.2.6 Psicrometría

La (Escuela de Refrigeración del Perú, 2020) en su curso de Psicrometría no dice que: “Es el estudio de las propiedades termodinámicas del aire húmedo y del efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales, productos y el confort humano. Así mismo nos permite visualizar los procesos del aire”.

Para visualizarlo se hace uso de la carta psicrométrica en la cual podemos identificar las propiedades del aire y generar el proceso que nos lleve a las condiciones del aire que queremos tener, a esto le llamamos “Proceso Psicométrico” lo cual es necesario para poder seleccionar correctamente de los equipos de aire acondicionado.

Procesos generales son:

- a. ENFRIAR “Bajar Temperatura”,
- b. CALENTAR “Eleva Temperatura”
- c. HUMIDIFICAR “Eleva el agua en el aire”

d. DESUMIDIFICAR “Bajar el agua en el aire”

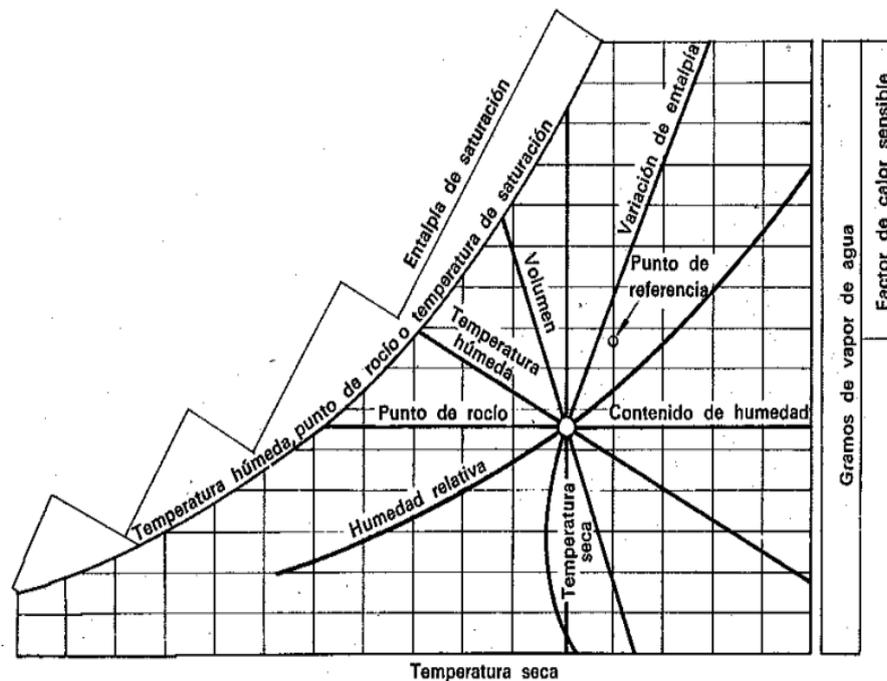
Para (Sección 5.2.1.1 ASHRAE 55, 2010): “Las relaciones de gas perfectas se pueden utilizar en lugar de estas fórmulas en la mayoría de los problemas de los sistemas de aire acondicionado. Kuehn y col. (1998) mostró que los errores son inferiores al 0,7% en el cálculo de la relación de humedad, entalpía y volumen específico de saturados, aire a presión atmosférica estándar para un rango de temperatura de -50 a 50 ° C. Además, estos errores disminuyen al disminuir presión”.

Según (Carrier Air Conditioning Company, 1980 págs. 1-109): “Procesos Psicrométricos”.

- a. Temperatura de bulbo seca: La temperatura que registra un termómetro ordinario. °C
- b. Temperatura de bulbo Húmeda: La temperatura que indica un termómetro cuyo bulbo está cubierto por una mecha húmeda y expuesta a una corriente rápida de aire. °C
- c. Temperatura de punto de rocío: la temperatura a la cual empieza la condensación de humedad cuando el aire se enfría. °C
- d. **Humedad relativa:** Relación entre la presión del vapor de agua contenido en el aire y la presión de vapor saturado a la misma temperatura.
- e. **Humedad específica o contenido de humedad:** El peso de vapor de agua expresado en gramos por kilo de aire seco. [Lb H₂O / Lb Aire
- f. **Entalpía:** Calidad de calor contenida en el aire, contada a partir de los 0°C. Btu/Lb]
- g. **Variación de entalpía:** Cualquiera que sea la temperatura considerada, la entalpía arriba mencionada se supone en la saturación. Para el aire no saturado se tendrá que corregir utilizando la línea de variación de entalpía en casos en los que es necesaria una gran presión.

- h. **Volumen específico:** Los m³ de aire húmedo que corresponde a 1 Kg de aire seco.
- i. **Factor de calor sensible:** Relación entre los calores sensible y total
- j. **Punto de referencia:** situado a los 26.7°C y 50% de humedad relativa y se emplea junto con la escala de factores de calor sensible para dibujar las líneas del proceso de aire acondicionado.
- k. **Kilos de aire seco:** Constituyen la base de todos los cálculos psicrométricos y permanecen constante durante todos los procesos”.

Gráfico 2.2 Esquema del diagrama Psicrométrico



Fuente: Libro (Carrier Air Conditioning Company págs. 1-109)

2.2.6.1 Temperatura de bulbo Húmedo

La (Escuela de Refrigeración del Perú, 2020) indica; “Es la Temperatura que mide el mismo Termómetro, pero cuyo Bulbo esta Húmedo (Cubierto por un Algodón mojado). Al evaporarse la humedad del algodón produce un efecto de enfriamiento o disminución de la temperatura (para evaporarse necesita sacar calor de algún lado)

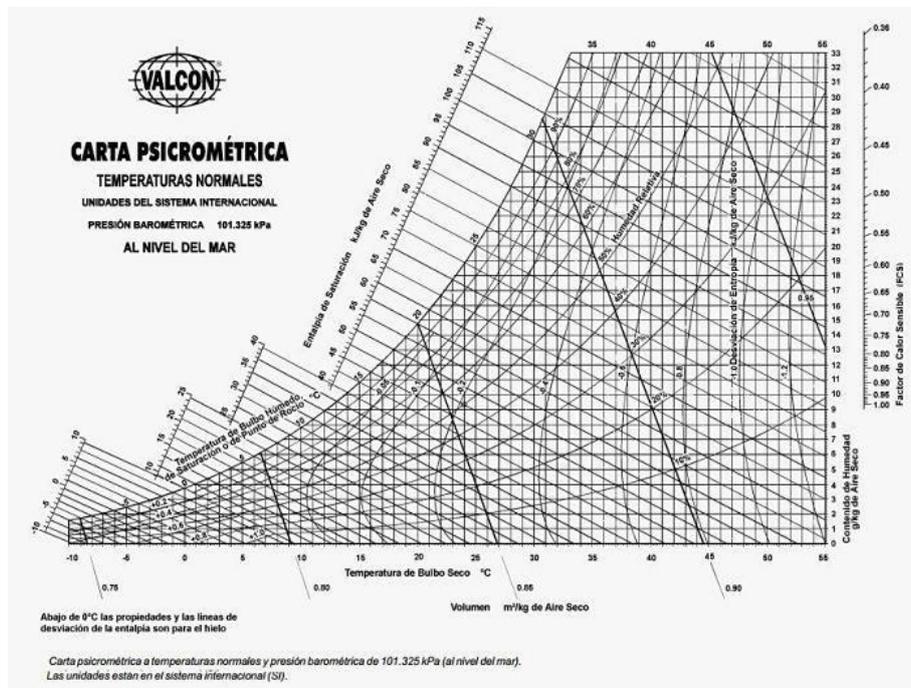
Esta evaporación se realiza en la medida que el aire circundante al termómetro ACEPTE humedad (si el aire está saturado 100% HR, ya no hay proceso de evaporación)”.

2.2.6.2 Temperatura de Bulbo Seco:

La (Escuela de Refrigeración del Perú, 2020) indica; “Es la Temperatura que mide un Termómetro cuyo Bulbo está Seco.

TBH =< TBS; TBH = TBS cuando la humedad relativa del aire circundante es 100%”

Gráfico 2.3: Esquema del diagrama psicrométrico

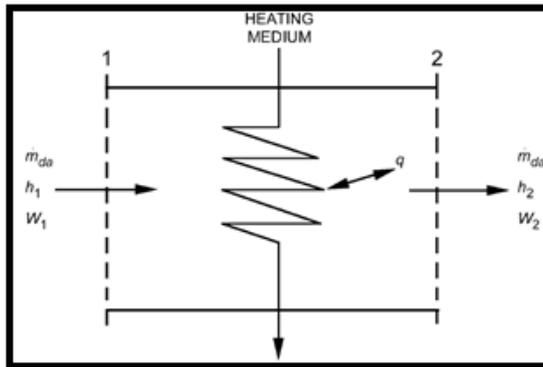


Fuente: Libro (Carrier Air Conditioning Company págs. 1-110)

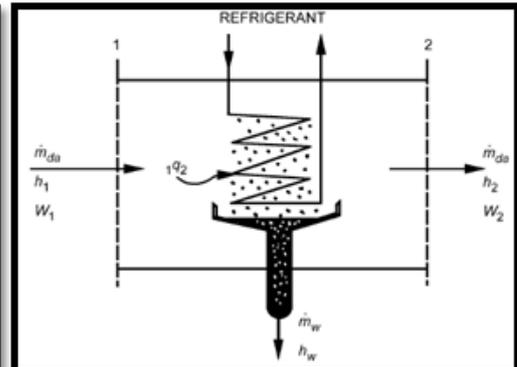
2.2.6.3 Esquemas de procesos del aire acondicionado

De la traducción de (ASHRAE , 2001 pág. 109): “La tabla psicrométrica de ASHRAE se puede utilizar para resolver números problemas y proceso con aire húmedo. Se muestra a continuación procesos con aire húmedo”.

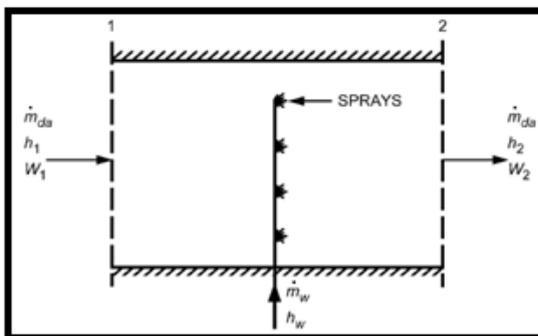
Ilustración 2.3 Procesos de la presión total constante de 101.325 KPa



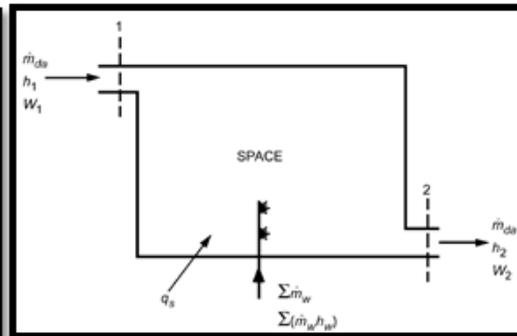
Esquema de dispositivo para calentar el aire húmedo



Esquema del dispositivo para enfriar aire húmedo



Esquema que muestra la inyección de agua en aire húmedo



Esquema del espacio con aire acondicionado

Fuente: Norma Técnica (ASHRAE , 2001 pág. 109)

2.2.7 Cálculo de caudal de presurización

El objetivo de hallar un caudal de presurización dentro de la sala eléctrica es:

1. Para mantener la presión de al menos 25 Pa con todas las ranuras cerradas.
2. Proporcionar una velocidad mínima hacia el exterior de 0,305 m/s a través de todas las ranuras abiertas. La velocidad se medirá con todas estas ranuras simultáneamente abiertas, y una caída de presión por debajo de 25 Pa permitida cumpliendo con este requisito.

La presurización de una sala depende de la capacidad del aire para acumularse dentro de una habitación. La fuga dentro o fuera de la habitación es un factor clave.

Este tipo de salas son construidas con la finalidad de mantener lo más aislado del ambiente exterior el equipamiento instalado dentro de éstas, las interacciones con el exterior son mínimas y se pueden reducir sólo a las puertas, ya que estas instalaciones no cuentan con ventanas y todas las pasadas de cables son selladas.

Para cumplir con mantener la presurización de la sala se debe realizar un estudio de los caudales de fuga en puertas, en el **Capítulo 3 Flow of Air and Smoke del Handbook of Smoke Control Engineering de (ASHRAE)** se estudian las ecuaciones para el flujo de aire y humo, áreas efectivas, simetría y las fuerzas motrices del movimiento del humo o aire. Es en este capítulo donde se encuentra el Método GAP, en el cual se desarrolla el método de separación para determinar el flujo de aire a través de ranuras de geometría diferente, tales como las de conjuntos de puertas

2.2.8 Dimensionamiento de ductos.

Para la determinación de las dimensiones y la caída de presión del sistema de ductos se utilizará el método de igual fricción o caída de presión constante de acuerdo con el procedimiento especificado en el (Carrier Air Conditioning Company, 1980)

El Método de diseño para dimensionar los conductos será el método de igual fricción en baja velocidad. La base de este método de dimensionamiento de conductos es que se selecciona un valor para la pérdida de presión por fricción por longitud de ducto, y se mantiene constante para todas las secciones de ducto del sistema. El valor que se selecciona se basa en general en la velocidad máxima permisible en el conducto principal.

2.2.8.1 Cálculo de conductos

Se realizará cálculos en conductos de baja y alta velocidad, Estos datos se verán reflejados en gráficos de pérdidas de carga normales, las velocidades recomendadas, perdidas en bifurcaciones.

En los gráficos de pérdidas de carga los conductos por los que circula aire

tienen una continua pérdida de presión, Lo que llamamos también pérdida de carga por rozamiento y depende de:

1. La velocidad del aire
2. Tamaño de los conductos
3. Rugosidad de la superficie interior
4. Longitud de los conductos

Para la obtención de la pérdida de carga de los conductos de aire dentro de las condiciones usuales de trabajo de los sistemas de climatización puede utilizarse la ecuación:

$$\Delta P = 0.4 * f * \left(\frac{L}{D^{1.22}}\right) * V^{1.82} \quad \text{Ecuación 2.3}$$

Donde:

ΔP = Pérdida de carga en Pa.

f = Rugosidad de la superficie interior en mm (0.09 para el conducto galvanizado).

L = Longitud del conducto en m.

D = Diámetro del conducto en m.

v = velocidad del aire m/s.

Esta ecuación es la que se utiliza para construir el gráfico de pérdidas de carga para conductos galvanizados de rugosidad absoluta 0.09 mm, De acuerdo con el **Gráfico 2.4**. Este gráfico puede utilizarse en los sistemas que transportan aire a temperaturas comprendidas entre 0 y 49°C, y para altitudes de hasta 600 m sin necesidad de corregir la densidad del aire.

2.2.8.2 Velocidad del aire

En el **Gráfico 2.4** proporciona las velocidades recomendadas para los

conductos de impulsión y de retorno para sistemas de baja presión con presiones dinámicas, para dichos la “velocidad recomendada” es hasta los 12 m/s.

2.2.8.3 Pérdida de carga

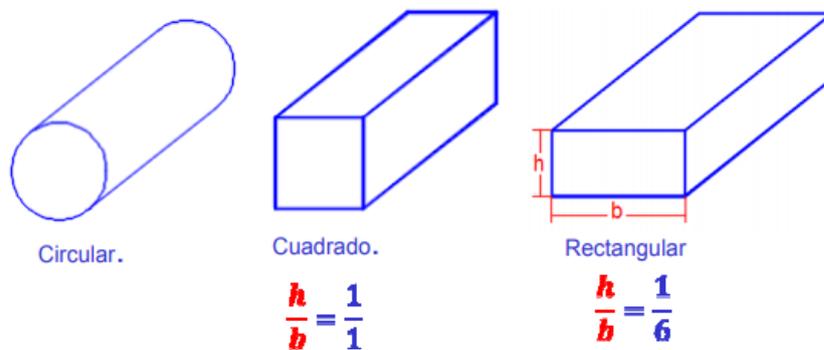
En el **Gráfico 2.4** nos proporciona la pérdida de carga en milímetros columna de agua por metro de longitud equivalente del conducto.

Para determinar la pérdida de una sección del conducto se multiplica su longitud equivalente por la pérdida de carga deducida del gráfico.

2.2.8.4 Relación de forma para ductos.

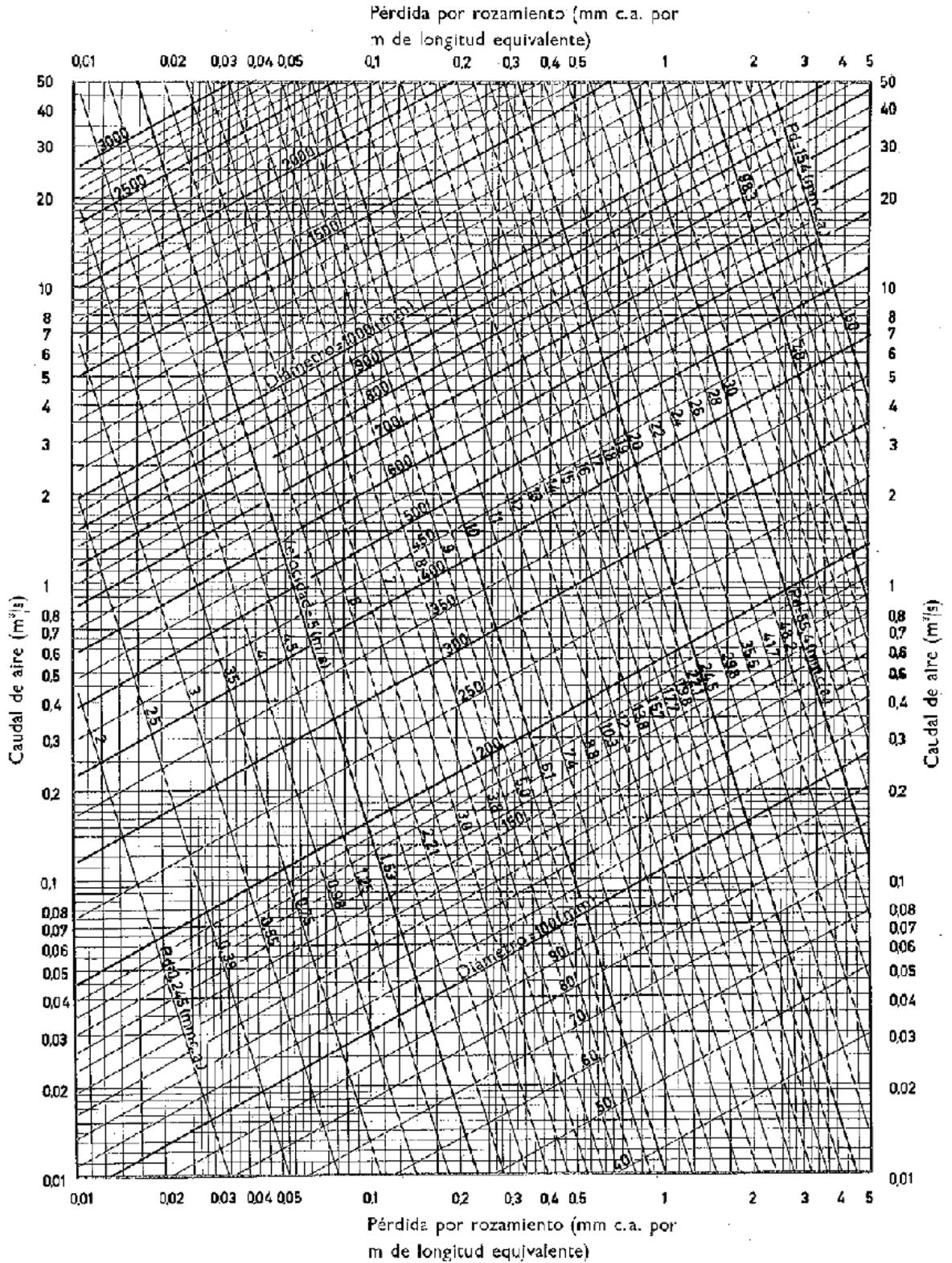
Es la relación entre las dimensiones mayor y menor de la sección transversal del ducto para los ductos de forma rectangular. La relación de forma máxima recomendable es de 1:6.

Ilustración 2.4 Tipos de conductos para aire acondicionado



Fuente: Curso Cargas Térmicas (Escuela de Refrigeración del Perú)

Gráfico 2.4 Diagrama de pérdida por rozamiento en conductos



Fuente: Manual (Carrier Air Conditioning Company)

2.2.8.5 Caída de presión estática

Para diseños de caída de presión estática mediante el software McQuay lo recomendable es de 0.1 mmc.a/m o 0.1 in.WG/100ft, verificando los datos de velocidad no mayor a 12 m/s.

Tabla 2.7 Velocidades máximas y mínimas recomendadas para sistemas convencionales

DESIGNACIÓN	VELOCIDADES RECOMENDADAS (FPM)		
	RESIDENCIAS	COLEGIOS, TEATROS, EDIFICACIONES PUBLICAS	EDIFICACIONES INDUSTRIALES
Tomas de aire exterior.	500	500	500
Filtros	250	300	350
Serpentines de calefacción	450	500	600
Serpentines de enfriamiento	450	500	600
Lavadores de aire	500	500	500
Salidas de ventiladores	1000 – 1600	1300 – 2000	1600 – 2400
Ductos Principales	700 – 900	1000 – 1300	1200 – 1800
Ductos secundarios	600	600 – 900	800 – 1000
Montantes	500	600 – 700	800
DESIGNACIÓN	VELOCIDADES MAXIMAS (FPM)		
	RESIDENCIAS	COLEGIOS, TEATROS, EDIFICACIONES PUBLICAS	EDIFICACIONES INDUSTRIALES
Tomas de aire exterior.	800	900	1200
Filtros	300	350	350
Serpentines de calefacción	500	600	700
Serpentines de enfriamiento	450	500	600
Lavadores de aire	500	500	500
Salidas de ventiladores	1700	1500 – 2200	1700 – 2800
Ductos Principales	800 – 1200	1100 – 1600	1300 – 2200
Ductos secundarios	700 – 1000	800 – 1300	1000 – 1800
Montantes	650 – 800	800 – 1200	1000 - 1600

Fuente: Diseño de ductos (Escuela de Refrigeración del Perú, 2020)

2.2.8.6 Criterio Integrado de diseño de ductos

En el diseño de ductos se tienen que tratar cumplir con los dos parámetros recomendados es decir: caída de presión estática por unidad de longitud (DP/m) y velocidad (V) dependiendo de la aplicación de nuestro proyecto (industrial), recordemos que la velocidad del aire en el ducto genera ruido y muchas veces es molesto e incómodo, y la caída de presión estática impacta de manera directamente proporcional sobre la potencia del motor, tenemos que analizar y ver cuál es el criterio predominante en nuestro diseño (DP/m o V).

No siempre DP tiene que ser 0.1; puede ser mayor o menor dependiendo la velocidad seleccionada según la aplicación de nuestro proyecto. Para el diseño de un ducto necesito saber la siguiente información como mínimo:

- a. Caudal de aire.
- b. Dp/L: Caída de presión por unidad de longitud.
- c. Velocidad recomendada según la aplicación

Criterios de diseño-cálculo de sistemas de ductos para el Proyecto-Toquepala:

Los datos que requeriremos para el dimensionamiento de ductos dentro de la sala eléctrica son los que se encuentran en el siguiente cuadro

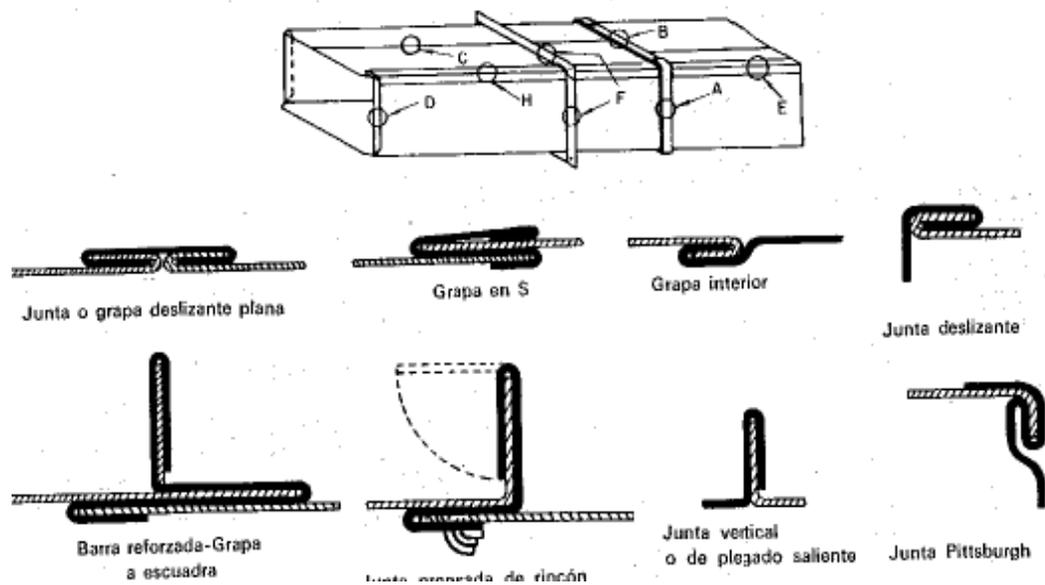
Tabla 2.8 Parámetros del aire dentro de la sala eléctrica

CONDICIONES GENERALES-SALA DE EQUIPOS Y SALA DE GABINETES			
PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD	FUENTE
Velocidad Máxima en ducto de equipo*	2200-2500	FPM	Handbook of Air Conditioning System Design - Carrier
Velocidad Máxima en ductos Principales de suministro*	3000	FPM	Handbook of Air Conditioning System Design - Carrier
Velocidad Máxima en ductos Principales de retorno*	1800	FPM	Handbook of Air Conditioning System Design - Carrier
Velocidad Máxima en ramales secundarios de suministro. *	2200	FPM	Handbook of Air Conditioning System Design - Carrier
Velocidad Máxima en ramales secundarios de retorno*	1500	FPM	Handbook of Air Conditioning System Design - Carrier
Perdida por fricción en ductos de suministro	0,15	In WG / 100 FT	Seleccionado para el proyecto

Perdida por fricción en ductos de Retorno	0,1	In WG / 100 FT	Seleccionado para el proyecto
Aislamiento Térmico de ductos.	Aislamiento externo 1 ½"		R.I.T.E
(*) La velocidad recomendada para una aplicación industrial			

Fuente: Elaborado en base a las normas técnicas mencionadas

Ilustración 2.5 Formas de engrampe para fabricación de ductos



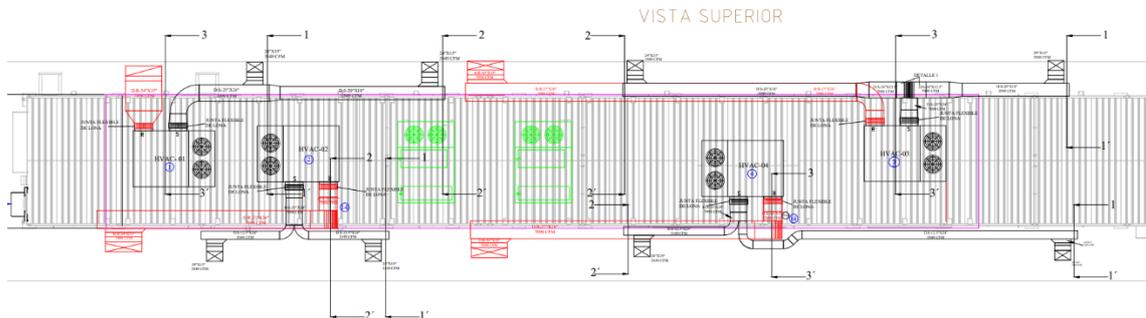
Fuente: Manual (Carrier Air Conditioning Company)

Tabla 2.9 Construcción recomendada para ductos

DIMENSIÓN DEL CONDUCTO (cm)	GRUESO DE LA CHAPA (mm) Acero y aluminio	CONSTRUCCIÓN RECOMENDADA	
		Refuerzo	Juntas y costuras
Hasta 20	0,6		
de 20 a 60	0,8		
de 60 a 90	1	Refuerzo con zuncho de perfil angular de 30 × 30 × 3 mm, espaciado sobre centros a 2,5 m.	Las secciones de conducto cilíndricas estén unidas mediante soldadura, manguito o enchufe en un extremo del conducto.
de 90 a 120	1	Refuerzo con zuncho de perfil angular de 30 × 30 × 3 mm, espaciado sobre centros a 1,5 m.	Las costuras en conductos cilíndricos pueden ser de soldadura continua o longitudinales ranuradas.
de 120 a 180	1,5		
180 y más	2	Refuerzo con zuncho de perfil angular de 40 × 40 × 4 mm, espaciado sobre centros a 1,2 m.	

Fuente: Manual (Carrier Air Conditioning Company, 1980)

Ilustración 2.6 Ductos de Aire Acondicionado Sala Eléctrica 292400-ER-001



Fuente: Planos Mecánicos del Sistema de Aire Acondicionado

2.3 Base Conceptual

2.3.1 Sistema de Aire Acondicionado o Climatización

Según (Quadri, 2008 pág. 9) un sistema de aire acondicionado “es la realización de determinadas funciones destinadas a proporcionar destinadas a proporcionar durante todo el año, el confort térmico y la calidad del aire interior para la vida de las personas o el mejoramiento de los diferentes procesos industriales. Como mínimo, las instalaciones deben efectuar los siguientes procesos básicos:

- Control de temperatura y humedad
- Ventilación y calidad del aire interior
- Filtrado
- Circulación.

Estos procesos deben realizarse:

- Automáticamente
- Sin ruidos molestos
- Con el menor consumo energético

- Sin producir contaminación al medio ambiente”

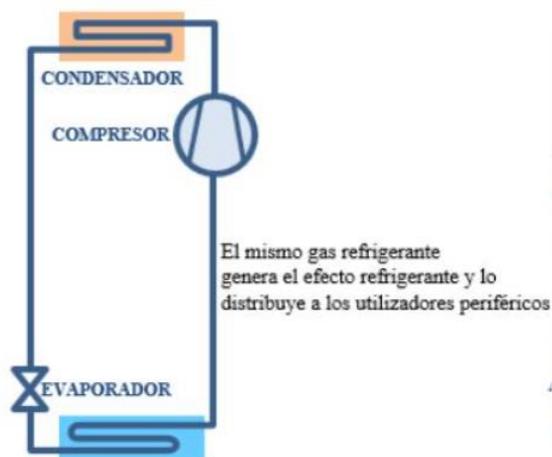
2.3.2 Tipos de Sistemas de aire acondicionado

2.3.2.1 Sistema de expansión directa

Este tipo de sistema es un sistema autónomo, el cual está conformado por un condensador (unidad exterior) y un evaporador (unidad interior) conectadas entre sí por tuberías de cobre. En estos equipos se realiza un intercambio directo del aire a climatizar dentro del recinto y el refrigerante que circular por las tuberías de cobre y el serpentín del equipo.

El aire se enfría por expansión y medio que usa para la transferencia de calor es un “refrigerante” el cuál es una sustancia que es un agente de enfriamiento por sus propiedades especiales de punto de evaporación y condensación.

Ilustración 2.7 Sistema de expansión directa

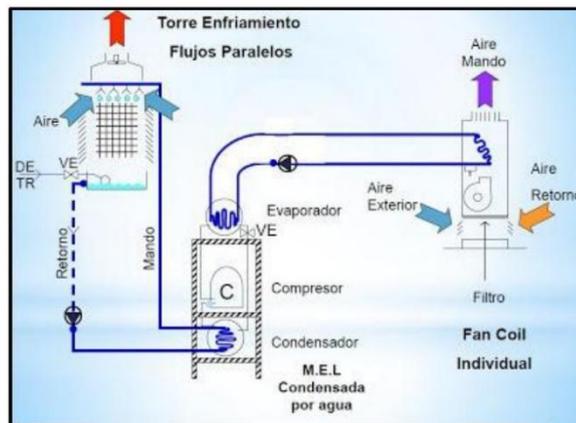


Fuente: Pagina Web (Intarcon)

2.3.2.2 Sistema de expansión indirecta

Por lo general este tipo de sistemas se dan en sistemas enfriados por agua en la cual la transferencia de calor inicia con el agua y el gas refrigerante, posteriormente luego un intercambio de calor entre el refrigerante y aire mezclado para trasladarlo a la unidad interior (evaporador). Esto es usado dentro del área industrial y comercial para sistemas de gran capacidad.

