

# UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO

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



**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE 30 TON  
POR MEDIO DE AGUA HELADA PARA BRINDAR CONFORT  
TÉRMICO EN LAS OFICINAS ADMINISTRATIVAS DE MITSUI & CO  
LIMA-PERÚ”**

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

**BACHILLER: CRISTIAN MICHAEL FIERRO CARRASCO** 



Juan Carlos Huamán Alfaro

DNI: 40607588

Asesor

CALLAO, 2021

**PERÚ**



**DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE 30  
TON POR MEDIO DE AGUA HELADA PARA BRINDAR  
CONFORT TÉRMICO EN LAS OFICINAS ADMINISTRATIVAS DE  
MITSUI & CO LIMA-PERÚ**

**ACTA N° 001 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS CON CICLO TALLER DE TESIS PARA LA  
OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO**

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

A los 25 días del mes febrero, del año 2021, siendo las 14:05 horas, se reunieron, en la sala meet: <https://meet.google.com/nqn-npve-juc>, el **JURADO DE SUSTENTACION DE TESIS** para la obtención del **TÍTULO** profesional de **Ingeniero Mecánico** de la **Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía**, conformado por los siguientes docentes ordinarios de la **Universidad Nacional del Callao**:

- Dr. Félix Alfredo Guerrero Roldán : Presidente
- Dr. Pablo Mamani Calla : Secretario
- Mg. Adolfo Orlando Blas Zarzosa : Miembro
- Mg. Juan Carlos Huaman Alfaro : Asesor

Se dio inicio al acto de sustentación de la tesis del Bachiller **FIERRO CARRASCO CRISTIAN MICHAEL**, quien habiendo cumplido con los requisitos para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico sustenta la tesis titulada **"DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE 30 TON POR MEDIO DE AGUA HELADA PARA BRINDAR CONFORT TÉRMICO EN LAS OFICINAS ADMINISTRATIVAS DE MITSUI & CO LIMA-PERÚ"**, cumpliendo con la sustentación en acto público, de manera no presencial a través de la Plataforma Virtual, en cumplimiento de la declaración de emergencia adoptada por el Poder Ejecutivo para afrontar la pandemia del Covid-19, a través del D.S. N° 044-2020-PCM y lo dispuesto en el DU N° 026-2020 y en concordancia con la Resolución del Consejo Directivo N° 039-2020-SUNEDU-CD y la Resolución Viceministerial N° 085-2020-MINEDU, que aprueba las "Orientaciones para la continuidad del servicio educativo superior universitario";

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

Se dio por cerrada la Sesión a las 14:50 horas del 25 del mes y año en curso.



.....  
Dr. Félix Alfredo Guerrero Roldán  
Presidente de Jurado



.....  
Dr. Pablo Mamani Calla  
Secretario de Jurado



.....  
Mg. Adolfo Orlando Blas Zarzosa  
Miembro de Jurado



.....  
Mg. Juan Carlos Huaman Alfaro  
Asesor

## **DEDICATORIA**

A toda mi familia, a las personas que quiero por el apoyo incondicional y en especial a mi madre y mi padre por enseñarme que si uno se propone algo en la vida con trabajo y dedicación se logra el objetivo.

## **AGRADECIMIENTOS**

A Dios por haberme permitido tener las oportunidades necesarias en mi carrera pre profesional.

A todos los profesores por la enseñanza brindada durante mi etapa pre profesional.

A mis padres y hermanos que siempre estuvieron ahí para guiar mi camino para ser un profesional.

# ÍNDICE

<b>ÍNDICE</b> .....	<b>1</b>
<b>ÍNDICE DE CUADROS</b> .....	<b>4</b>
<b>ÍNDICE DE TABLAS</b> .....	<b>7</b>
<b>ÍNDICE DE FIGURAS</b> .....	<b>9</b>
<b>RESUMEN</b> .....	<b>12</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>1</b>
<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>2</b>
<b>I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA</b> .....	<b>3</b>
1.1. DESCRIPCIÓN DE LA REALIDAD PROBLEMÁTICA.....	3
1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	4
1.2.1. Problema General.....	4
1.2.2. Problemas Específicos.....	4
1.3. OBJETIVOS.....	4
1.3.1. Objetivo General.....	4
1.3.2. Objetivo Específicos.....	4
1.4. LIMITANTES DE LA INVESTIGACIÓN.....	5
1.4.1. Limitante Teórica.....	5
1.4.2. Limitante Temporal.....	5
1.4.3. Limitante Espacial.....	5
<b>II. MARCO TEÓRICO</b> .....	<b>6</b>
2.1. ANTECEDENTES.....	6
2.1.1. Internacional.....	6
2.1.2. Nacional.....	7
2.2. BASES TEÓRICAS.....	9
2.2.1. Calor.....	9
2.2.2. Temperatura.....	9
2.2.3. Termodinámica.....	10
2.2.4. Transferencia de Calor.....	10
2.2.5. Refrigeración.....	12
2.2.6. Presión.....	14
2.2.7. Norma Ashrae Estándar 55.....	15
2.2.8. Norma Ashrae Estándar 62.1.....	16
2.3. CONCEPTUAL.....	17
2.3.1. Parámetros de Diseño para Sistema de Aire Acondicionado.....	17

2.3.2. Carga Térmica .....	22
2.3.3. Mezcla de Aire Exterior .....	28
2.3.4. Psicrometría.....	29
2.3.5. Capacidad en Enfriamiento .....	32
2.3.6. Acondicionamiento del Aire.....	35
2.3.7. Sistema de Ventilación.....	36
2.3.8. Cálculo y Diseño de Ductos .....	38
2.3.9. Calculo y Diseño de Tuberías de Agua Helada .....	41
2.3.10. Confort Térmico .....	44
2.4. DEFINICIÓN DE TÉRMINOS BÁSICOS .....	46
<b>III. HIPÓTESIS Y VARIABLES.....</b>	<b>48</b>
3.1. HIPÓTESIS.....	48
3.1.1. Hipótesis General.....	48
3.1.2. Hipótesis Especificas .....	48
3.2. DEFINICIÓN CONCEPTUAL DE VARIABLES.....	48
3.2.1. Operacionalización de las Variables.....	49
<b>IV. DISEÑO METODOLÓGICO .....</b>	<b>51</b>
4.1. TIPO Y DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN.....	51
4.2. MÉTODO DE INVESTIGACIÓN.....	51
4.3. POBLACIÓN Y MUESTRA .....	53
4.4. LUGAR DE ESTUDIO Y PERIODO DESARROLLADO. ....	54
4.5. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS PARA LA RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN. ....	54
4.6. ANÁLISIS Y PROCESAMIENTO DE DATOS. ....	56
4.6.1. Etapa 1: Determinación de los parámetros de Diseño.....	63
4.6.2. Etapa 2: Determinación de la Capacidad de Enfriamiento.....	74
4.6.3. Etapa 3: Dimensionamiento y selección del equipamiento mecánico .....	106
<b>V. RESULTADOS .....</b>	<b>141</b>
5.1. RESULTADOS DESCRIPTIVOS. ....	141
5.1.1. Carga térmica. ....	143
5.1.2. Capacidad de enfriamiento de la oficina.....	144
5.1.3. Costos del sistema de aire acondicionado. ....	147
<b>VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS .....</b>	<b>152</b>
6.1. CONTRASTACIÓN Y DEMOSTRACIÓN DE LA HIPÓTESIS CON LOS RESULTADOS. ....	152

6.2. CONTRASTACIÓN DE LOS RESULTADOS CON OTROS ESTUDIOS SIMILARES. ....	154
6.3. RESPONSABILIDAD ÉTICA.....	155
<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>156</b>
<b>RECOMENDACIONES .....</b>	<b>157</b>
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>158</b>
<b>ANEXOS.....</b>	<b>162</b>

## ÍNDICE DE CUADROS

CUADRO N° 2. 1: NÚMERO DE PERSONAS POR ÁREA DE OCUPACIÓN.....	17
CUADRO N° 2. 2: FUENTES Y TIPOS DE APORTACIONES DE CALOR .....	27
CUADRO N° 2. 3: PROCESOS QUE SE PUEDE HACER CON EL AIRE .....	31
CUADRO N° 2. 4: VALORES OBTENIDOS DE LA CARTA PSICROMÉTRICA .....	32
CUADRO N° 2. 5: FÓRMULAS DE PSICROMÉTRICA .....	33
CUADRO N° 2. 6: PARÁMETROS Y CONDICIONES PARA EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE .....	35
CUADRO N° 2. 7: CLASIFICACIÓN DE DUCTOS POR SU VELOCIDAD Y CAÍDA DE PRESIÓN .....	38
CUADRO N° 3. 1: OPERACIONALIZACIÓN DE LAS VARIABLES.....	50
CUADRO N° 4. 1: LISTA DE REQUERIMIENTOS PARA EL DISEÑO .....	57
CUADRO N° 4. 2: IDEAS DE DISEÑO PARA EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO .....	58
CUADRO N° 4. 3: DISEÑO CONCEPTUAL PARA EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.....	59
CUADRO N° 4. 4: MATRIZ MORFOLÓGICA PARA EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.....	60
CUADRO N° 4. 5: RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN DE LOS PLANOS ARQUITECTÓNICOS.....	65
CUADRO N° 4. 6: PROPIEDADES TÉRMICAS COMUNES EN MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN Y CONDUCTANCIA DE SUPERFICIES PARA EL AIRE .....	67
CUADRO N° 4. 7: COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA PAREDES EXTERIORES.....	68
CUADRO N° 4. 8: COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA PAREDES INTERIORES .....	69
CUADRO N° 4. 9: COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA TECHOS Y PISOS.....	70
CUADRO N° 4. 10: COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA VIDRIOS.....	71
CUADRO N° 4. 11: REPORTE PARA DETERMINAR LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DE LA OFICINA .....	72

CUADRO N° 4. 12: REPORTE PARA DETERMINAR COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR (U) DE LA OFICINA .....	73
CUADRO N° 4. 13: DETERMINACIÓN DEL DÍA DE MAYOR DE APORTACIÓN SOLAR PARA 12° .....	78
CUADRO N° 4. 14: RESUMEN DEL DÍA Y MES DE MÁXIMA APORTACIÓN SOLAR.....	78
CUADRO N° 4. 15: FLUJO DE CALOR A TRAVÉS DE VENTANAS F-G Y R-A .....	83
CUADRO N° 4. 16: HOJA RESUMEN DEL FLUJO DE CALOR DE LAS PAREDES EXTERIORES “A-B, E-F” .....	88
CUADRO N° 4. 17: HOJA RESUMEN DEL FLUJO DE CALOR DE LA PARED “F-G” NORTE. ....	88
CUADRO N° 4. 18: HOJA RESUMEN DEL FLUJO DE CALOR DE LA PARED “R-A” SUR.....	89
CUADRO N° 4. 19: HOJA RESUMEN DEL FLUJO DE CALOR POR EL TECHO HORIZONTAL. ....	93
CUADRO N° 4. 20: HORA DE MAYOR APORTACIÓN SOLAR.....	94
CUADRO N° 4. 21: REPORTE PARA DETERMINAR LA CARGA TÉRMICA EN UNA OFICINA.....	94
CUADRO N° 4. 22: CARGA TÉRMICA PARA CADA AMBIENTE DE LA OFICINA.....	96
CUADRO N° 4. 23: RESUMEN DEL CÁLCULO DE AIRE FRESCO PARA CADA AMBIENTE DE LA OFICINA .....	98
CUADRO N° 4. 24: TEMPERATURAS Y HUMEDAD DE SALIDA E INGRESO DE AIRE EN LA OFICINA. ....	99
CUADRO N° 4. 25: RESUMEN DEL CALOR SENSIBLE, LATENTE Y CÁLCULO DE FACTOR SENSIBLE .....	100
CUADRO N° 4. 26: CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS DEL PUNTO E, S. ....	101
CUADRO N° 4. 27: PUNTO DE INSUFLAMIENTO (I) EN LA CARTA PSICROMÉTRICA .....	102
CUADRO N° 4. 28: RESUMEN DE CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO EN TON .....	104
CUADRO N° 4. 29: RESUMEN DE LA CAPACIDAD EN TON DE REFRIGERACIÓN PARA CADA AMBIENTE DE LA OFICINA.....	106
CUADRO N° 4. 30: PARÁMETROS DE DISEÑO PARA SISTEMA DE TUBERÍAS DE AGUA HELADA .....	109
CUADRO N° 4. 31: CAUDALES EN GPM POR EQUIPOS FAN COIL.....	110

CUADRO N° 4. 32: DIÁMETROS DE TUBERÍA DE AGUA HELADA PARA CADA AMBIENTE.....	112
CUADRO N° 4. 33: TAMAÑO DE DUCTOS DE SUMINISTRO Y RETORNO PARA EQUIPOS FAN COIL DE LA OFICINA.....	120
CUADRO N° 4. 34: TAMAÑO DE DUCTOS PARA EQUIPOS FAN COIL CON DUCTOS PRINCIPALES Y SECUNDARIOS EN LA OFICINA .....	124
CUADRO N° 4. 35: ESPESOR DE DUCTOS PRINCIPALES Y SECUNDARIOS PARA EQUIPOS FAN COIL .....	126
CUADRO N° 4. 36: RESUMEN DE CAUDAL DE AIRE FRESCO POR EQUIPO .....	126
CUADRO N° 4. 37: DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS DE AIRE FRESCO POR AMBIENTE.....	128
CUADRO N° 4. 38: PERDIDAS PRIMARIAS EN LOS TRAMOS RECTOS DEL SISTEMA DE DUCTOS DE AIRE FRESCO.....	130
CUADRO N° 4. 39: CÓDIGOS DE CONEXIÓN DE CONDUCTOS PARA EL SOFTWARE ASHRAE DUCT FITTING DATA BASE .....	133
CUADRO N° 4. 40: CUADRO RESUMEN DE PÉRDIDAS DE PRESIÓN ESTÁTICA EN LA RUTA CRÍTICA.....	134
CUADRO N° 4. 41: CARACTERÍSTICAS DE VENTILADOR SELECCIONADO.....	136
CUADRO N° 4. 42: DIMENSIONAMIENTO DE DIFUSORES Y REJILLAS .....	138
CUADRO N° 5. 1: REPORTE DE LA CARGA TÉRMICA DE LA OFICINA MITSUI .....	143
CUADRO N° 5. 2: CARGA TÉRMICA PARA CADA AMBIENTE DE LA OFICINA.....	144
CUADRO N° 5. 3: CAPACIDAD EN TON DE REFRIGERACIÓN PARA CADA AMBIENTE DE LA OFICINA Y LOS EQUIPOS SELECCIONADOS PRO AIR.....	146
CUADRO N° 5. 4: SELECCIÓN DE LOS EQUIPOS FAN COIL DE LA MARCA PRO AIR Y SUS CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS.....	147
CUADRO N° 5. 5: DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE NUESTRO SISTEMA DE AGUA HELADA.....	147
CUADRO N° 5. 6: DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE NUESTRO SISTEMA DE AIRE EXTERIOR.....	148
CUADRO N° 5. 7: DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE NUESTRO SISTEMA DUCTOS DE AIRE ACONDICIONADO .....	149
CUADRO N° 5. 8: PRESUPUESTO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE LA OFICINA.....	150

## ÍNDICE DE TABLAS

TABLA N° 2. 1: TASAS DE CALOR DEBIDO A LOS OCUPANTES .....	19
TABLA N° 2. 2: CONDICIONES DE SALA RECOMENDADAS .....	20
TABLA N° 2. 3: POTENCIA DE ILUMINACIÓN POR UNIDAD DE ÁREA .....	20
TABLA N° 2. 4: FACTORES TOTALES DE GANANCIA SOLAR A TRAVÉS DEL VIDRIO .....	21
TABLA N° 2. 5: VELOCIDADES MÁXIMAS Y MÍNIMAS RECOMENDADAS PARA SISTEMAS DE DUCTOS.....	38
TABLA N° 2. 6: ABACO PARA DETERMINAR EL DIÁMETRO DE TUBERÍA PARA FLUJO CONSTANTE DE AGUA HELADA .....	43
TABLA N° 2. 7: DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS DE AGUA HELADA .....	43
TABLA N° 4. 1: MÁXIMAS APORTACIONES SOLARES DURANTE EL AÑO PARA LATITUD SUR .....	77
TABLA N° 4. 2: COEFICIENTES DE CORRECCIÓN A TRAVÉS DE VENTANAS.....	79
TABLA N° 4. 3: INTERPOLACIÓN PARA EL FACTOR DE ALMACENAMIENTO CON UN PESO DE LA ESTRUCTURA DE 594.01 KG/M <sup>2</sup> PARA LAS ORIENTACIONES (S, N, O)-LAT. SUR. ....	82
TABLA N° 4. 4: ITERACIONES PARA LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA EN PAREDES.....	85
TABLA N° 4. 5: VALORES ITERADOS PARA PESOS DEL MURO DE= <b>510.4Kgm<sup>2</sup>pared, 324.8 Kgm<sup>2</sup>pared, 269.12Kgm<sup>2</sup>pared.</b> ....	87
TABLA N° 4. 6: ITERACIONES DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA EN TECHOS.....	91
TABLA N° 4. 7: VALORES ITERADOS PARA PESOS DEL TECHO DE <b>464Kgm<sup>2</sup>pared</b> .....	92
TABLA N° 4. 8: ÍNDICE DE VENTILACIÓN MÍNIMAS EN LA ZONA DE RESPIRACIÓN .....	97
TABLA N° 4. 9: DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS DE AGUA HELADA PARA UN CAUDAL DE <b>72 gpm</b> .....	112
TABLA N° 4. 10: CARACTERÍSTICAS DIÁMETROS DE TUBERÍA CEDULA 40 SELECCIONADOS .....	114
TABLA N° 4. 11: ABACO PARA LA SELECCIÓN DE AISLAMIENTO DE TUBERÍAS DE AGUA HELADA.....	115
TABLA N° 4. 12: ABACO PARA DIMENSIONAMIENTO DE DUCTO REDONDOS DE PLANCHA GALVANIZADA. ....	117

TABLA N° 4. 13: ABACO PARA DIMENSIONAMIENTO DUCTOS RECTANGULARES DE LÁMINA GALVANIZADA.....	118
TABLA N° 4. 14: TAMAÑO DE DUCTOS PARA EQUIPOS FAN COIL COMERCIALES.....	118
TABLA N° 4. 15: A LA IZQUIERDA DIMENSIONAMIENTO DE UN DUCTO PRINCIPAL CIRCULAR PARA 1200 CFM A LA DERECHA DIMENSIONAMIENTO EQUIVALENTE EN UN DUCTO RECTANGULAR.....	122
TABLA N° 4. 16: A LA IZQUIERDA DIMENSIONAMIENTO DE UN DUCTO SECUNDARIO CIRCULAR PARA 600 CFM A LA DERECHA DIMENSIONAMIENTO EQUIVALENTE EN DUCTO RECTANGULAR.....	122
TABLA N° 4. 17: SELECCIÓN DEL VENTILADOR DE AIRE FRESCO TIPO <b>TD</b> .....	135

## ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA N° 2. 1: COMPARACIÓN DE CALOR Y TEMPERATURA .....	9
FIGURA N° 2. 2: TIPOS DE TRASFERENCIA DE CALOR .....	11
FIGURA N° 2. 3: CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN.....	13
FIGURA N° 2. 4: SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AGUA HELADA Y SUS COMPONENTES .....	14
FIGURA N° 2. 5: PRESIONES DE AIRE EN UN CONDUCTO.....	14
FIGURA N° 2. 6: EJEMPLO APLICATIVO DEL CBE TERMAL CONFORT .....	16
FIGURA N° 2. 7: EJEMPLO DE FUENTES DE CALOR EN UN OFICINA .....	22
FIGURA N° 2. 8: EJEMPLO DE LA RESISTENCIA POR MATERIALES DE UNA PARED .....	24
FIGURA N° 2. 9: EJEMPLO DE LA MEZCLA DE AIRE EN UN EQUIPO.....	28
FIGURA N° 2. 10: PROPIEDADES DEL AIRE QUE PODEMOS UBICAR EN LA CARTA PSICROMÉTRICA .....	30
FIGURA N° 2. 11: PROCESOS GENERALES EN LA CARTA PSICROMÉTRICA.....	31
FIGURA N° 2. 12: PSICROMETRÍA EQUIPO CONVENCIONAL DE AIRE ACONDICIONADO .....	34
FIGURA N° 2. 13: EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO Y SUS PROCESOS.....	36
FIGURA N° 2. 14: FILTROS HEPA Y PRE FILTROS SINTÉTICOS.....	37
FIGURA N° 2. 15: EJEMPLO DEL SOFTWARE DUCTSIZER .....	39
FIGURA N° 2. 16: EJEMPLO DEL SOFTWARE ASHRAE DUCT FITTING DATA BASE.....	40
FIGURA N° 2. 17: RELACIÓN DE FORMA DE DUCTOS.....	40
FIGURA N° 2. 18: EJEMPLO DEL SOFTWARE SYSTEM SYZER. ....	44
FIGURA N° 2. 19: ZONA DE CONFORT DE TEMPERATURA Y HUMEDAD DE AIRE EN INTERIORES .....	45
FIGURA N° 4. 1: MÉTODO DE LA CAJA BLANCA.....	52
FIGURA N° 4. 2: MÉTODO DE LA CAJA NEGRA .....	53
FIGURA N° 4. 3: DIAGRAMA DE TÉCNICAS E INSTRUMENTOS PARA LA RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN .....	55
FIGURA N° 4. 4: DISEÑO PRELIMINAR DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO. ....	60
FIGURA N° 4. 5: DIAGRAMA LÓGICO DE LAS ETAPAS DEL PROYECTO.....	61

FIGURA N° 4. 6: TORRE PRADO DONDE SE UBICA LA NUEVA OFICINA DE MITSUI Y SUS COORDENADAS.....	63
FIGURA N° 4. 7: PLANOS ARQUITECTÓNICO DE LA OFICINA MITSUI & CO.....	64
FIGURA N° 4. 8: DETERMINACIÓN DEL PUNTO DE ROCÍO PARA 30 °C.....	80
FIGURA N° 4. 9: MODELO DE EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO .....	99
FIGURA N° 4. 10: PUNTO E Y S EN LA CARTA PSICROMÉTRICA.....	100
FIGURA N° 4. 11: PASOS 4, 5 Y 6 EN LA CARTA PSICROMÉTRICA.....	102
FIGURA N° 4. 12: PSICROMETRÍA DE LA OFICINA CON LOS PUNTOS S, E, I Y M .....	105
FIGURA N° 4. 13: USO DEL ELITE SOFTWARE PSYCHART .....	107
FIGURA N° 4. 14: REPORTE DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO EN EL ELITE SOFTWARE PSYCHART .....	107
FIGURA N° 4. 15: SELECCIÓN DE EQUIPOS FAN COIL DE LA MARCA PRO AIR .....	109
FIGURA N° 4. 16: EJEMPLO DE ABACO DE ASHRAE PARA DETERMINAR LOS DIÁMETROS DE TUBERÍA DE FE NE COMERCIAL. ....	111
FIGURA N° 4. 17: CÁLCULO DEL DIÁMETRO DE TUBERÍA DE AGUA HELADA PARA UN CAUDAL DE 2.4 GPM CON EL SOFTWARE SYSTEM SYZER.....	113
FIGURA N° 4. 18: DATOS PARA LA SELECCIÓN DE ESPUMA ELASTOMOMÉTRICA O ASILAMIENTO .....	114
FIGURA N° 4. 19: EQUIPO FAN COIL DE 1 TON CON DUCTO DE LÁMINA GALVANIZADA .....	117
FIGURA N° 4. 20: EJEMPLO DEL SOFTWARE DUCTSIZER PARA UN CAUDAL DE 400 CFM.....	119
FIGURA N° 4. 21: VELOCIDADES RECOMENDADAS PARA DUCTOS PRIMARIOS Y SECUNDARIOS.....	121
FIGURA N° 4. 22: EQUIPO FAN COIL DE 3 TON CON DUCTO DE LÁMINA GALVANIZADA POR DETERMINAR.....	121
FIGURA N° 4. 23: EQUIPO FAN COIL DE 3 TON CON DUCTO DE LÁMINA GALVANIZADA CALCULADO. ....	123
FIGURA N° 4. 24: A LA IZQUIERDA DIMENSIONAMIENTO DE UN DUCTO PRIMARIO Y A LA DERECHA DIMENSIONAMIENTO DE UN DUCTO SECUNDARIO CON SOFTWARE DUCTSIZER.....	125

FIGURA N° 4. 25: EJEMPLO DEL SOFTWARE DUCTSIZER PARA UN CAUDAL DE 25 CFM .....	127
FIGURA N° 4. 26: RUTA CRÍTICA PARA EL SISTEMA DE AIRE FRESCO .....	129
FIGURA N° 4. 27: COEFICIENTES DE PERDIDA (C) COMUNES PARA ACCESORIOS EN DUCTOS .....	131
FIGURA N° 4. 28: ACCESORIO TIPO CODO DE 90° PARA EL SISTEMA DE VENTILACIÓN .....	132
FIGURA N° 4. 29: ACCESORIO TIPO CODO DE 90° CON PUNTOS PARA ITERACIÓN ....	132
FIGURA N° 4. 30: USO DEL SOFTWARE ASHRAE DUCT FITTING DATA BASE PARA UN CODO RECTO DE 90°, CON UN CAUDAL DE 1050 CFM.....	134
FIGURA N° 4. 31: CURVA CARACTERÍSTICA DEL VENTILADOR TIPO <i>TD – 4000</i> .....	136
FIGURA N° 4. 32: DIMENSIONAMIENTO DE DIFUSORES Y REJILLAS PARA EQUIPO DE 1.5 TON.....	137
FIGURA N° 4. 33: TERMOSTATO PROGRAMABLE HONEYWELL <i>T5</i> .....	139
FIGURA N° 4. 34: SELECCIÓN DE VÁLVULA DE 2 VÍAS CON ACTUADOR ROTATIVO BELIMO EXT.....	140
FIGURA N° 4. 35: LAS VÁLVULAS DE BOLA GEMÜ 712.....	140
FIGURA N° 5. 1: PSICROMETRÍA PARA LA OFICINA MITSUI CO. ....	141
FIGURA N° 5. 2: ZONA DE CONFORT TÉRMICO POR ASHRAE .....	142
FIGURA N° 5. 3: CONFORT TÉRMICO DE LA OFICINA, CON UNA TEMPERATURA DE 22 °C Y 55% DE HUMEDAD RELATIVA, MEDIANTE CBE THERMAL CONFORT .....	142
FIGURA N° 5. 4: REPORTE DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO EN ELITE SOFTWARE PSYCHART. ....	145

## RESUMEN

Esta tesis tuvo como objetivo principal diseñar un sistema de aire acondicionado de 30 TON por medio agua helada para brindar el confort térmico en las oficinas administrativas de Mitsui & CO Lima-Perú, en base a ciertos parámetros de diseño como requerimientos por parte del propietario.

Esta tesis requirió una investigación tipo tecnológica ya que se aplicaron conocimientos de termo fluidos y transferencia de calor para solucionar el problema del confort térmico; un diseño descriptivo simple pues fue necesario recopilar información actualizada en base a la necesidad del proyecto; las técnicas de recolección de datos fueron documental y empírica. Para la contrastación de la hipótesis se realizó mediante resultados teóricos en base a normas nacionales e internacionales y a su vez empleando softwares de diseño como el “CBE Thermal Comfort” para el confort térmico, “Elite software psychart” para la carga de enfriamiento, “Ductsizer” para el sistema de ductos, “System Syzer” para el sistema de tuberías de agua helada.

Como resultados se obtuvo un sistema de aire acondicionado de 30 TON por medio de agua helada capaz de brindar el confort térmico en las oficinas, también se pudo dimensionar los componentes del sistema, que posterior a ello se pudo presupuestar. Como conclusión se pudo afirmar que se logró diseñar un sistema de aire acondicionado de 30 TON por medio agua helada el cual permitió brindar las condiciones de confort térmico (22 °C, humedad relativa de 55% y un sistema de renovación de aire fresco) para los usuarios de las oficinas administrativas de Mitsui & CO Lima-Perú.

**Palabras claves:** Confort térmico, sistema de aire acondicionado, oficinas de Mitsui& CO, 30 TON, agua helada.

## ABSTRACT

The main objective of this thesis was to design a 30 TON air conditioning system using ice water to provide thermal comfort in the administrative offices of Mitsui & CO Lima Peru, based on certain design parameters as requirements by the owner.

This thesis required a technological type research since knowledge of thermos fluids and heat transfer were applied to solve the problem of thermal comfort; a simple descriptive design since it was necessary to collect updated information based on the need of the project; the data collection techniques were documentary and empirical. To contrast the hypothesis, it was carried out through theoretical results based on national and international standards and in turn using design software such as “CBE Thermal Comfort” for thermal comfort, “Elite psychart software” for cooling load, “Ductsizer” for the duct system, “System Syzer” for the chilled water pipe system.

As a result, a 30 TON air conditioning system was obtained by means of ice water capable of providing thermal comfort in the offices, it was also possible to size the components of the system, which could then be budgeted. As a conclusion it was possible to affirm that it was possible to design a 30 TON air conditioning system by means of ice water which allowed to provide the conditions of thermal comfort (22 ° C, relative humidity of 55% and a fresh air renewal system) for users of the administrative offices of Mitsui & CO Lima-Peru.

**Key words:** Thermal comfort, air conditioning system, Mitsui & CO offices, 30 TON, ice water.

## INTRODUCCIÓN

La climatización mecánica hoy en día es una de las cualidades más importantes con las que debe contar toda edificación cerrada que vaya a recibir grandes cantidades de personas. El acondicionamiento del aire, la extracción de olores, el control de la humedad, la limpieza y movimiento del aire, impactan de manera directa en el confort térmico; de estas características depende en gran parte el éxito económico de una empresa ya que según estudios desarrollados por la norma ASHRAE especialmente en el estándar 55 “un ambiente adecuado y confortable influye de manera directa en el rendimiento y productividad de un trabajador”.