Ilustración 2.8 Sistema de expansión indirecta



Fuente: Pagina Web (Acondicionamiento térmico en la arquitectura)

Dentro de los sistemas de aire acondicionado, existen diferentes tipos de evaporadores los cuales se encargan de impulsar el aire climatizado o acondicionado dentro del recinto.

a. Unidad Tipo Ventana

Equipos compactos, donde el evaporador y condensador se encuentran contenidos en el mismo equipo con instalaciones internas que los conectan, son equipos de baja capacidad. Por lo general, se conectan en las ventanas o debajo de alguna de ellas.

Ilustración 2.9 Unidad Tipo Ventana



Fuente: Pagina Web EMPRESA (MOTOREX)

b. Unidad Split decorativo

Estos equipos son en general usados generalmente en oficinas o ambientes pequeños donde no se necesite una gran capacidad de enfriamiento. Existen en dos versiones:

- Mini Split: hasta 24,000 Btu/hr.
- Split Piso Techo: hasta 60,000 Btu/hr.

Ilustración 2.10 Unidad Split decorativo



Fuente: Web Empresa (CONFORT CLIMA)

c. Unidad Fan Coil

Equipos utilizados en sistemas de agua helada en la cual esta circula a través de las tuberías o serpentines y realizan el intercambio de calor con el aire del ambiente.

Ilustración 2.11 Equipo Fan Coil

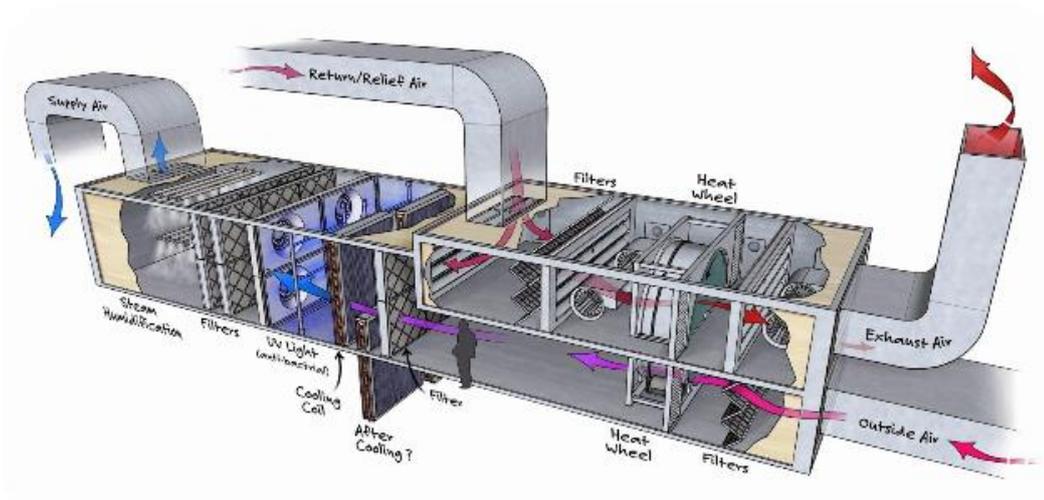


Fuente: Web EMPRESA (MOTOREX, 2021)

d. Unidad Manejadora de aire

Estos equipos son tienen como función principal el tratamiento de aire, para lo cual vienen provistos con paquetes de filtros con determinada eficiencia de aire. Son equipos de gran capacidad que generalmente atienden gran cantidad de ambientes.

Ilustración 2.12 Unidad Manejadora de Aire (UMA)



Fuente: Web (PINTEREST)

e. Equipo Roof Top

Denominados equipos también Equipos Paquetes en el que el ciclo completo de refrigeración viene contenido en él. Estos equipos soportan las caídas de presión, debido a eso son utilizados en lugares de gran altitud.

Ilustración 2.13 Unidad Roof Top



Fuente: Página Web (Brhvac, 2021)

2.3.3 Sistema de Presurización

Es un sistema de inyección de aire a presión positiva y filtrada el cual ingresa a la sala a través de ductos metálicos o directamente desde los equipos a través de vanos construidos en las paredes de las salas eléctricas. Este sistema garantiza que agentes externos no ingresen a la sala tales como: polvo, partículas metálicas, humo, etc.

Los sistemas de presurización también ayudan en reducir el consumo energético de los equipos de aire acondicionado, ya que al ingresar aire fresco del exterior el cual está a menor temperatura que la sala eléctrica los equipos de aire acondicionado reducen el tiempo de funcionamiento hasta llegar a la temperatura de equilibrio, ello tiene un efecto positivo en el consumo energético reduciéndolo de manera importante.

Ilustración 2.14 Equipo Presurizador Marca ISI



Fuente: Foto tomada frente a la Sala Electrica 292400-ER-001

2.3.4 Programas de ingeniería para aire acondicionado

a. Elite CHVAC

(Elite Software, 2009) Indica que el: “Chvac calcula de forma rápida y precisa las cargas máximas de calefacción y refrigeración para edificios comerciales. Las cargas de refrigeración se pueden calcular con el método CLTD o con el nuevo método RTS (Radiant Time Series). El programa permite un número ilimitado de habitaciones que se pueden agrupar en hasta 100 sistemas de tratamiento de aire. Chvac busca automáticamente todas las cargas de enfriamiento y los factores de corrección necesarios para calcular las cargas. Además, puede buscar datos meteorológicos de diseño exterior para más de 2000 ciudades ubicadas en todo el mundo. También existe la posibilidad de editar los datos meteorológicos y agregar datos para otras ciudades. Los informes completos enumeran los datos generales del proyecto, cargas detalladas de la sala, cargas resumidas del controlador de aire, cargas de

aire exterior, cargas totales del edificio, análisis de la envolvente del edificio, requisitos de tonelaje, cantidades de aire CFM, tasas de flujo de agua enfriada (si corresponde) y datos psicrométricos completos con las condiciones de entrada y salida del serpentín. Otras características destacadas incluyen análisis ASHRAE Standard 62, rotación automática del edificio, orientaciones de pared de 360 grados, vidrio inclinado, sombreado exterior, perfiles de carga operativa interna, temperaturas de diseño interior variables, diversidad de personas, aire exterior pre tratado, tasas de infiltración y ventilación estacionales, cargas de recalentamiento, ganancias y pérdidas de conductos y cámaras de aire de retorno”.

Ilustración 2.15 Resumen del Cálculo de Cargas Térmicas - Elite Chvac

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
ServParamo Ltda. Barranquilla		Toquepala E-House 292400 Sala Gabinetes Page 7	
Air Handler #1 - Ahu - Total Load Summary			
Air Handler Description: Ahu Constant Volume - Sum of Peaks			
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.24 kW		
Fan Input:	85% motor and fan efficiency with 0 kPa across the fan		
Sensible Heat Ratio:	1.04	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time: 12pm in August.			
Outdoor Conditions:	Cig: 20° DB, 11° WB, 9.11 grams moisture per kg dry air, Htg: 4° DB		
Indoor Conditions:	Cig: 20° DB, 50% RH, Htg: 20° DB		
Summer: Exhaust controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	728 Watts		
Infiltration sensible loss:	0 Watts	0 L/s	
Outside Air sensible loss:	0 Watts	0 L/s	
Supply Duct sensible loss:	0 Watts		
Return Duct sensible loss:	0 Watts		
Return Plenum sensible loss:	0 Watts		
Total System sensible loss:			728 Watts
Heating Supply Air: 728 / (.649 X 1.21 X 15) =		62 L/s	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 L/s	
Zone space sensible gain:	18,692 Watts		
Infiltration sensible gain:	12 Watts		
Draw-thru fan sensible gain:	157 Watts		
Supply duct sensible gain:	0 Watts		
Reserve sensible gain:	11 Watts		
Total sensible gain on supply side of coil:			18,872 Watts
Cooling Supply Air: 18,872 / (.649 X 1.23 X 0) =		2,955 L/s	
Summer Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 L/s	
Return duct sensible gain:	0 Watts		
Return plenum sensible gain:	0 Watts		
Outside air sensible gain:	0 Watts	0 L/s	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Watts		
Total sensible gain on return side of coil:			0 Watts
Total sensible gain on air handling system:			18,872 Watts
Zone space latent gain:	24 Watts		
Infiltration latent gain:	-714 Watts		
Outside air latent gain:	0 Watts		
Total latent gain on air handling system:			-690 Watts
Total system sensible and latent gain:			18,182 Watts
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 8° TD):	2,955 L/s		
Total Air Handler Vent Air (0.00% of Supply):	0 L/s		
Total Conditioned Air Space:	51 Sq.m		
Supply Air Per Unit Area:	57.5303 L/s/Sq.m		
Area Per Cooling Capacity:	2.7215 Sq.m/kW	9.6 Sq.m/Ton	
Cooling Capacity Per Area:	0.3674 kW/Sq.m	0.1045 Tons/Sq.m	
Heating Capacity Per Area:	14.18 Watts/Sq.m		
Total Heating Required With Outside Air:	0.73 kW		
Total Cooling With Outside Air:	18.87 kW	5.37 Tons	
Note: Due to the system's negative latent gain, tonnage is based solely on sensible gain.			

C:\...SALAS ELECTRICAS SIEMENS_292400-SG.CHV

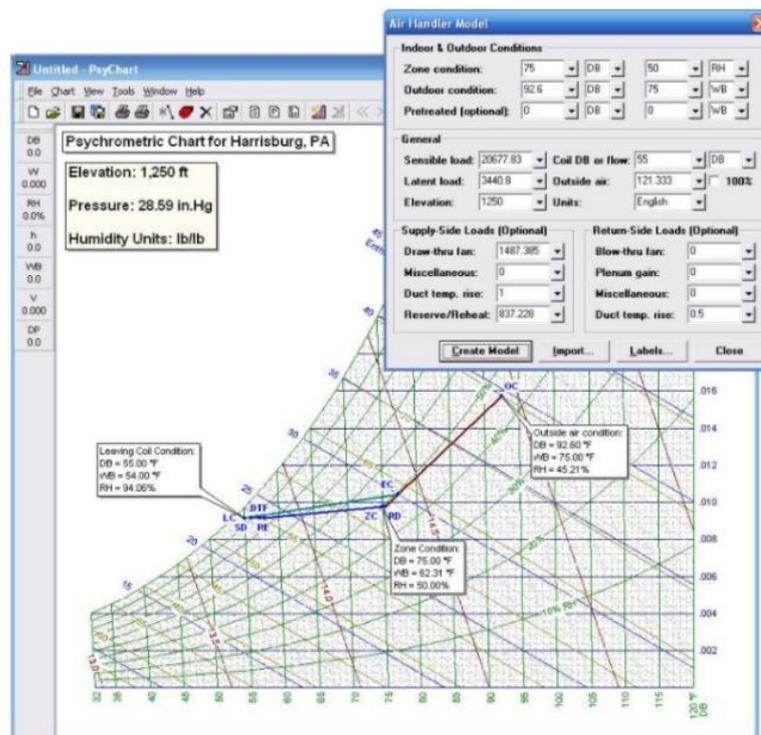
sábado, 1 de Julio de 2017, 10:48 p. m.

Fuente: Exportado Software Elite Chvac

b. Elite PsyChart

(Elite Software, 2009) Indica que: “El programa PsyChart de Elite muestra de forma colorida la tabla psicrométrica en la pantalla de la computadora y permite al diseñador llevar a cabo todas las operaciones y análisis que se realizan normalmente utilizando una tabla psicrométrica convencional. Sin embargo, PsyChart es más que una pantalla electrónica del cuadro psicológico estándar. Por ejemplo, puede mostrar rápidamente valores numéricos de todas las propiedades para cualquier punto seleccionado en el gráfico psicológico. Los puntos en el cuadro psicológico se pueden etiquetar para referencia futura, y los informes de sus propiedades se pueden mostrar en la pantalla o en la impresora. Además, PsyChart permite analizar los procesos psicrométricos. Las líneas para todos los procesos psicrométricos estándar, como calentamiento y humidificación, enfriamiento y deshumidificación, mezcla, recolección, etc., se muestran en el gráfico con simples comandos de usuario”.

Ilustración 2.16 Carta Psicrométrica-Elite Psychart

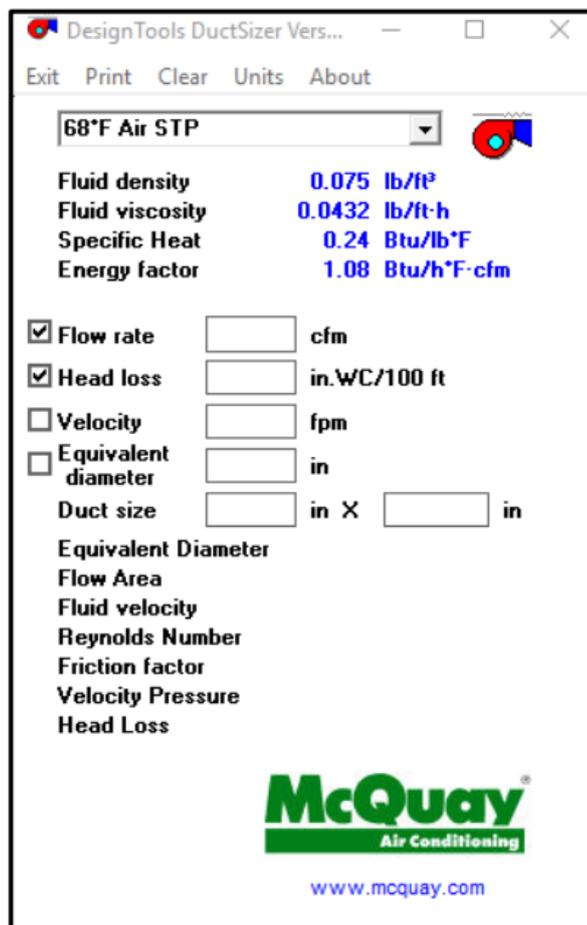


Fuente: Extraído del Software PsyChart

c. Duct Sizer

Este programa fue diseñado por la empresa McQuay para el dimensionamiento de ductos de aire acondicionado, mediante el ingreso de datos como la velocidad del aire o caída de presión para condiciones normales u otras de temperatura y humedad del aire. Sirve para el cálculo de las dimensiones de ductos rectangulares, cuadrados y redondos.

Ilustración 2.17 Interfaz Software Duct Sizer



Fuente: Software Duct Sizer

2.3.5 Salas Eléctricas o Electric Shelters

Para (Empresa Peruana PROMELSA, 2014): “las Salas Eléctricas (Electrical Shelters) se emplean como subestaciones transportables para distribuir la energía eléctrica en Media Tensión y Baja Tensión; en lugares donde no es

conveniente instalar subestaciones de obra civil como por ejemplo en Minas de Tajo abierto, Refinerías, Instalaciones con ambientes con alto contenido de contaminación ambiental, etc.

Las Salas Eléctricas (Electrical Shelters) se construyen completamente equipadas en fábrica, preparadas para instalarlas sobre columnas de concreto o bases de concreto, facilitando una rápida puesta en servicio. Su construcción se efectúa cumpliendo las normas ANSI/NEMA/IEEE”.

Ilustración 2.18 Salas Eléctrica en la U.M. Toquepala



Fuente: Web (Minería & Energía)

2.4 Definiciones de términos básicos

- a) **CLIMATIZAR:** proceso por el cual el aire a temperatura ambiente adquiere determinada temperatura y humedad para establecer el confort en un ambiente.
- b) **PRESURIZACIÓN:** modificar las condiciones normales de presión atmosférica en un determinado ambiente.
- c) **CICLO DE REFRIGERACIÓN:** proceso termodinámico mediante el cual se realiza la transferencia de calor de un fluido.
- d) **CALOR LATENTE:** es el calor necesario para que un cuerpo cambie su estado físico o fase.

- e) **CALOR SENSIBLE:** calor necesario para que un cuerpo incremente su temperatura sin cambiar de fase.
- f) **TEMPERATURA DEL BULBO SECO:** temperatura registrada por un termómetro ordinario.
- g) **TEMPERATURA DEL BULBO HÚMEDO:** temperatura medida por un termómetro con el bulbo cubierto de por una mecha húmeda y frente a una corriente rápida de aire.
- h) **HUMEDAD RELATIVA:** es la cantidad de agua presente en el aire en forma de vapor comparada con la máxima cantidad necesaria para la saturación a determinada temperatura.
- i) **TERMOSTATO:** instrumento para la medición en tiempo real de la temperatura ambiente.
- j) **TRANSMISOR DIFERENCIAL DE PRESIÓN:** instrumento para la medición en tiempo real del diferencial de presión entre el exterior e interior de la sala eléctrica.
- k) **TONELADAS DE REFRIGERACIÓN:** unidad de medida de la cantidad de carga térmica que puede extraer un equipo de aire acondicionado. Una tonelada de refrigeración equivale a 1200 BTU/hr.

3 HIPOTESIS Y VARIABLES

3.1 Hipótesis

3.1.1 Hipótesis General

Si se diseña e implementa un sistema de aire acondicionado de 26,79 Ton y presurización a 25 Pa se mantendrá el confort térmico de la sala eléctrica 292400-ER-001 en la Unidad Minera Toquepala.

3.1.2 Hipótesis Específica.

- a. Si se determina la carga térmica de la sala eléctrica se seleccionará adecuadamente los equipos de aire acondicionado.
- b. Si se determina el caudal de aire del presurizador se seleccionará los presurizadores y se mantendrá una presión positiva de 25 Pa dentro de la sala eléctrica.
- c. Si se dimensiona y distribuye adecuadamente la red de ductos se tendrá una homogénea difusión del aire.
- d. Si se consideran los equipos y materiales necesarios se implementará el sistema de aire acondicionado y presurización en la sala eléctrica.

3.2 Definición conceptual de variables

De acuerdo con (Mejía, 2005 pág. 272): “Una variable es una propiedad o aspecto cuantificable que tiene la capacidad de variar, siendo estos constructos o construcciones hipotéticas que realiza un investigador, con el fin de describir aquellos fenómenos o eventos de la realidad que se deseen estudiar. Pudiendo ser clasificada por su función que cumple en la hipótesis como variable: dependiente, independiente e intermitente”.

En la presente tesis que lleva el nombre de: “Diseño e Implementación de un sistema de aire acondicionado de 26,79 Ton y presurización a 25 Pa para mantener el confort térmico de la sala eléctrica 292400-ER-001 en la Unidad

Minera Toquepala”, se tendrán tendrá las siguientes variables:

a. Variable Independiente X:

“Sistema de aire acondicionado de 26,79 Ton y presurización a 25 Pa”.

De acuerdo con (Vara Horna, 2012 pág. 275), “una variable independiente “es sinónimo de variable causal, también conocida como variable explicativa; es aquella característica o propiedad que es la causa de otra variable. Es aquella variable que produce efectos en otra variable”.

En el presente proyecto representa al “Sistema de acondicionado de 26,79 Ton y presurización a 25 Pa”.

X= Sistema de aire acondicionado de 26,79 Ton y presurización a 25 Pa.

b. Variable dependiente y:

“Confort térmico”.

Así mismo (Vara Horna, 2012 pág. 275), menciona que “una variable dependiente “es sinónimo de variable efecto, también conocida como variable explicada; es aquella característica o propiedad que es el efecto o consecuencia de la variable independiente. Los valores de la VD siempre dependen de otras (VI)”.

En el presente proyecto representa al “**Confort térmico**”. El presente proyecto, tendrá las siguientes variables:

Y= Confort Térmico

Tenemos la siguiente relación entre las variables:

$$Y= F(X)$$

3.1.1 Operacionalización de variable

Gráfico 3.1 Operacionalización de variables

VARIABLES	DIMENSIONES	INDICADOR	INDICE	METODO	TÉCNICA
V_1 Independiente SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO de 26.79 ton Y PRESURIZACIÓN a 25 Pa	Cálculo de Carga Térmica	Caudal de Aire Fresco	Nº de renovaciones por hora	Lógico deductivo con enfoque sistémico.	Técnica Documental <u>Instrumentos:</u> Ficha Electrónica Ficha Bibliográfica Ficha textual Técnica Empírica <u>Instrumentos:</u> Lista de Chequeos Registro de datos observados
		Ganancias de Calor	Calor por paredes, techos, pisos, alumbrado, equipos eléctricos y personas.		
		Procesos Psicométricos	Parámetros del aire Inicial y Final		
	Cálculo de Caudal de Presurización	Volumen de las Sala.	Dimensiones (m)		
		Áreas de Fuga	Área (m ²)		
		Presión positiva	Diferencia de presión (Pa)		
	Dimensionamiento de redes de ductos	Velocidad permisible	FPM (Pies por minuto)		
		Caída de Presión en 100ft	Perdidas primarias y secundarias (in.WG)		
		Caudal de aire de insuflar	CFM (Pies cúbicos por minuto)		

	Selección de Equipos y materiales	Caudal de Insuflamiento	CFM (Pies cúbicos por minuto)
		Factor de calor sensible	Btu/hr
		Procesos Psicométricos	Parámetros del aire Inicial y Final
	Fabricación	Tipo de Material	Características del material
		Trazado y armado	Corte de planchas
		Ensamblaje	Unión de piezas según plano de fabricación
		Prueba de estanqueidad	% del total del Caudal de diseño
	V_2 Dependiente CONFORT TERMICO	Temperatura	Temperatura del bulbo seco
Humedad		Procesos Psicométricos	Parámetros del aire Inicial y Final
Presión		Diferencial de Presión	Pa

Fuente: Elaborado en base a las VD y VI

4 DISEÑO METODOLÓGICO

4.1 Tipo y diseño de la investigación.

4.1.1 Tipo de Investigación

Para (Espinoza Montes, 2010 pág. 7), la “investigación tecnológica tiene como propósito aplicar el conocimiento para solucionar los diferentes problemas que beneficien a la sociedad”.

El presente proyecto de tesis es una investigación del Tipo Tecnológica debido a que aplicamos conocimientos de dinámica de fluidos, transferencia de calor y termodinámica para lograr el confort térmico de la sala eléctrica 292400-ER-001 de la Unidad Minera Toquepala en Tacna.

4.1.2 Diseño de la investigación

Para (Espinoza Montes, 2010 pág. 97), los diseños pre experimentales “son diseños que no pueden controlar los factores que influyen contra la validez interna y externa. Pero ilustran la forma en que las variables extrañas pueden influir en la validez interna”.

Para la presente investigación tomó como diseño pre experimental con post prueba ya que se hace un tratamiento al grupo experimental que en este caso viene a ser la sala eléctrica 292400-ER-001 y al finalizar se realizar una prueba observando los efectos (confort térmico).

Tenemos el siguiente diagrama para el diseño de investigación planteado:

X O

X: Sistema de aire acondicionado de 26,79 Ton y presurización a 25 Pa.

O: Confort térmico.

4.2 Método de investigación

El método usado en para la presente investigación es el analítico – lógico con enfoque sistémico debido a que se está utilizando el pensamiento y razonamiento para ejecutar deducciones, análisis y las conclusiones, además de analizar el tema de estudio como un todo comprendiendo cada parte y viceversa.

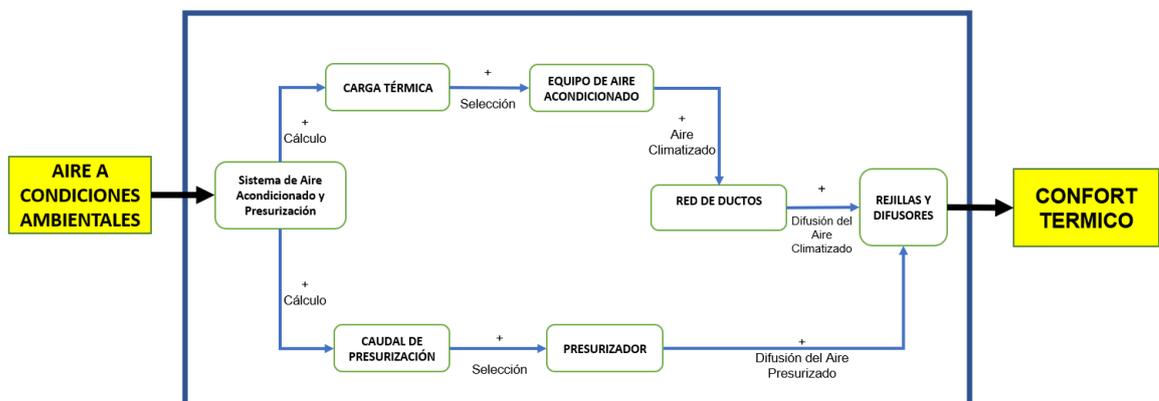
Según (Espinoza Montes, 2010 pág. 50), “es un modo de pensamiento que contempla el todo y sus partes, así como las conexiones entre éstas. Estudia el todo para comprender las partes y viceversa”.

Ilustración 4.1 Caja Negra del Diseño Metodológico



Fuente: Elaborado en base a la VD y VI

Ilustración 4.2 Caja Blanca del Diseño Metodológico



Fuente: Elaborado en base la operacionalización de variables

4.3 Población y muestra

La población y muestra en la presente investigación es la sala eléctrica 292400-ER-001 de la Unidad Minera Toquepala – Tacna, debido a que dicha sala es el objeto de estudio y recoge todas las características necesarias para el diseño del sistema aire acondicionado y presurización.

4.4 Lugar de estudio

El lugar de estudio de la presente investigación es la Mina Toquepala – Tacna, distrito de Ilabaya, provincia de Jorge Basadre, departamento de Tacna a 3500 msnm a 17°13' latitud sur y 70°36' longitud oeste en el flanco occidental de la Cordillera de los Andes.

4.5 Técnicas e instrumentos para la recolección de información.

Según (Espinoza Montes, 2010 pág. 110), “la técnica documental permite la recopilación de evidencias para demostrar las hipótesis de investigación”.

Según (Espinoza Montes, 2010 pág. 90), “La técnica empírica permite la observación en contacto directo con el objeto de estudio, y el acopio de testimonios que permitan confrontar la teoría con la práctica en la búsqueda de la verdad”.

Para el presente proyecto de tesis se usaron ambas técnicas. Los datos recopilados de fuentes escrita, web, brindados por la empresa, instituciones, etc. fueron obtenidos con la “**técnica documental**”. Mientras tanto, la “**técnica empírica**” se usó para recopilar los resultados del funcionamiento del sistema.

En el siguiente cuadro hemos resumidos los instrumentos de recolección de información utilizados para la elaboración de la presente tesis.

Tabla 4.1 Técnicas e Instrumentos para la recolección de información

DESCRIPCIÓN		TÉCNICA	
		DOCUMENTAL	EMPÍRICA
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA		INSTRUMENTOS *Ficha Electrónica *Ficha Bibliográfica *Fichas de Textual (Citas, etc.)	
MARCO CONCEPTUAL		INSTRUMENTOS *Ficha Electrónica *Ficha Bibliográfica *Fichas de Textual (Citas, etc.)	
HIPÓTESIS Y VARIABLES		INSTRUMENTOS *Ficha Electrónica *Ficha Bibliográfica *Fichas de Textual (Citas, etc.)	
VD	CARGA TÉRMICA	INSTRUMENTOS *Ficha Electrónica (Datos del Clima de SENAMHI)	OBSERVACIÓN- No participante INSTRUMENTOS *Lista de Chequeos (Datos de entrada)
	CAUDAL DE PRESURIZACIÓN	INSTRUMENTOS *Ficha Electrónica (Norma UNE EN-12101-6)	OBSERVACIÓN- No participante INSTRUMENTOS *Lista de Chequeos (Datos de entrada)

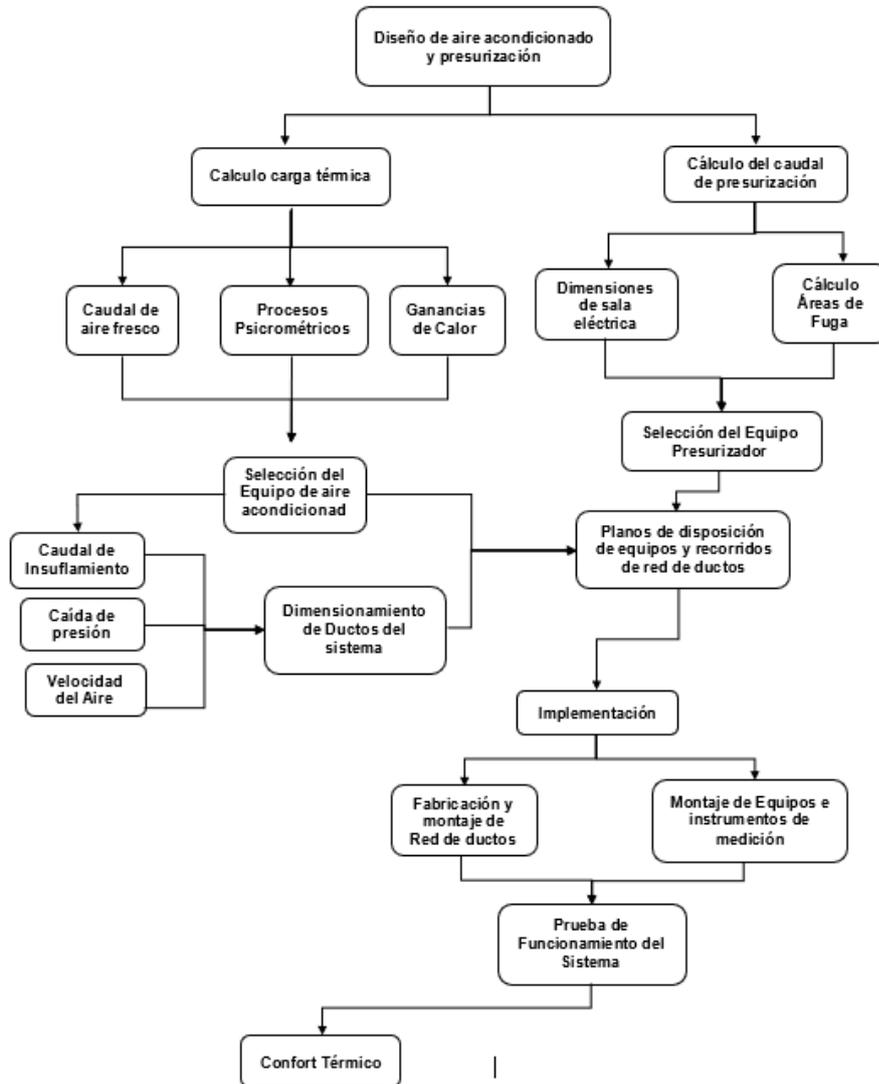
	DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS	INSTRUMENTOS *Ficha Electrónica (Norma Técnica) *Ficha Bibliográfica (Manuales Técnicos)	
	IMPLEMENTACIÓN	INSTRUMENTOS *Ficha Electrónica (Fichas Técnicas para selección de equipos) *Ficha Hemerográfica (Catálogos para selección de materiales)	
VI	CONFORT TÉRMICO (TEMPERATURA, HUMEDAD Y PRESIÓN)		OBSERVACIÓN- Participante INSTRUMENTOS *Registro de datos observados

Fuente: Elaborado según lo indicado en el Libro (Espinoza Montes)

4.6 Análisis y procesamiento de datos.

En el siguiente diagrama de flujo expone de manera ordenada los cálculos que vamos a realizar para realizar el diseño del sistema de aire acondicionado y presurización para la sala eléctrica 292400-ER-001.

Ilustración 4.3 Diagrama de procesamiento de datos (Hoja de Ruta)



Fuente: Elaborado en base a la caja negra y caja blanca

4.6.1 Diseño mecánico

Para la elaboración del sistema de aire acondicionado y presurización que necesita la sala eléctrica es necesaria proponer un diseño mecánico, con el

cuál podremos determinar las características y dimensiones de cada componente que conformará el sistema.

Según (C. Dym y P. Little, 2002 pág. 9): “es la generación y evaluación sistemática e inteligente de especificaciones para artefactos cuya forma y función alcanzan objetivos establecidos y satisfacen las restricciones especificadas”.