Para el presente informe final de tesis, titulado “Diseño de un sistema de aire acondicionado de 30 TON por medio de agua helada para brindar confort térmico en las oficinas administrativas de Mitsui & CO Lima-Perú” tuvo como propósito brindar el confort térmico por medio de equipos de aire acondicionado fan coil y todo un sistema integrado el cual pueda climatizar de manera mecánica la oficina administrativa.

Para poder lograr esto fue necesario realizar una investigación de tipo Tecnológico en el cual fue indispensable adquirir los parámetros de diseño de la oficina, una vez obtenidos de manera correcta, con ayuda la normativa de Ashrae, de conceptos de termodinámica y transferencia de calor; determinamos la carga térmica en la oficina, con en este resultado y con apoyo de la psicrometría, determinamos la capacidad de enfriamiento de toda la oficina y de cada ambiente de esta, a partir de aquí distribuimos los equipos seleccionados de manera adecuada dentro de cada ambiente de la oficina, posterior a esto, realizamos la distribución de tubería de agua helada, distribución de aire fresco para cada equipo, rejillas y difusores así como la selección de materiales. Los cuales nos dieron el dimensionamiento mecánico del sistema de aire acondicionado, con toda esta información nos permitió establecer una propuesta económica del sistema.

# **I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

## **1.1. DESCRIPCIÓN DE LA REALIDAD PROBLEMÁTICA**

Hoy en día, los trabajadores de una empresa pasan mayor tiempo en oficinas (espacios cerrados) entre un 82 a 91% de su tiempo realizando actividades. Para que puedan laborar de manera productiva es necesario brindarles ambientes confortables y cómodos, sin embargo, en diferentes épocas del año surgen distintos problemas, como por ejemplo Según (Senamhi-Perú-Lima) en épocas de verano estos ambientes llegan a tener temperaturas entre 27 a 30° C, haciendo insostenible trabajar de manera eficiente; también en épocas de invierno con el aumento de la humedad ocurre problemas como la proliferación de hongos, los cuales dañan la infraestructura de estos ambientes. El impacto que genera esto, es el ausentismo, la baja productividad laboral, el daño de la infraestructura de la oficina entre otros, ocasionando pérdidas significativas de dinero para una empresa.

La empresa Mitsui & Co, una empresa Transnacional Japonesa la cual brinda servicios de marketing, financiamiento, logística, desarrollo de procesos, gestión de riesgos y servicios de gestión tecnológica a diferentes empresas en rubro de minería determinaron tener su base de operaciones en Perú, por ello decidieron ubicarse en el distrito comercial más importante de Lima San Isidro, Adquirieron su nueva oficina en la Edificio Torre Prado de 544 m<sup>2</sup>. Al ser este un ambiente nuevo dentro del edificio, no cuenta con un sistema el cual brinde confort térmico a sus 544 m<sup>2</sup> de oficinas administrativas en las cuales puedan desarrollar sus actividades de manera adecuada y cómoda.

Por ello solicitaron que se desarrolle el diseño de un sistema de aire acondicionado para brindar las condiciones de confort térmico a sus trabajadores y así se pueda asegurar su productividad laboral, mantener un ambiente adecuado y poder preservar su infraestructura reduciendo la humedad.

Por tanto, para responder esta problemática se formuló el siguiente problema de investigación.

## **1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA**

### **1.2.1. Problema General**

¿Cómo diseñar de un sistema de aire acondicionado de 30 TON por medio de agua helada para brindar el confort térmico en las oficinas administrativas de Mitsui & CO Lima-Perú?

### **1.2.2. Problemas Específicos**

- ¿Cómo determinar los parámetros de diseño en las oficinas administrativas para determinar su carga térmica?
- ¿Cómo determinar la capacidad de enfriamiento del sistema de aire acondicionado que satisfaga la demanda de la carga térmica dentro de cada ambiente de las oficinas administrativas?
- ¿Cómo dimensionar y seleccionar el equipamiento mecánico del sistema de aire acondicionado que permita presupuestar el sistema de aire acondicionado?

## **1.3. OBJETIVOS**

### **1.3.1. Objetivo General**

Diseñar de un sistema de aire acondicionado de 30 TON por medio agua helada para brindar el confort térmico en las oficinas administrativas de Mitsui & CO Lima-Perú.

### **1.3.2. Objetivo Específicos**

- Determinar los parámetros de diseño en las oficinas administrativas para determinar su carga térmica.
- Determinar la capacidad de enfriamiento del sistema de aire acondicionado que satisfaga la demanda de la carga térmica dentro de cada ambiente de las oficinas administrativas.
- Dimensionar y seleccionar el equipamiento mecánico del sistema de aire acondicionado para presupuestar el sistema de aire acondicionado.

## **1.4. LIMITANTES DE LA INVESTIGACIÓN**

### **1.4.1. Limitante Teórica**

Esta tesis se limita teóricamente ya que se abordó estudios rigurosos de la termodinámica, transferencia de calor y termo-fluidos, estos dirigidos a el sistema de aire acondicionado por medio de agua helada. Considerando que los resultados de este estudio son aplicables a proyectos del ámbito especificado, sin embargo, no necesariamente deberán ser considerados aplicables en su totalidad a otros proyectos de sistemas de aire acondicionado, ya que todo proyecto es único en su género y deberá ser analizado en base a cada situación de forma detallada para determinar la aplicabilidad de cada elemento de esta investigación.

### **1.4.2. Limitante Temporal**

Esta tesis se limita temporalmente ya que un estudio, es un esfuerzo temporal que se lleva a cabo para crear un beneficio, servicio o resultado único, que en nuestro caso es el diseño de un sistema de aire acondicionado por medio de agua helada, para lo cual se efectuó esta investigación en un periodo de tiempo comprendido desde el año 2020 hasta febrero del año 2021.

### **1.4.3. Limitante Espacial**

Esta tesis se limita espacialmente ya que se realizó el análisis de la carga térmica y el confort térmico en un lugar específico, que para nuestro caso se dio en las oficinas administrativas de Mitsui & CO lima Perú, con área de 544 m<sup>2</sup> ubicada en Av. Javier Prado Piso 07, San Isidro - Torre Corporativa Javier Prado.

## II. MARCO TEÓRICO

### 2.1. ANTECEDENTES

#### 2.1.1. Internacional

Bahena y Flores (2013), en su tesis titulada: **“Proyecto de un sistema de acondicionamiento de aire a base de agua helada para oficinas ubicadas en Huatulco, Oaxaca”**, para optar el título profesional de ingeniero mecánico en el: Instituto Politécnico Nacional de la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, México Distrito Federal, tuvo como objetivo general “Realizar los cálculos adecuados para el análisis y la correcta selección de los equipos pertinentes de aire acondicionado, el cual servirá para brindar un mejor rendimiento del personal de las oficinas ubicadas en la ciudad de Huatulco Guerrero”. También su investigación presento la siguiente conclusión: “En este proyecto se emplearon todos los conocimientos científicos que se requieren, para que el ingeniero mecánico aterrice un proyecto de aire acondicionado”; menciona también en sus conclusiones “se comprendió lo indispensable que es el aire para desarrollar ingeniería en cualquier campo, por lo tanto, fue de suma importancia el manejo y entendimiento de la psicrometría del aire, ya que sin esto no hubiera sido posible aterrizar en los resultados obtenidos”. Este trabajo de titulación me ha permitido en abordar de manera adecuada el diseño de un sistema de aire acondicionado y sus componentes, a su vez comprender el uso correcto de la carta psicrométrica para obtener resultados del tratamiento del aire.

Valverde (2018), en su informe de tesis titulada **“Diseño Mecánico de un Sistema de Agua Helada para Acondicionamiento del Ambiente de la Ciudad Interactiva Kidzania”**, para optar el Título Ingeniero en Mantenimiento Industrial, de La Escuela superior de Ingeniería Electromecánica del Instituto Tecnológico de Costa Rica, tuvo como objetivo general “Diseñar un sistema de agua helada, mediante el uso de la normativa ASHRAE para el acondicionamiento del Centro de entretenimiento Kidzania, ubicado en el Centro Comercial Oxígeno, Heredia”. También su investigación presento la siguiente conclusión “Se determinó que la carga térmica que se debe eliminar del edificio Kidzania es de 171 Toneladas de Refrigeración, siguiendo las pautas de

ASHRAE”; menciona también en sus conclusiones que “se seleccionaron equipos de la marca CARRIER, los cuales cumplieran con los requisitos de caudal y presión estática”. Este trabajo de titulación me ha permitido orientarme sobre los procedimientos de diseño para calcular la carga térmica y la selección adecuada de equipos de acuerdo a la capacidad de enfriamiento en un ambiente, también el proceso de selección de los componentes que existen en un sistema de aire acondicionado.

### **2.1.2. Nacional**

Bueno (2018) en su tesis titulada: “**Sistema de aire acondicionado con free cooling para el control de temperatura en la sala eléctrica de una empresa minera en Chumbivilcas – Cuzco**” para optar el título profesional de ingeniero mecánico en la Universidad Nacional del Callao Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Calla-Perú, tuvo como objetivo general “Diseñar un sistema de aire acondicionado con free cooling para el control de temperatura en la sala eléctrica de una Empresa Minera Chumbivilcas –Cuzco”. El tipo de investigación que utilizó fue “tecnológico” con un diseño “no experimental” a su vez tomó como población y muestra “una sala eléctrica en la empresa minera Chumbivilcas-Cuzco”. También su investigación presentó la siguiente conclusión “Se diseñó un sistema de climatización con free cooling logrando el control de temperatura dentro de la sala dentro y de los parámetros establecidos por la normativa ASHRAE teniendo como consecuencia el ahorro de consumo de energía eléctrica en verano”, También su investigación presentó la siguiente conclusión “Se dimensiono la red de conductos por medio del ductsizer, con una caída de presión entre el rango de (0.10-0.15) *pulg.c.a./100 ft*, la red de conductos de impulsión está desplazándose por la parte central del ambiente para que los tableros que se encuentran ubicados dentro de la sala eléctrica puedan tomar el aire impulsado y tengan una buena climatización interna”. Este trabajo de titulación me ha permitido abordar el tema de control de temperatura dentro de un ambiente, la metodología de cómo llegar a dicho control de temperatura mediante el uso de la carta psicrometría y softwares que nos facilitaran el cálculo a la hora de dimensionar los ductos o la carga térmica, como es el ductsizer y elite software.

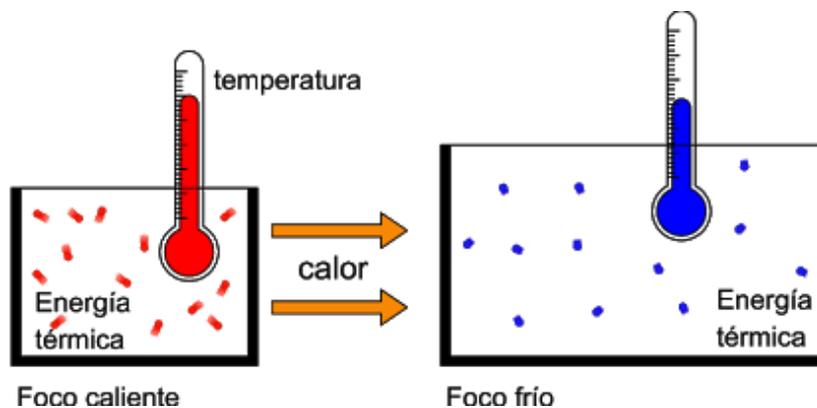
Regalado (2019) en su tesis titulada: **“Diseño del acondicionamiento de aire de 350 TON con refrigeración indirecta para integrarse a un sistema de administración de edificaciones. Pacific Tower San Isidro”**, para optar el título profesional de ingeniero mecánico en la Universidad Nacional del Callao Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Calla-Perú, tuvo como objetivo general “Diseñar el acondicionamiento de aire de 350 TON con refrigeración indirecta para integrarse al sistema de administración de edificaciones, que permita la supervisión, ahorro y control del acondicionamiento de aire”. El tipo de investigación que utilizó fue “tecnológico” de nivel “aplicada” con un diseño “no experimental” a su vez la población está formada por “el diseño del acondicionamiento de los 7 niveles” y su muestra es “el diseño del acondicionamiento de aire que se hace a cada piso conformado por: puestos de trabajos, oficinas, sala de reuniones, pasadizos y cocinas, etc.” También su investigación presentó la siguiente conclusión “La metodología propuesta en el informe final de la tesis en cuanto al diseño del acondicionado de aire de 350 TON con refrigeración indirecta permitió alcanzar una temperatura de confort en las áreas utilizadas por los usuarios en la edificación; y para lograr la supervisión ahorro y control del acondicionamiento de aire se integró a un sistema de administración de edificaciones (BMS)”. Menciona también en su conclusión “La evaluación preliminar de la carga térmica debido a los aportes por personas, equipos, conducción, convección y radiación nos proporciona la cantidad de calor a extraer para determinar el sistema de enfriamiento de agua helada por razones técnicas económicas con respecto a los otros sistemas de expansión directa y Volumen de refrigerante variable”. Este trabajo de titulación me ha permitido abordar el tema de confort térmico dentro de una oficina administrativa y la metodología de cómo llegar a dicho confort. También me permitió conocer las características necesarias de un sistema de aire acondicionado para alcanzar las condiciones de confort térmico en una oficina.

## 2.2. BASES TEÓRICAS

### 2.2.1. Calor

“Es una forma de energía que se produce por la agitación molecular lo cual provoca una subida de temperatura, dilatación de objetos, fundición de metales y la evaporación de algún líquido” Coelho y Chen (2013). Podemos decir también que el calor solo puede pasar de forma natural desde una temperatura mayor a una menor; por lo que si no hay diferencia de temperaturas no habrá flujo de calor.

FIGURA N° 2. 1: COMPARACIÓN DE CALOR Y TEMPERATURA



Fuente: Tomado de la página web [blogtermografia.com](http://blogtermografia.com). (2018)

En la Figura 2.1 se puede apreciar que la temperatura es la medición de la energía térmica en un cuerpo y que el calor es el flujo de energía que se produce entre dos cuerpos a desigual temperatura. También que el calor se mide en Sistema Internacional de Unidades en joule, aunque también se usa con frecuencia la caloría o kilocaloría.

### 2.2.2. Temperatura

“Es la unidad de medida de la actividad de un cuerpo. Esta actividad depende de la velocidad de las moléculas y demás partículas de las cuales se compone la materia” Pita (2000).

Su instrumento de medida es con un termómetro. La escala de medidas que se usa en Perú es en grados Celsius ( $^{\circ}\text{C}$ ), pero por un proceso de conversión la relación que hay entre esta unidad con la de grados Fahrenheit ( $^{\circ}\text{F}$ ) es:

$$^{\circ}\text{F} = 1.8 \times (^{\circ}\text{C}) + 32 \dots \dots \dots (2.1)$$

### 2.2.3. Termodinámica

“Es aquella que estudia la transferencia de calor, la conversión de la energía y la capacidad de sistemas para que desarrollen trabajo. Las leyes de la termodinámica explican los comportamientos globales de los sistemas macroscópicos en situaciones de equilibrio” Coronado y Fernández (2013).

- **Primera Ley de la Termodinámica**

Es un principio que se puede enuncia como “La energía no se puede crear ni destruir”. Este principio se usa mucho en el campo de la calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire, en especial cuando se expresa como un equilibrio en la energía. “El cambio en la energía total de un sistema es igual a la energía agregada al sistema menos la energía eliminada del mismo” Pita (2000).

Este balanceo de energía se expresa en general en forma en una ecuación, a la que se le llama la ecuación general de la conservación de la energía:

$$E_v = E_{Entra} - E_{Sale} \dots \dots \dots (2.2)$$

Que, aplicada a la termodinámica, queda de la forma

$$\Delta U = Q - W \dots \dots \dots (2.3)$$

Donde:

- ✓  $\Delta U$ : es la energía interna del sistema (aislado).
- ✓  $Q$ : es la cantidad de calor aportado al sistema
- ✓  $W$ : es el trabajo realizado por el sistema.
- ✓  $E_v$ : Energía envolvente.
- ✓  $E_{Entra}$ : Energía que ingresa.
- ✓  $E_{Sale}$ : Energía que sale.

### 2.2.4. Transferencia de Calor

“Fenómeno físico que consiste en que el flujo de energía calórica pase de un medio a otro. Esto ocurre cuando dos sistemas que se encuentran a distintas temperaturas y se ponen en contacto, permitiendo que el flujo de la

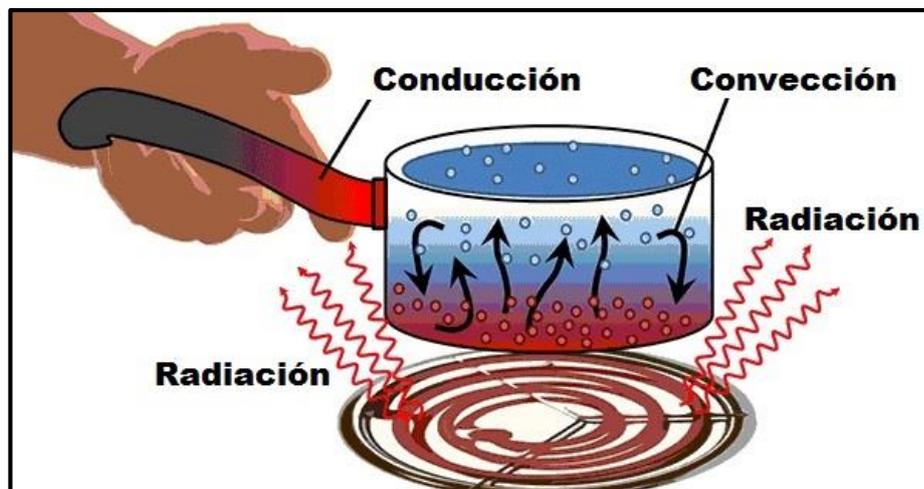
energía del punto de mayor temperatura pase al de menor, hasta alcanzar un equilibrio térmico, en el que se igualan las temperaturas” Pita (2000).

Dicha transferencia o flujo de calor podrá darse de tres modos: conducción, convección y radiación.

- **Tipos de transferencia de calor**

- ✓ **Conducción.** “Se da mediante el contacto directo de las partículas de un cuerpo con las de otro, sin transferir materia entre los cuerpos” Enciclopedias inteligentes (2013).
- ✓ **Convección.** Semejante a la conducción, excepto que ocurre en los casos donde un fluido recibe calor y se mueve para transmitirlo dentro de un espacio donde está contenido. “La convección es el transporte de calor por medio del movimiento de un fluido, sea gaseoso o líquido” Enciclopedias inteligentes (2013).
- ✓ **Radiación.** El único que puede darse en ausencia de contacto, y también de en un medio físico, o sea, en el vacío. Esto se debe a que su origen está en el movimiento térmico de las partículas cargadas de la materia, que desencadena la emisión de partículas electromagnéticas, es decir, de radiación térmica, siendo su intensidad dependiente de su temperatura y la longitud de onda de la radiación considerada Enciclopedias inteligentes (2013).

**FIGURA N° 2. 2: TIPOS DE TRASFERENCIA DE CALOR**



**Fuente:** Tomado del diccionario digital Enciclopedias inteligentes (2013).

- **Velocidad de Transferencia de Calor**

La velocidad a la cual se transmite calor a través de un muro, techo, etc.; depende de tres factores.

- ✓ La diferencia de temperatura a través de la cual fluye calor.
- ✓ El área de la extensión a través de la cual fluye el calor.
- ✓ La resistencia térmica (R) del material a la transferencia de calor.

Todo esto se puede denotar a través de la siguiente ecuación.

$$Q = \frac{1}{R} \times A \times DT \dots \dots \dots (2.4)$$

Donde:

- ✓ R= Resistencia térmica del material,  $h. m^2. ^\circ C / Kcal$ .
- ✓ A = Área de la extensión mediante la cual fluye el calor  $m^2$ .
- ✓  $DT = T_c - T_f =$  Diferencia de temperatura por la que fluye el calor, desde la temperatura más alta ( $T_c$ ), hasta la temperatura más baja ( $T_f$ ), ambas en  $^\circ C$ .
- ✓ Q= Velocidad de Transferencia de calor  $Kcal/h$ .

### **2.2.5. Refrigeración**

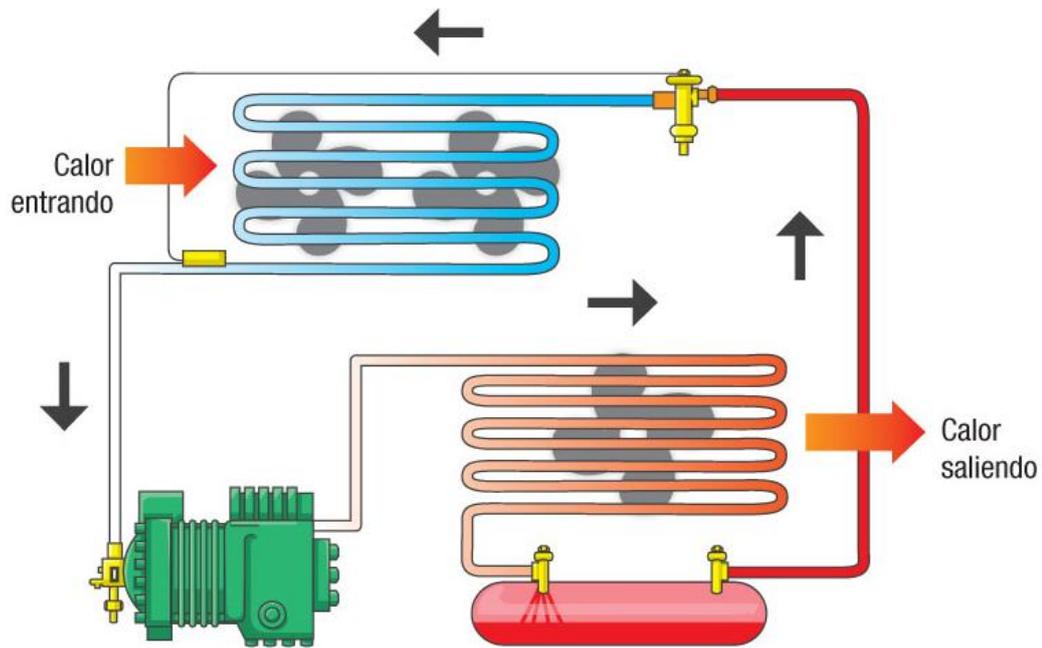
“Proceso que emplean los aparatos de aire acondicionado, y que consiste en retirar calor para provocar frío, lo que se hace es trasladar calor de una zona a otra. Así, a la zona se le sustrae calor, se enfría” Carlos (2015).

Generalmente la refrigeración se produce mediante dos sistemas de refrigeración: por compresión o refrigeración por absorción.

- **Sistema de refrigeración por compresión**

“Es un tratamiento que consiste en forzar mecánicamente la circulación de un refrigerante en un circuito cerrado dividido en dos partes: de alta y baja presión, con el fin de que el fluido absorba calor del ambiente, en el evaporador zona de baja presión y lo ceda en la zona de alta presión, el condensador” Carlos (2015).

**FIGURA N° 2. 3: CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN**



**Fuente:** Tomado de la página web SrFrio Climatizacion Industrial (2017).

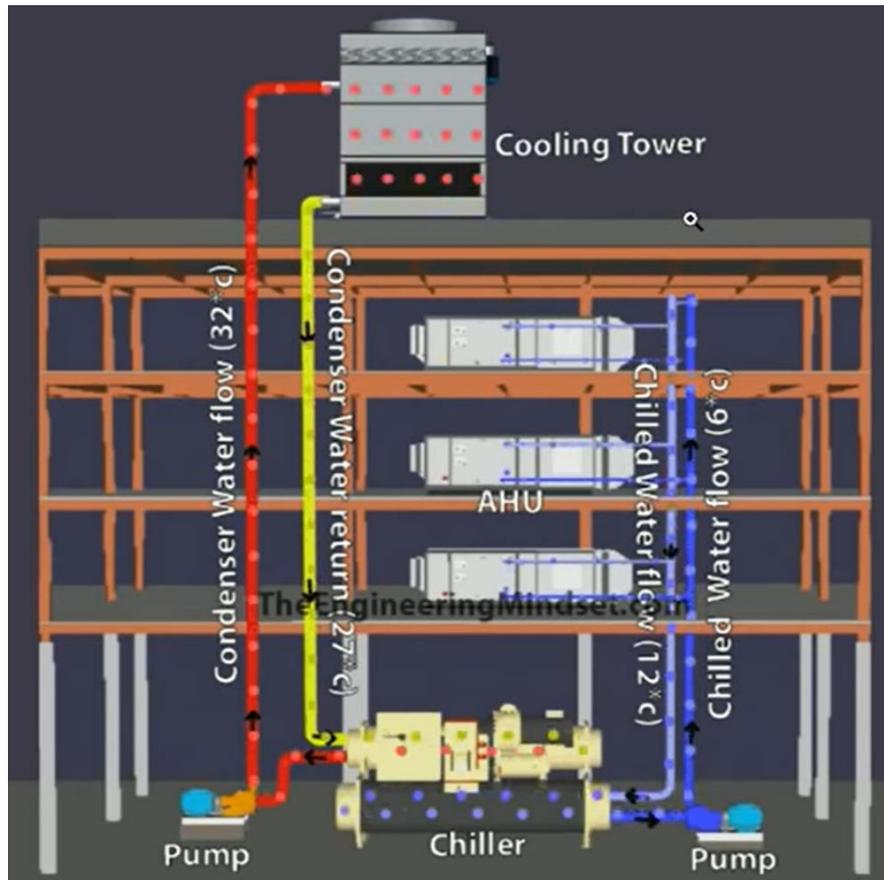
- **Sistema de agua helada**

“Es un sistema donde el agua se utiliza como refrigerante, se transporta a lo largo de una edificación para suministrar a cada equipo evaporador, es necesario que sea agua helada para alcanzar las condiciones de confort en cada recinto que se desee climatizar. En este tipo de sistema se pueden utilizar dos generadoras de agua helada que son, los equipos enfriado con aire y los enfriados por agua, estos equipos también se llaman Chiller” Pérez (2018).

- **Chiller como climatizador**

“Son equipos usados en grandes instalaciones debido a la posibilidad que tienen de enfriar o calentar un líquido, según lo requiera la edificación. El líquido tratado en la unidad exterior, enfriado o calentado, circula impulsado por una bomba provista del sistema hidráulico. La unidad interior utiliza el agua que circula por él, enviando el resultante del intercambio térmico (aire frío o aire caliente) mediante un ventilador al ambiente, según las demandas de confort del usuario” Grados (2018).

**FIGURA N° 2. 4: SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AGUA HELADA Y SUS COMPONENTES**

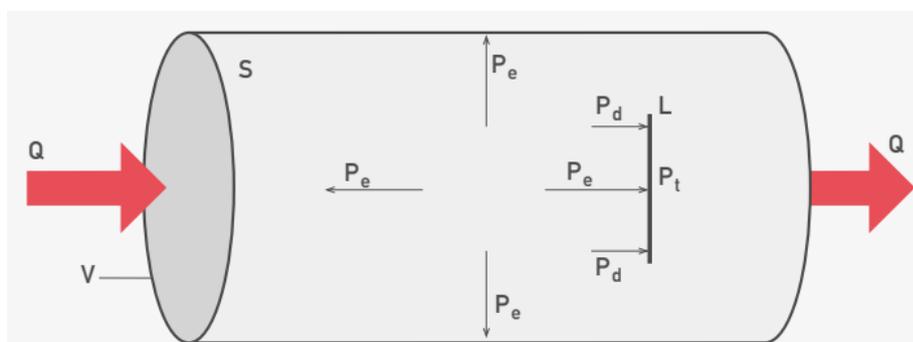


**Fuente:** Tomado de la página de YouTube TheEngineeringMindset (2020).

### 2.2.6. Presión

“El aire, para circular, necesita de una determinada fuerza de empuje. Esta fuerza, por unidad de superficie, es lo que se llama Presión” Manual de Soler y Palau (1951).

**FIGURA N° 2. 5: PRESIONES DE AIRE EN UN CONDUCTO**



**Fuente:** Tomado del Manual de Soler y Palau (1951)

Existen tres clases de presiones las cuales son:

- **Presión Estática (Pe)**

“Es aquella que se ejerce en todas las direcciones dentro del ducto, en la misma dirección del aire, en dirección contraria y en dirección perpendicular, sobre las paredes del mismo. Puede ser positiva, si es superior a la atmosférica o bien negativa, si está por debajo de ella” Manual de Soler y Palau (1951).

- **Presión Dinámica (Pd)**

“Es la que acelera el aire desde cero a la velocidad de régimen. Se manifiesta sólo en la dirección del aire y viene relacionada con la dirección del mismo, aproximadamente por las fórmulas” Manual de Soler y Palau (1951).

$$Pd = \frac{v^2}{16} \text{ mmc. d. a.} \dots\dots\dots (2.5)$$

$$v = 4\sqrt{Pd} \frac{m}{s} \dots\dots\dots (2.6)$$

La Presión Dinámica es siempre positiva.