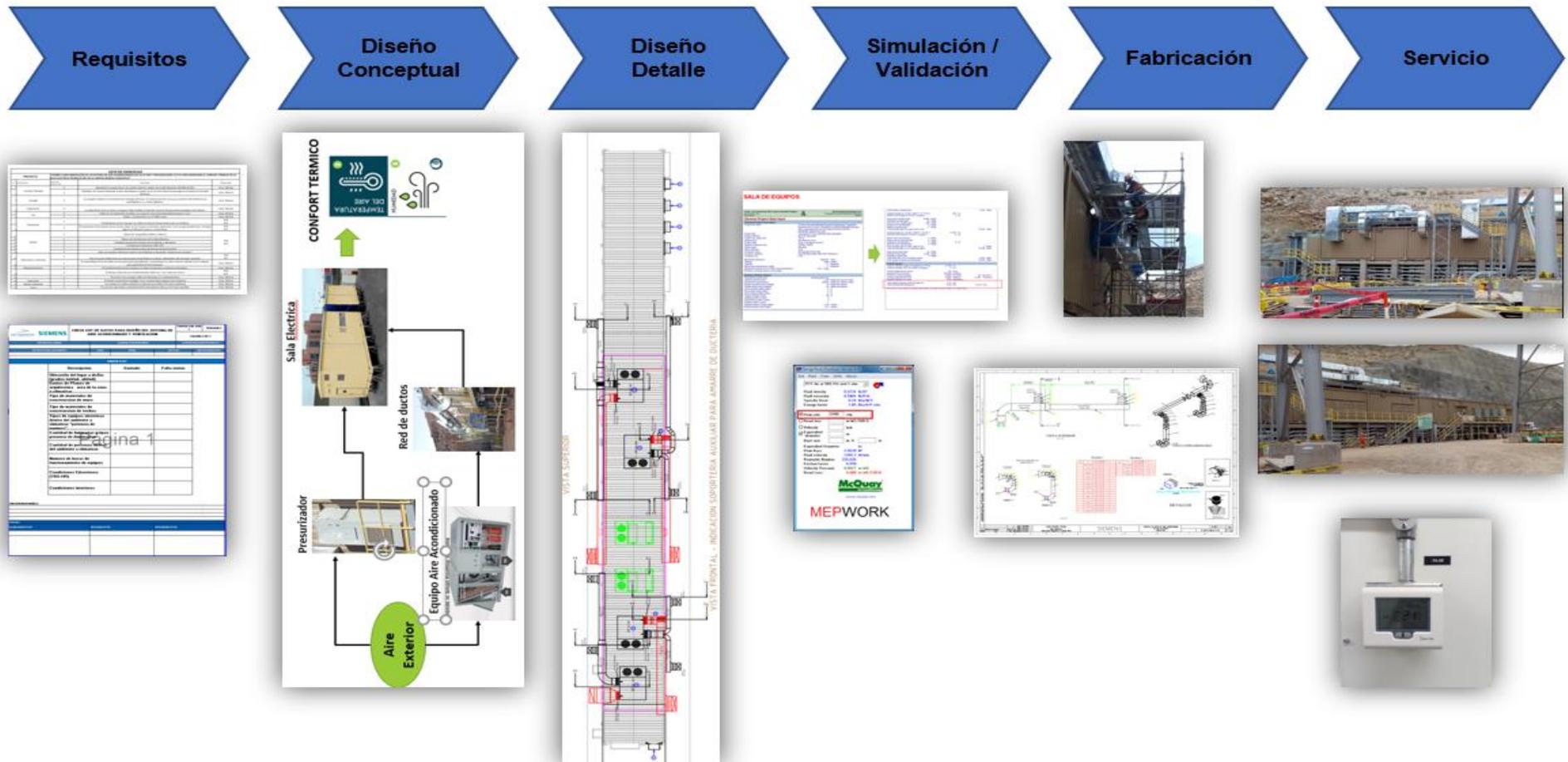
4.6.2 Metodología de diseño

Según (Cross, 2002) una metodología de diseño es "el estudio de los principios, prácticas y procedimientos de diseño en un sentido amplio. Su objetivo central está relacionado con el cómo diseñar, e incluye el estudio de cómo los diseñadores trabajan y piensan; el establecimiento de estructuras apropiadas para el proceso de diseño; el desarrollo y aplicación de nuevos métodos, técnicas y procedimientos de diseño; y la reflexión sobre la naturaleza y extensión del conocimiento del diseño y su aplicación a problemas de diseño"

Para realizar el diseño del sistema realizaremos una serie de pasos que nos permitirán conseguir el diseño final. La **Ilustración 4.4** muestra los pasos tomados para el diseño del sistema de aire acondicionado y presurización.

- a) Requisitos preliminares
- b) Diseño conceptual
- c) Diseño de detalle
- d) Simulación o validación
- e) Fabricación
- f) Servicio

Ilustración 4.4 Diseño de Ingeniería propuesta



Fuente: Elaborado en base al método de (Cross, 2002)

4.6.3 Requisitos preliminares del diseño

La presente lista de exigencias fue realizada acorde con las necesidades planteadas para la realización de la presente investigación. Para su elaboración se tomó en cuenta la información las exigencias presentadas por la unidad minera, así también como nuestras propias exigencias para el diseño. Las características presentadas se deberán cumplir para el correcto diseño y funcionamiento.

Tabla 4.2 Lista de requisitos preliminares

LISTA DE EXIGENCIAS				
PROYECTO		"DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE 26,79 TON Y PRESURIZACIÓN A 25 Pa PARA MANTENER EL CONFORT TÉRMICO DE LA SALA ELECTRICA 292400-ER-001 EN LA UNIDAD MINERA TOQUEPALA"		
N°	Característica	Deseo (D) Exigencia (E)	Descripción	Responsable
1	Función Principal	E	Mantener los parámetros de confort térmico dentro de la Sala eléctrica 292400-ER-001	Emp. Minera
2		E	Distribuir de manera eficiente el aire climatizado a través de los ductos hacia la descarga en el interior de la Sala Eléctrica.	Emp. Minera
3	Energía	E	Los equipos deben ser accionados por energía eléctrica. El nivel de tensión con que cuenta la sala eléctrica es 460/3Ø/60 Hz v y 220v/1Ø/60Hz.	Emp. Minera
4	Ergonomía	D	La disposición de los ductos y equipos debe facilitar el tránsito normal del personal encargado del sistema.	Emp. Minera
5	Uso	D	Debe ser de operación sencilla y no requerir personal especializado para su uso.	Emp. Minera
6		E	Deben considerarse uso a 3500 msnm	Emp. Minera
7	Transporte	E	El transporte de los equipos no debe involucrar desarmarlos para su traslado	RCB RTC

8		E	El transporte de las piezas de los ductos debe ser de manera ordenada, indicando a que equipo pertenecen, manejar alguna codificación para su ensamblaje.	RCB RTC
9	Diseño	E	Ubicación Geográfica (latitud, altitud)	RCB RTC
10		E	Planos de arquitectura de la Sala Eléctrica	
11		E	Cantidad de persona dentro del ambiente a climatizar	
12		E	Condiciones Exteriores (TBS-HR)	
13		E	Cantidad de luminaria y tipos (potencia de iluminación)	
14		E	Tipos de equipos eléctricos dentro del ambiente a climatizar "potencia de equipos"	
15	Fabricación y Montaje	E	Red de ductos fabricados por piezas para ensamblaje en campo. Materiales del mercado nacional.	RCB RTC
16		E	El ensamblaje de la red debe ser por personal especializado, manteniendo un alto nivel de calidad en los trabajos para garantizar la hermeticidad.	Emp. Minera
17	Mantenimiento	D	El mantenimiento de los equipos no debe demandar un tiempo prolongado.	Emp. Minera
18		D	El tiempo estimado de mantenimiento debe ser 1 vez cada seis meses	RCB RTC
19		E	El acceso a los equipos debe ser fácil para su mantenimiento	Emp. Minera
20	Seguridad	E	El diseño no pondrá en peligro a los usuarios en ninguna circunstancia	Emp. Minera
21	Medio Ambiente	E	Los equipos no deben contener sustancias que dañen al medio ambiente	Emp. Minera
22	Costo	E	El costo de operación y mantenimiento del sistema debe ser el menor posible.	Emp. Minera

Fuente: Elaborado en forma conjunta con la minera

4.6.4 Diseño Conceptual

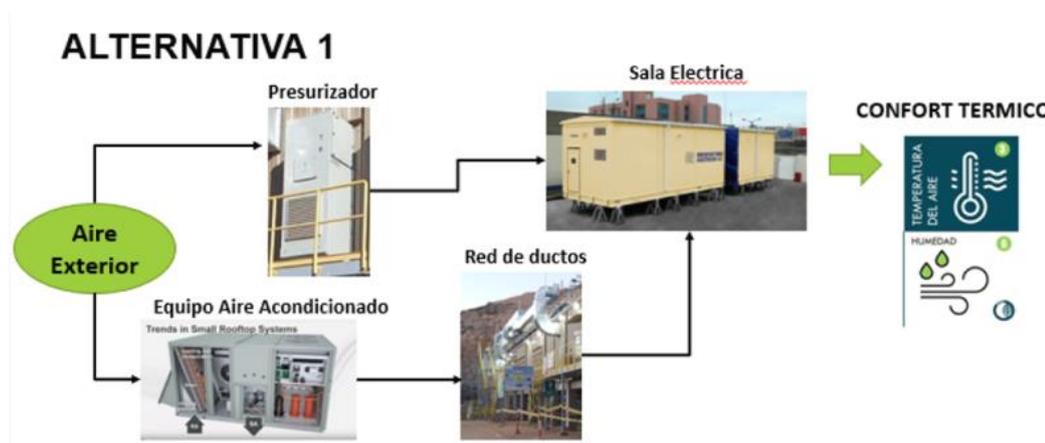
Como respuesta a las exigencias planteadas, se propone tres alternativas

de diseño que nos permitirán realizar un diseño y obtener los resultados solicitados.

a. Alternativa 01

La alternativa 01 consiste en realizar un sistema de aire acondicionado y presurización de expansión directa compuesto por equipos compactos los cuales insuflarán aire acondicionado a la sala eléctrica a través de una red de ductos metálicos y la presurización de la sala eléctrica se realiza de manera directa a través de equipos especiales para dicho fin.

Ilustración 4.5 Alternativa de Diseño N°1



Fuente: Elaborado en base a la experiencia en el área

b. Alternativa 02

La segunda alternativa consiste en realizar un sistema de aire acondicionado y presurización de agua helada, para ello debemos implementar una sala de máquinas con un chiller el cual realizará el enfriamiento de agua y mediante un sistema de bombeo se llevará este fluido hacia unidades interiores (evaporadores) donde se acondicionará el aire y dichos equipos difundirán el aire dentro de la sala eléctrica, la presurización de la sala se realizará a través de equipos presurizadores directamente instalados.

Ilustración 4.6 Alternativa de diseño N°2



Fuente: Elaborado en base a la experiencia en el área

c. Alternativa 03

Esta alternativa es a través de un sistema VRV (volumen de refrigerante variable) la cual lo conforman una unidad exterior (condensador) y unidades interiores (evaporadores) conectados entre sí a través de tuberías por donde se transportará el refrigerante, el aire climatizado es inyectado a la sala a través de los evaporadores, la presurización es realizada con equipos presurizadores.

Ilustración 4.7 Alternativa de Diseño N°3



Fuente: Elaborado en base a la experiencia en el área

Las alternativas presentadas nos permitirán cumplir con la climatización y presurización de la sala. Para poder seleccionar la opción más idónea para la sala eléctrica 292400-ER-001 se muestran las ventajas y desventajas de cada sistema, las cuales al ser comparadas entre ellas y teniendo en consideración la lista de exigencia presentada inicialmente nos demuestra que la **ALTERNATIVA 01** es la opción más óptima entre todas las presentadas.

Gráfico 4.1 Comparativo cualitativo de cada alternativa

N°	TIPO	MEDIO	VENTAJAS	DESVENTAJAS
Alternativa 1	Expansión Directa	Refrigerante R-410A	<ul style="list-style-type: none"> *Solución compacta "Plug and Play" *Mantenimiento solo del equipo *Costo de inversión bajo *Nivel de eficiencia alto, con debido mantenimiento. * Instalación sencilla. * Operación y Mantenimiento sencillo. 	<ul style="list-style-type: none"> *Cambios periódicos de Filtros.
Alternativa 2	Agua Helada	Agua Helada	<ul style="list-style-type: none"> *Sistema consiste en muchos equipos (PAH, evaporadores, tuberías) * Nivel de eficiencia Alto 	<ul style="list-style-type: none"> *Costo de inversión alto. * Instalación compleja. * Operación y Mantenimiento especializado. *Mantenimiento a varios equipos
Alternativa 3	VRV	Refrigerante R-410A	<ul style="list-style-type: none"> *Costo de inversión bajo *Operación y control sencillo * Nivel de eficiencia alto, con debido mantenimiento. * Instalación sencilla. * Mantenimiento sencillo. 	<ul style="list-style-type: none"> *No recomendado para Minas *Instalaciones frágiles * Operación y Mantenimiento especializado. *Mantenimiento a varios equipos

Fuente: Elaborado en base al Diseño Conceptual

d. Matriz Morfológica

En la presente matriz se presenta un esquema ordenado en filas y columnas que nos muestran las alternativas de solución. Esta matriz nos ayudará a seleccionar los elementos adecuados a considerar dentro del diseño que estamos proponiendo

Gráfico 4.2 Matriz Morfológica para la selección de la opción óptima

	1	2	3
FUNCIONES	EXPANSIÓN DIRECTA	AGUA HELADA	VRV
TIPO DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO			
SISTEMA DE TUBERÍAS		Tuberías de Fierro Sch40	Tubería de Cobre
EVAPORADORES			
RED DE DUCTOS			
REJILLAS			
CONTROL DEL CONFORT TERMICO			

Fuente: Elaborado en base a las alternativas de diseño

4.6.5 Diseño de Detalle

4.6.5.1 Parámetros de diseño

En esta sección se sustentará los cálculos mediante fórmulas de transferencia de calor y este resultado se corrobora mediante el programa elite HVAC. Se utilizarán datos proporcionados por el cliente

Estos datos se utilizarán tanto para realizar el cálculo mediante fórmulas como el cálculo mediante el programa Elite HVAC

- Nombre de la Zona
- Ubicación Geográfica (Grados – Latitud – Altitud – hemisferio)
- Número de Personas y Calor sensible y latente de cada persona.
- Área y Altura de las Zonas (m² - ft²) - (m – ft)
- Condiciones Exteriores (TBS – HR)
- Condiciones Interiores de Sala (TBS – HR)
- Potencia de Iluminación
- Variación de la Temperatura Exterior en 24 horas.
- Factor de Sombras
- Temperatura Exterior a las 15horas (3pm)
- Potencia de Equipos

a) Nombre de la Zona

La sala eléctrica 292400-ER-001 está es dividida en dos zonas, la **Zona 1** las conforman los tableros eléctricos, celdas eléctricas, variadores de frecuencia y transformadores, a su vez la **Zona 2** la conforman los gabinetes de comunicaciones:

- Zona 1: Sala de Equipos.
- Zona 2: Sala de Gabinete

Ilustración 4.8 Vista de Planta de la Sala Eléctrica (Arquitectura)



Fuente: Planos de la Unidad Minera Toquepala

b) Ubicación Geográfica

La ciudad de Toquepala donde está la Unidad Minera se encuentra ubicada geográficamente en:

- Latitud: 17°15'
- Longitud: 70°35'
- Altitud: 3500 msnm

Ilustración 4.9 Ubicación Sala Eléctrica 292400-ER-001



Fuente: Google Maps

c) Número de Personas, Carga Térmica Sensible y Latente.

El número de personas dentro de la sala eléctrica considerando ambos ambientes (Sala de Equipos y Sala de Gabinete) es de 02 personas según lo enviado por el Cliente.

De acuerdo con la tabla se tiene de: pie marcha lenta almacenes tiendas a una temperatura de 21°C.

- Carga térmica sensible: 71 Kcal/h = 281.56 Btu/H
- Carga térmica Latente: 42 Kcal/h = 166.55 Btu/H

Tabla 4.3 Ganancia debida a los ocupantes

GRADO DE ACTIVIDAD	TIPO DE APLICACIÓN	Metabolismo hombre adulto (kcal/hr)	Metabolismo Medio* (kcal/hr)	TEMPERATURA SECA DEL LOCAL (°C)									
				26		27		26		24		21	
				kcal/h		kcal/h		kcal/h		kcal/h		kcal/h	
				Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes	Sensibles	Latentes
Sentados, en reposo	Teatro, escuela primaria	98	88	44	44	49	39	53	35	58	30	65	23
Sentados, trabajo muy ligero	Escuela secundaria	113	100	45	55	48	52	54	46	60	40	68	32
Empleado de oficina	Oficina, hotel, apartamento, escuela superior	120	113	45	68	50	63	54	59	61	52	71	42
De pie, marcha lenta	Almacenes, tienda	139											
Sentado, de pie	Farmacia	139	126	45	81	50	76	55	71	64	62	73	53
De pie, marcha lenta	Banco	139											
Sentado	Restaurante**	126	139	48	91	55	84	61	78	71	68	81	58
Trabajo ligero en el banco de t	Fábrica, trabajo ligero	202	189	48	141	55	134	62	127	74	115	92	97
Baile o danza	Sala de baile	227	214	55	159	62	152	69	145	82	132	101	113
Marcha, 5 km/h	Fábrica, trabajo bastante penos	252	252	68	184	76	176	83	169	96	156	116	136
Trabajo penoso	Pista de bowling***	378	365	113	252	117	248	122	243	132	233	152	213
	Fábrica												

* El metabolismo medio se considera que equivale a la suma de los valores de los sentidos. ** Escuelas y restaurantes: un máximo de 43 kcal/h (50% calor sensible y 50% calor latente). *** Escuelas y restaurantes: un máximo de 43 kcal/h (50% calor sensible y 50% calor latente).

Fuente: Manual (Carrier Air Conditioning Company)

d) Área y altura de las zonas, dimensiones de la sala eléctrica

Las dimensiones Zona 1-Sala de Equipos se muestran en la Tabla 4.4, las cuales fueron extraídas de los planos de arquitectura de la sala eléctrica proporcionados por la unidad minera.

Tabla 4.4 Dimensiones interiores de la Sala de Equipos

CONDICIONES GENERALES DE LA SALA DE EQUIPOS			
PARAMETRO	VALOR	UNIDAD	FUENTE
Dimensiones Internas (Largo x Ancho x Alto)	44,2x4,6x3,7	m	Plano: G69173-H1001-01-P-101 – Disposición De Equipos Sala Eléctrica.
Dimensiones Externas (Largo x Ancho x Alto)	44,4x4,8x4,5	m	Plano: G69173-H1001-01-P-101 – Disposición De Equipos Sala Eléctrica

Fuente: Elaborado en base a los planos de arquitectura

- Área interna de piso y techo: $(44,2\text{m}) \times (4,6\text{m}) = 203.32 \text{ m}^2$
- Área interna de paredes ancho: $(4,6\text{m}) \times (3,7\text{m}) = 17.02 \text{ m}^2$
- Área interna de paredes Largo: $(44,2\text{m}) \times (3,7\text{m}) = 163.54 \text{ m}^2$

Las dimensiones Zona 2 - Sala de Gabinetes muestran en la Tabla 4.5, las cuales fueron extraídas de los planos de arquitectura de la sala eléctrica proporcionados por la unidad minera.

Tabla 4.5 Dimensiones interiores de la sala de Gabinetes

CONDICIONES GENERALES DE LA SALA DE GABINETE			
PARAMETRO	VALOR	UNIDAD	FUENTE
Dimensiones Internas (Largo x Ancho x Alto)	10,5x4,6x3,7	m	Plano: G69173-H1001-01-P-101 – Disposición De Equipos Sala Eléctrica.
Dimensiones Externas (Largo x Ancho x Alto)	10,7x4,8x4,5	m	Plano: G69173-H1001-01-P-101 – Disposición De Equipos Sala Eléctrica

Fuente: Elaborado en base a los planos de arquitectura

- Área interna de piso y techo: $(10.5\text{m}) \times (4.6\text{m}) = 48.3 \text{ m}^2$
- Área interna de paredes ancho: $(4.6\text{m}) \times (3.7\text{m}) = 17.02\text{m}^2$
- Área interna de paredes Largo: $(10.5\text{m}) \times (3.7\text{m}) = 38.85 \text{ m}^2$

e) Condiciones climatológicas exteriores

Estas condiciones son datos registrados por el cliente

Tabla 4.6 Condiciones climatológicas fuera de la sala eléctrica

PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD
Temperatura de Bulbo Seco-Verano	24	°C
Temperatura de Bulbo Húmedo-Verano	12	°C
Temperatura de Bulbo Húmedo-Invierno	4	°C

Fuente: Datos climatológicos dados por el cliente

f) Condiciones de Confort Térmico en el interior de la sala eléctrica.

Las condiciones de confort interior para la sala eléctrica definidas por el propietario fueron las expresadas en la presente Tabla 4.7:

Tabla 4.7 Condiciones de Confort Térmico

PARAMETRO	VALOR	UNIDAD
Temperatura de Bulbo Seco	20 +/-2	°C
Humedad Relativa	50 +/- 10	%
Diferencia de presión positiva	25	Pa

Fuente: Parámetros solicitados por la Unidad Minera

g) Potencia de Equipos.

Es el calor sensible o latente que generan los equipos eléctricos - electrónicos o mecánicos que se encuentran dentro de la sala eléctrica.

Para la Zona 1: Sala de equipos la disipación de calor de equipos eléctricos está dada por los equipos listados en la Tabla 4.8.

Tabla 4.8 Listado equipos eléctricos de la sala de equipos

Ítem	Descripción del Equipo	TAG	Disipación (W)
1	Centro de control de motores 4,16 kV	292300-MCC-001	10922
2	Centro de control de motores 4,16 kV	292400-MCC-001	
3	Espacio para equipo de arranque motores de baja	-----	10475
4	Centro de control de motores 480 V	292400-MCC-002	2919
5	Centro de control de motores 480 V	292400-MCC-003	2973
6	Centro de control de motores 480 V	292400-MCC-004	2770
7	Centro de control de motores 480 V	292400-MCC-005	4239
8	Centro de control de motores 480 V	292300-MCC-002	3058
9	Centro de control de motores 480 V	292300-MCC-003	3711
10	Variador de frecuencia G150 480 V 100 HP	292300-VFD-002	4780
11	Variador de frecuencia G150 480 V 100 HP	292300-VFD-003	4780
12	Variador de frecuencia G150 480 V 100 HP	292300-VFD-004	4780
13	Variador de frecuencia G150 480 V 100 HP	292300-VFD-005	4780
16	Cargador de baterías	292400-BC-001	1510
17	Cargador de baterías	292400-BC-002	
18	Transferencia cargadores de baterías	292400-TR-001	0
19	Transformador trifásico 15 kVA	292400-LX-001	845
20	Transformador trifásico 30 kVA	292400-LX-003	1175
21	Transformador trifásico 15 kVA	292400-LX-004	845
22	Transformador trifásico 15 kVA	292400-LX-005	845
23	Tablero de distribución de alumbrado 208/120 V	292400-LP-001	250
24	Tablero de distribución de fuerza 208/120 V	292400-LPF-001	250
25	Tablero de distribución de fuerza 208/120 V	292400-LPF-002	250
26	Tablero de distribución de fuerza 208/120 V	292400-LPF-003	250
27	Tablero de distribución de fuerza 208/120 V	292400-LPF-004	250
28	Tablero de distribución de fuerza 125 VCD	292400-SBDC-001	250
29	Banco de Capacitores 250 kVA	292400-BCO-001	1365
30	Banco de Capacitores 250 kVA	292400-BCO-002	1365
31	Banco de Capacitores 250 kVA	292300-BCO-001	1365
32	Rack de Comunicaciones	292300-RACK-001	800
33	Tablero sistema aire acondicionado	-----	600
35	Tablero sistema de iluminación y tomas	-----	250
36	Equipo aire acondicionado tipo Wall Mounted	-----	0

37	Equipo aire acondicionado tipo Paquete	-----	0
38	Equipo de Presurización	-----	0

Fuente: Datos facilitados por la Unidad Minera

Para la Zona 2: Sala de Gabinetes la disipación de calor de equipos eléctricos está dada por los equipos listados en la Tabla 4.9.

Tabla 4.9 Listado de equipos eléctricos dentro de la sala de gabinetes

Ítem	Descripción del Equipo	TAG	Disipación (W)
14	Unidad de energía interrumpible 40 kVA	292400-UPS-001	4330
14.1	Transformador para UPS	-----	270
14.2	Transformador para UPS	-----	270
15	By-Pass externo para UPS	292400-BP-001	250
34	Tablero sistema contra incendio	-----	250
39	Cilindro Agente Extintor	-----	0
40	Tablero de Distribución Eléctrica para Instrumentación	292400-SBUPS-001	250
41	Tablero de Distribución Eléctrica para Instrumentación	292400-SBUPS-002	250
42	Teléfono y Escritorio	-----	0
43	Gabinete de control (I/O'S Local)	292400-LIO-001	12377
44	Gabinete de control (Sistema de control distribuido)	292400-DCS-001	
45	Gabinete de control (Sistema de control distribuido)	292300-DCS-002	
46	Gabinete de fibra óptica (Control Principal)	292400-FO-003	
47	Gabinete de control (Control redundante)	292400-FO-004	
48	Gabinete fibra óptica (Telecom)	292400-FO-005	
49	Gabinete de comunicaciones	292400-COM-002	
50	Gabinete (Reserva)	-----	

Fuente: Datos facilitados por la Unidad Minera

h) Coeficiente de Transferencia de calor

Los coeficientes de transferencia de calor Zona 1: Sala de equipos

están enumerados en la siguiente tabla.

Tabla 4.10 Coeficiente de transferencia de calor de muros, piso y techo de la sala de Equipos.

PARAMETRO	VALOR	UNIDAD
Techo (coeficiente de transferencia de calor U)	0.32	$\frac{W}{m^2 \cdot C}$
Paredes (coeficiente de transferencia de calor U)	0.32	$\frac{W}{m^2 \cdot C}$
Piso (coeficiente de transferencia de calor U)	0.54	$\frac{W}{m^2 \cdot C}$

Fuente: Datos enviados por Cliente

Los coeficientes de transferencia de calor Los coeficientes de transferencia de calor Zona 2: Sala de Gabinetes están enumerados en la siguiente tabla.

Tabla 4.11 Coeficiente de transferencia de calor de muros, piso y techo de la Sala de Gabinetes

PARAMETRO	VALOR	UNIDAD
Techo (coeficiente de transferencia de calor U)	0.32	$\frac{W}{m^2 \cdot C}$
Paredes (coeficiente de transferencia de calor U)	0.32	$\frac{W}{m^2 \cdot C}$
Piso (coeficiente de transferencia de calor U)	0.54	$\frac{W}{m^2 \cdot C}$

Fuente: Datos enviados por Cliente

4.6.5.2 Cálculo de la Carga Térmica

a. Ganancia de carga de enfriamiento

Transferencia de calor en paredes externas, internas, suelos y techos.
Ganancia de calor por medio de paredes y techos exteriores

$$Q_a = UxAx\Delta TE_{eq} \quad Ec (4.1)$$

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).

Los coeficientes de transferencia de calor “U” los hemos mostrado en la **Tabla 4.10** y **Tabla 4.11**

Para la Zona 1: Sala de equipos; tenemos que el “U” es:

- Techo: $0.32 \frac{w}{m^2 \cdot C}$
- Paredes: $0.32 \frac{w}{m^2 \cdot C}$

Para la Zona 2: Sala de gabinete; tenemos que el “U” es:

- Techo: $0.32 \frac{w}{m^2 \cdot C}$
- Paredes: $0.32 \frac{w}{m^2 \cdot C}$

b. Área de pared y techos

Para la determinación de las áreas de cada zona, visualizaremos los planos de arquitectura los cuales fueron solicitados a la empresa minera.

Para la Zona 1: Sala de Equipos tenemos las siguientes dimensiones:

- Techo = Piso: (44,2m) x(4,6m) = 203.32 m² = 2188.5 ft²
- Paredes: 2x(44,2mx3,7m) + 2x(4,6mx3,7m) = 361.12 m²
- Altura: 3.7 m
- Muro dimensiones exteriores = 44,4mx4,8mx4,5m
- Muro de 44,4 m (Orientación SE)
- Muro de 4,8 m (Orientación SO)

- Techos expuestos al Sol

Para la Zona 2: Sala de Gabinetes tenemos las siguientes dimensiones:

- Techo: $(10,5\text{m}) \times (4,6\text{m}) = 48.3 \text{ m}^2 = 519.9 \text{ ft}^2$
- Paredes: $2 \times (10,5 \times 3,7) + 2 \times (4,6 \times 3,7) = 111.74 \text{ m}^2$
- Altura: 3.7 m
- Muro dimensiones exteriores = 10,7x4,8x4,5
- Muro de 10,7 m (Orientación SE)
- Muro de 4,8 m (Orientación SO)
- Techos expuestos al Sol

Tabla 4.12 Dimensiones de la Sala Eléctrica (Zona 1 y Zona 2)

Dimensiones de la Sala Eléctrica		Medidas (m)
Zona 1	Internas Sala de Equipos (Largo x Ancho x Alto)	44,2 x 4,6 x 3,7
	Externas Sala de Equipos (Largo x Ancho x Alto)	44,4 x 4,8 x 4,5
Zona 2	Internas Sala de Gabinete (Largo x Ancho x Alto)	10,5 x 4,6 x 3,7
	Externas Sala de Gabinete (Largo x Ancho x Alto)	10,7 x 4,8 x 4,5

Fuente: Extraído de los Planos de Arquitectura de la Sala

c. Diferencia de temperatura equivalente en paredes y techos expuestos al sol. Calor generado por radiación convección y radiación.

$$\Delta T E_i = a + \Delta T_{es} + b \times \frac{R_s}{R_{MAX}} \times (\Delta T_{em} - \Delta T_{es}) \dots \dots \text{Ec (4.2)}$$

$$R_s = (M_{MAX} \times F_a \times F_{alt} \times F_p) \dots \dots 4.3$$

Donde:

a: Factor de corrección de las variaciones de temperatura (°F) (Tabla 4.13)

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 4.15)

ΔT_{es} : Variación de temperatura equivalente en la sombra (Tabla 4.16)

ΔT_{em} : Variación de temperatura equivalente soleado. (Tabla 4.17)

Tabla 4.13 Corrección 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				

Tabla 4.14 Corrección en función del mes considerado

INTERVALO DE VARIACIÓN ANUAL DE TEMPERATURA (°C)	TEMPERATURA SECA O HÚMEDA (°C)	MES									
		Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	
65	Seca	-19,0	-12,0	-6,1	-2,5	0	0	-4,9	-12,2	-22,0	
	Húmeda	-11,1	-5,5	-2,8	-1,1	0	0	0	-5,9	-13,0	
60	Seca	-16,5	-11,0	-6,1	-2,1	0	0	-3,6	-9,3	-16,5	
	Húmeda	-8,3	-5,5	-2,8	-1,1	0	0	-1,7	-4,4	-8,9	
55	Seca	-16,0	-10,5	-6,0	-1,8	0	0	-3,6	-9,0	-15,0	
	Húmeda	-7,8	-5,5	-2,8	-1,1	0	0	-1,7	-4,4	-7,8	
50	Seca	-16,0	-10,5	-5,0	-1,8	0	0	-3,6	-9,0	-14,5	
	Húmeda	-7,8	-5,5	-2,8	-1,1	0	0	-1,7	-4,4	-7,8	
45	Seca	-14,0	-9,2	-4,5	-1,8	0	0	-3,6	-6,9	-11,5	
	Húmeda	-7,3	-5,1	-2,8	-1,1	0	0	-1,1	-3,4	-6,4	
40	Seca	-7,8	-5,5	-2,5	-0,5	0	0	-2,5	-4,1	-8,2	
	Húmeda	-3,9	-2,7	-2,3	0	0	0	-0,5	-2,3	-3,9	
35	Seca	-5,5	-4,0	-1,7	-0,5	0	0	-1,1	-3,0	-6,2	
	Húmeda	-2,4	-1,8	-1,1	0	0	0	-0,5	-1,9	-3,0	
30	Seca	-3,7	-2,8	-1,7	-0,5	0	0	-1,1	-2,5	-4,5	
	Húmeda	-1,9	-1,2	-0,8	0	0	0	-0,5	-1,4	-2,4	
25	Seca	-1,5	-1,1	-1,0	-0,5	0	0	-1,1	-1,9	-3,2	
	Húmeda	-1,3	-1,0	-0,4	0	0	0	-0,5	-1,0	-1,2	

Fuente: Manual (Carrier Air Conditioning Company, 1980)

Tabla 4.15 Correcciones en las condiciones en función del mes considerado

LATITUD NORTE	ORIENTACION LATITUD NORTE										LATITUD SUR
	MES	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	518	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
	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	1,398	1,753	1,008	151	1,008	1,753	1,398	2,690	Oct. Y Febrero
	Sept. Y Marzo	107	1,107	1,781	1,365	298	1,365	1,781	1,107	2,654	Sept. Y Marzo
	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
	Oct. Y Febrero	95	559	1,579	1,718	1,194	1,718	1,579	559	2,257	Agosto y Abril
	Nov. Y Enero	83	278	1,377	1,781	1,515	1,781	1,377	278	1,938	Julio y Mayo
	Diciembre	83	190	1,301	1,793	1,603	1,793	1,301	190	1,829	Junio
30°	Junio	214	1,498	1,730	968	228	968	1,730	1,498	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
	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	69	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	1,781	1,345	742	1,345	1,781	1,365	2,503	Nov Y Enero
	Agosto y Abril	115	1,095	1,742	1,567	1,065	1,567	1,742	1,095	2,301	Oct. Y Febrero
	Sept. Y Marzo	95	823	1,603	1,742	1,504	1,742	1,603	823	1,968	Sept. Y Marzo
	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	98	1,008	1,698	1,686	1,484	1,686	1,698	1,008	1,988	Oct. Y Febrero
	Sept. Y Marzo	83	823	1,484	1,753	1,666	1,753	1,484	823	1,591	Sept. Y Marzo
	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	688	1,365	1,642	1,365	688	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											
Coefficiente de corrección	Marco metálico o ningún marco	Limpieza	Altitud	Punto de rocío superior a 19.5°C (67°F)	Punto de rocío inferior a 19.5°C (67°F)	Latitud Sur					
	1 / 0.85 o 1.17	-15% máx.	+0.7% por 300 m	+7% por 4°C (10°F)	+7% por 14°C (10°F)	Diciembre o Enero		+7%			
+	Consolidado										
-	Las aportaciones para cristales orientados al norte (Latitud Norte) o al Sur (Latitud Sur) se constituyen principalmente de radiación difusa, la cual es sensiblemente constante durante todo el día. Los valores indicados son promedio tomados sobre 12 horas (8 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: Manual (Carrier Air Conditioning Company, 1980)

Para la determinación de: ΔT_{es} y ΔT_{em} para paredes SE y SO, usamos las siguientes tablas.

Tabla 4.16 Diferencia Equivalente de Temperatura (°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														
		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	6.7	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	5.5	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	0.5	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	3.9	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	1.7	1.1	
	500	3.9	3.9	3.3	3.3	3.3	6.1	8.9	9.4	10.0	10.6	10.0	9.4	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	5.5	5.5	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	5.0	
S	100	-0.5	-1.1	-2.2	0.5	2.2	7.8	12.2	15.0	16.7	15.6	14.4	11.1	8.9	6.7	5.5	3.9	3.3	1.7	1.1	0.5	0.5	0.0	0.0	-0.5	N
	300	-0.5	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	3.9	6.7	11.1	13.3	13.9	14.4	12.8	11.1	8.3	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0.5	0.0	-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	2.2	3.9	5.5	7.2	7.8	8.3	8.9	8.9	7.8	6.7	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	3.9	
SO	100	-1.1	-2.2	-2.2	-1.1	0.0	2.2	3.3	10.6	14.4	18.9	22.2	22.8	23.3	16.7	13.3	6.7	3.3	2.2	1.1	0.5	0.5	0.0	-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	5.5	5.0	5.0	4.4	3.9	
	700	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	3.3	3.9	4.4	5.0	5.5	8.3	10.0	10.6	11.1	7.2	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	0.0	-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	1.7	1.1	
	500	3.9	3.9	3.3	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	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	3.3	3.9	4.4	5.0	5.5	7.8	10.0	10.6	11.1	8.9	7.2	6.1	5.5	5.0	
N (en la sombra)	100	-1.7	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	0.5	2.2	4.4	5.5	6.7	7.8	7.2	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.0	0.0	-0.5	-0.5	-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	-0.5	-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	1.7	1.1	1.1	0.5	
	700	0.5	0.5	0.0	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	0.5	

Fuente: Manual (Carrier Air Conditioning Company, 1980)

Tabla 4.17 Variación de temperatura equivalente soleado

CONDICIONES	PESO DEL TECHO *** (kg/m ²)	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					
Sobado Átem	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	3.9					
	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					
	400	7.2	6.7	6.1	6.1	6.7	7.2	8.9	12.2	14.4	15.6	17.8	19.4	20.6	20.6	19.4	18.9	18.0	17.8	16.7	15.0	12.8	11.1	10.0	7.8					
Cubierta de agua	100	-2.8	-1.1	0	1.1	2.2	5.5	8.9	10.8	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					
Rociado *	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					
	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					
(en la sombra) Átes	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					
	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	5.0	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	-0.5	-1.1	-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				
		HORA SOLAR																												

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: Manual (Carrier Air Conditioning Company, 1980)

Para hallar la máxima aportación solar para paredes y techos a 17° 15' aproximado a 18° interpolamos de la tabla de máximas aportaciones por latitud (**Tabla 4.15**).

Tabla 4.18 Interpolación para 18° de máxima aportación por latitud

Mes	NE	SE	SO	NO	Horizontal (techo)	Latitud sur
Junio	1642	591	591	1642	2614	10°
Junio- Mayo	1591	710	710	1591	2654	
Agosto y Abril	1396	1008	1008	1396	2690	
Sept y Marzo	1107	1365	1396	1107	2654	
Oct - Febrero	710	1603	1603	710	2471	

Nov Y Enero	397	1730	1730	397	2257	
Diciembre	298	1753	1753	298	2170	
Junio	1651.6	746.2	746.2	1651.6	2674.8	18°
Junio- Mayo	1505.4	871.6	871.6	1505.4	2689.2	
Agosto y Abril	1294.4	1172.8	1172.8	1294.4	2661.2	
Sept y Marzo	967	1476.2	1482.4	967	2533.2	
Oct - Febrero	589.2	1695	1695	589.2	2283.8	
Nov Y Enero	301.8	1754.8	1754.8	301.8	2000.2	
Diciembre	211.6	1785	1785	211.6	1897.2	
Junio	1654	785	785	1654	2690	
Junio- Mayo	1484	912	912	1484	2698	
Agosto y Abril	1269	1214	1214	1269	2654	
Sept y Marzo	932	1504	1504	932	2503	
Oct - Febrero	559	1718	1718	559	2237	
Nov Y Enero	278	1761	1761	278	1936	
Diciembre	190	1793	1793	190	1829	

Fuente: Elaborado en base a las Tabla 4.13

La máxima aportación para la pared en NE y NO es de 1651.6 BTU/H-m² para la pared con orientación SE y SO es de 1785 BTU/H-m² y para el techo horizontal es de 2689.2 BTU/H-m.

d. Factor de atmosfera no muy limpia

Para cálculos se considera una atmosfera no muy limpia y se aplica un coeficiente de corrección de **0.9**.

- Factor por altitud: $1 + 0.007 \times (3500/300) = \mathbf{1.081}$
- Diferencia de Punto de Rocío: $19.5^{\circ}\text{C} - 18^{\circ}\text{C} = 1.5^{\circ}\text{C}$
- Corrección de punto de rocío: $1 + 0.14 \times 1.5/10 = \mathbf{1.021}$

Para el cálculo del R_M y el R_s de la Tabla 4.18 la máxima aportación con 18°

Entonces:

Para la Pared Exterior orientación SE y SO; tenemos:

$$R_s = 1785 \times 0.9 \times 1.081 \times 1.021 = 1773.09 \text{ / m}^2\text{-h}$$

Para el RM se determina por la Tabla 4.19 se toma la máxima aportación solar de 40° longitud sur en el mes de noviembre y enero

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

Pared Exterior orientación NE, NO

$$R_s = 1651.6 \times 0.9 \times 1.081 \times 1.021 = 1640.5 \text{ BTU / m}^2\text{-h}$$

Para el RM se determina por la Tabla 4.17 se toma la máxima aportación solar de 40° longitud sur en el mes de noviembre y enero

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

Techo Horizontal

$$R_s = 2689.2 \times 0.9 \times 1.081 \times 1.021 = 2671.26 \text{ BTU / m}^2\text{-h}$$

Para el RM se determina por la tabla XX se toma la máxima aportación solar de 40° longitud sur en el mes de noviembre y enero

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

Para el valor de "a" tenemos:

Latitud 17°55' Temperatura exterior en verano es 24°C, En invierno -4°C

Variación de la temperatura exterior es de 10 °C.

Temperatura exterior en noviembre, a las 15 horas, 24°C

Temperatura interior 22°C

La diferencia entre la temperatura interior y exterior es de 2°C

De la tabla 4.15 se tiene el valor de "a" a una variación de +2°C y 15 horas.

$$a = 7.9^{\circ}\text{C}$$

Asumimos el color de la pared "medio calor" y el valor sería de "b" = 0.78

Reemplazando en la ecuación 4.2 se tiene:

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

Pared Exterior orientación SE, SO

$$\Delta TE_i = -7.9 + \Delta T_{es} + 0.78 \times \frac{1773.09}{1365} \times (\Delta T_{em} - \Delta T_{es})$$

$$\Delta TE_i = -7.9 + 1,013 \times \Delta T_{em} - 0.0131 \Delta T_e \dots\dots (a)$$

Pared Exterior orientación NE, NO

$$\Delta TE_i = -7.9 + \Delta T_{es} + 0.78 \times \frac{1640.5}{1345} \times (\Delta T_{em} - \Delta T_{es})$$

$$\Delta TE_i = -7.9 + 0.95 \times \Delta T_{em} - 0.048 \Delta T_{es} \dots\dots (b)$$

Techo Horizontal

$$\Delta TE_i = -7.9 + \Delta T_{es} + 0.78 \times \frac{2671.26}{2503} \times (\Delta T_{em} - \Delta T_{es})$$

$$\Delta TE_i = -7.9 + 0.83 \times \Delta T_{em} - 0.16 \Delta T_e \dots\dots (c)$$

De las variaciones de temperaturas equivalentes ($^{\circ}\text{C}$) Realizamos las tabulaciones correspondientes para un peso de 51kg/m².

Obtenemos la siguiente tabla:

Tabla 4.19 Variación de temperatura equivalente en pared y en sombra SE, SO, NE, NO de la Sala Eléctrica

Orientación	PESO	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	
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	11.2	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	-20.9	-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	-1.5	
	100	-17.0	-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: Elaborado en base al Manual (Carrier Air Conditioning Company)

Para obtener la variación de temperatura equivalente para todas las horas del día reemplazamos los datos de T_e y de ΔT_{em} "S" obteniendo la temperatura equivalente.

Para la obtención de la carga térmica utilizamos la ecuación 4.1 para obtener los calores en paredes exteriores de acuerdo con su orientación

Entonces reemplazando datos realizamos la siguiente tabla.

Tabla 4.20 Variación de temperatura equivalente y carga térmica en pared y en sombra SE

Diferencia de temperatura en paredes exteriores sur este						
HORAS	TEM	TES	Tequi	Tequi °F	Q ZONA 1	Q ZONA 2
1	-0.27	-0.5	-5.48976	22.118432	263.977293	63.6161494
2	-0.7	-1.6	-5.90776	21.366032	254.997609	61.4521266
3	-0.6	-2.2	-5.9548	21.28136	253.987073	61.2085964
4	-1.2	-2.7	-6.26988	20.714216	247.218368	59.5773995
5	-1.1	-1.2	-6.25028	20.749496	247.639425	59.6788704
6	-1.7	3.6	-5.96772	21.258104	253.709519	61.1417084
7	-1.7	10.6	-8.9394	15.90908	189.870415	45.7570595
8	-2.2	15.5	-9.374	15.1268	180.534122	43.5070971
9	-1.7	15.3	-9.15852	15.514664	185.163171	44.622656
10	-1.1	13.3	-8.85612	16.058984	191.659478	46.1882074
11	0.7	10.2	-7.62029	18.283478	218.208191	52.5862081
12	2.7	7.0	-6.24087	20.766434	247.841575	59.7275868
13	5.1	6.9	-4.665195	23.602649	281.691007	67.8849949
14	6.0	7.0	-4.04979	24.710378	294.911443	71.0710008
15	7.3	7.5	-3.767215	25.219013	300.981859	72.5339164
16	8.4	8.1	-3.345015	25.978973	310.051769	74.719683
17	7.5	7.9	-4.887035	23.203337	276.92533	66.7365097
18	6.7	7.8	-6.1066	21.00812	250.72603	60.4227144
19	5.2	6.6	-7.0083	19.38506	231.355263	55.7545342
20	3.8	5.2	-7.782825	17.990915	214.716533	51.7447501
21	2.8	4.0	-7.14173	19.144886	228.488854	55.0637553
22	1.7	2.8	-6.91609	19.551038	233.336164	56.2319135
23	0.6	1.7	-7.70013	18.139766	216.493028	52.1728694
24	-0.5	0.6	-8.43713	16.813166	200.660429	48.3573555

Fuente: Elaborado en base al Manual (Carrier Air Conditioning Company)

Se observa en la tabla 4.22 que el mayor valor de calor obtenido es a las 16 horas es:

- Q1 = 391.93294 Btu/h Esto es en la ZONA 1
- Q1 = 74.719683 Btu/h En la ZONA 2

Tabla 4.21 Variación de temperatura equivalente y carga térmica en pared y en sombra SO

Diferencia de temperatura en paredes exteriores sur oeste						
HORAS	TEM	TES	Tequi	Tequi °F	Q ZONA 1	Q ZONA 2
1	-0.5	-0.5	-5.48976	22.118432	263.977293	63.6161494
2	-1.0	-1.6	-5.90776	21.366032	254.997609	61.4521266
3	-0.7	-2.2	-5.9548	21.28136	253.987073	61.2085964
4	-1.4	-2.7	-6.26988	20.714216	247.218368	59.5773995
5	-1.5	-1.2	-6.25028	20.749496	247.639425	59.6788704
6	-20.9	3.6	-5.96772	21.258104	253.709519	61.1417084
7	-2.3	10.6	-8.9394	15.90908	189.870415	45.7570595
8	-2.2	15.5	-9.374	15.1268	180.534122	43.5070971
9	-1.0	15.3	-9.15852	15.514664	185.163171	44.622656
10	0.3	13.3	-8.85612	16.058984	191.659478	46.1882074
11	2.1	10.2	-7.62029	18.283478	218.208191	52.5862081
12	3.8	7.0	-6.24087	20.766434	247.841575	59.7275868
13	6.0	6.9	-4.665195	23.602649	281.691007	67.8849949
14	7.3	7.0	-4.04979	24.710378	294.911443	71.0710008
15	11.8	7.5	-3.767215	25.219013	300.981859	72.5339164
16	14.9	8.1	-3.345015	25.978973	310.051769	74.719683
17	19.9	7.9	-4.887035	23.203337	276.92533	66.7365097
18	23.5	7.8	-6.1066	21.00812	250.72603	60.4227144
19	21.4	6.6	-7.0083	19.38506	231.355263	55.7545342
20	19.2	5.2	-7.782825	17.990915	214.716533	51.7447501
21	9.6	4.0	-7.14173	19.144886	228.488854	55.0637553
22	2.5	2.8	-6.91609	19.551038	233.336164	56.2319135
23	1.7	1.7	-7.70013	18.139766	216.493028	52.1728694
24	0.6	0.6	-8.43713	16.813166	200.660429	48.3573555

Fuente: Elaborado en base al Manual (Carrier Air Conditioning Company)

Se observa en la Tabla 4.19 que el mayor valor de calor obtenido es a las 16 horas es

- Q1 = 391.932948 Btu/h esto es en la ZONA 1
- Q2 = 66.7365097 Btu/h a las 17 horas en la Zona 2

Tabla 4.22 Variación de temperatura equivalente y carga térmica en pared y en sombra NE

Diferencia de temperatura en paredes exteriores Nor este					
HORAS	TEM	TES	Tequi	Tequi °F	Q ZONA 1
1	-0.7	2.8	-5.48976	22.118432	263.977293
2	-1.2	2.2	-5.90776	21.366032	254.997609
3	-1.0	2.2	-5.9548	21.28136	253.987073
4	-1.8	1.7	-6.26988	20.714216	247.218368
5	-1.6	1.7	-6.25028	20.749496	247.639425
6	6.7	-1.7	-5.96772	21.258104	253.709519
7	4.0	-1.7	-8.9394	15.90908	189.870415
8	9.0	-2.2	-9.374	15.1268	180.534122
9	11.4	-1.7	-9.15852	15.514664	185.163171
10	15.2	-1.1	-8.85612	16.058984	191.659478
11	15.4	0.7	-7.62029	18.283478	218.208191
12	15.6	2.7	-6.24087	20.766434	247.841575
13	14.4	5.1	-4.665195	23.602649	281.691007
14	13.2	6.0	-4.04979	24.710378	294.911443
15	10.3	7.3	-3.767215	25.219013	300.981859
16	8.6	8.4	-3.345015	25.978973	310.051769
17	8.3	7.5	-4.887035	23.203337	276.92533
18	7.8	6.7	-6.1066	21.00812	250.72603
19	6.6	5.2	-7.0083	19.38506	231.355263
20	5.2	3.8	-7.782825	17.990915	214.716533
21	4.0	2.8	-7.14173	19.144886	228.488854
22	2.8	1.7	-6.91609	19.551038	233.336164
23	1.7	0.6	-7.70013	18.139766	216.493028
24	0.6	-0.5	-8.43713	16.813166	200.660429

Fuente: Elaborado en base al Manual (Carrier Air Conditioning Company)

Se observa en la tabla 4.23 que el mayor valor de calor obtenido es a las 16 horas, Q1 = 310.051769btu/h Esto es en LA ZONA 1

Tabla 4.23 Variación de temperatura equivalente y carga térmica en pared y en sombra NO

Diferencia de temperatura en paredes exteriores Nor oeste					
HORAS	TEM	TES	Tequi	Tequi °F	Q ZONA 1
1	-0.27	2.8	-5.48976	22.118432	263.977293
2	-0.7	2.2	-5.90776	21.366032	254.997609
3	-0.6	2.2	-5.9548	21.28136	253.987073
4	-1.2	1.7	-6.26988	20.714216	247.218368
5	-1.1	1.7	-6.25028	20.749496	247.639425
6	-1.7	-1.7	-5.96772	21.258104	253.709519
7	-1.7	-1.7	-8.9394	15.90908	189.870415
8	-2.2	-2.2	-9.374	15.1268	180.534122
9	-1.7	-1.7	-9.15852	15.514664	185.163171
10	-1.1	-1.1	-8.85612	16.058984	191.659478
11	0.7	0.7	-7.62029	18.283478	218.208191
12	2.7	2.7	-6.24087	20.766434	247.841575
13	5.1	5.1	-4.665195	23.602649	281.691007
14	6.0	6.0	-4.04979	24.710378	294.911443
15	7.3	7.3	-3.767215	25.219013	300.981859
16	8.4	8.4	-3.345015	25.978973	310.051769
17	7.5	7.5	-4.887035	23.203337	276.92533
18	6.7	6.7	-6.1066	21.00812	250.72603
19	5.2	5.2	-7.0083	19.38506	231.355263
20	3.8	3.8	-7.782825	17.990915	214.716533
21	2.8	2.8	-7.14173	19.144886	228.488854
22	1.7	1.7	-6.91609	19.551038	233.336164
23	0.6	0.6	-7.70013	18.139766	216.493028
24	-0.5	-0.5	-8.43713	16.813166	200.660429

Fuente: Elaborado en base al Manual (Carrier Air Conditioning Company)

Se observa en la tabla 4.24 que el mayor valor de calor obtenido es a las 16 horas, Q1 = 310.051769 btu/h Esto es en LA ZONA 1

Tabla 4.24 Variación de temperatura equivalente y carga térmica en el techo de la sala eléctrica

Diferencia de temperatura en techos						
HORAS	TEM	TES	Tequi	Tequi °F	Q ZONA 1	Q ZONA 2
1	3.9	-0.5	-6.2	20.84	233.174592	59.9391744
2	1.7	-1.1	-6.346	20.5772	230.234175	59.1833196
3	0.5	-2.2	-6.154	20.9228	234.101025	60.1773204
4	-0.5	-2.8	-6.409	20.4638	228.965365	58.857163
5	-1.7	-2.8	-6.217	20.8094	232.832215	59.8511639
6	-2.2	-2.8	-8.959	15.8738	177.608773	45.6555886
7	-3.3	-2.8	-8.783	16.1906	181.153385	46.5667561
8	-3.9	-2.2	-9.102	15.6164	174.728776	44.915265
9	-2.8	-1.1	-8.863	16.0466	179.542198	46.1525891
10	-0.5	0.0	-8.733	16.2806	182.160377	46.8256105
11	3.9	1.1	-7.90565	17.76983	198.823074	51.1088743
12	8.3	3.3	-6.95463	19.481666	217.976465	56.0323885
13	13.3	5.0	-5.826955	21.511481	240.687659	61.8704612
14	17.8	6.7	-5.73563	21.675866	242.52693	62.3432588
15	21.1	7.2	-5.247295	22.554869	252.361918	64.871412
16	23.9	7.8	-4.782295	23.391869	261.726944	67.2787579
17	25.6	7.2	-5.796315	21.566633	241.304743	62.0290872
18	25.0	6.7	-6.339	20.5898	230.375154	59.2195592
19	22.8	5.5	-7.22702	18.991364	212.490574	54.6222015
20	19.4	4.4	-7.819705	17.924531	200.553992	51.5538191
21	15.6	2.8	-8.10437	17.412134	194.820885	50.0800833
22	12.2	1.1	-8.47337	16.747934	187.389284	48.1697379
23	8.9	0.5	-8.85837	16.054934	179.635446	46.176559
24	5.5	0.0	-9.22737	15.390734	172.203845	44.2662135

Fuente: Elaborado en base al Manual (Carrier Air Conditioning Company)

Se observa en la tabla 4.22 que el mayor valor de calor obtenido es a las 16 horas, Q1 = 261.72 Btu/h Esto es en LA ZONA 1

Y en la zona 1 67.27 Btu/ h a las 16 horas

e. Flujo de calor a través de pared interior y suelo

$$Q_i = UxAx\Delta T_{int}$$

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.

Q suelo: $0.06355 \times 213.12 \times 2 = 270.18$ Btu/h en Zona I – Sala de Equipos

Q suelo: $0.09509 \times 51.36 \times 2 = 9.76$ Btu/h en Zona II – Sala de gabinetes

f. Flujo de calor por persona

$$Q_{sen} = nxq_{sem}$$

$$Q_{lat} = nxq_{lat}$$

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

El número de personas que tendremos dentro del ambiente de acuerdo con los datos entregados por el cliente es de 2.

El calor sensible y latente que emite cada persona se toma de la tabla $q_{sen} = 250 \text{ Btu/h}$, $q_{lat} = 250 \text{ Btu/h}$.

$$Q_{so} = 2 \times 250 = 500 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{lo} = 2 \times 250 = 500 \text{ Btu/h}$$

Tabla 4.25 Flujos de calor de personas

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 <i>V</i>	High <i>V</i>
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.

^aAdjusted 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.

^bValues approximated from data in [Table 6, Chapter 9](#), where *V* is air velocity with limits shown in that table.

^cAdjusted heat gain includes 60 Btu/h for food per individual (30 Btu/h sensible and 30 Btu/h latent).

^dFigure one person per alley actually bowling, and all others as sitting (400 Btu/h) or standing or walking slowly (550 Btu/h).

Fuente: Manual (Carrier Air Conditioning Company)

g. Flujo de calor por alumbrado generado dentro del Ambiente.

Para el Flujo de calor se utiliza la siguiente formula

$$Q_{alum} = 3.41 \times A \times w$$

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).

Para la Zona 1 y Zona 2:

- $Q_1 = 3.41 \times 2188.5 \times 0.93 = 6940.4$ Btu/h Zona 1 – Sala de Equipos
- $Q_2 = 3.41 \times 519.9 \times 0.93 = 1648$ Btu/h Zona 2 – Sala de Gabinetes

Tabla 4.26 Potencia de alumbrados de acuerdo con el ambiente a requerir

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	0.10
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: Norma Técnica (ASHRAE, 2001)

h. Fuente de calor por equipos y electrónicos en la sala eléctrica

Para la ZONA 1 sala de equipos

De la Tabla 4.7 se tiene la sumatoria de la potencia disipada por cada equipo en el interior del ambiente.

Realizando la sumatoria tenemos 72.652 Kw

Para la ZONA 2 sala de gabinetes

De la Tabla 4.8 se tiene la sumatoria de la potencia disipada por cada equipo en el interior del ambiente.

Realizando la sumatoria tenemos 18.247 Kw

Para realizar la sumatoria de las ganancias de calor obteniendo el calor sensible total y el calor latente total.

Tabla 4.27 Cuadro de calor sensible y calor latente

Fuentes y Tipos de Calor		
DESCRIPCION	Calor Sensible	Calor Latente
Personas		
Equipos		
Iluminacion		
Paredes, piso, techo		
Radiacion Solar		
Transmision		
Fuentes de Vapor		
Total =	Qsen	Qlat.

Fuente: Curso de Cargas Térmicas (Escuela de Refrigeración del Perú)

i. Ganancia de Calor Total Sensibles.

Se suman las ganancias sensibles de todos los bloques y al total se le

multiplica el factor de seguridad de 4%.

Zona 1 – Sala de Equipos

$$Q_{ts} = (391.93+391.93+310.051+310.051 + 261.72 + 270 + 6940.4 + 248043.700922) = 256919.78 \text{ BTU/H}$$

Zona 2 – Sala de Gabinetes

$$Q_{ts} = (74.71+ 66.73 + 167.26+ 9.76 + 1648 + 62297.71253) = 64264.16 \text{ BTU/H}$$

j. Ganancia de Calor Total latente

Zona 1 – Sala de Equipos

$$Q_L = 500 \text{ BTU/H}$$

Zona 2 – Sala de Gabinetes

$$Q_L = 500 \text{ BTU/H}$$

k. Ganancia total de enfriamiento

Zona 1 – Sala de Equipos

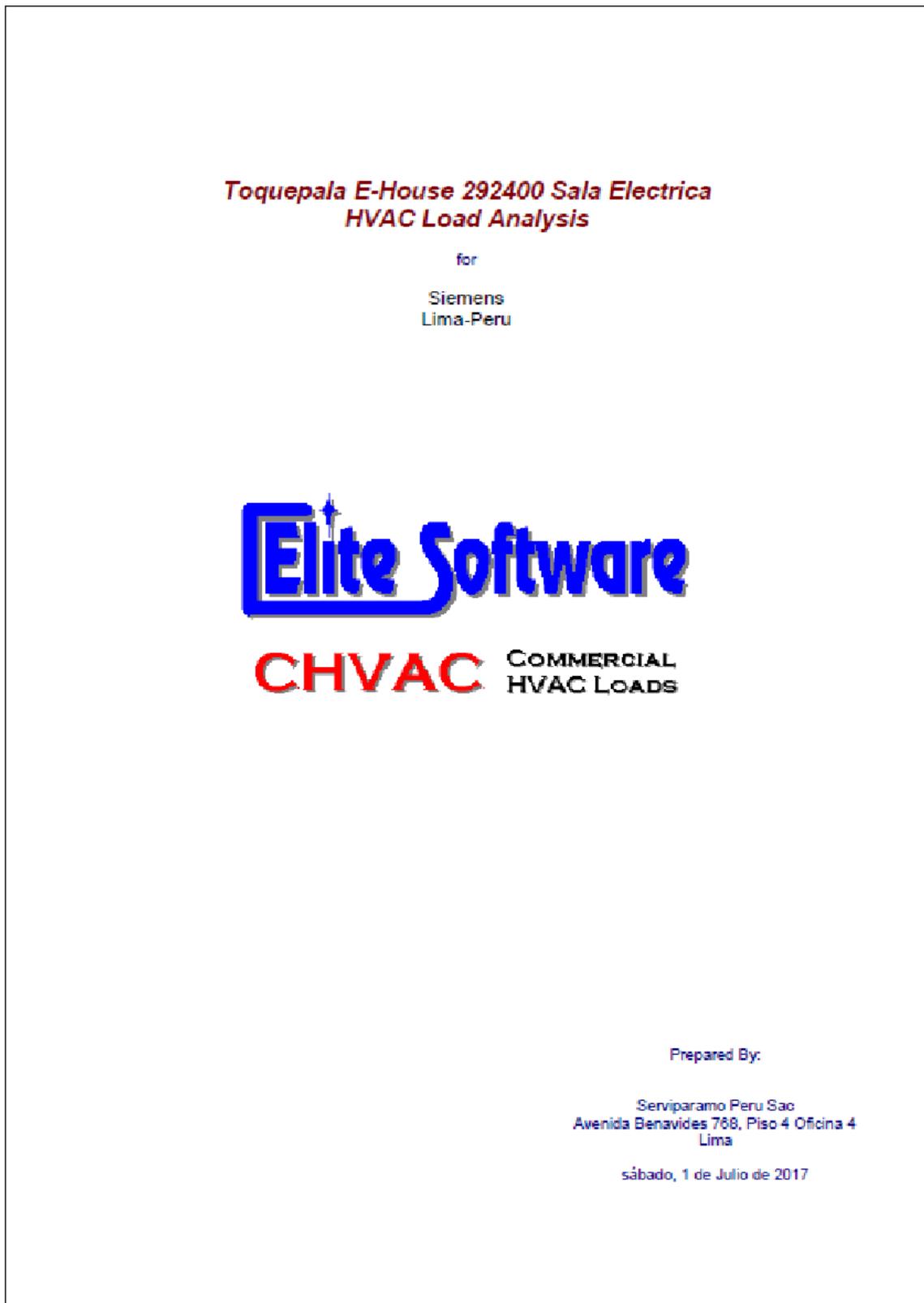
$$Q_L = 256919.78 \text{ BTU/H} + 500 \text{ BTU/H} = 257419.782 \text{ BTU/H} = \underline{\underline{21.4516485}}$$

TON

Zona 2 – Sala de Gabinetes

$$Q_L = 64264.16 \text{ BTU/H} + 500 \text{ BTU/H} = 64764.16 \text{ BTU/H} = \underline{\underline{5.397013 \text{ TON}}}$$

Ilustración 4.10 Programa Elite para cálculo de la sala de equipos



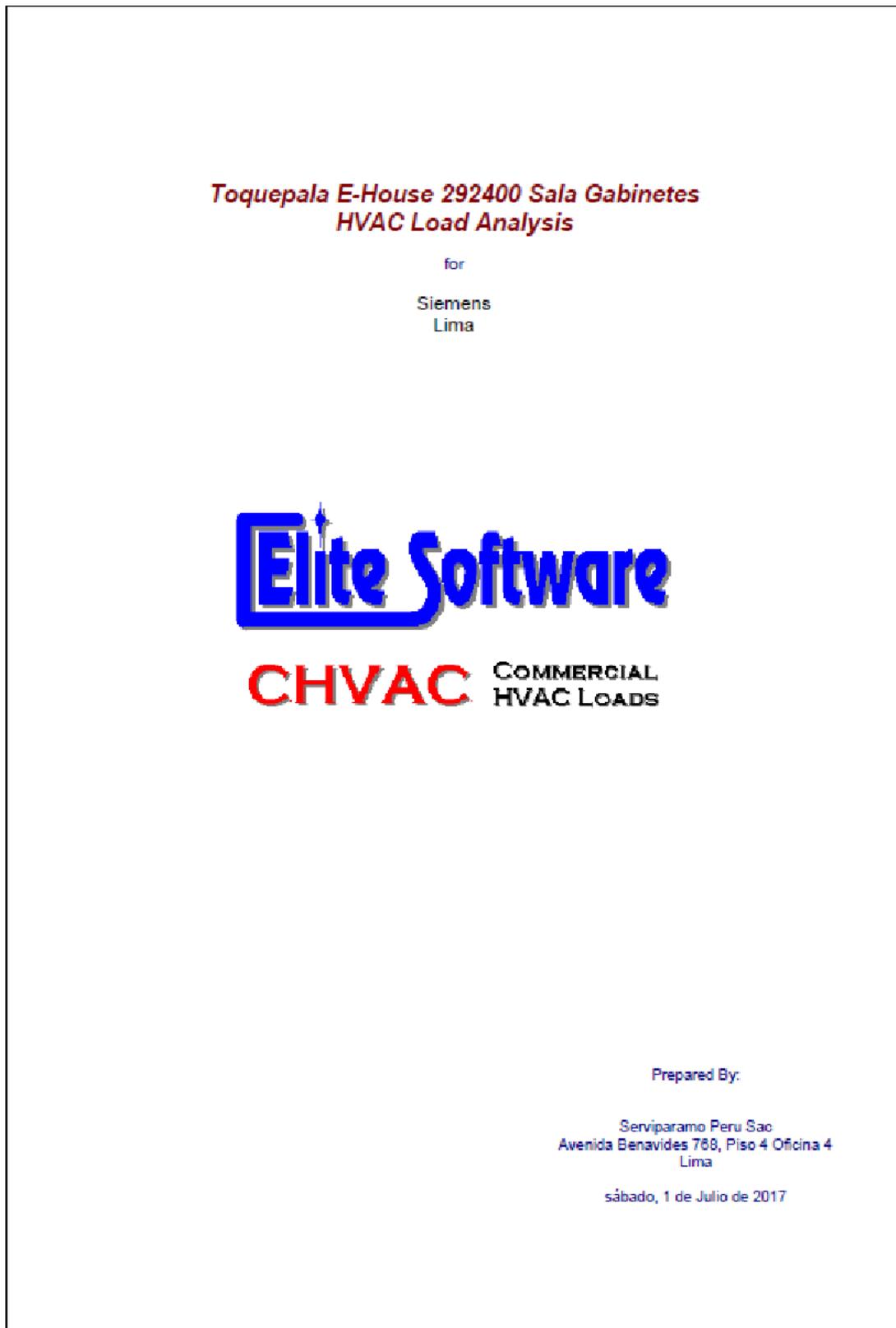
Fuente: Extracto Software (Elite Software)

Ilustración 4.11 Programa Elite para cálculo de la sala de equipos

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
ServiParamo Ltda. Barranquilla.		Toquepala E-House 292400 Sala Electrica Page 7	
Air Handler #1 - Ahu - Total Load Summary			
Air Handler Description:	Ahu Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.97 kW		
Fan Input:	85% motor and fan efficiency with 0 kPa across the fan		
Sensible Heat Ratio:	1.03	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	12pm in February.		
Outdoor Conditions:	Clg: 20° DB, 11° WB, 9.11 grams moisture per kg dry air, Htg: 4° DB		
Indoor Conditions:	Clg: 20° DB, 50% RH, Htg: 20° DB		
Summer: Exhaust controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	2,748 Watts		
Infiltration sensible loss:	0 Watts	0 L/s	
Outside Air sensible loss:	0 Watts	0 L/s	
Supply Duct sensible loss:	0 Watts		
Return Duct sensible loss:	0 Watts		
Return Plenum sensible loss:	0 Watts		
Total System sensible loss:			2,748 Watts
Heating Supply Air: 2,748 / (.649 X 1.21 X 15) =		233 L/s	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 L/s	
Zone space sensible gain:	74,861 Watts		
Infiltration sensible gain:	38 Watts		
Draw-thru fan sensible gain:	628 Watts		
Supply duct sensible gain:	0 Watts		
Reserve sensible gain:	11 Watts		
Total sensible gain on supply side of coil:			75,336 Watts
Cooling Supply Air: 75,336 / (.649 X 1.23 X 8) =		11,795 L/s	
Summer Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 L/s	
Return duct sensible gain:	0 Watts		
Return plenum sensible gain:	0 Watts		
Outside air sensible gain:	0 Watts	0 L/s	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Watts		
Total sensible gain on return side of coil:			0 Watts
Total sensible gain on air handling system:			75,336 Watts
Zone space latent gain:	24 Watts		
Infiltration latent gain:	-2,059 Watts		
Outside air latent gain:	0 Watts		
Total latent gain on air handling system:			-2,035 Watts
Total system sensible and latent gain:			73,300 Watts
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 8° TD):		11,795 L/s	
Total Air Handler Vent. Air (0.00% of Supply):		0 L/s	
Total Conditioned Air Space:		213 Sq.m	
Supply Air Per Unit Area:		55.4708 L/s/Sq.m	
Area Per Cooling Capacity:		2.8226 Sq.m/kW	9.9 Sq.m/Ton
Cooling Capacity Per Area:		0.3543 kW/Sq.m	0.1007 Tons/Sq.m
Heating Capacity Per Area:		12.92 Watts/Sq.m	
Total Heating Required With Outside Air:		2.75 kW	
Total Cooling With Outside Air:		75.34 kW	21.42 Tons
Note: Due to the system's negative latent gain, tonnage is based solely on sensible gain.			