- **Presión Total (Pt)**

“Es aquella fuerza que ejerce el aire sobre un cuerpo y que se opone a su movimiento. En la figura 2.5 sería la presión sobre una lámina L opuesta a la dirección del aire. Esta presión es la suma de las dos anteriores” Manual de Soler y Palau (1951).

$$Pt = Pe + Pd \dots\dots\dots (2.7)$$

### 2.2.7. Norma Ashrae Estándar 55.

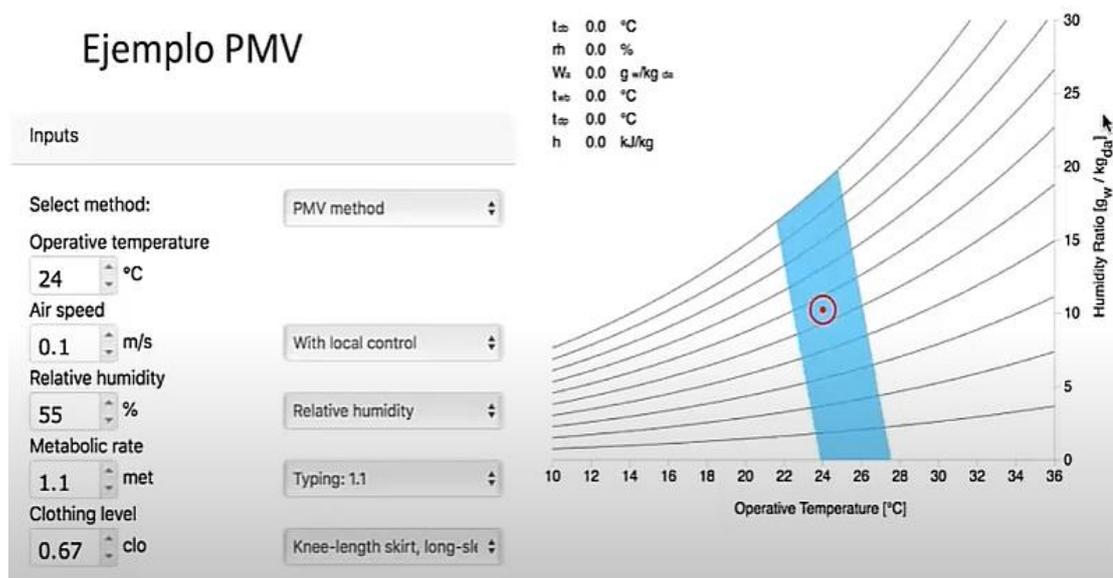
Esta normativa de Ashrae formula las condiciones para entornos térmicos aceptables y está destinada su uso en el diseño, funcionamiento y puesta en servicio de edificios y otros espacios ocupados. El propósito de esta norma es especificar las combinaciones de factores ambientales térmicos interiores y factores personales que producirá condiciones de confort térmicas aceptables para la mayoría de los ocupantes dentro del espacio.

- **Herramienta De CBE Thermal Comfort**

“Este software está basado para cálculos de confort térmico de acuerdo con el

estándar 55-2017 de Ashrae. Se desarrolló en la universidad de california en Berkeley, es una herramienta de línea gratuita para cálculos y visualizaciones de confort térmico que cumple con las normas ASHRAE 55–2017. Proporciona visualizaciones dinámicas e interactivas de zonas de confort térmico” Tartarini, Cheung, Schiavon (2020).

**FIGURA N° 2. 6: EJEMPLO APLICATIVO DEL CBE TERMAL CONFORT**



**Fuente:** Tomado usando el software CBE TERMAL COMFORT (2020)

### 2.2.8. Norma Ashrae Estándar 62.1.

Esta normativa de Ashrae define los requerimientos en diseño de equipos de ventilación y renovación de aire junto con su instalación, operación y mantenimiento. El propósito de este estándar es especificar las ratios mínimas de ventilación y otras disposiciones destinadas a surtir una calidad de aire interior que sea aceptable para las personas y minimizar efectos desfavorables a la salud. Esto se obtiene mediante la siguiente ecuación 2.8.

$$\text{Aire exterior} = (AxRA + \#Px RP) \times 1.3 \dots \dots \dots (2.8)$$

Dónde:

- ✓ 1.3: Factor para certificación leed.
- ✓ **A**: Área (m<sup>2</sup>).
- ✓ **#P**: Número de personas.
- ✓ **RP**: Ratio por persona.
- ✓ **RA**: Ratio por área.

## 2.3. CONCEPTUAL

### 2.3.1. Parámetros de Diseño para Sistema de Aire Acondicionado.

“Conjunto de situaciones que se tienen en cuenta explícitamente en el diseño de una instalación, de acuerdo con criterios establecidos, de modo que pueda soportarlos sin exceder los límites de seguridad autorizados” Sociedad Nuclear Española (2014).

En el desarrollo de esta investigación uno de nuestros objetivos fue determinar los parámetros de diseño a los cuales está sometido nuestro diseño para ello detallamos de acuerdo a criterios establecidos por Ashrae los pasos para determinar la carga térmica de un ambiente, como tal obtenemos los siguientes puntos los cuales debemos tener en cuenta a la hora de empezar el diseño.

- **Nombre de la Zona**

Nos facilita dar una relación de los ambientes que estamos evaluando.

Ejemplo: Gerencia general, Oficina Ceo, comedor, etc.

- **Número de Personas**

Nos permite ingresar el número de personas que ocuparan el lugar de estudio. Este parámetro es particular del proyecto. Si no se tiene información puede determinar mediante el siguiente cuadro del RNE.

**CUADRO N° 2. 1: NÚMERO DE PERSONAS POR ÁREA DE OCUPACIÓN**

<b>Ambiente</b>	<b>Razón de Área de una Persona</b>
Oficina	9.5 m <sup>2</sup> por persona
Tienda independiente	5 m <sup>2</sup> por persona
Sala de juegos, casinos	2 m <sup>2</sup> por persona
Gimnasios	2.5 m <sup>2</sup> por persona
Tiendas por departamento	3 m <sup>2</sup> por persona
Restaurantes	1.5 m <sup>2</sup> por persona
Discotecas	1 m <sup>2</sup> por persona
Mercados	5 m <sup>2</sup> por persona

**Fuente:** Tomado del Reglamento Nacional de Edificaciones (2016).

- **Calor Sensible de las Personas**

Es aquel flujo de energía que se le agrega o se le sustrae al AIRE para que cambie su ESTADO variando su temperatura. Se presenta la ecuación de calor sensible:

$$Q = \dot{m}x C_e x \Delta T \dots \dots \dots (2.9)$$

Donde:

- ✓ Q= Flujo de adición o eliminación de calor a la sustancia, kcal/h.
- ✓  $\dot{m}$ = Velocidad de flujo de masa de la sustancia en kg/h.
- ✓  $C_e$ = Calor específico de la sustancia,  $kcal/Kg \text{ } ^\circ C$
- ✓  $\Delta T = t_s - t_l =$  Variación de la temperatura de la sustancia en  $^\circ C$ .

- **Calor Latente de las Personas**

Es aquel flujo de energía que se le agrega o se le extrae al AIRE para cambiarlo de FASE. Empleando este concepto al aire acondicionado, el calor latente es aquel flujo de energía que se le adiciona o se sustrae al aire para que cambie su humedad absoluta (W).

Se presenta la ecuación de calor Latente:

$$Q = \dot{m}x \Delta h = \dot{m}x (h_g - h_l) \dots \dots \dots (2.10)$$

Donde:

- ✓ Q= Flujo de adición o eliminación de calor a la sustancia, kcal/h.
- ✓  $\dot{m}$ = Velocidad de flujo de masa de la sustancia en kg/h.
- ✓  $h_l$ = Entalpia del líquido saturado,  $kcal/Kg$ .
- ✓  $h_g$ = Entalpia del vapor saturado,  $kcal/Kg$ .

Contamos con la tabla 2.1. del libro manual de aire acondicionado de Carrier para ver las tasas de calor sensible y latente debido a los ocupantes, en base al grado de actividad y al tipo de aplicación que realizan.

**TABLA N° 2. 1: TASAS DE CALOR DEBIDO A LOS OCUPANTES**

GRADO DE ACTIVIDAD	TIPO DE APLICACIÓN	Metabolismo hombre adulto (kcal/hr)	Metabolismo Medio* (kcal/hr)	TEMPERATURA SECA DEL LOCAL (°C)									
				28		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	48	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	Fábrica, trabajo ligero	202	189	48	141	55	134	62	127	74	115	82	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 penoso	252	252	68	184	76	176	83	169	86	156	116	136
Trabajo penoso	Pista de bowling***	378	365	113	252	117	248	122	243	132	233	152	213
	Fábrica												

Fuente: Tomado del (Manual de Carrier, 2009 págs. I-69)

- **Área de la oficina**

Es el área métrica que es será Acondicionada se puede dar en  $m^2$  o  $ft^2$ .

- **Altura**

Es la medida longitudinal des Piso al Techo, generalmente se da en metros.

- **Ubicación Geográfica**

Es el lugar geográfico de la edificación donde se está realizando el proyecto (Grados-Latitud-Hemisferio-Altitud).

✓ Ejemplo: San Isidro: 12 Grados Latitud Sur, a 100 msnm.

- **Condiciones Exteriores**

Son aquellos escenarios climáticos del entorno exterior que tomaremos como condiciones de diseño para hacer los cálculos respectivos. Debe ser una información estadística que nos proporciona ASHRAE 2009.

- **Condiciones Interiores de Sala**

Son aquellos escenarios del entorno interior que depende del grado de confort que se requiera tener dentro de un local o de producción. Cuando decimos requerimientos de producción nos referimos a situaciones especiales diferentes a las comerciales.

Ej. 22°C y 55% HR. También de la tabla 2.2, podemos tomar algunas condiciones de confort recomendadas en un ambiente.

**TABLA N° 2. 2: CONDICIONES DE SALA RECOMENDADAS**

TIPO DE APLICACIÓN	VERANO					INVIERNO				
	DE LUJO		PRÁCTICA COMERCIAL			CON HUMECTACIÓN			SIN HUMECTACIÓN	
	Temperatura seca (°C)	Humedad relativa. %	Temperatura seca (°C)	Humedad relativa. %	Variación de temperatura (°C) **	Temperatura seca (°C)	Humedad relativa. %	Variación de temperatura (°C) ***	Temperatura seca (°C)	Variación de temperatura (°C) ***
<b>CONFORT GENERAL</b> 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
<b>TIENDAS COMERCIALES</b> (Ocupación de corta duración) Bancos, Banderío 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
<b>APLICACIÓN DE BAJO FACTOR DE CALOR SENSIBLE</b> (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
<b>CONFORT INDUSTRIAL</b> 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

**Fuente:** Tomado del (Manual de Carrier, 2009 págs. I-13)

- Potencia de Iluminación**

Se refiere a cuanta energía en kW se va a emplear al iluminar el establecimiento. Esta energía es un dato del propietario o en función al tipo de actividad que se realiza en el local y su área respectiva, puede ser estimada con la siguiente tabla 2.3.

**TABLA N° 2. 3: 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. Salas de lectura, Laboratorios de investigación, grandes almacenes, salas de exposición y ferias, trabajos de montaje algo delicados.	250	55	16
Supermercados, montajes de precisión.	500	110	32
Oficinas grandes, quirófanos, dibujos técnicos, montaje de aparatos de precisión en la industria eléctrica, mecánica de precisión.	750	170	50
Montaje de alta precisión	1000	-	65
Piezas electrónicas de sub.-miniatura, relojería, trabajos de grabado en cobre y acero.	1500	-	100
	2,000	-	130

**Fuente:** Tomado del (Manual de Carrier, 2009 págs. I-70)

- **Variación de la Temperatura en 24 Horas**

Es la variación promedio entre las temperaturas máximas y mínimas que se dan durante el día en los meses de verano, un buen dato para efectos de cálculo es  $8^{\circ}C$  o  $46^{\circ}F$ , este valor influye en la determinación de la diferencia equivalente de temperatura.

- **Número de horas de Funcionamiento del Sistema**

“Nos indica el número de horas que funcionará el equipo de aire acondicionado, generalmente puede ser 12, 16 o 24h” Manual de Carrier (2009).

- **Factor de Sombras**

Se debe a elementos que por razones arquitectónicas deben de instalarse en las ventanas (persianas o cortinas), estos elementos hacen que disminuya la carga térmica de una oficina por lo general varía de [0.27 – 0.65].

**TABLA N° 2. 4: FACTORES TOTALES DE GANANCIA SOLAR A TRAVÉS DEL VIDRIO**

Velocidad del viento 8 km/h. Angulo de incidencia 30°. Con máxima sombra de persiana										
TIPO DE VIDRIO	SIN PERSIANA O PANTALLA	PERSIANAS VENECIANAS Listones horizontales o verticales inclinados 45° O CORTINAS DE TELA			PERSIANAS VENECIANAS EXTERIORES Listones horizontales		PERSIANA EXTERIOR Listones inclinados		CORTINA EXTERIOR DE TELA Circulación de aire arriba y lateralmente	
		Color claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Exterior claro	Color medio	Color oscuro	Color claro	Color medio u oscuro
VIDRIO SENCILLO ORDINARIO	1.00	0.56	0.65	0.75	0.15	0.13	0.22	0.15	0.20	0.25
VIDRIO SENCILLO 6 mm	0.94	0.56	0.65	0.74	0.14	0.12	0.21	0.14	0.19	0.24
VIDRIO ABSORBENTE										
Coefficiente de absorción 0.40 a 0.48	0.80	0.56	0.62	0.72	0.12	0.11	0.18	0.12	0.16	0.20
Coefficiente de absorción 0.48 a 0.56	0.73	0.53	0.59	0.62	0.11	0.10	0.16	0.11	0.15	0.18
Coefficiente de absorción 0.56 a 0.70	0.62	0.51	0.54	0.56	0.10	0.10	0.14	0.10	0.12	0.16
VIDRIO DOBLE										
Vidrios ordinarios	0.90	0.54	0.61	0.67	0.14	0.12	0.20	0.14	0.18	0.22
Vidrios de 6 mm	0.80	0.52	0.59	0.65	0.12	0.11	0.18	0.12	0.16	0.20
Vidrio interior ordinario										
Vidrio ext. Absorbente de 0.48 a 0.56	0.52	0.36	0.39	0.43	0.10	0.10	0.11	0.10	0.10	0.13
Vidrio interior de 6 mm										
Vidrio ext. Absorbente de 0.48 a 0.56	0.50	0.36	0.39	0.43	0.10	0.10	0.11	0.10	0.10	0.12
VIDRIO TRIPLE										
vidrio ordinario	0.83	0.48	0.56	0.64	0.12	0.11	0.18	0.12	0.16	0.20
Vidrio de 6 mm	0.69	0.47	0.52	0.57	0.10	0.10	0.15	0.10	0.14	0.17
VIDRIO PINTADO										
Color claro	0.28									
Color medio	0.39									
Color oscuro	0.50									
VIDRIO DE COLOR										
Ambar	0.7									
Rojo oscuro	0.56									
Azul	0.6									
Gris	0.32									
Gris-verde	0.46									
Opalescente claro	0.43									
Opalescente oscuro	0.37									

Fuente: Tomado del (Manual de Carrier, 2009 págs. I-28)

- **Temperatura Exterior a las 3 p.m.**

Es la temperatura promedio que se da a las 3 p.m., esto debería ser un valor real estadístico de la zona donde se realizará el proyecto, sin embargo, cuando no se cuenta con este dato, un buen valor para efectos de cálculo es considerar la temperatura exterior a las 15 h igual a la temperatura exterior del proyecto.