Fuente: Cuadro Resumen Software (Elite Software)

Ilustración 4.12 Programa Elite para cálculo de la sala de equipos



Fuente: Extracto Software (Elite Software)

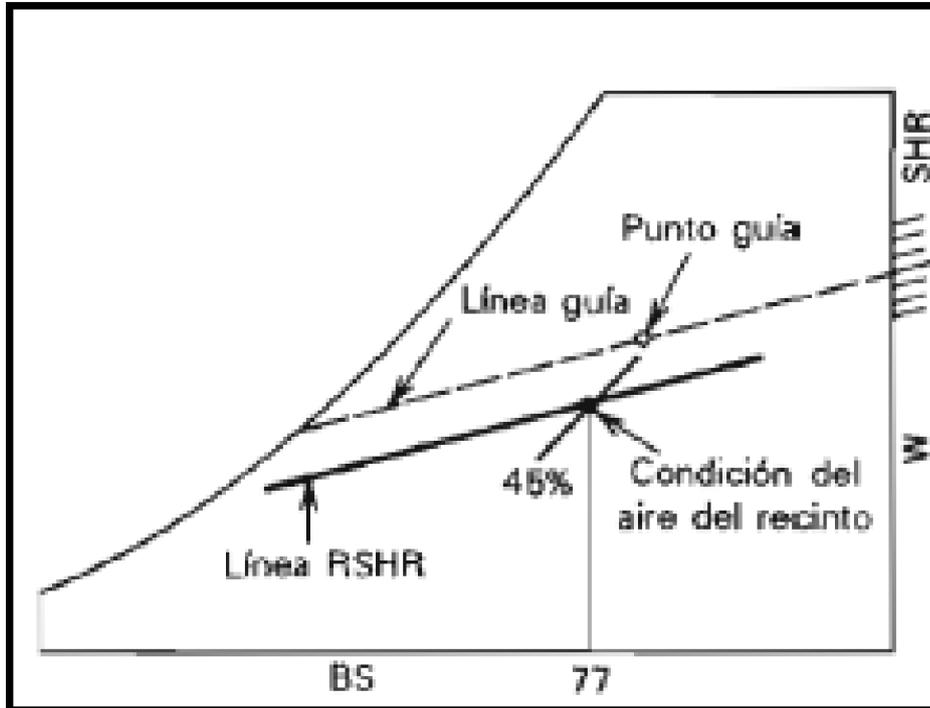
Ilustración 4.13 Programa Elite para cálculo de la sala de equipos

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
ServiParamo Ltda. Barranquilla.		Toquepala E-House 292400 Sala Gabinetes Page 7	
Air Handler #1 - Ahu - Total Load Summary			
Air Handler Description:	Ahu Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.24 kW		
Fan Input:	85% motor and fan efficiency with 0 kPa across the fan		
Sensible Heat Ratio:	1.04	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	12pm in August.		
Outdoor Conditions:	Clg: 20° DB, 11° WB, 9.11 grams moisture per kg dry air, Htg: 4° DB		
Indoor Conditions:	Clg: 20° DB, 50% RH, Htg: 20° DB		
Summer: Exhaust controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	728 Watts		
Infiltration sensible loss:	0 Watts	0 L/s	
Outside Air sensible loss:	0 Watts	0 L/s	
Supply Duct sensible loss:	0 Watts		
Return Duct sensible loss:	0 Watts		
Return Plenum sensible loss:	0 Watts		
Total System sensible loss:			728 Watts
Heating Supply Air: 728 / (.649 X 1.21 X 15) =		62 L/s	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 L/s	
Zone space sensible gain:	18,892 Watts		
Infiltration sensible gain:	12 Watts		
Draw-thru fan sensible gain:	157 Watts		
Supply duct sensible gain:	0 Watts		
Reserve sensible gain:	11 Watts		
Total sensible gain on supply side of coil:			18,872 Watts
Cooling Supply Air: 18,872 / (.649 X 1.23 X 8) =		2,955 L/s	
Summer Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 L/s	
Return duct sensible gain:	0 Watts		
Return plenum sensible gain:	0 Watts		
Outside air sensible gain:	0 Watts	0 L/s	
Blow-thru fan sensible gain:	0 Watts		
Total sensible gain on return side of coil:			0 Watts
Total sensible gain on air handling system:			18,872 Watts
Zone space latent gain:	24 Watts		
Infiltration latent gain:	-714 Watts		
Outside air latent gain:	0 Watts		
Total latent gain on air handling system:			-690 Watts
Total system sensible and latent gain:			18,182 Watts
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 8° TD):		2,955 L/s	
Total Air Handler Vent. Air (0.00% of Supply):		0 L/s	
Total Conditioned Air Space:		51 Sq.m	
Supply Air Per Unit Area:		57.5303 L/s/Sq.m	
Area Per Cooling Capacity:		2.7215 Sq.m/kW	9.6 Sq.m/Ton
Cooling Capacity Per Area:		0.3674 kW/Sq.m	0.1045 Tons/Sq.m
Heating Capacity Per Area:		14.18 Watts/Sq.m	
Total Heating Required With Outside Air:		0.73 kW	
Total Cooling With Outside Air:		18.87 kW	5.37 Tons
Note: Due to the system's negative latent gain, tonnage is based solely on sensible gain.			

Fuente: Cuadro Resumen Software (Elite Software)

I. Procesos Psicrométrico

Ilustración 4.14 Líneas de factor sensible en una carta psicométricas



Fuente: Extraído del Libro (Pita, 1994)

m. Determinaremos las condiciones de Insuflamiento en la sala de equipos y en la sala de gabinete.

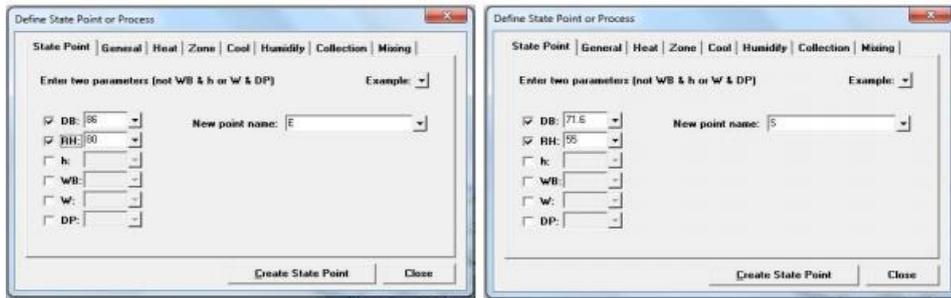
- Según el Estándar ASHRAE 62.1 se calcula en función al número de personas y el área con la siguiente Formula.

$$\text{Aire Exterior} = A \times R_a + Z \times R_p = \text{Area} \times (R_a) + \# \text{Personas} \times (R_p)$$

Donde R_a y R_p se sacan de tablas.

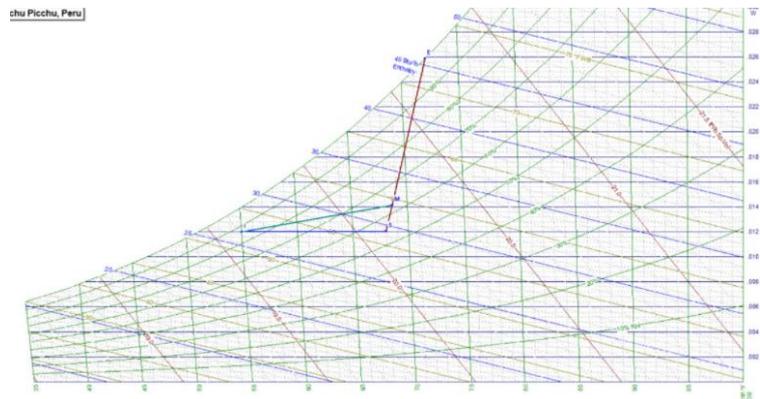
- En algunos casos nos piden un porcentaje en función al caudal de Insuflamiento, por ejemplo 15% de aire exterior. Para nuestro ejemplo consideremos 15% de aire exterior, entonces, activo el proceso MIXING (Mezcla), considerando que el Pt2, debe ser el punto de quien está referido el porcentaje. 15% de aire exterior, significa que el Pt2 es el punto de aire exterior (E).

Ilustración 4.15 Ingreso de Parámetros en el Software



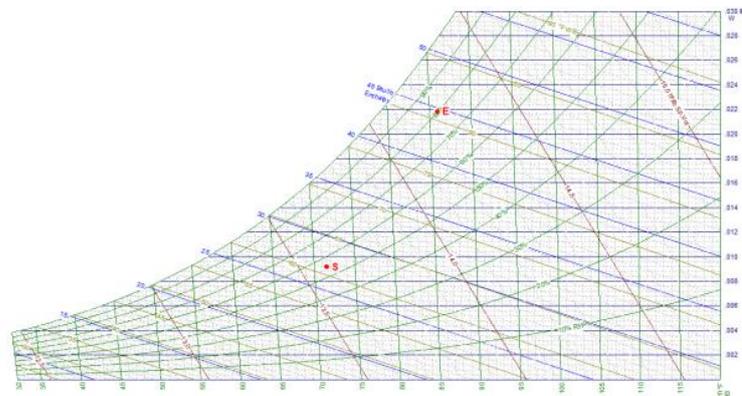
Fuente: Extraído del Software (Elite Software)

Ilustración 4.16 Tenemos las condiciones Interiores y exteriores en la carta psicométrica para verano



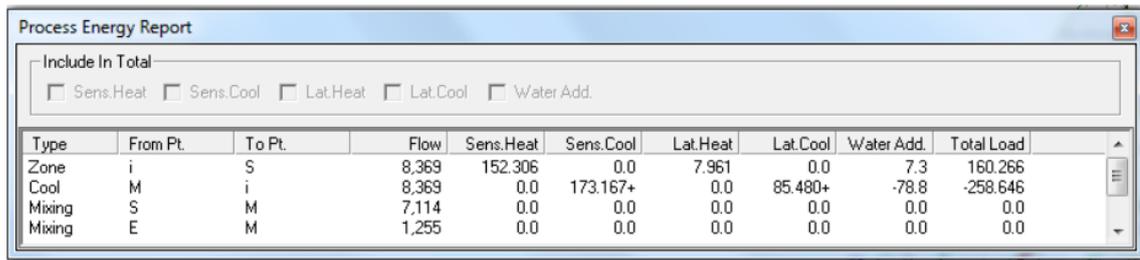
Fuente: Extraído del Software (Elite Software)

Ilustración 4.17 Condiciones de aire exterior e interior en carta psicométrica para verano



Fuente: Extraído del Software (Elite Software)

Ilustración 4.18 Menú “Process Energy Report” del Software Elite



Type	From Pt.	To Pt.	Flow	Sens.Heat	Sens.Cool	Lat.Heat	Lat.Cool	Water Add.	Total Load
Zone	i	S	8,369	152.306	0.0	7.961	0.0	7.3	160.266
Cool	M	i	8,369	0.0	173.167+	0.0	85.480+	-78.8	-258.646
Mixing	S	M	7,114	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Mixing	E	M	1,255	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Fuente: Extraído del Software (Elite Software)

4.6.5.3 Cálculo de Caudal de Presurización

El cálculo del caudal de presurización de las salas de equipos y de gabinetes de la sala eléctrica se hizo bajo la Norma UNE EN 12101-6 de “Diseño y Métodos de Cálculo por medio de la presurización diferencial” además de los parámetros establecidos en la norma ASHRAE 2001 Estándar Application, 2007. Capítulo 52.7, “Fire and Smoke Management”

Este caudal de aire creará una presión positiva de 25 Pascal, lo que evitará las infiltraciones de aire y crear una barrera para el ingreso de polvo a la sala eléctrica.

$$Q = 0,83 \times S \times \sqrt{(\Delta P \rho)} \quad \text{Ec. C.1}$$

Los parámetros necesarios para realizar el cálculo del caudal de presurización mediante la fórmula Ec. C.1 y de acuerdo con los requerimientos de la sala eléctrica son los siguientes:

- $\Delta P = 25 \text{ Pa}$
- $\rho = 0,75 \text{ Kg/m}^3$ para una altitud de 3500 msnm (metros sobre el nivel del mar)

Los valores de los coeficientes de áreas fugan a través de los cerramientos, techo, piso fueron extraídos de la norma ASHRAE Estándar Applications, 2007. Capítulo 52.7, “Fire and smoke management” tal y como se puede observar en la siguiente tabla:

Tabla 4.28 Típicas áreas de fuga para pisos y paredes de edificios comerciales

Construction Element	Wall Tightness	Area Ratio
		A/A_w
Exterior building walls ^a (includes construction cracks and cracks around windows and doors)	Tight	0.50×10^{-4}
	Average	0.17×10^{-3}
	Loose	0.35×10^{-3}
	Very Loose	0.12×10^{-2}
Stairwell walls ^a (includes construction cracks but not cracks around windows or doors)	Tight	0.14×10^{-4}
	Average	0.11×10^{-3}
	Loose	0.35×10^{-3}
Elevator shaft walls ^a (includes construction cracks but not cracks around doors)	Tight	0.18×10^{-3}
	Average	0.84×10^{-3}
	Loose	0.18×10^{-2}
		A/A_f
Floors ^b (includes construction cracks and gaps around penetrations)	Tight	0.66×10^{-5}
	Average	0.52×10^{-4}
	Loose	0.17×10^{-3}

A = leakage area; A_w = wall area; A_f = floor area
Leakage areas evaluated at ^a75 Pa; ^b25 Pa.

Fuente: Norma Técnica (ASHRAE , 2001)

De la tabla anterior se tomaron los siguientes valores de áreas de fuga:

- Pared promedio (average); $A/A_w = 0,17 \times 10^{-3}$
- Piso promedio (average); $A/A_w 0,52 \times 10^{-4}$
- Techo (tight); $A/A_w 0,5 \times 10^{-5}$

De la misma forma los valores de los coeficientes de áreas fuga a través de puertas sencillas y dobles fueron tomados de la norma ASHRAE Fundamentals, 2001. Capítulo 26.15, "Ventilación and Infiltración", Tabla 4.26 son los siguientes:

- Puertas sencillas= $12 \text{ cm}^2 / \text{puerta} = 0,0012 \text{ m}^2 / \text{puerta}$.
- Puertas dobles= $23 \text{ cm}^2 / \text{m}^2 = 0,0023 \text{ m}^2 / \text{m}^2$.

Tomando en cuenta todos estos parámetros, las dimensiones de los cerramientos, techo, piso, puertas dobles y número de puertas sencillas e introduciendo sus valores en la Ec. C.1 se obtiene el resultado de los cálculos, los cuales se muestran en el siguiente cuadro:

Tabla 4.29 Caudal de Presurización – Zona 1 Sala de Equipos

AREA O´ ELEMENTO	A/AW	AREA	AREA FUGA	CAUDAL PRES	CAUDAL PRES
		m2	m2	m3/s	l/s
PISO	0.000052	212.64	0.01105728	0.05295442	52.9544196
PARED	0.00017	363.34	0.0617678	0.295812171	295.812171
TECHO	0.00005	212.64	0.010632	0.050917711	50.9177112
PUERTAS DOB*	0.0023	9	0.0207	0.09913437	99.13437
TOTAL				0.498818672	499

(*) N° Puertas dobles=2

Fuente: Elaborado en base a planos de arquitectura de la Sala

Tabla 4.30 Caudal de Presurización – Zona 2 Sala de Gabinetes

AREA O´ ELEMENTO	A/AW	AREA	AREA FUGA	CAUDAL PRES	CAUDAL PRES
		m2	m2	m3/s	l/s
PISO	0.000052	51.36	0.00267072	0.012790345	12.7903452
PARED	0.00017	114.7	0.019499	0.093382661	93.3826609
TECHO	0.00005	51.36	0.002568	0.012298409	12.2984088
PUERTAS DOB	0.0023	4.94	0.011362	0.054413754	54.4137542
TOTAL				0.172885169	173

(*) N° Puertas dobles=1

Fuente: Elaborado en base a planos de arquitectura de la Sala

De los resultados obtenidos de los Tablas 4.30 y 4.31 se tiene que se necesitan presurizadores que manejen un caudal de:

- Zona 1 Sala de Equipos : 499 l/s
- Zona 2 Sala de Gabinetes : 173 l/s

Con ello lograremos un nivel de presión interno de 25 Pa (0.1 "H2O).

4.6.5.4 Dimensionamiento de red de ducto y selección de rejillas

Para determinar la red de conductos se realiza con los siguientes parámetros:

Tabla 4.31 Parámetros de diseño de la red de ductos

CONDICIONES GENERALES-SALA DE EQUIPOS Y SALA DE GABINETES			
PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD	FUENTE
Velocidad Máxima en ducto de equipo*	2200-2500	FPM	Handbook of Air Conditioning System Design - Carrier
Velocidad Máxima en ductos Principales de suministro*	3000	FPM	Handbook of Air Conditioning System Design - Carrier
Velocidad Máxima en ductos Principales de retorno*	1800	FPM	Handbook of Air Conditioning System Design - Carrier
Velocidad Máxima en ramales secundarios de suministro.*	2200	FPM	Handbook of Air Conditioning System Design - Carrier
Velocidad Máxima en ramales secundarios de retorno*	1500	FPM	Handbook of Air Conditioning System Design - Carrier
Perdida por fricción en ductos de suministro	0,15	In wg / 100 FT	N/A
Perdida por fricción en ductos de Retorno	0,1	In wg / 100 FT	N/A
Aislamiento Térmico de ductos.	Aislamiento externo en Duct Wrap de 1 ½"		N/A
Cálculo de caída de presión			Handbook of Air Conditioning System Design - Carrier

Fuente: Datos extraídos de las normas mencionadas en el cuadro

En todos los conductos por los que circula aire existen una continua pérdida de presión. Esta pérdida de presión se llama también pérdida de carga por rozamiento y depende de:

- La velocidad del aire
- Tamaño de conducto
- Rugosidad de la superficie
- Longitud de conducto

La variación en uno de estos factores modifica la pérdida de carga en el conducto. La relación que existe entre ellos viene dada por la ecuación:

$$\Delta P = 0.4 f \left(\frac{L}{d^{1,22}} \right) V^{1,82}$$

Donde:

ΔP = Pérdida de carga en mmca

f = rugosidad de la superficie interior (0-9 para conductos galvanizados)

L = Longitud del conducto en m

D = diámetro del conducto circular (en centímetros) equivalente a otro rectangular

v = velocidad de aire en m/s

a. Pérdida de presión en ductos

Esta viene dada por la siguiente fórmula:

$$P_d = L \times \left(\frac{f_r}{100 f_r} \right) \text{ Pérdida por accesorios}$$

Donde:

P_d: pérdida de presión en conductos (“C.A.)

L: Longitud del ducto en (ft)

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

La pérdida de presión en el sistema de climatización

Esta pérdida ocurre con la fricción entre el aire y el desplazamiento ya sea por ductos, accesorios, codos, filtro, rejilla, etc.

b. Perdidas externas:

Estas son las pérdidas por exterior dadas por ductos, difusores, rejillas, etc. 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

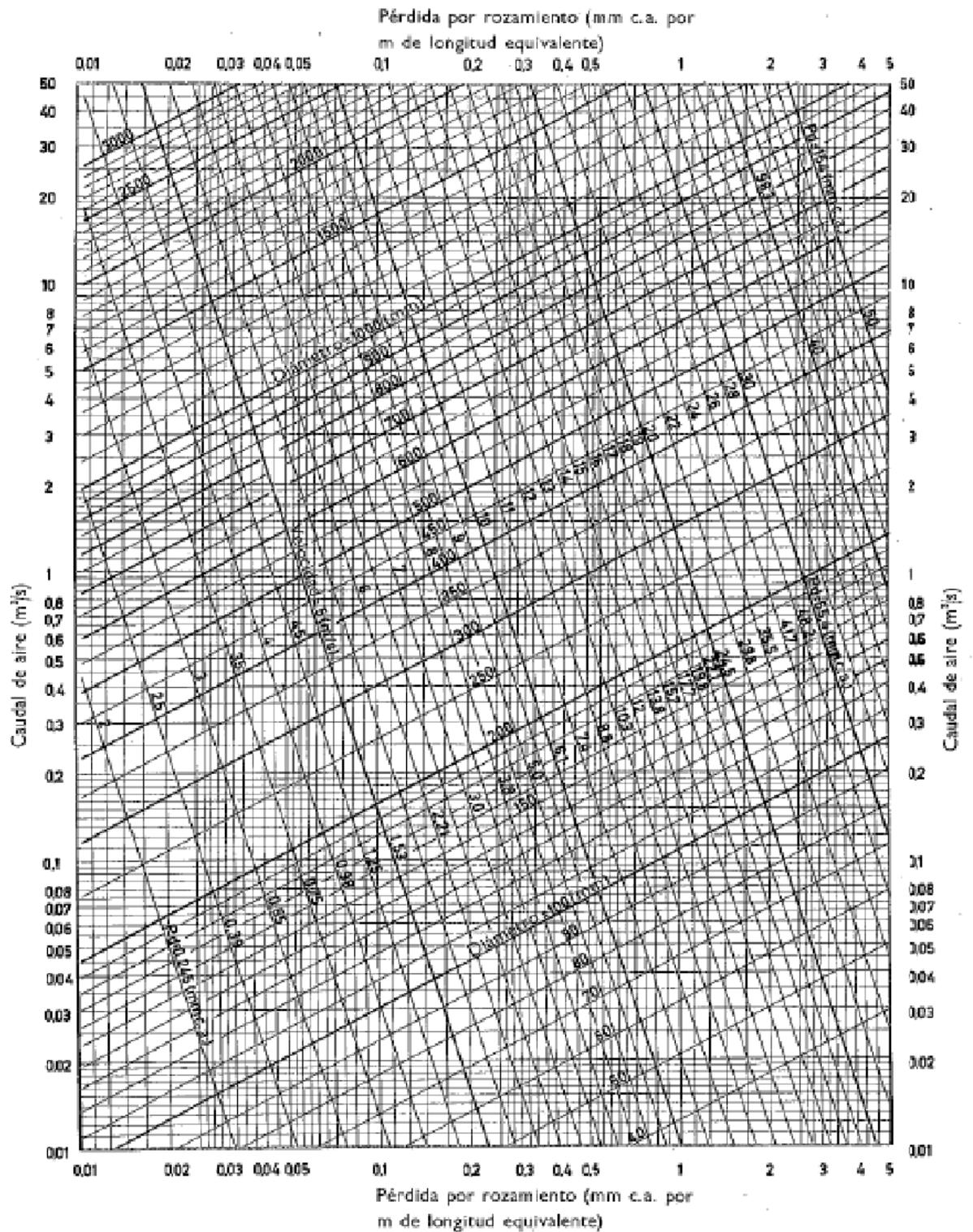
Tabla 4.32 Clases de accesorios

CLASE A-ACCESORIOS SIN GUÍA	
Cualquier accesorio con dimensiones constantes de sección recta	
Cualquier accesorio con radio variable y anchura constante	
Accesorios con caras rectas y costuras	
CLASE B-TODOS LOS ACCESORIOS CON GUÍA	
Cualquier accesorio de radios concéntricos y anchura variable	
Cualquier accesorio con radios excéntricos y anchura variable	

Fuente: Manual (Carrier Air Conditioning Company)

Del siguiente cuadro se saca la pérdida por rozamiento en conducto

Gráfico 4.3 Parámetros de diseño de la red de ductos



Fuente: Manual (Carrier Air Conditioning Company)

Tabla 4.33 Dimensiones recomendadas para ductos

Dimensiones del conducto (mm)	Diám. conducto circ. equivalente (mm)	Pérdida unitaria de carga (coeficiente de rozamiento) (mm c.a./30 m)	Relación de forma
600 x 600	607	2,28	1,2 : 1
750 x 400	602	2,41	1,9 : 1
1200 x 280	587	3,17	4,8 : 1
2000 x 150	511	5,33	13,3 : 1

Fuente: Manual (Carrier Air Conditioning Company)

Después de verificar las tablas obtenemos el ducto principal de suministro 25"X24" y el ducto principal de retorno es de 27"x26"

Tabla 4.34 Valores calculados para los ductos

PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD
Caudal de suministro-ducto principal	3350/7098	L/s/cfm
Caudal de retorno-ducto principal	3350/7098	L/s/cfm
Caudal de suministro-Ramales	1675/3549	L/s
Velocidad del aire ducto de suministro	1798,8	FPM
Velocidad del aire ducto de retorno	1532,9	FPM
Factor de fricción –ducto de suministro	0,1	In wg/100 FT
Factor de fricción –ducto de retorno	0,08	In wg/100 FT
Dimensiones ducto principal-suministro	25x24	pulgadas
Dimensiones ducto principal-retorno	27x26	pulgadas

Fuente: Elaborado en base a los calculos realizados

Con los datos mencionados en la Tabla 4.32, podemos calcular las dimensiones de los ductos principales y secundarios para el Equipo N° 1 de aire acondicionado

- Ductería del equipo 1 Suministro:

Tabla 4.35 Ductos de Suministro Equipo N°1

Equipo N°1	
DUCTERIA SUMINISTRO	
ELEMENTO DE DUCTERIA	LONG/LONG.EQUIV.ACCES (FT)
TRAMOS RECTOS	44.00
CODO 90°-25"X24"	14.56
TRANSICION	34
CODO 90°-24"X24"	13.00
CODO 90°-24"X24"	13.00
TOTAL	118.56
FACTOR DE FRICCION IN.WG	0.10
ΔPRESION DUCTO	0.12
ΔPRESION REJILLA	0.18
ΔPRESION DAMPER C.F	0.13
ΔPRESION TOTAL	0.43

Fuente: Elaborado en base a los calculos realizados

- Ductería del equipo 1 Retorno:

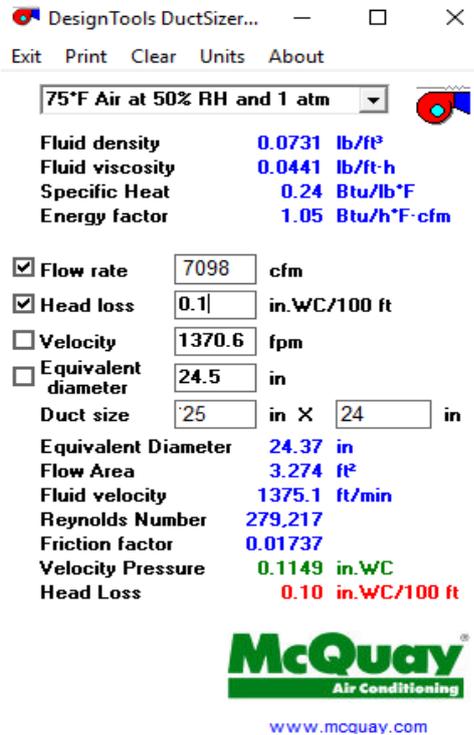
Tabla 4.36 Ductos de Retorno Equipo N°1

Equipo N°1-	
DUCTERIA RETORNO	
ELEMENTO DE DUCTERIA	LONG/LONG.EQUIV.ACCES (FT)
TRAMOS RECTOS	18.88
CODO 90°-54"X15"	15.00
TOTAL	33.88
FACTOR DE FRICCION IN.WG	0.08
ΔPRESION DUCTO	0.03
ΔPRESION REJILLA	0.046
ΔPRESION DAMPER C.F	0.13
ΔPRESION TOTAL	0.20

Fuente: Elaborado en base a los calculos realizados

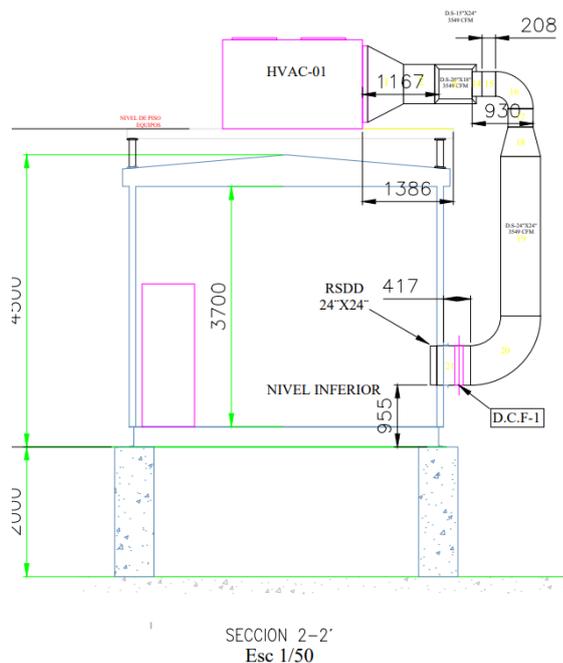
Con el **Software "Duct Sizer"** de igual forma se demuestra que insertando el caudal de 7098 cfm con una caída de presión de 0.1 inwc/100ft se obtiene las dimensiones de 25"x24" y la velocidad se encuentra dentro de lo recomendado

Ilustración 4.19 Calculo en el Duct Sizer



Fuente: Extraido del Software (Duct Sizer Mc Quay)

Ilustración 4.20 Plano de corte de instalación de ductos y equipos



Fuente: Plano de detalles elaborados para fabricación

4.6.5.5 Selección de rejillas:

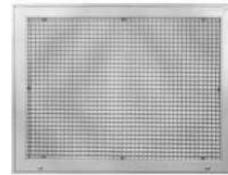
Para la selección de rejillas se tiene que ver la dimensión del ancho de ducto. La velocidad recomendada para la selección de rejilla es de 300 a 400 fpm. Si la rejilla es de menor dimensiona este generara un ruido por tener mayor caudal y mayor velocidad.

Ilustración 4.21 Calculo de Rejillas

(Recomendación: Utilizar Catálogos de Selección del Fabricante)



$$S = \frac{Q \times 144}{V} \dots\dots (Pugl^2)$$



$Q =$ Caudal del difusor o rejilla en CFM.

$V =$ Velocidad del aire en el difusor o rejilla en FPM.

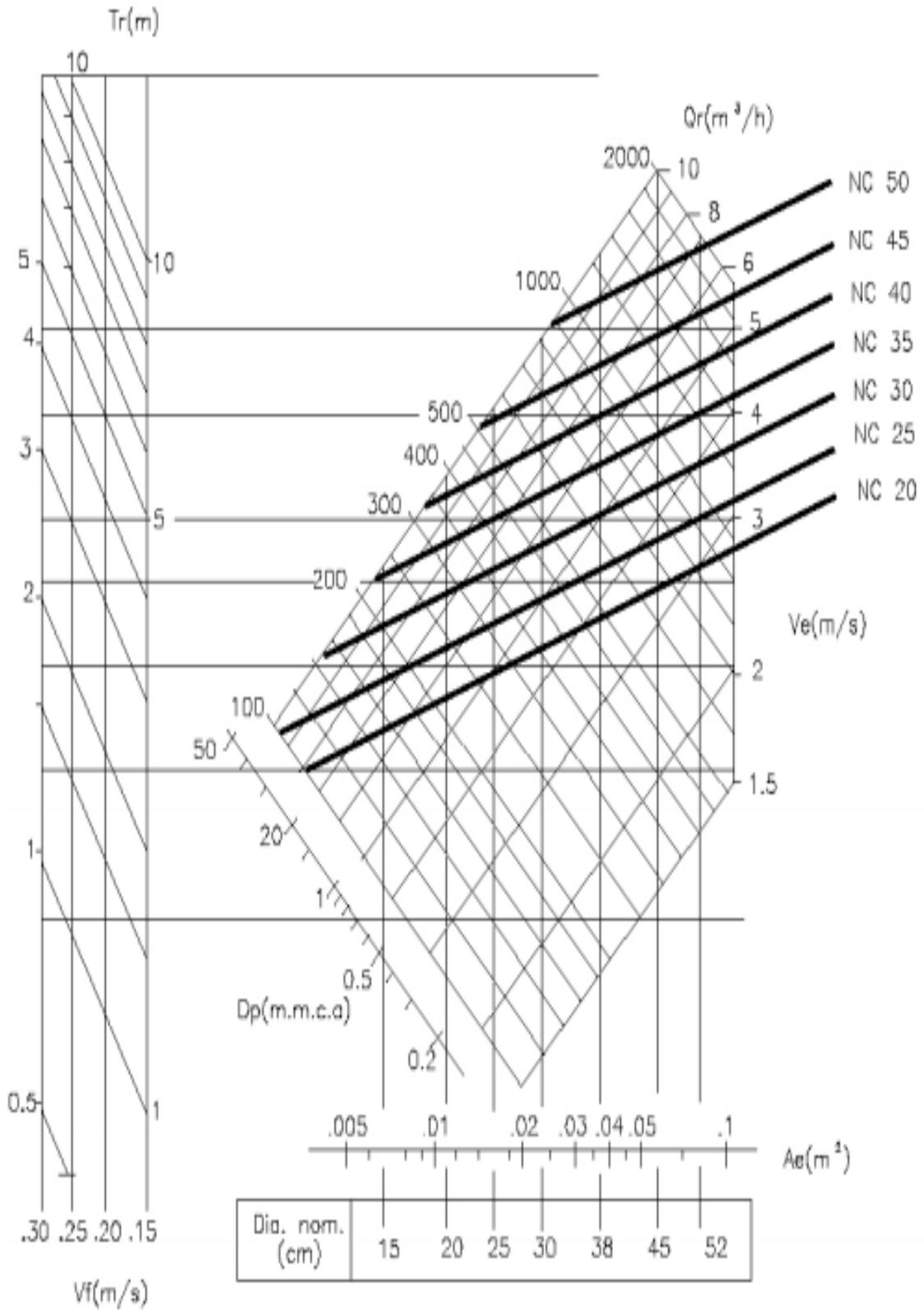
Es recomendable que $V = [300 \text{ a } 400]$ FPM.

Fuente: Uso de Software de (Escuela de Refrigeración del Perú)

Con la siguiente tabla se realiza la selección de la rejilla.

El caudal que se requiere es 7098 CFM y solo se realiza la instalación de un difusor. La velocidad máxima es de 1500 FPM.

Gráfico 4.4 Selección de medidas de las rejillas



Fuente: Manual (Carrier Air Conditioning Company)

Tabla 4.37 Selección de difusor con caudal y velocidad recomendadas

VELOCIDAD DE SALIDA (m/s)	5						7,5					
PÉRDIDA DE PRESIÓN CON CARGA NORMAL (mm c. a.)	POSICIÓN DE GUÍAS RECTA = 2,38, 22 1/2° = 2,8, 45° = 3,55						POSICIÓN DE GUÍAS RECTA = 5,38, 22 1/2° = 6,1, 45° = 6,1					
PÉRDIDA DE PRESIÓN CON CONTROL DE CAUDAL (mm c. a.)	RECTA = 8,4, 22 1/2° = 8,4, 45° = 12						RECTA = 18,1, 22 1/2° = 18,8, 45° = 28,3					
Tamaño nominal (mm) o superficie de sección (m²)	Caudal		Alcance del tiro (m)	Diferencia de temperatura (°C)			Caudal		Alcance del tiro (m)	Diferencia de temperatura (°C)		
	m³/h	m³/s		8°	11°	14°	m³/h	m³/s		8°	11°	14°
			Altura mínima de techo (m)					Altura mínima de techo (m)				
200 x 100 (0,011) Recta 22 1/2° 45°	200	0,055	7,32 5,8 3,85	3,16 2,78 2,3	3,4 2,9 2,45	3,85 3,1 2,55	300	0,083	12,2 9,15 6,1	3,85 3 2,35	3,85 3,2 2,48	4,2 3,4 2,6
250 x 100 (0,014)	255	0,072	7,95 6,8 3,95	3,2 2,78 2,35	3,5 2,95 2,5	3,7 3,2 2,6	382	0,106	12,8 9,75 6,4	3,7 3,05 2,38	4 3,25 2,55	4,3 3,15 2,65
300 x 100 (0,016)	308	0,085	8,25 6,1 4,20	3,25 2,85 2,4	3,55 3 2,5	3,75 3,2 2,63	483	0,128	13,4 10,1 6,7	3,75 3,1 2,48	4,05 3,3 2,6	4,4 3,55 2,7
400 x 100 (0,023)	415	0,115	8,52 6,4 4,38	3,35 2,9 2,38	3,6 3,1 2,55	3,85 3,2 2,63	623	0,173	14 10,7 7	3,85 3,2 2,5	4,2 3,45 2,65	4,5 3,65 2,8
500 x 100 (0,029)	524	0,145	8,95 6,7 4,55	3,4 2,95 2,4	3,7 3,15 2,6	3,9 3,3 2,7	788	0,22	14,6 11 7,5	3,9 3,25 2,55	4,3 3,5 2,7	4,6 3,7 2,85
600 x 100 (0,035)	630	0,172	9,15 6,7 4,6	3,45 3 2,45	3,75 3,2 2,6	4 3,35 2,7	948	0,263	15 11,3 7,62	4 3,3 2,55	4,3 3,5 2,75	4,7 3,8 2,85
750 x 100 (0,044)	782	0,22	9,15 6,7 4,56	3,5 3 2,45	3,8 3,2 2,6	4,05 3,4 2,7	1,185	0,33	15,2 11,3 7,63	4 3,3 2,6	4,4 3,6 2,75	4,75 3,85 2,9
900 x 100 (0,054)	850	0,265	9,45 7 4,9	3,5 3,05 2,45	3,8 3,25 2,6	4,1 3,4 2,75	1,428	0,4	15,5 11,5 7,65	4,05 3,35 2,6	4,4 3,65 2,8	4,8 3,85 2,9
200 x 150 (0,017) Recta 22 1/2° 45°	350	0,097	11 8,25 6,5	3,55 3,2 2,6	4,2 3,5 2,8	4,5 3,75 2,9	527	0,146	18 13,4 9,15	4,5 3,65 2,85	4,95 4 3,05	5,3 4,3 3,25
250 x 150 (0,022)	445	0,123	12,2 9,15 6,1	4,2 3,55 2,8	4,5 3,85 3	5 4,1 3,2	697	0,195	20,2 15,3 10,5	4,9 4 3,1	5,5 4,4 3,3	6 4,7 3,55
300 x 150 (0,027)	540	0,15	12,5 9,45 6,4	4,3 3,6 2,85	4,7 4,9 3,05	5,2 4,2 3,2	810	0,225	20,4 15,3 10,4	5 4,1 3,1	5,6 4,5 3,35	6 4,8 3,6
400 x 150 (0,037)	730	0,2	13,4 10,1 6,72	4,6 3,8 2,95	5 4,15 3,2	5,5 4,45 3,4	1,086	0,34	22 16,5 11	5,4 4,35 3,3	6 4,75 3,65	6,5 5,2 3,8
500 x 150 (0,046)	914	0,25	14,3 10,7 7,32	4,8 4 3,1	5,3 4,3 3,3	5,8 4,7 3,5	1,388	0,38	23,5 17,7 11,9	5,7 4,55 3,4	6,4 5 3,7	6,8 5,4 3,95
600 x 150 (0,056)	1,162	0,32	14,7 11 7,32	5 4,1 3,15	5,5 4,45 3,4	6 4,8 3,6	1,655	0,46	24,2 18 12,2	5,9 4,7 3,55	6,6 5,2 3,8	7,1 5,6 4,05
750 x 150 (0,070)	1,390	0,385	15,3 11,6 7,62	5,2 4,2 3,2	5,7 4,6 3,5	6,2 4,95 3,7	2,100	0,58	25 18,5 12,5	6,1 4,85 3,6	6,8 5,3 3,85	7,3 5,8 4,2
900 x 150 (0,080) Recta 22 1/2° 45°	1,665	0,463	15,6 11,6 7,95	5,3 4,3 3,3	5,9 4,7 3,55	6,3 5,05 3,8	2,500	0,7	25,6 18,2 12,8	6,3 5 3,6	7 5,4 3,9	7,6 6 4,25
FACTOR «K»												
Caudal máximo/pared de impulsión (m³/s)/(m²)	0,0365						0,0244					
Caudal mínimo/pared de impulsión (m³/s)/(m²)	0,0112						0,0071					

Fuente: Manual (Carrier Air Conditioning Company)

El difusor recomendado es de 60X60 cm o 24”X24”

4.6.5.6 Selección de componentes del sistema

Hasta el momento los cálculos realizados nos han permitido tener los datos de la carga térmica, caudal de presurización y dimensiones ductos y rejillas. Dicha información era imprescindible para poder seleccionar los demás componentes que conforman el diseño que estamos proponiendo.

Con la correcta selección de los componentes del sistema podremos plasmar en planos detallados el sistema de aire acondicionado y presurización para la sala eléctrica 292400-ER-001 y con ello realizar la implementación con la cuál mantendremos el confort térmico en la sala eléctrica.

a) Equipos de Aire Acondicionado.

Zona 1 – Sala de Equipos

Para esta sala se seleccionaron cuatro (4) Equipos de aire Acondicionado **marca TRANE, modelo TSH180 cuya capacidad es de 46,81 Kw (15 TR)** nominales cada uno, de los cuales tres equipos estarán en operación y un equipo se dejará de reserva.

Tabla 4.38 Selección de Equipo de Aire Acondicionado – Zona 1

PARAMETRO	UNIDAD	REQUERIDO	ENTREGADO
Marca			TRANE
Modelo			TSH180
Capacidad Total	KW	25,11	46,81
Capacidad Sensible	KW	25,11	31,07
Capacidad Latente	KW	0	15,74
Caudal de aire	L/s	3391,6	3350
Caída de Presión Estática	In H2O	0.45	0.7
Condiciones de Entrada del aire al Serpentin			
Dry Bulb	°F	20	22
Wet Bulb	°F	12,71	14
Condiciones de Salida del aire al Serpentin			
Dry Bulb	°F	12	12,1
Wet Bulb	°F	10,23	9,2
Información Complementaria			
Capacidad Nominal	KW	25,11	49,40
Voltaje	V/F/HZ	460/3/60	460/3/60
Refrigerante		R410A	R410A
ASHRAE Estándar 90.1		SI	SI
Cantidad de equipos operando		3	3
Cantidad de equipos en Stand by		1	1

Fuente: Elaborado en la Carga Térmica calculada

Ilustración 4.22 Ficha técnica de Equipo Roof Top

Job Information

Tag	*** UNIT1.2, *** UNIT1.3, *** UNIT1.4, *** UNIT1.5	Model number	TSH180
Qty	8		

Unit Information

Capacity	16 Ton	Unit function	DX cooling
Min. Unit Operating	816 kg	Max. Unit Operating	1007 kg
Weight		Weight	
Design Airflow	5360.0 L/s		

Cooling Information

Gross Total Capacity	49.45 kW	Gross Sensible Capacity	33.67 kW
Gross Latent Capacity	16.73 kW	Net Total Capacity	46.81 kW
Net Sensible Capacity	31.07 kW	Net Sensible Heat Ratio	0.66 Number
Cooling Entering Dry Bulb	22.0 C	Cooling Entering Wet Bulb	14.0 C
Cooling Leaving Unit DB	12.1 C	Cooling Leaving Unit WB	9.2 C
Ambient Temp	28.0 C		

Heating Information

Heating capacity	Without heat	Heating EAT	
Output Htg Capacity		Heating LAT	
Heating Temp Rise			

Motor/Electrical Information

Voltage	460/600	Design ESP	0.700 W H2O
Indoor Motor Power	2.10 kW	Indoor Mtr. Operating Power	2.81 bhp
Compressor Power	12.20 kW	Outdoor Power	16.28 kW
MCA	37.00 A	MOP	80.00 A
Condenser Fan FLA	1.60 A	Evaporator Fan FLA	4.80 A
Compressor 1 FLA	16.60 A	Compressor 2 FLA	9.60 A

Information for LEED Projects

ASHRAE 90.1	Yes		
Refr. charge (R410A) - dk 1	6 kg	Compressor Power	12.20 kW

Figure 12. Cooling with optional electric heat and gas/electric models—15-25 tons high efficiency

Figure 13. Cooling with optional electric heat and gas/electric models—15-25 tons standard efficiency, 12%+25 tons high efficiency—unit clearance and horizontal unit supply/return

Electrical values provided are estimated only and are subject to change without notice and will differ from manufacturer values.

Fuente: Ficha Técnica Marca (TRANE)

Zona 2 – Sala de Gabinetes

Para esta sala se seleccionaron cuatro (3) Equipos de Aire Acondicionado Marca TRANE, Tipo Wallmounted, Modelo SWMB-040 cuya capacidad es de 14,03 KW (4 TR) nominales cada uno, de los cuales dos equipos estarán en operación y un equipo se dejará en Stand By.

Tabla 4.39 Selección de Equipo de Aire Acondicionado – Zona 2

PARAMETRO	UNIDAD	REQUERIDO	ENTREGADO
Marca			TRANE
Modelo			SWMB-040
Capacidad Total	KW	9,43	14,03
Capacidad Sensible	KW	9,43	11,25
Capacidad Latente	KW	0	2,78
Caudal de aire	L/s	1477.5	969.38
Información Complementaria			
Capacidad Nominal	KW	9,43	14,03
Voltaje	V/F/HZ	440/3/60	440/3/60
ASHRAE Estándar 90.1		SI	SI
Cantidad de equipos operando		3	3
Cantidad de equipos en Stand by		1	1

Fuente: Elaborado en base a la Carga Térmica calculada

Tabla 4.40 Ficha técnica de Equipo Wall Mounted



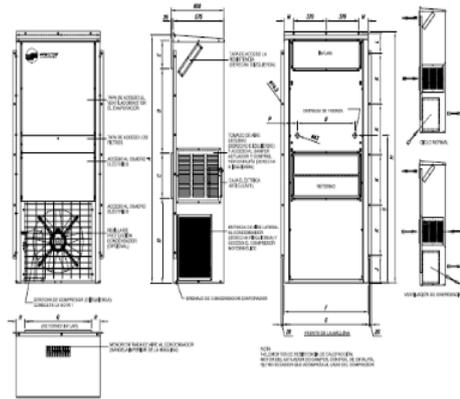
Datos Generales

Datos Dimensionales

Tabla 01 - Datos Generales

Modelos	SWMB 020		SWMB 030		SWMB 040		SWMB 050	
	2	3	3	4	4	5	5	
TR Nominal	Kcal	MBH	Kcal	MBH	Kcal	MBH	Kcal	MBH
Modelo 80 Hz								
Capacidad Total Efectiva (1)	6,900	27,50	8,268	36,70	12,071	47,90	14,314	56,60
Capacidad Sensible Efectiva (1)	5,822	23,50	6,829	27,10	9,477	38,40	10,569	41,90
Capacidad Total Efectiva (2)	8,678	29,50	8,870	35,20	11,892	48,00	13,210	55,20
Capacidad Sensible Efectiva (2)	5,821	23,10	6,678	26,50	9,475	37,60	10,362	41,20
Capacidad Total Efectiva (3)	6,350	25,20	8,417	33,40	11,012	43,70	13,381	53,10
Capacidad Sensible Efectiva (3)	5,670	22,50	6,502	25,80	9,246	35,70	10,181	40,40
Modelo 50 Hz								
Capacidad Total Efectiva (1)	5,174	24,50	6,309	33,20	10,796	42,80	12,852	51,00
Capacidad Sensible Efectiva (1)	5,594	22,20	6,476	25,70	9,148	36,30	9,979	39,60
Capacidad Total Efectiva (2)	5,922	23,50	6,039	31,90	10,357	41,10	12,499	49,60
Capacidad Sensible Efectiva (2)	5,494	21,80	6,350	25,20	8,996	35,70	9,828	38,00
Capacidad Total Efectiva (3)	5,645	22,40	7,610	30,20	9,853	39,10	12,020	47,70
Capacidad Sensible Efectiva (3)	5,342	21,20	6,174	24,90	8,770	34,80	9,652	36,30
Valores Nominales de Operación								
Consumo Nominal Total (kW)	3,46	4,59	5,69	5,69	5,69	5,69	5,69	5,69
Corriente Nominal Total (A)	12,80	16,20	19,89	19,89	19,89	19,89	19,89	19,89
Dimensiones Físicas								
Largo (mm)	900	900	1030	1030	1030	1030	1030	1030
Profundidad (mm)	600	600	600	600	600	600	600	600
Altura (mm)	1,872	1,872	2,272	2,272	2,272	2,272	2,272	2,272
Peso Neto (kg)	231	231	277	277	277	277	277	277
Compresor								
Tipo	SoroII	SoroI	SoroII	SoroI	SoroII	SoroI	SoroII	SoroI
Cantidad	1	1	1	1	1	1	1	1
Serpentín Evaporadora								
Hileras	3	3	3	3	3	3	3	3
FPF (aletas por pie)	132	132	132	132	132	132	132	132
Alta de Aluminio Corrugada								
Ventilador del Evaporador								
Tipo	Centrifugo							
Cantidad	2	2	2	2	2	2	2	2
Motor 220V/60-60Hz/1F (CV - polos)	3/4-6	3/4-6	3/4-6	3/4-6	3/4-6	3/4-6	3/4-6	3/4-6
Flujo de Aire (m ³ /h) / CFM - 80 Hz	2264 / 1332	2264 / 1332	3481 / 2054	3481 / 2054	3481 / 2054	3481 / 2054	3481 / 2054	3481 / 2054
Flujo de Aire (m ³ /h) / CFM - 50 Hz	1971 / 1150	1971 / 1150	2971 / 1750	2971 / 1750	2971 / 1750	2971 / 1750	2971 / 1750	2971 / 1750
Serpentín Condensador								
Hileras	4	4	4	4	4	4	4	4
FPF (aletas por pie)	144	144	144	144	144	144	144	144
Alta de Aluminio Corrugada								
Ventilador del Condensador								
Tipo	Axial							
Cantidad	1	1	1	1	1	1	1	1
Motor 220V/60-60Hz/1F (CV - polos)	1/2-8	1/2-8	1/2-8	1/2-8	1/2-8	1/2-8	1/2-8	1/2-8

Figura 01 - SWMB 020/030/040/050 - Dimensiones



Modelo	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S
SWMB 020/030	1940	670	353	400	280	650	800	1892	175	410	152	55	600	125	758	71	1109		
SWMB 040/050	2240	762.5	408	362	294	650	800	2272	240	457	151.5	105	604	140	762	94	1254		

Fuente: Ficha Técnica Marca (TRANE)

b) Presurizadores

Zona 1 – Sala de Equipos

La selección del equipo de presurización se ha realizado tomando como base los cálculos de presurización, con la finalidad de que los equipos seleccionados se ajusten a los requerimientos de caudal de aire de presurización para mantener una presión positiva interna en el recinto de 25 Pa.

Para esta sala se seleccionó Un (1) Equipo de presurización Marca ISI, modelo PFJC-35/31-TEN/EC cuya capacidad es de 300 L/s A 780 L/s.

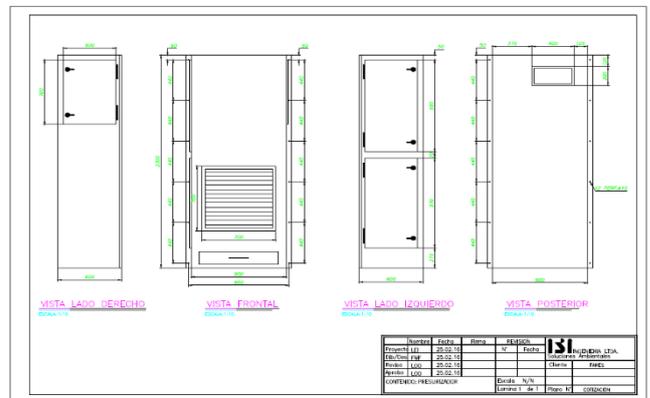
Tabla 4.41 Selección del Presurizador– Zona 1

PARAMETRO	UNIDAD	REQUERIDO	ENTREGADO
Marca			ISI
Modelo			PFJC-35/31-TEN/EC
Tipo			WallMounted-Jet Pulse
Caudal de aire	L/s	499	300-780
Presión Estática	PA	25	147
Voltaje	V/F/HZ	480/3/60	480/3/60
Eficiencia de Filtración del aire exterior		MERV 11	MERV 11
Damper Cortafuego en Paso de paredes		SI	SI
Cantidad de equipos en Operación		1	1

Fuente: Elaborado en base a la Carga Térmica calculada

Tabla 4.42 Ficha técnica de Equipo Presurizador -Zona 1

Descripción	PFJC-35/31-TEN/EC
Caudal de Aire (L/S)	300 a 780
Potencia máx. Motor EC, Vent. (KW)	2,5
Potencia máx. Motor Compresor (KW)	1,0
Alimentación de Red	3f- 480V - 60Hz
Tipo de Filtros	Cartuchos
Material Filtrante	Celulosa/Poliéster (85/15)%
Superficie Filtrante Total (m2)	34
Eficiencia Filtrado Cartuchos	99,99% @ 0,5micras MERV-11
Válvulas Solenoides, N°	2
Ventilador Electrónicamente Conmutado	SI
Tablero Eléctrico y Control Aut. JetPulse	SI
Sensor “dP” Sala, Regula Veloc. Giro Vent. Funcionamiento Automático	SI



Fuente: Ficha Técnica (ISI INGENIERIA)

Zona 2 – Sala de Gabinetes

La selección del equipo de presurización se ha realizado tomando como base los cálculos de presurización, con la finalidad de que los equipos seleccionados se ajusten a los requerimientos de caudal de aire de

presurización para mantener una presión positiva interna en el recinto de **25 Pa.**

Para esta sala se seleccionó Un (1) Equipo de presurización **Marca ISI, Modelo PFJC-35/25-TEN/EC** cuya capacidad es de **140 L/s A 280 L/s.**

Tabla 4.43 Selección del Presurizador– Zona 2

PARAMETRO	UNIDAD	REQUERIDO	ENTREGADO
Marca			ISI
Modelo			PFJC-35/25-TEN/EC
Tipo			WallMounted-Jet Pulse
Caudal de aire	L/s	173	140-280
Presión Estática	PA	25	147
Voltaje	V/F/HZ	220/1/60	220/1/60
Eficiencia de Filtración del aire exterior		MERV 11	MERV 11
Damper Cortafuego en Paso de paredes		SI	SI
Cantidad de equipos en Operación		1	1

Fuente: Elaborado en base al calculo de presurización calculado

Tabla 4.44 Ficha técnica de Equipo Presurizador – Zona 2

Descripción	PFJC-35/25-TEN/EC
Caudal de Aire (L/S)	140 a 280
Potencia máx. Motor EC, Vent. (KW)	0,5
Potencia máx. Motor Compresor (KW)	1,0
Alimentación de Red	1φ - 230V - 60Hz
Tipo de Filtros	Cartuchos
Material Filtrante	Celulosa/Poliéster (85/15)%
Superficie Filtrante Total (m2)	34
Eficiencia Filtrado Cartuchos	99,99% @ 0,5micras MERV-11
Válvulas Solenoides, N°	2
Ventilador Electrónicamente Conmutado	SI
Tablero Eléctrico y Control Aut. JetPulse	SI
Sensor “dP” Sala, Regula Veloc. Giro Vent. Funcionamiento Automático	SI



Fuente: Ficha Técnica (ISI INGENIERIA)

c) Material Ductos

Se tomó de referencia SMACNA (Sheet Metal American and Air Conditioning Contractos) para la fabricación de los ductos.

De la Tabla 4.33 y Tabla 4.34 tenemos que los ductos que fabricaremos están entre **13 a 30 in** por lo tanto el espesor de plancha a usar se **Calibre 22**.

Tabla 4.45 Espesor de plancha por dimensión de ductos

Daniel J. DISCON, Philadelphia, PA

The National Association Sheet Metal Contractors 1929		
RECTANGULAR SIZES	GAGES OF SHEETS FOR DUCT SIZES	ROUND DIAMETER
Up to 12 in.	26	Up to 12 in.
13 to 30 in.	24	13 to 30 in.
31 to 42 in.	22	31 to 40 in.
43 to 60 in.	20	41 to 60 in.
61 in. and over	18	61 in and over



HVAC Duct Construction Standards Metal and Flexible • Second Edition

Fuente: Manual (SMACNA STANDARD SHEET METAL AND AIR)

Ilustración 4.23 Ficha técnica de planchas galvanizadas

FIERRO TRADI S.A. PLANCHAS Y BOBINAS ZINCADAS LISAS (Galvanizadas)

Descripción: Bobina laminada en frío o caliente, recubierta con una capa de Zinc en ambas caras, mediante un Proceso de Inmersión en Caliente. La capa de Zinc proporciona protección contra la corrosión ambiental.

Usos: Silos, ductos de aire acondicionado, perfiles pliegados, techos, equipos avícolas tales como comederos, bebederos de aves y hojalatería en general.

PROPIEDADES MECANICAS

NORMA TECNICA	F Kg/mm ²	R Kg/mm ²	A %	NORMA EQUIVALENTE
ASTM A-653 CS Tipo B	...	28* min	30 min	JIS G-3302 - SGCC SGHC

* Norma Técnica de Fabricación de Planchas Galvanizadas

Generalmente con recubrimiento G60 (180 gr/m²). También G-40 (120 gr/m²) y G-90 (270 gr/m²)
*Referencial

DIMENSIONES STANDARD Y PESOS

SISTEMA METRICO (mm)	TOLENCIA ESPESOR ±: en mm	PESO TEORICO kg/pl	SISTEMA INGLES Espesor Equiv. (pulg)
0.25 x 920 x 1830	0.06	3.60	1/100"
0.30 x 920 x 1830	0.06	4.27	1/84"
0.40 x 920 x 1830	0.08	5.59	1/64"
0.45 x 920 x 1830	0.10	6.25	0.018"
0.45 x 1200 x 2400	0.10	10.69	0.018"
0.50 x 920 x 1830	0.10	6.91	1/54"
0.50 x 1200 x 2400	0.10	11.82	1/54"
0.55 x 1200 x 2400	0.10	12.95	0.022"
0.60 x 1200 x 2400	0.10	14.38	1/40"
0.75 x 1200 x 2400	0.10	17.47	0.030"
0.80 x 1200 x 2400	0.10	18.60	1/32"
0.85 x 1200 x 2400	0.10	19.47	0.034"
0.90 x 1200 x 2400	0.10	20.86	1/27"
1.00 x 1200 x 2400	0.10	23.12	1/24"
1.15 x 1200 x 2400	0.13	26.52	0.045"
1.20 x 1200 x 2400	0.13	27.65	1/20"
1.45 x 1200 x 2400	0.13	33.30	0.057"
1.50 x 1200 x 2400	0.13	34.43	1/16"
2.00 x 1200 x 2400	0.15	45.73	5/64"
2.50 x 1200 x 2400	0.20	57.04	3/32"
2.70 x 1200 x 2400	0.23	61.56	0.106"
3.00 x 1200 x 2400	0.23	68.34	1/8"

Tolerancia según ASTM A-924

Espesores de Plancha a utilizar

Fuente: Catalogo (TRADI S.A.)

d) Aislamiento térmico de ductos

Se tomó de referencia RITE (Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios) para escoger el espesor del aislamiento térmico que llevarán los ductos.

Como los ductos irán en exteriores y se transportará aire frío se escogerá un aislamiento de 50 mm como mínimo.

Tabla 4.46 Espesores de Aislamiento

TABLA 5 Espesores de aislamiento de conductos

	En interiores mm	En exteriores mm
aire caliente	20	30
aire frío	30	50

— Para conductos y tuberías que estén instalados en el exterior, la terminación final del aislamiento deberá poseer la protección suficiente contra la intemperie.

Fuente: (REGLAMENTO DE INSTALACIONES TÉRMICAS DE LOS EDIFICIOS)

Ilustración 4.24 Ficha técnica de aislamiento térmico

DUCT WRAP™ RF-3000
Exterior de los Ductos de Aire Acondicionado y Calefacción

Descripción
Aislamiento termoisolante fabricado con fibra de vidrio aglutinada con resina para soportar temperaturas hasta 232°C (450°F).

Usos y aplicaciones
El Duct Wrap se recomienda para el aislamiento termoisolante exterior de sistemas de ductos de aire acondicionado y calefacción, se presenta con dos diferentes barreras de vapor dependiendo de la instalación:
1.- Si se instala en el exterior del edificio se recomienda utilizar el Duct Wrap con barrera de vapor de Foil de Aluminio.
2.- En el caso de instalaciones en interiores de edificios o áreas cubiertas la barrera de vapor a utilizar es la de Aluminio Reforzado con Fibra de Vidrio (FRK).

Propiedades del producto
Máxima eficiencia térmica
Al tener la más baja conductividad térmica que cualquier otro aislante de su tipo, garantiza la menor pérdida o ganancia de calor y un ahorro substancial en sistemas para ductos de aire acondicionado y calefacción.

Máxima eficiencia acústica.
La fibra de vidrio es uno de los productos más eficientes en absorción de sonido.

Resistencia a la vibración
El diámetro y la longitud de nuestra fibra, además del tipo de fibrado hacen que no tenga ruido (0% de dB(A)), esto significa que el aislamiento se instala en los sistemas para ductos de aire acondicionado y calefacción sin ruido o vibraciones. Al conservar su forma original se garantiza uniformidad en la conductividad térmica y flujo de calor o frío en cualquier lugar.

No emite gases de escape
Las fibras no ferrosas de la fibra de vidrio no favorece la corrosión en acero, cobre y aluminio, dando como resultado una mayor vida útil en equipos e instalaciones.