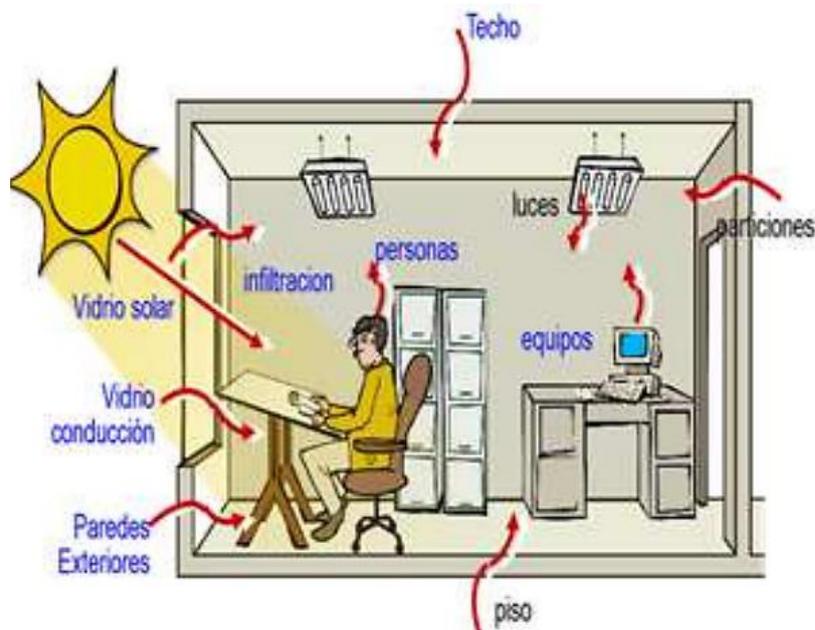
- **Potencia de Equipos**

Se refiere al calor sensible o latente que los equipos mecánicos eléctricos pueden generar como carga interna, Ejemplo: Laptops, motores eléctricos, transformadores, tableros eléctricos, impresoras, etc.

### 2.3.2. Carga Térmica

“Es la cantidad de calor que debemos evacuar de un recinto 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 durante el año” Azahuanche Asmat (2020).

**FIGURA N° 2. 7: EJEMPLO DE FUENTES DE CALOR EN UN OFICINA**



**Fuente:** Tomado de un diplomado dictado por Ing. Azahuanche Asmat (2020).

Para Pita (2000) y Boixareu (2009) mencionan que “la estimación de la carga térmica en un recinto depende de los componentes que contribuyen a la ganancia de calor en el recinto” y son:

- ✓ Conducción a través de las paredes, techos y vidrios al exterior.
- ✓ Conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos.
- ✓ Radicación solar a través de los vidrios y paredes.
- ✓ Alumbrado
- ✓ Sujetos
- ✓ Equipos
- ✓ Aire Exterior.

Para poder nosotros obtener la carga térmica de un ambiente, Ashrae nos brinda tablas y algunas metodologías de cálculo, en nuestro caso usamos la metodología llamada “**Temperatura diferencial para cargas de enfriamiento**”, la cual emplea el factor “U” (coeficiente global de transferencia de calor), para calcular las cargas de enfriamiento, este método se basa en que el flujo de calor y se obtiene al multiplicar la temperatura diferencial por los valores tabulados de “U”.

$$Q = U_0 \times A \times \Delta T \dots \dots \dots (2.11)$$

$$Q = \frac{1}{R_0} \times A \times \Delta T \dots \dots \dots (2.12)$$

Donde:

- ✓ Q: Ganancia neta de la oficina por conducción.
- ✓  $R_0$ : Resistencia térmica Global.
- ✓  $U_0$ : Coeficiente global de transferencia de calor.
- ✓ A: Área de pared, techo o suelo  $m^2$ .
- ✓  $\Delta T$  : Diferencia de temperatura entre ambientes separados por paredes, ventanas y techos.

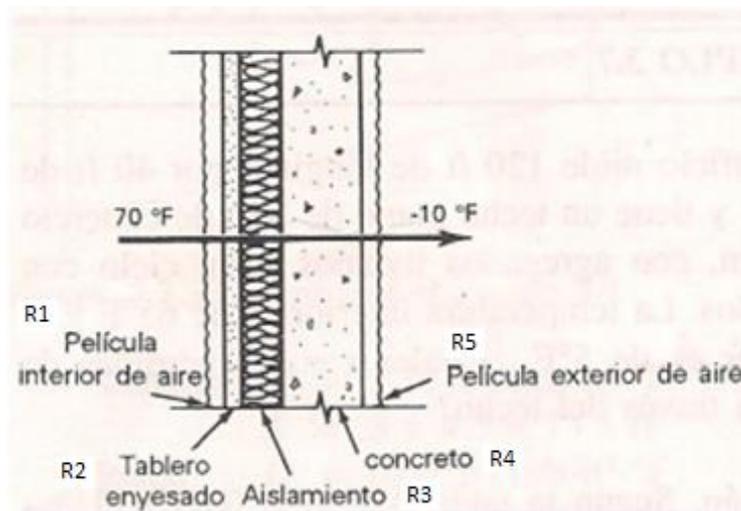
- **Resistencia térmica (R)**

“Es la capacidad de un material para resistir el flujo de calor que la atraviesa. La ecuación 2.12 nos permite comprender cómo afecta la resistencia térmica a las pérdidas o ganancias de calor de la construcción. Como R está en el denominador, los valores altos de R significan baja transferencia de calor (Q), y los valores bajos de R significan transferencia alta de calor” Pita (2000).

- **Resistencia térmica Global ( $R_0$ )**

“La transferencia de calor a través de las paredes, techo, piso y demás elementos de una construcción es a través de la capa de aire de un lado de los materiales sólidos, y después a través de la capa de aire del otro lado. Además, de los elementos constructivos que está constituido frecuentemente de capas de diferentes materiales. La resistencia térmica global es la suma de todas estas resistencias” Pita (2000).

**FIGURA N° 2. 8: EJEMPLO DE LA RESISTENCIA POR MATERIALES DE UNA PARED**



**Fuente:** Tomado del libro acondicionamiento del aire de (Pita, 2000 pág. 53)

De la figura 2.8 podemos calcular la resistencia global de la pared mediante la siguiente ecuación:

$$R_0 = R1 + R2 + R3 + R4 + R5 \dots \dots \dots (2.13)$$

Donde:

✓  $R_0$ : Resistencia térmica Global

✓  $R_1, R_2, R_3, R_4, R_5$ : Resistencia térmica global de cada componente, incluyendo las películas de aire interior y exterior.

- **Coefficiente global de transferencia de calor ( $U_0$ )**

Es la inversa de la resistencia térmica global y se determina por la siguiente expresión:

$$\frac{1}{U_0} = \sum_{i=1}^{i=n} R_0 \dots \dots \dots (2.14)$$

Donde:

✓  $U_0$ : Coeficiente global de transferencia de calor  $\left[ \frac{kcal}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C} \right]$

✓  $R_0$ : Resistencia térmica Global  $\left[ \frac{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C}{kcal} \right]$

- **Coefficiente global de transferencia en vidrios**

Para vidrios el factor “U” está sujeto en gran parte de los coeficientes peliculares de convección externa e interna, se especifica por la siguiente ecuación 2.15.

$$\frac{1}{U_{vidrio}} = \frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}} \dots \dots \dots (2.15)$$

Donde:

✓  $U_0$ : Coeficiente global del vidrio  $\left[ \frac{kcal}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C} \right]$ .

✓  $h_{int}$ : Coeficiente pelicular interior  $\left[ \frac{kcal}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C} \right]$ .

✓  $h_{ext}$ : Coeficiente pelicular exterior  $\left[ \frac{kcal}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C} \right]$ .

- **Flujo de calor por conducción y convección**

Estos tipos de flujo de calor son aplicaciones de calor por conducción y por convección a través de paredes internas, ventanas internas y externas, techos intermedios y exteriores, están en función del tipo de muro para obtener el valor del “U” (Coeficiente global de transferencia de calor), el área y la variación de temperatura, se determina por la siguiente ecuación 2.16:

$$Q_t = U_0 \times A \times \Delta T \dots \dots \dots (2.16)$$

Donde:

- ✓  $U_0$ : Coeficiente global de transferencia de calor  $\left[\frac{kcal}{m^2 \cdot h \cdot ^\circ C}\right]$ .
- ✓  $A$ : Área de pared, techo o suelo  $m^2$ .
- ✓  $\Delta T$  : Diferencia de temperatura entre ambientes separados por paredes, ventanas o techos. ( $^\circ C$ ).
- ✓  $Q_t$ : Flujo de calor por transmisión  $\frac{kcal}{h}$ .

• **Flujo de calor por radiación.**

Este es un tipo de calor radiante, cuyo valor este sujeto en las aportaciones solares, su cálculo está determinada por Ashrae mediante la siguiente ecuación 2.17, la cual es válido para vidrios como para paredes.

Ecuación para el Flujo de calor a través de la ventana por radiación:

$$\begin{aligned}
 & \text{Carga radiante} \\
 & = (Max. \text{aportacion solar}) \times (\text{Area Ventana}) \times (\text{fact. de marco metalico}) \\
 & \quad \times (\text{fact de atmosfera}) \times (\text{fac de altitud}) \times (\text{fac de punto de rocio}) \\
 & \quad \times (\text{fact de sombras}) \times (\text{fac de almacenamiento}) \dots \dots \dots (2.17)
 \end{aligned}$$

• **Flujo por radiación en una pared.**

Este tipo de flujo de calor requiere de valores de aportación solar, está en función del tipo de muro para obtener el valor del “U” (Coeficiente universal de transferencia de calor), se determina por el método de Diferencia Equivalente de Temperatura usado por William Carrier según las siguientes ecuaciones.

$$Q_r = U_0 \times A \times \Delta T_{equiv} \dots \dots \dots (2.18)$$

$$\Delta T_{equiv} = a + \Delta T_{es} + b \times \frac{R_s}{R_m} \times (\Delta T_{em} - \Delta T_{es}) \dots \dots \dots (2.19)$$

También:

$$\Delta T_{equiv} = a + (X_1 + \Delta T_{es}) + (X_2 \times \Delta T_{em}) \dots \dots \dots (2.20)$$

Donde:  $X_2 = \frac{b \times R_s}{R_m}$  y  $X_1 = 1 - X_2$

- ✓  $b$  = Coeficiente del color de las paredes.
- ✓  $R_s$  = Máxima insolación, correspondiente al mes y latitud supuestos. Para la orientación considerada se calcula.  
(Max. aportacion solar)x(fact. de atm)x(fac de altitud)x(fac de pto de rocío)
- ✓  $R_m$  = Máxima insolación, correspondiente al mes de Julio y a 40° de latitud norte, para la orientación considerada. Depende de la Tabla A, Anexo 6 a 40° latitud norte, en el mes de julio y la orientación de la pared, siempre entrando a la tabla por latitud sur para sacar los valores.
- ✓  $a=1.2$  factor de corrección ( $\Delta T_{ex}=30^\circ\text{C}$  y  $\Delta T_{in}=22^\circ\text{C}$ ) con  $8^\circ\text{C}$  de  $\Delta T$ .
- ✓ ( $\Delta T_{em}$ ,  $\Delta T_{es}$ ) valores obtenidos de la Tabla A, Anexo 6.
- ✓  $U_0$ = Coeficiente global de transferencia de calor.
- ✓  $A$ = Área de la pared.

Teniendo todos estos flujos de calor por aportaciones interiores y exteriores obtenemos el siguiente cuadro 2.2.

**CUADRO N° 2. 2: FUENTES Y TIPOS DE APORTACIONES DE CALOR**

Descripción	Calor sensible	Calor latente
Personas	X	X
Equipos	X	
Iluminación	X	
<b>Paredes, Piso, Techo</b>		
Por Radiación solar	X	
Por Conducción	X	
Fuentes de vapor otros	X	X
Total=	$Q_{sensible}$	$Q_{Latente}$

**Fuente:** Elaboración en base a las fuentes y tipos de aportaciones de calor en una oficina.

En el cuadro 2.2. se marcan las fuentes y tipos de calor que pueden generarse en una oficina, se observa cómo influyen tanto para calor sensible o calor latente.

$$Q_t = Q_{sensible} + Q_{Latente} \dots \dots (2.21)$$

$$f_{cs} = \frac{Q_{sensible}}{\Sigma(Q_{sensible} + Q_{Latente})} \dots \dots (2.22)$$

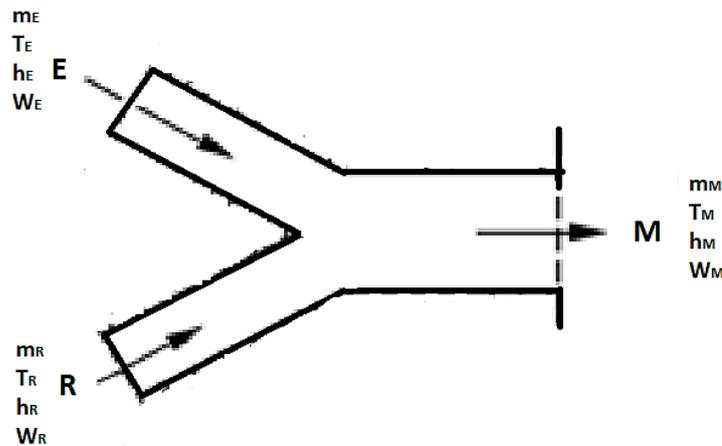
Dónde:

- ✓  $f_{cs}$  =factor de calor sensible
- ✓  $Q_t$ : Carga térmica del recinto
- ✓  $Q_{sensible}$ : calor sensible del recinto
- ✓  $Q_{Latente}$ : calor latente del recinto

### 2.3.3. Mezcla de Aire Exterior

El proceso de mezclado de aire se da cuando ingresa aire exterior y se mezcla con el aire que retorna en un sistema de aire acondicionado. Si se conocen las condiciones de estas corrientes de aire se puede calcular los parámetros del aire mezclado o también llamado aire de Insuflamiento.

**FIGURA N° 2. 9: EJEMPLO DE LA MEZCLA DE AIRE EN UN EQUIPO**



**Fuente:** Elaboración en base al proceso de mezcla de aire exterior.

Donde:  $\dot{m}$  = flujo de aire,  $T$  = temperatura,  $h$  = entalpia,

$$W = \text{Razón de Humedad, } E = \text{aire exterior, } R = \text{aire retorno, } (M) \text{ aire mezcla} \dots \dots \dots (2.23)$$

- ✓ Por la primera ley de la termodinámica tenemos.

Energía Aire Exterior + Energía Aire que Retorna = Energía Aire Mezcla

$$\dot{m}_E \times h_E + \dot{m}_R \times h_R = \dot{m}_M \times h_M \dots \dots \dots (2.24)$$

✓ Por Conservación de la masa para el aire seco:

Masa de aire seco Exterior + Masa de aire seco de Retorno = Masa de aire seco de la Mezcla.

$$\dot{m}_E + \dot{m}_R = \dot{m}_M \dots \dots \dots (2.25)$$

✓ Por Conservación de la masa para el Vapor de Agua:

Masa de vapor Exterior + Masa de vapor de Retorno = Masa de vapor de la Mezcla.

$$\dot{m}_{WE} + \dot{m}_{WR} = \dot{m}_{WM} \dots \dots \dots (2.26)$$

✓ Mezcla adiabática de 2 corrientes de aire:

$$\frac{h_R - h_M}{h_M - h_E} = \frac{W_R - W_M}{W_M - W_E} = \frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_R}$$

$$\text{Despejando: } h_M = h_R + \left( \frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_E + \dot{m}_R} \right) \times (h_E - h_R) \dots \dots \dots (2.27)$$

A la expresión  $\left( \frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_E + \dot{m}_R} \right)$  se le denomina porcentaje de aire exterior, entonces

$$h_M = h_R + (\% \text{ Aire exterior}) \times (h_E - h_R) \dots \dots \dots (2.28)$$

$$W_M = W_R + (\% \text{ Aire exterior}) \times (W_E - W_R) \dots \dots \dots (2.29)$$

$$T_M = T_R + (\% \text{ Aire exterior}) \times (T_E - T_R) \dots \dots \dots (2.30)$$

### 2.3.4. Psicrometría

“El aire atmosférico que nos rodea es una mezcla de aire seco y vapor de agua, a la que se llama aire húmedo. La psicrometría es el nombre que se ha dado al estudio de las mezclas de aire y vapor de agua” Eduardo Pita (2000).

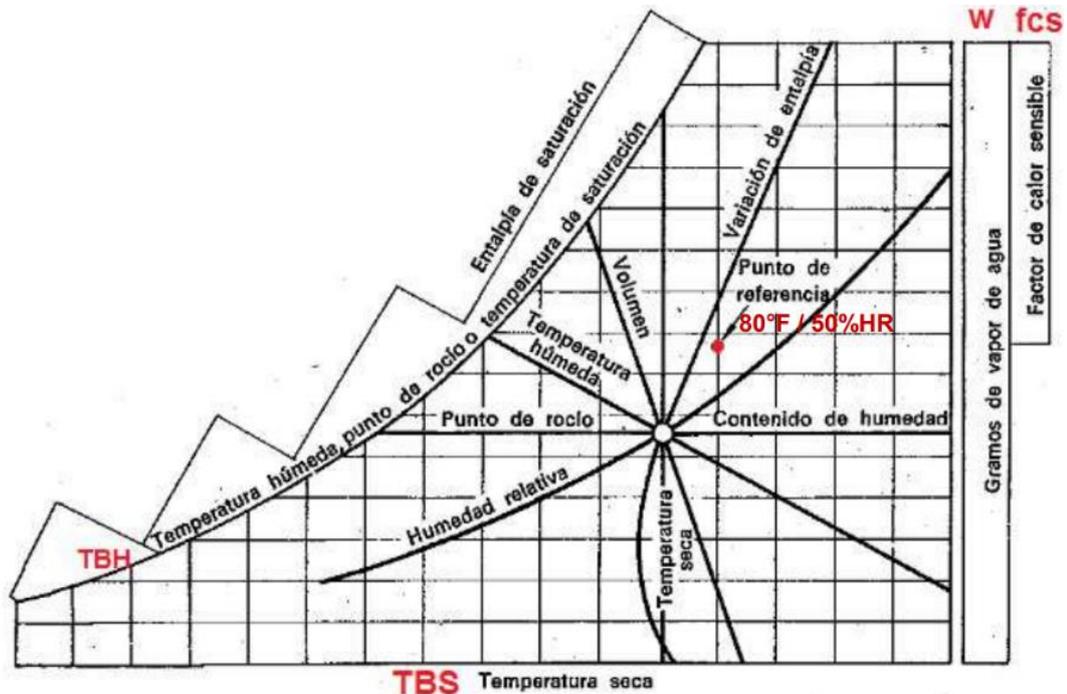
“La psicrometría es la ciencia que trata de las propiedades termodinámicas del aire húmedo y del efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y el confort humano” Manual de Carrier (2009).

- **Carta Psicrométrica**

Las propiedades de aire atmosférico se pueden representar en tablas o en forma de gráficas. A la forma gráfica se le llama carta psicrométrica.

Su empleo es universal porque representa una gran cantidad de información en forma sencilla y también nos ayuda a estudiar los procesos de acondicionamiento de aire. En el Anexo 4 se muestra la carta psicrométrica.

**FIGURA N° 2. 10: PROPIEDADES DEL AIRE QUE PODEMOS UBICAR EN LA CARTA PSICROMÉTRICA**

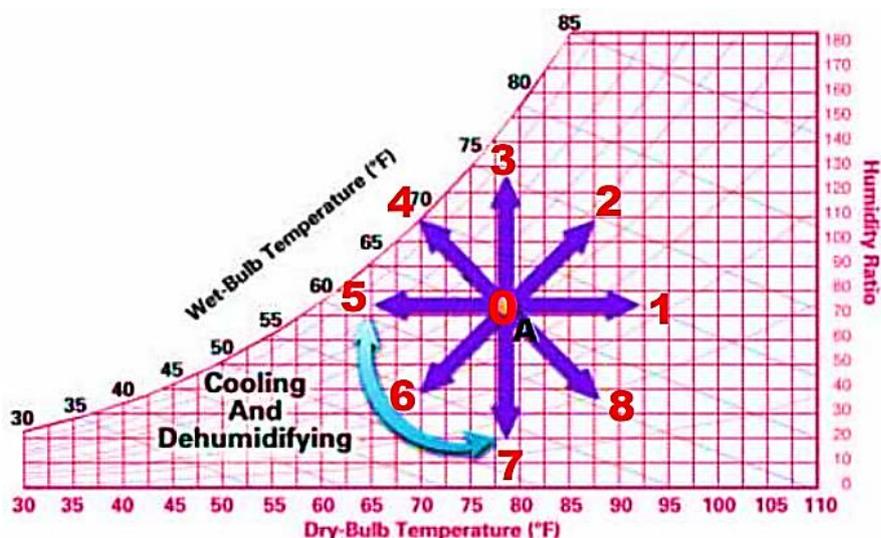


**Fuente:** Tomado de la Escuela de Refrigeración del Perú (2020).

- ✓ Temperatura de Bulbo Seco:  $TBS$  ( $DBT$ ) [ $^{\circ}C$ ] o [ $^{\circ}F$ ]
- ✓ Temperatura de Bulbo Húmedo:  $TBH$  ( $WBT$ ) [ $^{\circ}C$ ] o [ $^{\circ}F$ ]
- ✓ Humedad Relativa:  $HR$  ( $RH$ ) [%].
- ✓ Entalpía:  $h$  [ $Btu / Lb$ ] o [ $Kcal / Kg$ ]
- ✓ Razón de Humedad:  $W$  [ $Lb H_2O / Lb Aire$ ] o [ $Kg H_2O / Kg Aire$ ].
- ✓ Punto de Rocío:  $PR$  ( $DP$ ) [ $^{\circ}C$ ] o [ $^{\circ}F$ ].
- ✓ Volumen Especifico:  $V$  [ $Pie^3/Lb$ ] o [ $m^3/kg$ ].
- **Líneas de Proceso en la Carta Psicrométrica:**

El objetivo del equipo de acondicionamiento de aire es cambiar el estado del aire que entra y llevarlo a otra condición, para ello es necesario ciertos procesos.

**FIGURA N° 2. 11: PROCESOS GENERALES EN LA CARTA PSICROMÉTRICA**



**Fuente:** Adaptado de la Escuela de Refrigeracion del Perú (2020).

**CUADRO N° 2. 3: PROCESOS QUE SE PUEDE HACER CON EL AIRE**

Proceso	Nombre	DB	WB	HR	h	W	V	Dp
0-1	Calentamiento sensible	A	A	D	A	C	A	C
0-2	Calentamiento con Humidificación	A	A	A o D	A	A	A	A
0-3	Humidificación	C	A	A	A	A	A	A
0-4	Enfriamiento con Humidificación	D	A o D	A	A o D	A	A o D	A
0-5	Enfriamiento sensible	D	D	A	D	C	D	C
0-6	Enfriamiento con Deshumidificación	D	D	A o D	D	D	D	D
0-7	Deshumidificación	C	D	D	D	D	D	D
0-8	Calentamiento con Deshumidificación	A	D	D	D	D	A	D

**Fuente:** Adaptado de la Escuela de Refrigeracion del Perú (2020).

Donde:

- ✓ A: Aumenta, D: Disminuye, C: Constante.
- ✓ DB: Bulbo Seco, DW: Bulbo húmedo, HR: Humedad Relativa, h: Entalpia, W: Razón de Humedad, V: Volumen Especifico, Dp: Punto de rocío.

Del cuadro 2.3 se observa que la parte de amarillo es el proceso que genera un equipo de aire acondicionado para climatizar un ambiente.

### 2.3.5. Capacidad en Enfriamiento

Por medio de la carga térmica, las condiciones de aire exteriores (punto “E”), condiciones aire interior o de sala (punto “S”), aire exterior en función del área, el número de renovaciones de aire por personas y el uso de la carta psicrométrica podremos determinar la capacidad de enfriamiento de un equipo de aire acondicionado.

**CUADRO N° 2. 4: VALORES OBTENIDOS DE LA CARTA PSICROMÉTRICA**

Estado	Entalpia (h)	Temperatura °C	Volumen (v)
Valores obtenidos gráficamente			
Exterior (E)	$h_E$		$v_E$
Sala (S)	$h_S$	$T_S$	
Insuflamiento (I)	$h_I$	$T_I$	$v_I$
Valores obtenidos mediante cálculos			
Mescla (M)	$h_M$	$T_M$	
Punto (x)	$h_X$		

**Fuente:** Adaptado de la Escuela de Refrigeracion del Perú (2020).

- **Etapas para determinar la capacidad de enfriamiento de un ambiente**

**Eta. 1:** Evaluar el caudal de aire exterior.

**Eta. 2:** Evaluar el factor de calor sensible.

**Eta. 3:** Marcar en la carta, los puntos correspondientes a las condiciones exteriores e interiores y unificar mediante una línea recta.

**Eta. 4:** Situar el punto concerniente al factor de calor sensible en la carta Psicrométrica, una vez situado unirlo mediante una línea recta con el punto de pivot, a esta recta la denominaremos “recta de referencia”.

**Eta. 5:** Dibujar una recta paralela a la recta de referencia, que pase por el punto de sala “S”, y prolongarlo hasta que pase la línea de saturación (100% HR), a esta recta la llamaremos “Recta de Condiciones (i)”

**Eta. 6:** El punto de Insuflamiento debe de estar situado en la recta segmentada de la etapa anterior, debe tener una humedad relativa con valores entre  $< 88\% - 100\% >$  y a la vez  $(16\text{ }^\circ\text{F} \leq T_{\text{sala}} - T_{\text{insufla}} \leq 32\text{ }^\circ\text{F})$ , con ello se tendrá que el factor de contacto del serpentín de enfriamiento del equipo se encuentre entre  $< 0.81 - 0.91 >$ , resultando una alternativa económica y comercial para el serpentín.

**Eta. 7:** Determinar el flujo de masa de Insuflamiento.

**Eta. 8:** Determinar el Porcentaje de aire exterior.

**Eta. 9:** Ubicar el punto de Mezcla.

**Eta. 10:** Establecer la capacidad del Equipo. (Analizar el Equipo).

**Eta. 11:** Establecer el flujo de Agua Helada del equipo.

Todas estas etapas son tomadas de la metodología empleada por el Ing. Azahuanche Asmat (2020).

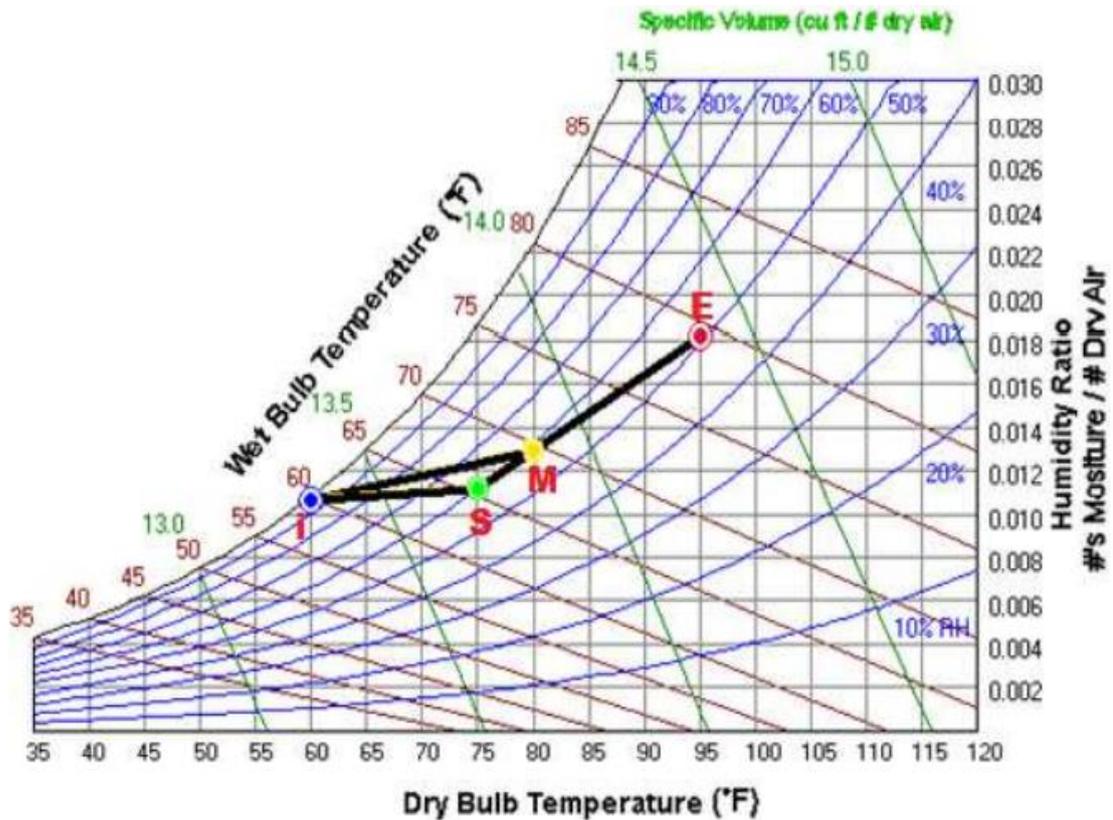
**CUADRO N° 2. 5: FÓRMULAS DE PSICROMÉTRICA**