Fácil de instalar y manejar
Por su densidad, flexibilidad y facilidad de manejo es un material de rápida instalación que se adapta a las superficies irregulares de los sistemas de aire acondicionado y calefacción, maximizando su operación.

Ligero
Su ligereza permite acoplarlos a los sistemas, equipos o productos finales, sin el peligro de dañar el equipo por sobrepeso.

Bajo mantenimiento y larga duración
La fibra de vidrio se caracteriza por su larga duración, por lo que la gases de mantenimiento son mínimos, y la reposición del aislamiento en un sistema bien instalado, es a largo plazo.

Incombustible
Su estabilidad y comportamiento no combustibles están al rango de propagación del fuego.

Resistente
Las características de los rollos y las propiedades de la fibra de vidrio le permiten al material recuperar su forma y espesor siempre y cuando la presión que lo deforma se retire, asegurando su vida R (Resistencia Térmica).

Instalación e Instalación
No crea hongos, ni bacterias con lo que se evita la aparición de olores y se alarga la vida útil del material.

Dimensionalmente estable
La fibra de vidrio no se expande ni se contrae al estar expuesta a bajas o altas temperaturas, con lo cual se evita la formación de aberturas que permitan la fuga o entrada de calor o frío.

Propiedades físicas

Propiedades físicas	Método de prueba	Características
Rango de temperatura de operación	ASTM C 411	Hasta 232°C (450°F)
Clases de protección de la fibra de vidrio	ASTM C 1158	Hasta 100% (98°C)
Absorción del vapor de agua	ASTM E 96	0.00 g/centímetro
Absorción del vapor de agua	ASTM C 1154	Máximo de 2% en peso a 130 °F (48 °C) y 90% RH
Resistencia al fuego	ASTM C 1191	Desempeño de Clase 1
Resistencia al fuego	ASTM E 84	Propagación de la llama 0% Desarrollo de humo 10%

Normatividad

ASTM C 1191: Método de prueba de combustión rápida de este producto está documentado en ASTM C 1191 de Adhesión para medir y describir las propiedades de los materiales probados e instalados en respuesta al calor y la llama en condiciones controladas donde el laboratorio que no tiene otros que destruir y evaluar los riesgos y riesgos de incendio de los materiales probados e instalados en condiciones de incendio. El riesgo de incendio es una prueba que mide la velocidad de propagación de la llama que surge al aplicar un fuego de prueba que corresponde a un escenario de riesgo de incendio de un documento de un particular de riesgo que se refiere este resultado a cualquier que corresponde al producto.

ASTM C 1154: Método de prueba de absorción de vapor de agua de este producto está documentado en ASTM C 1154 de Adhesión para medir y describir las propiedades de los materiales probados e instalados en respuesta al calor y la llama en condiciones controladas donde el laboratorio que no tiene otros que destruir y evaluar los riesgos y riesgos de incendio de los materiales probados e instalados en condiciones de incendio. El riesgo de incendio es una prueba que mide la velocidad de propagación de la llama que surge al aplicar un fuego de prueba que corresponde a un escenario de riesgo de incendio de un documento de un particular de riesgo que se refiere este resultado a cualquier que corresponde al producto.

ASTM C 1158: Método de prueba de absorción de vapor de agua de este producto está documentado en ASTM C 1158 de Adhesión para medir y describir las propiedades de los materiales probados e instalados en respuesta al calor y la llama en condiciones controladas donde el laboratorio que no tiene otros que destruir y evaluar los riesgos y riesgos de incendio de los materiales probados e instalados en condiciones de incendio. El riesgo de incendio es una prueba que mide la velocidad de propagación de la llama que surge al aplicar un fuego de prueba que corresponde a un escenario de riesgo de incendio de un documento de un particular de riesgo que se refiere este resultado a cualquier que corresponde al producto.

ASTM E 96: Método de prueba de absorción de vapor de agua de este producto está documentado en ASTM E 96 de Adhesión para medir y describir las propiedades de los materiales probados e instalados en respuesta al calor y la llama en condiciones controladas donde el laboratorio que no tiene otros que destruir y evaluar los riesgos y riesgos de incendio de los materiales probados e instalados en condiciones de incendio. El riesgo de incendio es una prueba que mide la velocidad de propagación de la llama que surge al aplicar un fuego de prueba que corresponde a un escenario de riesgo de incendio de un documento de un particular de riesgo que se refiere este resultado a cualquier que corresponde al producto.

ASTM E 84 / UL 723: Características de combustión rápida. Propagación de la llama <25 y Desarrollo de humo <50

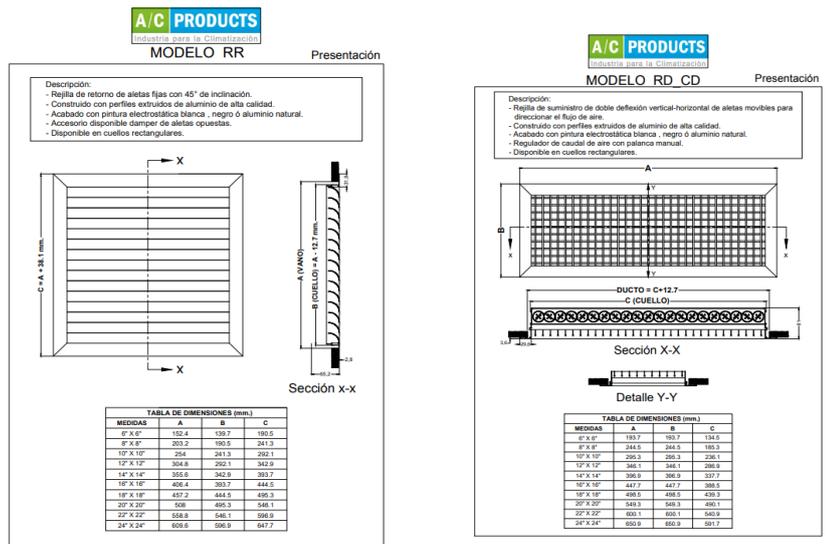
Presentación
Rollos flexibles que se presentan en los siguientes tipos:
A) Barrera de vapor
B) Barrera de vapor + Foil de aluminio
C) Aluminio reforzado con papel kraft.

Fuente: Catálogo de Marca Owens Corning

e) Selección de rejillas

Según las recomendaciones que nos realizan los manuales de diseño, se seleccionaron Rejillas de doble deflexión para el Suministro de aire ya que estas serán ubicadas verticalmente.

Ilustración 4.25 Ficha técnica de rejillas



Fuente: Fichas Técnicas Marca AC PRODUCTS

f) Selección de Instrumentos de medición

Para realizar la medición de los parámetros de confort térmico se ha seleccionado instrumentos de medición estos deben tener las siguientes características

- Termostato:
 - Rango de medición 0° - 100°C
 - Pantalla Led para observación de parámetros
 - Programable (Set de temperatura)
- Diferencial de Presión:

- Rango de medición 0- 50 Pa
- Pantalla Led para observación de parámetros
- Programable (Set de diferencial de presión)

Ilustración 4.26 Instrumentos de medición



Fuente : Smart Temp / Ziehl-Abergg

A. Diseño Final del Sistema de Aire Acondicionado y Presurización

Habiendo realizado los cálculos totales y la selección de los componentes del sistema, podemos plasmar todo ello en un plano final que nos sirva para la implementación del proyecto.

Figura 4.27: Componentes del Sistema

LISTADO DE EQUIPOS					
ITEM	TAG	DESCRIPCION	MARCA	REFERENCIA	CANTIDAD
1	HVAC-01	Equipo aire acondicionado N°1, 15 TR, 480V/3PH/60HZ	TRANE	TSH180	1
2	HVAC-02	Equipo aire acondicionado N°2, 15 TR, 480V/3PH/60HZ	TRANE	TSH180	1
3	HVAC-03	Equipo aire acondicionado N°3, 15 TR, 480V/3PH/60HZ	TRANE	TSH180	1
4	HVAC-04	Equipo aire acondicionado N°4, 15 TR, 480V/3PH/60HZ	TRANE	TSH180	1
5	HVAC-05	Equipo aire acondicionado tipo Wall Mounted, 4TR, 480V/3PH/60HZ	TRANE	SWMB040	1
6	HVAC-06	Equipo aire acondicionado tipo Wall Mounted, 4TR, 480V/3PH/60HZ	TRANE	SWMB040	1
7	HVAC-07	Equipo aire acondicionado tipo Wall Mounted, 4TR, 480V/3PH/60HZ	TRANE	SWMB040	1
8	EPZ-01	Equipo de Presurización, caudal de aire 300-780 L/s,480V/3PH/60HZ	ISI	PFJC-35/31-TEN/EC	1
9	EPZ-02	Equipo de Presurización, caudal de aire 140-280 L/s,480V/3PH/60HZ	ISI	PFJC-35/25-TEN/EC	1
10	DCF-03A, DCF-03B,DCF-04A, DCF-04B, DCF-05A, DCF-05B,DCF-06A,DCF-06B	Damper cortafuego y humo.	LLOYD	FSD-111-1-PB-24"X24"	8
11	DCF-03C, DCF-04C, DCF-05C, DCF-06C	Damper cortafuego y humo.	LLOYD	FSD-111-1-PB-52"X40"	4
12	DP-EPZ-01, DP-EPZ-02	Trasmisor de presión diferencial (Presurizador)	ZIEHL	2PDS1	2
13	TA-01, TA-02,TA-03, TA-04,TA-05, TA-06,TA-07	Termostato de Equipos	SAUTER	TSLK770F001	7
14	RSDD	Rejilla de Suministro	Laminaire	24" x 24"	8
15	RR	Rejilla de Retorno	Laminaire	52" x 40"	4
16	RSDD	Rejilla de Suministro	Laminaire	30" x 10"	3
17	RR	Rejilla de Retorno	Laminaire	30" x 16"	3

Fuente: Elaboración Propia

Ilustración 4.27 Plano final del Sistema de Aire Acondicionado y Presurización Sala Eléctrica 292400-ER-001



Fuente: Elaborado en base al diseño propuesto

5 RESULTADOS

5.1 Resultados descriptivos

5.1.1 Carga Térmica

Del procesamiento de datos usando la metodología de cálculo se determinó las cargas térmicas para los dos ambientes de la Sala Eléctrica 292400-ER-001:

Tabla 5.1 Resumen de carga de la sala de equipos

Zona 1 Sala de Equipos	Carga térmica de Sala Eléctrica	
	ENFRIAMIENTO	
Ganancia de calor	Sensible (BTU/H)	Sensible (BTU/H)
Pared Exterior	783.86	
Pared Inferior	310.05	
Piso	310.05	
Techo	261.72	
Iluminación	6940.4	
Equipamiento Eléctrico	248043.7	
Personas		500
	256649.78	500
Ganancia Total	257149.78	
	21.45 ton de	

Fuente: Datos obtenidos del Cálculo de Carga Térmica

Tabla 5.2 Cuadro de resumen de carga térmica de la sala de gabinete

Zona 2 Sala de gabinetes	Carga Térmica de Sala Eléctrica	
	ENFRIAMIENTO	
Ganancia de calor	Sensible (BTU/H)	Sensible (BTU/H)
Pared Exterior	74.71	
Pared Inferior	66.73	
Piso	167.26	
Techó	9.72	

Iluminación	1648	
Equipamiento Eléctrico	62297	
Personas		500
	64263.42	500
Ganancia Total	64763.42	
	5.39 ton	

Fuente: Datos obtenidos del Cálculo de Carga Térmica

Tabla 5.3 Carga térmica Total

Descripción	Capacidad
Sala de Equipos	21.42 Tons
Sala de Gabinetes	5.37 Tons
Capacidad Total	26.79 Ton

Fuente: Elaborado de las Tablas 5.2 y 5.1

Se ha determinado adecuadamente la carga térmica de la sala eléctrica dando como resultado 26.79 ton de refrigeración, Con este resultado seleccionaremos adecuadamente el equipo de aire acondicionado.

5.1.2 Caudal de presurización

Se tiene que se necesitan presurizados que manejen un **caudal de 499 l/s para la sala de equipos y 173 l/s para la sala de gabinetes** de tal forma de lograr un nivel de presión interno de 25 Pa (0.1 "H₂O).

Tabla 5.4 Resumen de cálculo de caudal de presurización

PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD
Área de fuga en piso	212.64	M ²
Área de fuga en pared	363.34	M ²
Área de fuga en techo	212.64	M ²
Área de fuga en puertas	9	M ²
Presión Positiva	25	Pa
Caudal de aire	499	l/s

Fuente: Elaborado en base a los cálculos de presurización

Tabla 5.5 Resumen de cálculo de caudal de presurización

PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD
Área de fuga en piso	51.36	M2
Área de fuga en pared	114.7	M2
Área de fuga en techo	51.36	M2
Área de fuga en puertas	4.94	M2
Presión Positiva	25	Pa
Caudal de aire	173	l/s

Fuente: Elaborado en base a los cálculos de presurización

Se demuestra que siempre se mantendrá la presión positiva de 25 Pa dentro de la sala eléctrica.

5.1.3 Distribución de ductos

En el siguiente cuadro se resume la dimensión del ducto principal de suministro y ducto principal de retorno.

Con el caudal que pasa por cada uno de estos. Y la velocidad máxima permitida.

Tabla 5.6 resumen de dimensión de ductos con su respectivo caudal

PARÁMETRO	VALOR	UNIDAD
Caudal de suministro-ducto principal	3350/7098	L/s/cfm
Caudal de retorno-ducto principal	3350/7098	L/s/cfm
Caudal de suministro-Ramales	1675/3549	L/s
Velocidad del aire ducto de suministro	1798,8	FPM
Velocidad del aire ducto de retorno	1532,9	FPM
Factor de fricción –ducto de suministro	0,1	ln wg/100 FT
Factor de fricción –ducto de retorno	0,08	ln wg/100 FT
Dimensiones ducto principal-suministro	25x24	pulgadas
Dimensiones ducto principal-retorno	27x26	pulgadas

Fuente: Elaborado en base a los cálculos de dimensionamiento de ductos

5.1.4 Registró de tomas de datos en el interior de la sala de equipos y sala de gabinetes.

Se tomó el registro dentro de la sala de equipos por casi un mes.

La toma de registro se realizó en los termostatos, dando el mismo resultado con el tiempo. La temperatura baja y en un delta T° Vuelve a su estado de confort

Tabla 5.7 Datos tomados en la Sala de Equipos (Zona 1)

1. SALA DE EQUIPOS			
Fecha Toma de datos	TEMPERATURA	DIFERENCIAL DE PRESIÓN	HUMEDAD
19/08/2018	21.50 °C	29.00Pa	55%
20/08/2018	20.50 °C	25.50Pa	55%
21/08/2018	19.60 °C	25.00Pa	55%
22/08/2018	20.50 °C	24.30Pa	55%
23/08/2018	17.20 °C	24.00Pa	55%
24/08/2018	18.10 °C	25.00Pa	55%
25/08/2018	20.60 °C	25.00Pa	55%
26/08/2018	19.00 °C	25.00Pa	55%
27/08/2018	19.20 °C	25.00Pa	55%
28/08/2018	19.60 °C	25.00Pa	55%
29/08/2018	20.50 °C	24.50Pa	55%
30/08/2018	21.50 °C	23.00Pa	55%
31/08/2018	23.00 °C	25.00Pa	55%

TEMPERATURA	
PROMEDIO DE MUESTRAS	20.06 °C
PARAMETRO ESTABLECIDO	20 +/-2 °C

DIFERENCIA DE PRESIÓN	
PROMEDIO DE MUESTRAS	25.02Pa
PARAMETRO ESTABLECIDO	20 +/-2 °C

HUMEDAD	
PROMEDIO DE MUESTRAS	55%
PARAMETRO ESTABLECIDO	55%

Fuente: Datos tomados en la Sala Eléctrica

Tabla 5.8 Datos tomados en la Sala de Gabinetes (Zona 2)

2. SALA DE GABINETES			
Fecha Toma de datos	TEMPERATURA	DIFERENCIAL DE PRESIÓN	HUMEDAD
19/08/2018	16.60 °C	29.00Pa	55%
20/08/2018	20.50 °C	25.00Pa	55%
21/08/2018	20.50 °C	25.00Pa	55%
22/08/2018	20.50 °C	25.00Pa	55%
23/08/2018	19.60 °C	24.00Pa	55%
24/08/2018	21.50 °C	23.00Pa	55%
25/08/2018	20.60 °C	25.50Pa	55%
26/08/2018	19.00 °C	25.00Pa	55%
27/08/2018	19.20 °C	25.00Pa	55%
28/08/2018	19.00 °C	25.00Pa	55%
29/08/2018	20.50 °C	24.50Pa	55%
30/08/2018	21.50 °C	24.50Pa	55%
31/08/2018	22.00 °C	25.00Pa	55%

TEMPERATURA	
PROMEDIO DE MUESTRAS	20.08 °C
PARAMETRO ESTABLECIDO	20 +/-2 °C

DIFERENCIA DE PRESIÓN	
PROMEDIO DE MUESTRAS	25.04Pa
PARAMETRO ESTABLECIDO	20 +/-2 °C

HUMEDAD	
PROMEDIO DE MUESTRAS	55%
PARAMETRO ESTABLECIDO	55%

Fuente: Datos tomados en la Sala Eléctrica

Con esto demostramos que cumplimos con el confort térmico dentro de la sala eléctrica por medio de los datos observados en los instrumentos instalados en la sala eléctrica 292400-ER-001.

6 DISCUSIÓN DE RESULTADOS

6.1 Contrastación de la hipótesis

- a) Se comprobó que para mantener el confort térmico dentro de la sala eléctrica 292400-ER-001 en la Unidad Minera Toquepala es necesario diseñar e implementar un sistema de aire acondicionado y presurización.
- b) Se comprobó que al determinar la carga térmica de la sala eléctrica se selecciona adecuadamente los equipos de aire acondicionado.
- c) Se comprobó que al determinar el caudal de presurización se puede seleccionar el presurizador y mantener una presión interna positiva a 25 Pa dentro de la sala eléctrica.
- d) Se comprobó que al dimensionar y distribuir adecuadamente la red de ductos el aire se difundirá de manera homogénea.
- e) Se comprobó que si se consideran los equipos y materiales adecuados se puede implementar el sistema de aire acondicionado y presurización.

6.2 Contrastación de los resultados con estudios similares

- a) Coincidimos con (Muñoz Pérez), de la Universidad de Santiago de Chile el cual concluye la importancia de las características arquitectónicas, ubicación, altura para realizar los cálculos de la carga térmica y el conocimiento de las normas y estándares para poder determinar el caudal de presurización de la sala eléctrica.
- b) En concordancia con Oswaldo Bermeo de la Universidad de Ambato de Ecuador indicamos que es necesario un sistema automático (sensores de monitoreo como termostatos y diferenciales de presión) para monitorear que se cumplan las condiciones de confort.

6.3 Responsabilidad ética

La presente investigación consta de diseñar un sistema de aire acondicionado y presurización para mantener el confort térmico de la sala eléctrica 292400-ER-001, 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

1. Se diseñó e implementó un sistema de aire acondicionado de 26.79 Ton de refrigeración y presurización a 25 Pa logrando mantener el confort térmico dentro de la sala eléctrica teniendo en consecuencia el correcto funcionamiento del equipamiento eléctrico.
2. Se logró determinar la carga térmica de la sala eléctrica por ganancias de calor interiores y exteriores haciendo uso de la metodología plateada en la norma ASHRAE y usando la carta psicrométrica se calculó el calor total de la sala eléctrica siendo 26.79 Ton para ello se dispuso 4 equipos Roof Top (1 en back up) y para la Sala de Equipos y 3 equipos Wall Mounted (1 en back) para la Sala de Gabinetes.
3. Se logró determinar el caudal de presurización haciendo uso de la metodología planteada en la norma UNE- EN 12101-6 con ello se seleccionaron 1 presurizador con capacidad de 499 L/s para la Sala de Equipos y 1 presurizador de 173 L/s para la Sala de Gabinetes, con ello se mantendrá una presión positiva de 25 Pa dentro de la Sala Eléctrica.
4. Se realizó el dimensionamiento de los ductos con una caída de presión de 0.10 – 0.15 C.A./100ft. La red ductos de suministro de aire se encuentran ubicados en la parte baja de las paredes laterales y la red de ductos de retorno se encuentran ubicados en la parte superior de las paredes laterales, ambas terminan con rejillas para un homogenizar la distribución del aire.
5. Se seleccionó e implemento los equipos de aire acondicionado, presurización, red de ductos e instrumentos de monitoreo los cuales al empezar su funcionamiento mantuvieron el confort térmico dentro de la Sala Eléctrica.

RECOMENDACIONES

1. Realizar un plan de mantenimiento a 4 semanas para los equipos Roof Top y Wall Mounted para asegurar su correcto funcionamiento.
2. Realizar un plan de mantenimiento a 12 semanas para los equipos presurizadores, debido a que tiene la tecnología de filtros auto limpiantes: ello para garantizar su correcto funcionamiento.
3. Crear un programa de automatización para hacer un relevo automático para los equipos de aire acondicionado en back up cuando alguno de los operativos falle.
4. Se recomienda hacer una capacitación de funcionamiento del sistema a los encargados de mantenimiento.

REFERENCIA BIBLIOGRAFICAS

1. **Escuela de Refrigeración del Perú. 2020.** Carga Térmica ERP D-Virtual 2020-1. Lima : ERP, 2020.
2. **Acondicionamiento térmico en la arquitectura. 2021.**
Acondicionamiento térmico en la arquitectura. [En línea] 2021. [Citado el: 31 de enero de 2021.]
<http://acondicionamientotermicoarquitectura.blogspot.com>.
3. **ASHRAE . 2001.** *Fundamentals Handbook*. s.l. : ASHRAE HANDBOOK COMMITTEE, 2001.
4. **ASHRAE. 2012.** Handbook of Smoke Control Engineering. *ASHRAE*. [En línea] 2012.
<https://www.ashrae.org/File%20Library/Technical%20Resources/Bookstore/preview-smoke-control-engineering.pdf>.
5. **Bermeo Gómez, José Oswaldo. 2010.** Diseño de un sistema automatico pra la automatización del suministro de aire acondicionado para las salas de control y administrativas para la central hidroelectrica San Francisco. Ambato : s.n., septiembre de 2010.
6. **Brhvac. 2021.** Trane RoofTop Unit. [En línea] Brhvac, 2021. [Citado el: 07 de Febrero de 2021.] <https://brhvac.ca/tag/trane-rooftop-unit/>.
7. **Bueno Vargas, Ángel Junior. 2018.** Sistema de aire acondicionado con free cooling para el control de temperatura en la sala eléctrica de una empresa minera en Chumbivilcas-Cuzco. Callao, Perú : s.n., 2018.
8. **C. Dym y P. Little. 2002.** *Proceso de diseño en ingeniería*. Mexico D.F. : Limusa Wiley, 2002. 1era Edición.
9. **Carrier Air Conditioning Company. 1980.** *Manual de Aire Acondicionado*. Barcelona : Marcombo S.A., 1980. 5ta Edición.
10. **CONFORT CLIMA. 2021.** Confort Clima. *Confort Clima*. [En línea] Confort Clima, 2021. [Citado el: 07 de Febrero de 2021.] SPLIT PISO TECHO LG - Confortclima - Aire Acondicionado y Ventilación. (2021).

Retrieved 8 February 2021, from <https://confortclima.com.pe/split-piso-techo-lg/>.

11. **Cross, Niger. 2002.** *Metodos de Diseño: Estrategia para el Diseño de Productos*. Mexico D.F. : Limusa - Wiley, 2002.
12. **Duct Sizer Mc Quay.** *Duct Sizer Mc Quay*.
13. **Elite Software. 2009.** Elite Software. PsyChart - Análisis y diseño psicométrico. *Elite Software. PsyChart - Análisis y diseño psicométrico*. [En línea] 2009. [Citado el: 16 de diciembre de 2020.] <https://www.elitesoft.com/web/hvacr/psywindows.htm>.
14. **—.** 2009. Elite Software. PsyChart - Análisis y diseño psicométrico. *Elite Software. PsyChart - Análisis y diseño psicométrico*. [En línea] 2009. [Citado el: 16 de diciembre de 2020.] <https://www.elitesoft.com/web/hvacr/psywindows.htm>.
15. **—.** 2009. Software Chvac. *Cargas comerciales de HVAC*. [En línea] Elite Software Chvac, 2009. [Citado el: 16 de diciembre de 2020.] <https://www.elitesoft.com/web/hvacr/chvacx.html>.
16. **Empresa Peruana PROMELSA. 2014.** Salas Eléctricas. *Salas Eléctricas*. [En línea] 2014. [Citado el: 16 de diciembre de 2020.] <http://www.promelsa.com.pe/salas-electricas.htm> .
17. **Espinoza Montes, Ciro. 2010.** *Metodología de la Investigación Tecnológica*. Lima : Editorial Imagen Gráfica S.A.C., 2010. 1era Edición.
18. **Intarcon. 2020.** Sistemas de refrigeración directos e indirectos. [En línea] 2020. [Citado el: 16 de diciembre de 2020.] <https://www.intarcon.com/sistemas-de-refrigeracion-directos-e-indirectos>.
19. **ISI INGENIERIA. 2021.** Presurizadores. [En línea] 2021. [Citado el: 07 de Febrero de 2021.] <http://www.isiingenieria.cl/presurizadores.html>.
20. **Luque Prado, Carlos Alberto. 2017.** Suministro e instalación de sistema de aire acondicionado climatización y presurización para salas eléctricas, laboratorios, salas de control y oficinas administrativas. Arequipa, Perú : s.n., 2017.
21. **Mejía, Elías Mejía. 2005.** *Metodología de la Investigación Científica*. Lima : Universidad Nacional Mayor de San Marcos, 2005. 1er Edición.

22. **Minería & Energía . 2019.** Siemens participó en la ampliación de Toquepala. *Siemens participó en la ampliación de Toquepala.* [En línea] 2019. [Citado el: 07 de Febrero de 2021.] <https://mineriaenergia.com/siemens-participo-en-la-ampliacion-de-toquepala/>.
23. **MOTOREX. 2021.** Aire Acondicionado. *Fan Coil Agua Helada.* [En línea] 2021. [Citado el: 07 de Febrero de 2021.] <http://www.motorex.com.pe/p/fan-coil-agua-helada-midea-eurovent/>.
24. **— . 2021.** Motorex. *Motorex.* [En línea] Motorec, 2021. [Citado el: 08 de 02 de 2021.] <http://www.motorex.com.pe/p/ventana-midea/>.
25. **Muñoz Pérez, Yasmín Merylen. 2017.** Diseño de un sistema de presurización y aire acondicionado de precisión para la sala eléctrica y de instrumentación de una refinería. Santiago de Chile, Chile : s.n., 2017.
26. **PINTEREST. 2021.** INSTALACIONES TÉRMICAS Y CERTIFICACIÓN ENERGÉTICA: CLIMATIZADOR O UTA (UNIDAD DE TRATAMIENTO DE AIRE). *INSTALACIONES TÉRMICAS Y CERTIFICACIÓN ENERGÉTICA: CLIMATIZADOR O UTA (UNIDAD DE TRATAMIENTO DE AI... | Instalacion, Refrigeracion y aire acondicionado, Acondicionado.* (2021). Retrieved 8 February 2021, from <https://www.pinterest.es/pin/74168725092057634/>. [En línea] Instalacion, Refrigeracion y aire acondicionado, Acondicionado., 2021. [Citado el: 07 de Febrero de 2021.] <https://www.pinterest.es/pin/74168725092057634/>.
27. **Pita, Edward G. 1994.** *Acondicionamiento de aire principios y sistemas.* New York : Editorial Limusa, 1994. 2da edicion.
28. **Quadri, Nestor P. 2008.** Academia. *Academia.* [En línea] 2008. https://www.academia.edu/40005843/Quadri_Instalaciones_de_Aire_Acondicionado_y_Calefaccion.
29. **REGLAMENTO DE INSTALACIONES TÉRMICAS DE LOS EDIFICIOS.** REGLAMENTO DE INSTALACIONES TÉRMICAS DE LOS EDIFICIOS. [En línea] [Citado el: 07 de Febrero de 2021.] <https://www.idae.es/tecnologias/eficiencia->

energetica/edificacion/reglamento-de-instalaciones-termicas-de-los-edificios.

30. **Sección 5.2.1.1 ASHRAE 55. 2010.** Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. [aut. libro] Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc American Society of Heating. Atlanta : ASHRAE, 2010.
31. **SMACNA STANDARD SHEET METAL AND AIR. 2001.** SMACNA . SMACNA . [En línea] 2001. [Citado el: 07 de Febrero de 2021.] <https://www.smacna.org/>.
32. **TRADI S.A. 2021.** [En línea] 2021. [Citado el: 07 de febrero de 2021.] <http://ml370.qnet.com.pe/hosting/tradisa/index.php>.
33. **TRANE. 2021.** Unidades Roof Top. [En línea] 2021. [Citado el: 07 de Febrero de 2021.] <https://www.trane.com/commercial/europe/spain/es/products-systems/equipment/rooftops.html>.
34. **Vara Horna, Arístides Alfredo. 2012.** *7 Pasos para una tesis exitosa.* Lima : Univesidad San Martín de Porres, 2012.

ANEXOS

Anexo 1. Matriz de Consistencia

DISEÑO E IMPLEMENTACION DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO de 26,79 Ton Y PRESURIZACIÓN a 25 Pa PARA MANTENER EL CONFORT TERMICO DE SALA ELECTRICA 292400-ER-001 EN LA UNIDAD MINERA TOQUEPALA.								
PROBLEMA	OBJETIVO	HIPOTESIS	VARIABLES	DIMENSIONES	INDICADORES	METODOLOGÍA	TÉCNICAS-INSTRUMENTOS	
GENERAL			V1 Independiente SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO de 26,79 ton Y PRESURIZACIÓN a 25 Pa	Carga Térmica	Ganancias de Calor	Tipo: Tecnológica (Ciro, 2010) Diseño: PRE EXPERIMENTAL – CON POST PRUEBA. Método: Analítico - Lógico con enfoque sistémico Lugar de estudio: Unidad Minera Toquepala.	TECNICA DOCUMENTAL INSTRUMENTOS: 1) Hojas de Registro de SENAMHI. 2) Normas nacionales e Internacionales " UNE EN 12101-6; ASHRAE 2001; SMACNA" 3) Recolección de información brindada por el usuario "	
¿Cómo diseñar e implementar un sistema de aire acondicionado de 26,79 Ton y presurización a 25 Pa para mantener el Confort Térmico de la sala eléctrica 292400-ER-001 en la Unidad Minera Toquepala?	Diseñar e implementar un sistema de aire acondicionado de 26,79 Ton y presurización a 25 Pa para mantener el Confort Térmico de la sala eléctrica 292400-ER-001 en la Unidad Minera Toquepala.	Si se diseña e implementar un sistema de aire acondicionado de 26,79 Ton y presurización a 25 Pa se mantendrá el Confort Térmico de la sala eléctrica 292400-ER-001 en la Unidad Minera Toquepala.			Caudal de Aire Fresco			
					Procesos Psicométricos			
				Dimensiones de la Sala				
ESPECIFICOS				Dimensionamiento de red de ductos	Caudal de Presurización			Áreas de Fuga
¿Cómo determinar la carga térmica de la Sala Eléctrica para la selección de los equipos de aire acondicionado?	Determinar la carga térmica de la sala eléctrica para seleccionar adecuadamente los	Si se determina la carga térmica de la sala eléctrica se seleccionará adecuadamente los			Diferencia de Presión			Velocidad del Aire
			Temperatura del aire a insuflar		Caída de presión			

	equipos de aire acondicionado.	equipos de aire acondicionado.			Dimensión de Rejillas	Población y Muestra: Sala Eléctrica 292400-ER-001.
				Implementación	Selección de Equipos de aire acondicionado y presurización	
					Dispositivos de Medición y Control	
					Fabricación y Montaje	
					Pruebas del sistema	
¿Cómo determinar el caudal de aire del presurizador para mantener una presión positiva de 25 Pa dentro de la sala eléctrica?	Determinar el caudal de aire del presurizador para mantener una presión positiva de 25 Pa dentro de la sala eléctrica.	Si se determina el caudal de aire del presurizador se tendrá una presión positiva de 25Pa dentro de la sala eléctrica.	V2 Dependiente CONFORT TERMICO	Temperatura	Temperatura del bulbo seco	
¿Cómo dimensionar y distribuir la red de ductos para una homogénea difusión del aire?	Dimensionar y distribuir la red de ductos para una homogénea difusión del aire.	Si se dimensiona y distribuye adecuadamente la red de ductos se tendrá una homogénea difusión del aire.		Humedad	Procesos psicométricos	
¿Qué equipos y materiales son necesarios?	Seleccionar los equipos y materiales necesarios	Si se consideran los equipos y materiales		Presión	Diferencial de Presión	

necesarios para implementar el sistema de aire acondicionado y presurización en la sala eléctrica?	para implementar el sistema de aire acondicionado y presurización en la sala eléctrica.	necesarios se implementará el sistema de aire acondicionado y presurización en la sala eléctrica.					
--	---	---	--	--	--	--	--

Anexo 2 Cálculos con el Programa Elite software de la sala de gabinetes y sala de equipos

***Toquepala E-House 292400 Sala Electrica
HVAC Load Analysis***

for

Siemens
Lima-Peru

Elite Software

CHVAC COMMERCIAL
HVAC LOADS

Prepared By:

Serviparamo Peru Sac
Avenida Benavides 788, Piso 4 Oficina 4
Lima

sábado, 1 de Julio de 2017



General Project Data Input

General Project Information

Project file name: C:\Users\Usuario\Desktop\Proyectos\Ampliación Toquepala Siemens\CALCULOS TOQUEPALA SERVIPARAMO\Calculos Elite Toquepala\CALCULOS 3\SALAS ELECTRICAS SIEMENS_292400-SE.CHV
 Project title: Toquepala E-House 292400 Sala Electrica
 Project address: Mina de toquepala
 Project city, state, ZIP: Tacna
 Designed by: Serviparamo Peru
 Project date: lunes, 8 de Mayo de 2017
 Weather reference city: TACNA, PERU
 Client name: Siemens
 Client address: Lima-Peru
 Company name: Serviparamo Peru Sac
 Company address: Avenida Benavides 768, Piso 4 Oficina 4
 Company city: Lima
 Barometric pressure: 656.817 mbar
 Altitude: 3500 meters
 Latitude: -17 Degrees
 Mean daily temperature range: 17 Degrees
 Starting & ending time for HVAC load calculations: 1am - 12pm
 Number of unique zones in this project: 1

Building Default Values

Calculations performed: Cooling loads only
 Lighting requirements: 5.00 Watts per square meter
 Equipment requirements: 343.00 Watts per square meter
 People sensible load multiplier: 70 Watts per person
 People latent load multiplier: 30 Watts per person
 Zone sensible safety factor: 0 %
 Zone latent safety factor: 0 %
 Zone heating safety factor: 0 %
 People diversity factor: 80 %
 Lighting profile number: 2
 Equipment profile number: 3
 People profile number: 1
 Building default ceiling height: 3.70 meters
 Building default wall height: 3.70 meters

Internal Operating Load Profiles (C = 100)

	hr																								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
1	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	
2	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	
3	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	
4	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	
5	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	
6	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	
7	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	
8	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	
9	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	
10	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	



Building Summary Loads

Building peaks in February at 12pm.

Bldg Load Descriptions	Area Quan	Sen Loss	%Tot Loss	Lat Gain	Sen Gain	Net Gain	%Net Gain
Roof	213	1,089	39.83	0	790	790	1.05
Wall	348	1,659	60.37	0	-149	-149	-0.20
Glass	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Floor Slab	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Skin Loads		2,748	100.00	0	641	641	0.85
Lighting	1,063	0	0.00	0	1,063	1,063	1.41
Equipment	72,901	0	0.00	0	72,901	72,901	96.77
People	1	0	0.00	0	56	56	0.07
Partition	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Pret.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Heat. Pret.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Vent.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Heat. Vent.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Infil.	499	0	0.00	0	36	36	0.05
Heat. Infil.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Draw-Thru Fan	0	0	0.00	0	628	628	0.83
Blow-Thru Fan	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Reserve Cap.	0	0	0.00	0	11	11	0.01
Reheat Cap.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Supply Duct	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Return Duct	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Misc. Supply	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Misc. Return	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Building Totals		2,748	100.00	0	75,336	75,336	100.00

Building Summary	Sen Loss	%Tot Loss	Lat Gain	Sen Gain	Net Gain	%Net Gain
Ventilation	0	0.00	0	0	0	0.00
Infiltration	0	0.00	0	36	36	0.05
Pretreated Air	0	0.00	0	0	0	0.00
Zone Loads	2,748	100.00	0	74,672	74,672	99.12
Plenum Loads	0	0.00	0	0	0	0.00
Fan & Duct Loads	0	0.00	0	628	628	0.83
Building Totals	2,748	100.00	0	75,336	75,336	100.00

Check Figures

Total Building Supply Air (based on a 8° TD):	11,795 L/s	
Total Building Vent. Air (0.00% of Supply):	0 L/s	
Total Conditioned Air Space:	213 Sq.m	
Supply Air Per Unit Area:	55.4708 L/s/Sq.m	
Area Per Cooling Capacity:	2.8226 Sq.m/kW	9.9 Sq.m/Ton
Cooling Capacity Per Area:	0.3543 kW/Sq.m	0.1007 Tons/Sq.m
Heating Capacity Per Area:	12.92 Watts/Sq.m	
Total Heating Required With Outside Air:	2.75 kW	
Total Cooling With Outside Air:	75.34 kW	21.42 Tons



Air Handler #1 - Ahu - Total Load Summary

Air Handler Description: Ahu Constant Volume - Sum of Peaks
 Supply Air Fan: Draw-Thru with program estimated horsepower of 0.97 kW
 Fan Input: 85% motor and fan efficiency with 0 kPa across the fan
 Sensible Heat Ratio: 1.03 --- This system occurs 1 time(s) in the building. ---

Air System Peak Time: 12pm in February.
 Outdoor Conditions: Clg: 20° DB, 11° WB, 9.11 grams moisture per kg dry air, Htg: 4° DB
 Indoor Conditions: Clg: 20° DB, 50% RH, Htg: 20° DB

Summer: Exhaust controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.

Zone Space sensible loss:	2,748 Watts	
Infiltration sensible loss:	0 Watts	0 L/s
Outside Air sensible loss:	0 Watts	0 L/s
Supply Duct sensible loss:	0 Watts	
Return Duct sensible loss:	0 Watts	
Return Plenum sensible loss:	0 Watts	
Total System sensible loss:		2,748 Watts

Heating Supply Air: $2,748 / (.649 \times 1.21 \times 15) =$	233 L/s
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =	0 L/s

Zone space sensible gain:	74,661 Watts	
Infiltration sensible gain:	36 Watts	
Draw-thru fan sensible gain:	628 Watts	
Supply duct sensible gain:	0 Watts	
Reserve sensible gain:	11 Watts	
Total sensible gain on supply side of coil:		75,336 Watts

Cooling Supply Air: $75,336 / (.649 \times 1.23 \times 8) =$	11,795 L/s
Summer Vent Outside Air (0.0% of supply) =	0 L/s

Return duct sensible gain:	0 Watts	
Return plenum sensible gain:	0 Watts	
Outside air sensible gain:	0 Watts	0 L/s
Blow-thru fan sensible gain:	0 Watts	
Total sensible gain on return side of coil:		0 Watts
Total sensible gain on air handling system:		75,336 Watts

Zone space latent gain:	24 Watts	
Infiltration latent gain:	-2,059 Watts	
Outside air latent gain:	0 Watts	
Total latent gain on air handling system:		-2,035 Watts
Total system sensible and latent gain:		73,300 Watts

Check Figures

Total Air Handler Supply Air (based on a 8° TD):	11,795 L/s	
Total Air Handler Vent. Air (0.00% of Supply):	0 L/s	
Total Conditioned Air Space:	213 Sq.m	
Supply Air Per Unit Area:	55.4708 L/s/Sq.m	
Area Per Cooling Capacity:	2.8226 Sq.m/kW	9.9 Sq.m/Ton
Cooling Capacity Per Area:	0.3543 kW/Sq.m	0.1007 Tons/Sq.m
Heating Capacity Per Area:	12.92 Watts/Sq.m	
Total Heating Required With Outside Air:	2.75 kW	
Total Cooling With Outside Air:	75.34 kW	21.42 Tons

Note: Due to the system's negative latent gain, tonnage is based solely on sensible gain.

**Toquepala E-House 292400 Sala Gabinetes
HVAC Load Analysis**

for

Siemens
Lima

Elite Software

CHVAC COMMERCIAL
HVAC LOADS

Prepared By:

Serviparamo Peru Sac
Avenida Benavides 788, Piso 4 Oficina 4
Lima

sábado, 1 de Julio de 2017



General Project Data Input

General Project Information

Project file name: C:\Users\Usuario\Desktop\Proyectos\Ampliación Toquepala Siemens\CALCULOS TOQUEPALA SERVIPARAMO\Calculos Elite Toquepala\CALCULOS 3\SALAS ELECTRICAS SIEMENS_292400-SG.CHV
 Project title: Toquepala E-House 292400 Sala Gabinetes
 Project address: Mina de toquepala
 Project city, state, ZIP: Tacna
 Designed by: Serviparamo Peru
 Project date: lunes, 8 de Mayo de 2017
 Weather reference city: TACNA, PERU
 Client name: Siemens
 Client address: Lima
 Company name: Serviparamo Peru Sac
 Company address: Avenida Benavides 768, Piso 4 Oficina 4
 Company city: Lima
 Barometric pressure: 656.817 mbar
 Altitude: 3500 meters
 Latitude: -17 Degrees
 Mean daily temperature range: 17 Degrees
 Starting & ending time for HVAC load calculations: 1am - 12pm
 Number of unique zones in this project: 1

Building Default Values

Calculations performed: Cooling loads only
 Lighting requirements: 5.00 Watts per square meter
 Equipment requirements: 355.00 Watts per square meter
 People sensible load multiplier: 70 Watts per person
 People latent load multiplier: 30 Watts per person
 Zone sensible safety factor: 0 %
 Zone latent safety factor: 0 %
 Zone heating safety factor: 0 %
 People diversity factor: 80 %
 Lighting profile number: 2
 Equipment profile number: 3
 People profile number: 1
 Building default ceiling height: 3.70 meters
 Building default wall height: 3.70 meters

Internal Operating Load Profiles (C = 100)

	hr																								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
1	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
2	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
3	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
4	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
5	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
6	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
7	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
8	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
9	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
10	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C



Air Handler Input

Air Handler Number 1 Input Data

Name: Ahu
 Terminal type: Constant Volume
 Method for CV: Sum of Peaks
 Supply fan type: Draw-thru fan
 Calculations performed: Both heating and cooling loads
 Excess supply air: Reserve
 Occurrences: 1
 People profile number: 0
 Lighting profile number: 0
 Equipment profile number: 0
 Exhaust may not exceed supply air: No
 Leaving heating coil temp (deg.C): 35.0
 Leaving cooling coil temp (deg.C): 12.0
 Cooling coil L/s: 0
 Misc. Watts gain - supply side: 0
 Misc. Watts gain - return side: 0
 Combined fan & motor efficiency: 85
 Static pressure across fan (kPa): 0.00
 Summer supply duct temp rise (deg.C): 0.000
 Summer return duct temp rise (deg.C): 0.000
 Winter supply duct temp drop (deg.C): 0.000
 Winter return duct temp drop (deg.C): 0.000
 Chilled water temp difference (deg.C): 0.000
 Hot water temp difference (deg.C): 0.000
 Cooling ventilation: 0 Direct
 Cooling infiltration: 173 Direct
 Heating ventilation: 0 Direct
 Heating infiltration: 0 Direct
 Pretreated outside air: none
 Pretreated air Summer DB (deg.C): 0
 Pretreated air Summer WB (deg.C): 0
 Pretreated air Winter DB (deg.C): 0

Design Month	Outdoor Dry Bulb	Outdoor Wet Bulb	Indoor Rel.Hum	Indoor Dry Bulb	Grams Diff	In/Outdoor Correction
August	24	12	50%	20	-2.65	-8
Winter	4			20		



Building Summary Loads

Building peaks in August at 12pm.

Bldg Load Descriptions	Area Quan	Sen Loss	%Tot Loss	Lat Gain	Sen Gain	Net Gain	%Net Gain
Roof	51	263	36.11	0	172	172	0.91
Wall	97	465	63.89	0	-78	-78	-0.41
Glass	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Floor Slab	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Skin Loads		728	100.00	0	95	95	0.50
Lighting	257	0	0.00	0	257	257	1.36
Equipment	18,284	0	0.00	0	18,284	18,284	96.88
People	1	0	0.00	0	58	58	0.30
Partition	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Pret.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Heat. Pret.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Vent.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Heat. Vent.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Cool. Infil.	173	0	0.00	0	12	12	0.07
Heat. Infil.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Draw-Thru Fan	0	0	0.00	0	157	157	0.83
Blow-Thru Fan	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Reserve Cap.	0	0	0.00	0	11	11	0.06
Reheat Cap.	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Supply Duct	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Return Duct	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Misc. Supply	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Misc. Return	0	0	0.00	0	0	0	0.00
Building Totals		728	100.00	0	18,872	18,872	100.00

Building Summary	Sen Loss	%Tot Loss	Lat Gain	Sen Gain	Net Gain	%Net Gain
Ventilation	0	0.00	0	0	0	0.00
Infiltration	0	0.00	0	12	12	0.07
Pretreated Air	0	0.00	0	0	0	0.00
Zone Loads	728	100.00	0	18,702	18,702	99.10
Plenum Loads	0	0.00	0	0	0	0.00
Fan & Duct Loads	0	0.00	0	157	157	0.83
Building Totals	728	100.00	0	18,872	18,872	100.00

Check Figures

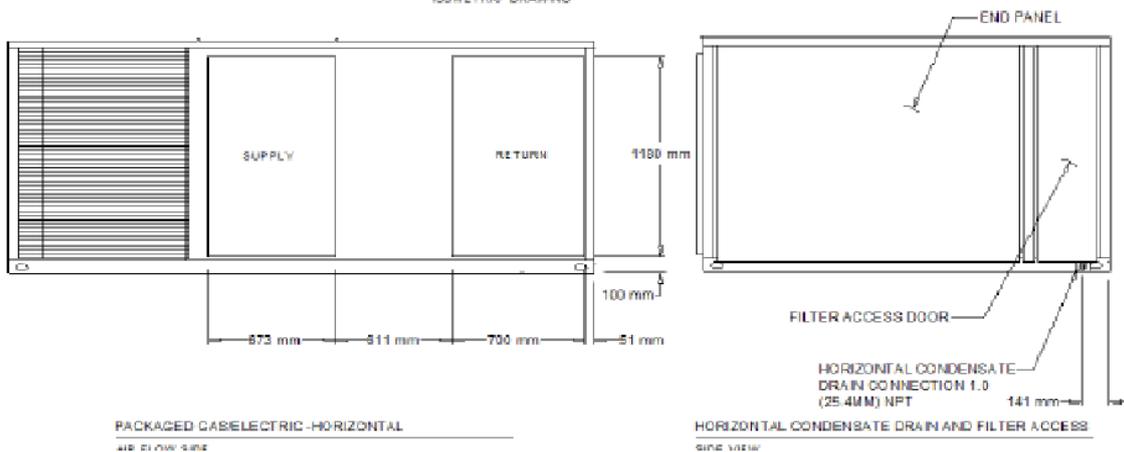
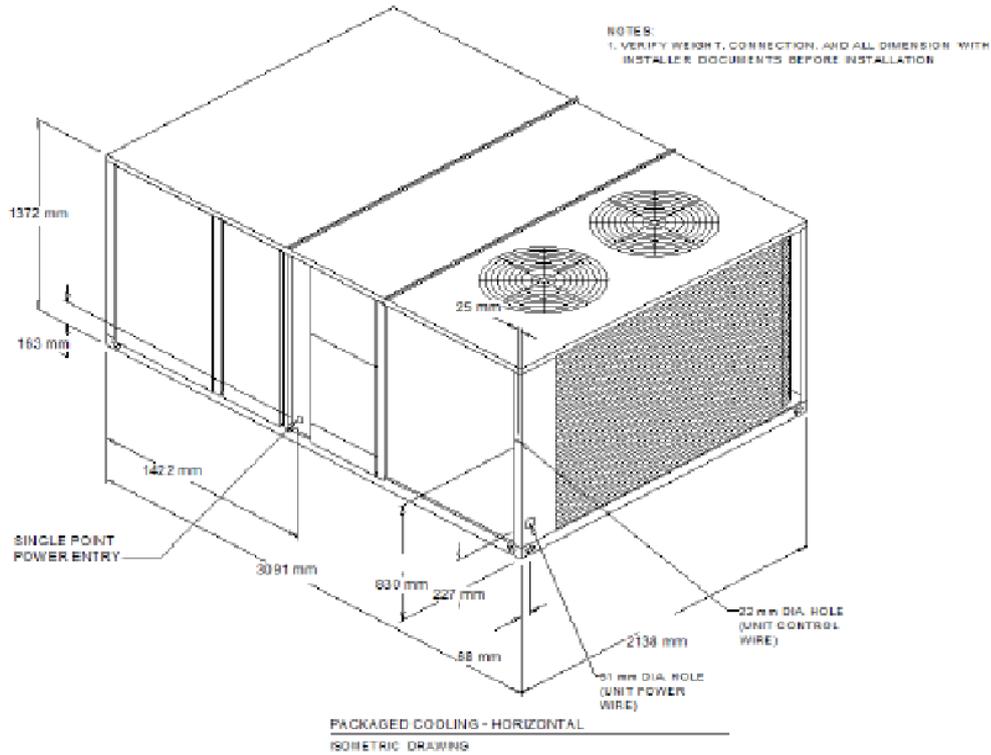
Total Building Supply Air (based on a 8° TD):	2,955 L/s	
Total Building Vent. Air (0.00% of Supply):	0 L/s	
Total Conditioned Air Space:	51 Sq.m	
Supply Air Per Unit Area:	57.5303 L/s/Sq.m	
Area Per Cooling Capacity:	2.7215 Sq.m/kW	9.6 Sq.m/Ton
Cooling Capacity Per Area:	0.3674 kW/Sq.m	0.1045 Tons/Sq.m
Heating Capacity Per Area:	14.18 Watts/Sq.m	
Total Heating Required With Outside Air:	0.73 kW	
Total Cooling With Outside Air:	18.87 kW	5.37 Tons

Anexo 3. Fichas técnicas de equipo Roof Top “Equipo de aire acondicionado compacto”

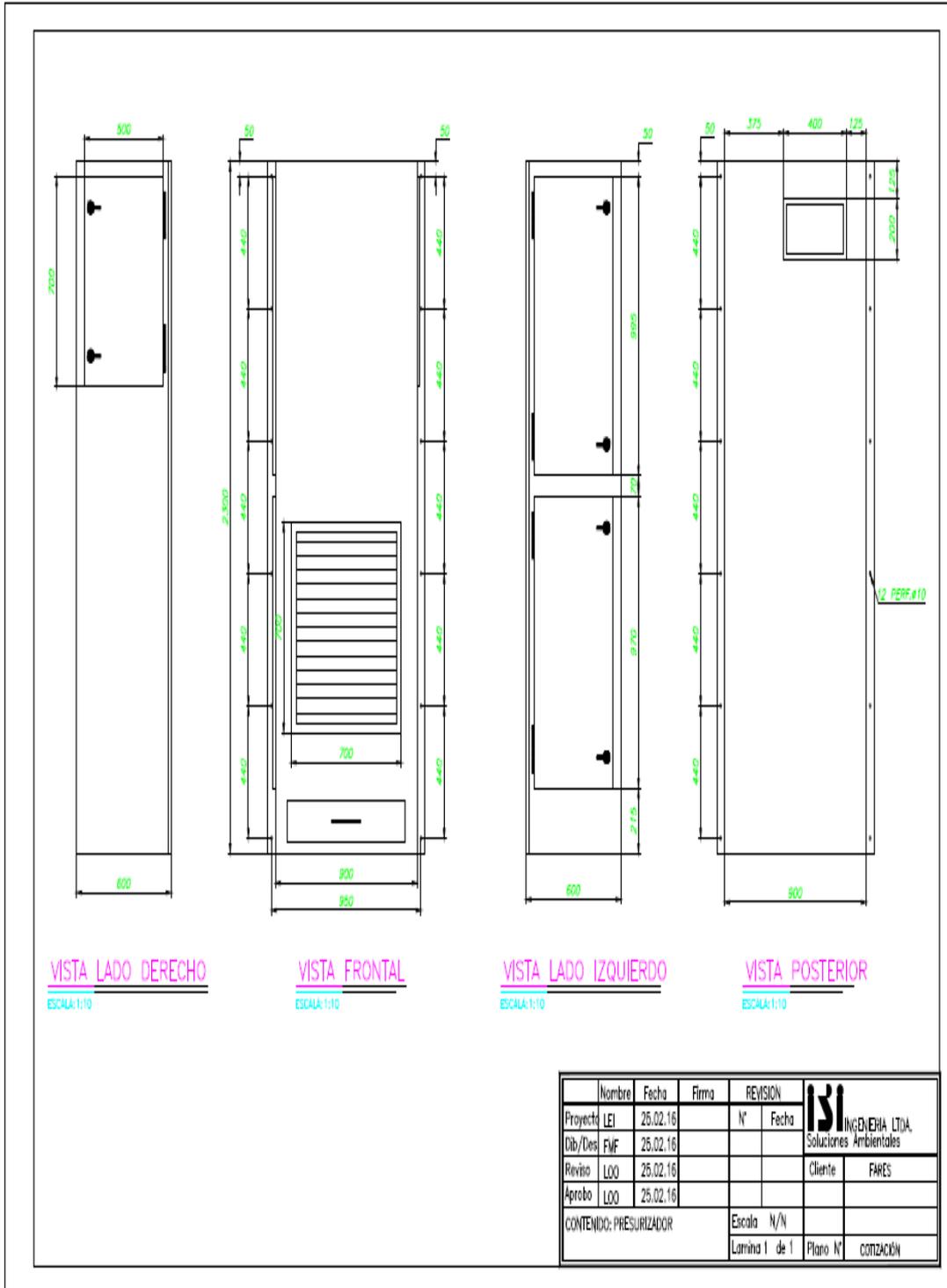


17-027 Vozzper II JUNIO

167 12 1045 Roo Package Unitary Cooling/Heating-Dedicated
 (Roo) 444 UNIT 1-2
 01/02/2017 03:39:15 p.m.



Anexo 5. Equipo presurizador



Anexo 6. Fichas técnicas de instrumentos de medición termostato, sensor de presión

Manual del Instalador
SMT-770
Termostato Multifuncional Modbus



Ver 2.1

UNIcon

english

CPG-..AV

Sensor-control module for differential pressure and volume

Operating Instructions



Keep for reference!

Software version: D4753A from version 1.00

L-BAL-E253-GB 1610 Index 003

Part-No. 00163445

ZIEHL-ABEGG

Anexo 7. Ficha técnicas de rejillas

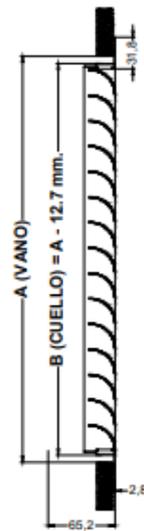
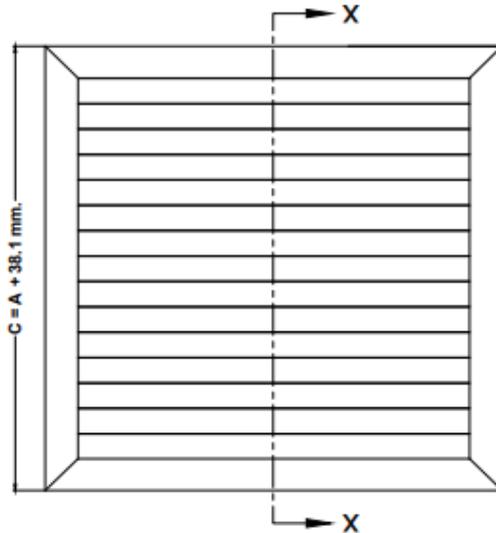


MODELO RR

Presentación

Descripción:

- Rejilla de retorno de aletas fijas con 45° de inclinación.
- Construido con perfiles extruidos de aluminio de alta calidad.
- Acabado con pintura electrostática blanca, negro ó aluminio natural.
- Accesorio disponible damper de aletas opuestas.
- Disponible en cuellos rectangulares.



Sección x-x

TABLA DE DIMENSIONES (mm.)

MEDIDAS	A	B	C
6" X 6"	152.4	139.7	190.5
8" X 8"	203.2	190.5	241.3
10" X 10"	254	241.3	292.1
12" X 12"	304.8	292.1	342.9
14" X 14"	355.6	342.9	393.7
16" X 16"	406.4	393.7	444.5
18" X 18"	457.2	444.5	495.3
20" X 20"	508	495.3	546.1
22" X 22"	558.8	546.1	596.9
24" X 24"	609.6	596.9	647.7

Anexo 8. Fichas técnicas de lana de vidrio Owens Corning



DUCT WRAP™ RF-3000

Exterior de los Ductos de
Aire Acondicionado y Calefacción



Descripción

Aislamiento termoacústico fabricado con fibra de vidrio aglutinada con resina para soportar temperaturas hasta 232°C (450°F).

Usos y aplicaciones

El Duct Wrap se recomienda para el aislamiento termoacústico exterior de sistemas de ductos de aire acondicionado y calefacción, se presenta con dos diferentes barreras de vapor dependiendo de la instalación:

- 1.- Si se instala en el exterior del edificio se recomienda utilizar el Duct Wrap con barrera de vapor de Foil de Aluminio.
- 2.- En el caso de instalaciones en interiores de edificios o zonas cubiertas la barrera de vapor a utilizar es la de Aluminio Reforzado con Fibra de Vidrio (FSK).

Propiedades del producto

Máxima eficiencia térmica

Al tener la más baja conductividad térmica que cualquier otro aislante de su tipo, garantiza la menor pérdida o ganancia de calor y un ahorro substancial en sistemas para ductos de aire acondicionado y calefacción.

Máxima eficiencia acústica

La fibra de vidrio es uno de los productos más eficientes en absorción de sonido.

Resistencia a la vibración

El diámetro y la longitud de nuestra fibra, además del tipo de fibrado, hacen que no tenga shot (0% de shot*), esto impide que el aislamiento se asiente en los sistemas para ductos de aire acondicionado y calefacción sujetos a vibraciones. Al conservar su forma original se garantiza uniformidad en la conductividad térmica y flujo de calor o frío en cualquier lugar.

No favorece la corrosión

La naturaleza no ferrosa de la fibra de vidrio no favorece la corrosión en acero, cobre y aluminio, dando como resultado una mayor vida útil en equipos e instalaciones.

Fácil de instalar y manejar

Por su densidad, flexibilidad y facilidad de manejo es un material de rápida instalación que se adapta a las superficies irregulares de los sistemas de aire acondicionado y calefacción, maximizando su operación.

Ligero

Su ligereza permite acoplarse a los sistemas, equipos o productos finales, sin el peligro de dañar el equipo por sobrepeso.

Bajo mantenimiento y larga duración

La fibra de vidrio se caracteriza por su larga duración, por lo que los gastos de mantenimiento son mínimos y la reposición del aislamiento en un sistema bien instalado, es a largo plazo.

Incombustible

Su naturaleza y componentes no combustibles evitan el riesgo de propagación del fuego.

Resiliente

Las características de los rollos y las propiedades de la fibra de vidrio le permiten al material recuperar su forma y espesor siempre y cuando la presión que lo deforma se retire, asegurando su valor R (Resistencia Térmica).

Inorgánico e inodoro

No crea hongos, ni bacterias con lo que se evita la aparición de olores y se alarga la vida útil del material.

Dimensionalmente estable

La fibra de vidrio no se expande ni se contrae al estar expuesta a bajas o altas temperaturas, con lo cual se evita la formación de aberturas que permitan la fuga o entrada de calor o frío.

Propiedades Físicas	Método de Prueba	Especificaciones
Rango de temperatura de operación	ASTM C 411	Hasta 450°F (232°C)
Límites de temperatura de la cámara de vapor	ASTM C 1136	Hasta 150°F (66°C)
Permeancia del vapor de agua	ASTM E 96	0.02 perms.
Absorción del vapor de agua	ASTM C 1104	Menos de 3% en peso a 120 °F (49 °C) y 95% RH
Resistencia a los hongos	ASTM C 1338	Conocimiento de requerimientos
Características de combustión superficial*	ASTM E 84	Propagación de las llamas 25% Desprendimiento de humo 50%

*Se ha determinado que las características de combustión superficial de estos productos estén de acuerdo con lo dispuesto en ASTM E 84. Se deben usar estas normas para medir y describir las propiedades de los materiales, productos o ensamblados en respuesta al calor y las llamas en condiciones controladas dentro de un laboratorio, pero no deben utilizarse para describir ni evaluar los peligros o riesgos de incendio de los materiales, productos o ensamblados en condiciones reales de incendio. Sin embargo, los resultados de esta prueba pueden usarse como elementos de una evaluación de riesgos de incendio que tenga en cuenta todos los factores que correspondan a una evaluación de peligro de incendio de un determinado uso en particular. Los valores que se indican están redondeados al quíntuple que corresponda por proximidad.

Producto	Valor R**	Densidad		Conductividad**		Espesor	
		lb/ft ³	kg/m ³	BTU in ² /hr °F	W / °C m	in	cm
RF-3075	R-5.3	0.78	12.5	0.283	0.041	1.5	3.8
	R-7	0.75	12.02	0.287	0.041	2	5.1
	R-8	0.75	12.02	0.287	0.041	2.5	6.4
	R-10.5	0.75	12.02	0.287	0.041	3	7.6
RF-3100	R-3.8	1	16.03	0.264	0.038	1	2.5
	R-5.7	1	16.03	0.264	0.038	1.5	3.8
	R-7.5	1	16.03	0.264	0.038	2	5.1
	R-15	1	16.03	0.264	0.038	4	10.2
RF-3150	R-22.7	1	16.03	0.264	0.038	8	15.2
	R-4.1	1.5	24.02	0.242	0.035	1	2.5
	R-6	1.5	24.02	0.242	0.035	1.5	3.8
	R-8	1.5	24.02	0.242	0.035	2	5.1
RF-3200	R-2	2.2	35.24	0.231	0.033	0.5	1.3
	R-4.3	2.2	35.24	0.231	0.033	1	2.5
	R-6.5	2.2	35.24	0.231	0.033	1.5	3.8
	R-8.7	2.2	35.24	0.231	0.033	2	5.1

Normatividad

ASTM C 1290:

Colchoneta flexible de fibra de vidrio de uso externo para aislar ductos HVAC Tipo II.

ASTM C 177:

Método de propiedades de transmisión térmica.

ASTM C 1338:

Resistencia de material aislante a la generación de hongos.

ASTM C 1136:

Aislamiento térmico flexible de baja densidad retardante al vapor Tipo II (una sola cara).

ASTM C 553:

Aislamiento térmico de fibra mineral Tipo I RF-3075, Tipo II RF-3100, RF-3150 y RF-3200.

ASTM E 84 / UL 723:

Característica de combustión superficial. Propagación de la flama =25 y Desprendimiento de humo =50.

Presentación

Rollos flexibles que se presentan en los siguientes tipos:

Sin barrera de vapor

Con barrera de vapor:

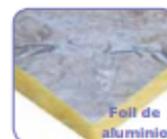
A) Foil de aluminio

B) Aluminio reforzado

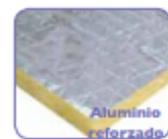
con papel kraft.



Sin barrera de vapor



Foil de aluminio



Aluminio reforzado

Anexo 9. Plano de diseño del sistema



LISTADO DE EQUIPOS	
ITEM	DESCRIPCION
1	...
2	...
3	...
4	...
5	...
6	...
7	...
8	...
9	...
10	...
11	...
12	...
13	...
14	...
15	...
16	...
17	...
18	...
19	...
20	...
21	...
22	...
23	...
24	...
25	...
26	...
27	...
28	...
29	...
30	...
31	...
32	...
33	...
34	...
35	...
36	...
37	...
38	...
39	...
40	...
41	...
42	...
43	...
44	...
45	...
46	...
47	...
48	...
49	...
50	...

SIEMENS

SOUTHERN PERU
MINA TIOBEPA
AMPLIACION TIOBEPA A 120,000 TMPD

DISPOSICION DE DUCTOS Y EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO DE SALA ELECTRICA 240P-EF-00

CD 65973-H001-01-P-117

Rev. 1

Dib. 5

No reproduce ni se permite la copia o el uso de este documento sin el consentimiento escrito de Siemens AG. Reservados todos los derechos. Copyright © 2014 Siemens AG.

Archivo: 65973-H001-01-P-117