DESCRIPCIÓN	SISTEMA INTERNACIONAL	SISTEMA INGLES
Flujo de Insuflamiento ( $m_i$ )	$\frac{Q_{Total} \text{ kcal/hr}}{(h_{sal} - h_{ins}) \text{ kcal/kg}} \dots (\text{kg/hr})$	$\frac{Q_{Total} \text{ BTU/hr}}{(h_{sal} - h_{ins}) \text{ BTU/Lb}} \dots (\text{Lb/hr})$
Caudal de Insuflamiento ( $v_i$ )	$m_i \left(\frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right) \times V_{esp} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}\right) \dots (\text{m}^3/\text{hr})$	$m_i \left(\frac{\text{Lb}}{\text{hr}}\right) \times V_{esp} \left(\frac{\text{pie}^3}{\text{Lb}}\right) \times 60 \left(\frac{\text{min}}{\text{hr}}\right) \dots (\text{m}^3/\text{hr})$
Caudal de aire exterior ( $v_{ae}$ )	Tablas y conversiones ( $\text{m}^3/\text{hr}$ )	Tablas y conversiones ( $\text{pie}^3/\text{min}$ )
Flujo de aire exterior ( $m_{ae}$ )	$\frac{V_{ae} \text{ m}^3/\text{hr}}{(V_{esp}) \text{ m}^3/\text{kg}} \dots (\text{kg/hr})$	$\frac{V_{ae} \text{ pie}^3/\text{min}}{(V_{esp}) \text{ pie}^3/\text{Lb}} \times 60 \left(\frac{\text{min}}{\text{hr}}\right) \dots (\text{Lb/hr})$
Aire exterior (%A. E.) 10% a 20%	$\frac{m_{ae} \text{ kg/hr}}{(m_{esp}) \text{ kg/hr}} \times (100\%)$	$\frac{m_{ae} \text{ Lb/hr}}{(m_{esp}) \text{ Lb/hr}} \times (100\%)$
Temperatura de mezcla $T_M$	$T_{sala} + \%AE \times (T_{ext} - T_{sala})$	$T_{sala} + \%AE \times (T_{ext} - T_{sala})$

<b>Entalpia de mezcla</b> $h_M$	De la carta Psicrométrica $\left(\frac{kcal}{hr}\right)$	De la carta Psicrométrica $\left(\frac{Btu}{hr}\right)$
<b>Entalpia de mezcla sensible</b> $h_{MS}$	De la carta Psicrométrica $\left(\frac{kcal}{hr}\right)$	De la carta Psicrométrica $\left(\frac{Btu}{hr}\right)$
<b>Capacidad total del equipo</b> $\left(\frac{kcal}{hr}\right)$	$m_i \left(\frac{kg}{hr}\right) \times (h_m - h_{ins}) \dots \left(\frac{kcal}{kg}\right)$	$m_i \left(\frac{Lb}{hr}\right) \times (h_m - h_{ins}) \left(\frac{BTU}{Lb}\right) \dots \left(\frac{BTU}{hr}\right)$
<b>Capacidad sensible del equipo</b> $\left(\frac{kcal}{hr}\right)$	$m_i \left(\frac{kg}{hr}\right) \times (h_{MS} - h_{ins}) \dots \left(\frac{kcal}{kg}\right)$	$m_i \left(\frac{Lb}{hr}\right) \times (h_{MS} - h_{ins}) \left(\frac{BTU}{Lb}\right) \dots \left(\frac{BTU}{hr}\right)$
<b>Flujo de agua helada</b>	$\frac{1.8 \times capacidad\ T.E \left(\frac{kcal}{hr}\right)}{10000} \dots \left(m^3/hr\right)$	$\frac{capacidad\ T.E \left(\frac{BTU}{hr}\right)}{5000} \dots \left(GPM\right)$

Fuente: Información brindada por el Ing. Azahuanche Asmat (2020)

**FIGURA N° 2. 12: PSICROMETRÍA EQUIPO CONVENCIONAL DE AIRE ACONDICIONADO**



Fuente: Información brindada por el Ing. Azahuanche Asmat (2020)

### 2.3.6. Acondicionamiento del Aire

“Proceso de tratamiento del aire, en un ambiente interior con el fin de establecer y mantener los estándares requeridos de temperatura, humedad, limpieza y movimiento de aire” Pita (2000).

**CUADRO N° 2. 6: PARÁMETROS Y CONDICIONES PARA EL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE**

PARÁMETROS	CONDICIONES
<b>TEMPERATURA</b>	La temperatura de aire se controla calentándolo o enfriándolo, Confort: (21 – 26) °C
<b>HUMEDAD</b>	Es el contenido de vapor de agua en el aire, se controla agregando o eliminando vapor de agua del aire. Confort: (30-60%); Común: 55%
<b>LIMPIEZA O CALIDAD DE AIRE</b>	Para renovar el aire Viciado generado por las personas y mobiliario en general. “El Aire fresco debe ser correctamente filtrado (MERV) a efectos de no introducir bacterias, hongos y virus al sistema de aire acondicionado que debiliten el sistema inmunológico de los usuarios.
<b>MOVIMIENTO</b>	La velocidad de aire en los ductos, difusores y rejillas, está relacionado con el Nivel de Ruido; Tablas Ashrae recomiendan velocidades adecuadas para cada caso.

**Fuente:** Tomada del libro (ASHRAE HANDBOOK COMMITTEE, 2001).

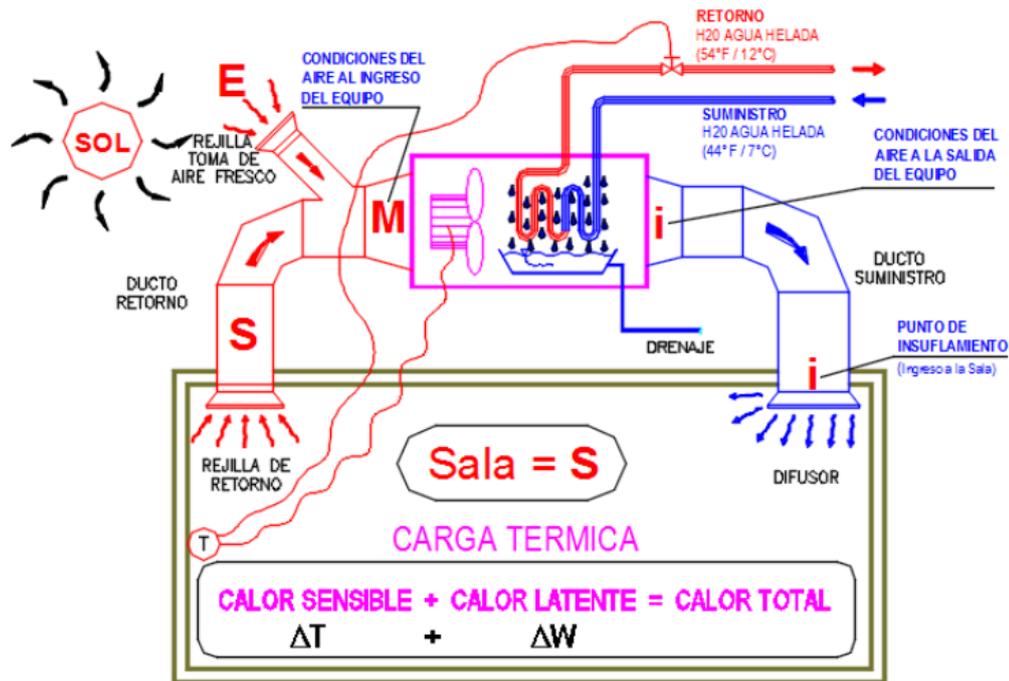
Del cuadro 2.6 podemos observar que para que en ambiente exista confort térmico es necesario brindar estos tratamientos al aire con el fin de mantener las Temperatura, Humedad, Limpieza de Aire Exterior, Movimiento adecuado del aire, dentro de un ambiente en el cual nosotros denominamos llegar a las condiciones de confort térmico.

Un equipo de aire acondicionado nos ayuda a disminuir el calor sensible y latente de un ambiente.

- ✓ **Calor sensible:** Genera que baje la temperatura del aire que pasa por el serpentín, es decir Enfría el aire que pasa por el equipo.
- ✓ **Calor latente:** Genera que baje la humedad del aire que pasa por el equipo, es decir Deshumidifica el aire, el agua que se quita se elimina por el drenaje.

A su vez la suma de calor sensible más calor latente dentro de una sala nos dará la carga térmica que necesita extraer un equipo de aire acondicionado.

**FIGURA N° 2. 13: EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO Y SUS PROCESOS.**



**Fuente:** Información brindada por el Ing. Azahuanche Asmat (2020).

### 2.3.7. Sistema de Ventilación

“Se comprende por ventilación a la sustitución de una porción de aire, que se considera indeseable, por otra que aporta una mejora en limpieza, temperatura, humedad, etc. Su función principal para un ser humano es el suministro de oxígeno para su respiración y a la vez les controla el calor que producen y les proporciona condiciones de confort, afectando a la temperatura, la humedad y la velocidad del aire” Manual de Soler y Palau (1951).

El sistema de ventilación mecánica está en base al estándar 62.1 de Ashrae, el cual nos brinda normas para para el diseño de sistemas de ventilación y la calidad aceptable del aire interior (IAQ). Tener en cuenta que:

- ✓ La ventilación no modifica las condiciones del aire
- ✓ Todo movimiento de aire genera sonido y vibraciones.
- ✓ El aire siempre recorre el camino más fácil
- ✓ El aire que ingresa o se expulsa de un lugar no siempre tiene las características deseadas.

- **Ventilación Mecánica**

Se genera por el funcionamiento de equipos electro-mecánicos Este tipo de instalación permite la posibilidad de controlar los flujos de admisión y expulsión del aire de forma continua mediante un accionamiento programado o por el usuario de manera constante. Tener en cuenta:

El Aire fresco debe ser correctamente filtrado a efectos de no introducir bacterias, hongos y virus al sistema de aire acondicionado que debiliten el sistema inmunológico de los usuarios.

- **Sistema de Filtrado del Aire**

“Un sistema de aire acondicionado hace circular aire en general tienen la posibilidad de eliminar algunos contaminantes. La mayor parte de los sistemas cuentan con dispositivos que eliminan las partículas de polvo y tierra, que se originan principalmente por la contaminación industrial estos elementos son llamados filtros” Pita (2000).

- ✓ **Filtro Hepa:** Del inglés "High Efficiency Particle Arresting", o "recogedor de partículas de alta eficiencia" puede retirar la mayoría de partículas perjudiciales, incluyendo las esporas de moho, el polvo y otros alérgenos irritantes del aire entre otros. El uso del sistema de filtro HEPA puede ser una ayuda útil para el control de alta calidad del filtrado.
- ✓ **Filtro de aluminio y sintético:** Son ideales para lugares donde existe gran cantidad de pelusa, polvo y otras partículas contaminantes. Están diseñados para utilizarse en cualquier aplicación residencial, comercial o industrial donde se requieran filtros lavables y reutilizables.

**FIGURA N° 2. 14: FILTROS HEPA Y PRE FILTROS SINTÉTICOS**



**Fuente:** Brindada por la (Escuela de Refrigeracion del Perú, 2020)

### 2.3.8. Cálculo y Diseño de Ductos

Significa determinar las dimensiones de su sección transversal tal que sea capaz de transportar adecuadamente un cierto flujo de aire. Para el diseño se empleó la metodología de Ashrae llamada “Igual fricción” para ello se tienen que tratar cumplir con dos parámetros, que son: Velocidad recomendada y Caída de presión por unidad de longitud.

- **Velocidades recomendada**

Se muestra el cuadro 2.7 y la tabla 2.5.

**CUADRO N° 2. 7: CLASIFICACIÓN DE DUCTOS POR SU VELOCIDAD Y CAÍDA DE PRESIÓN**

CLASIFICACIÓN DE DUCTOS	
<b>Por su Velocidad</b>	
Baja Velocidad	Hasta 12 m/s (2362 <i>ftm</i> )
	Normalmente entre 6 m/s a 12 m/s (1181 a 2362 <i>fpm</i> )
Alta Velocidad	De 12 a 15 m/s (2362 a 2952 <i>fpm</i> )
	Normalmente entre 6 m/s a 12 m/s (1181 a 2362 <i>fpm</i> )
<b>Por la caída de Presión</b>	
Baja presión o Clase I	Hasta 90 <i>mm. c. a</i> (3.54 <i>pulg. c. a.</i> )
Media presión o Clase II	Desde 90 a 180 <i>mm. c. a.</i> o (3.54 a 7.08 <i>pulg. c. a.</i> )
Alta presión o Clase III	Desde 180 a 300 <i>mm. c. a.</i> o (7.08 a 11.81 <i>pulg. c. a.</i> )

**Fuente:** Tomada del (Manual de Carrier, 2009 pág. 174)

**TABLA N° 2. 5: VELOCIDADES MÁXIMAS Y MÍNIMAS RECOMENDADAS PARA SISTEMAS DE DUCTOS.**

Componente	Velocidades recomendadas, ft/min			Velocidades máximas, ft/min		
	Residencias	Escuelas, teatros, edificios públicos	Construcciones industriales	Residencias	Escuelas, teatros, edificios públicos	Construcciones industriales
Entradas de aire exterior <sup>a</sup>	500	500	500	800	900	1200
Filtros <sup>a</sup>	250	300	350	300	350	350
Serpentines de calentamiento <sup>a</sup>	450	500	600	500	600	700
Lavadores de aire	500	500	500	500	500	500
Conexiones de succión	700	800	1000	900	1000	1400
Descargas de ventilador	1000 – 1600	1300 – 2000	1600 – 2400	1700	1500 – 2200	1700 – 2800
Ductos principales	700 – 900	1000 – 1300	1200 – 1800	800 – 1200	1100 – 1600	1300 – 2200
Ductos de ramal	600	600 – 900	800 – 1000	700 – 1000	800 – 1300	1000 – 1800
Subidas de ramal	500	600 – 700	800	650 – 800	800 – 1200	1000 – 1600

**Fuente:** Tomado del libro acondicionamiento del aire de (Pita, 2000 pág. 251)

- **Caída de Presión Estática:**

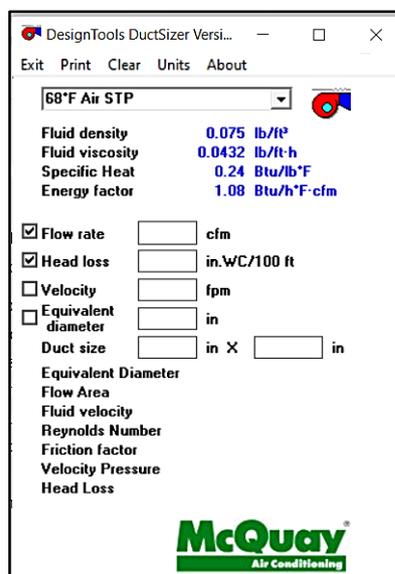
Por el método de igual fricción de Ashrae es aconsejable que los ductos se dimensionen con una caída de presión estática de:

- ✓  $0.1 \text{ mm.c.a} / 1\text{m}$  (0.1 milímetros de columna de agua por metro de longitud de ducto).
- ✓  $0.1 \text{ in.WC} / 100\text{ft}$  (0.1 pulgadas de columna de agua por 100 pies de longitud de ducto).

Con estos valores se calcula la caída de presión estática de ductos rectos, es decir se calcula las pérdidas primarias.

Para efectos de cálculo la empresa McQuay Air Conditioning desarrollo un software llamado DuctSizer el cual determina la pérdida por fricción en una sección de conducto y también calcula el tamaño del conducto para una pérdida por fricción determinada. Incluye diferentes tipos de conductos y además se puede calcular en los dos sistemas de unidades principales (S. I o inglesa).

**FIGURA N° 2. 15: EJEMPLO DEL SOFTWARE DUCTSIZER**

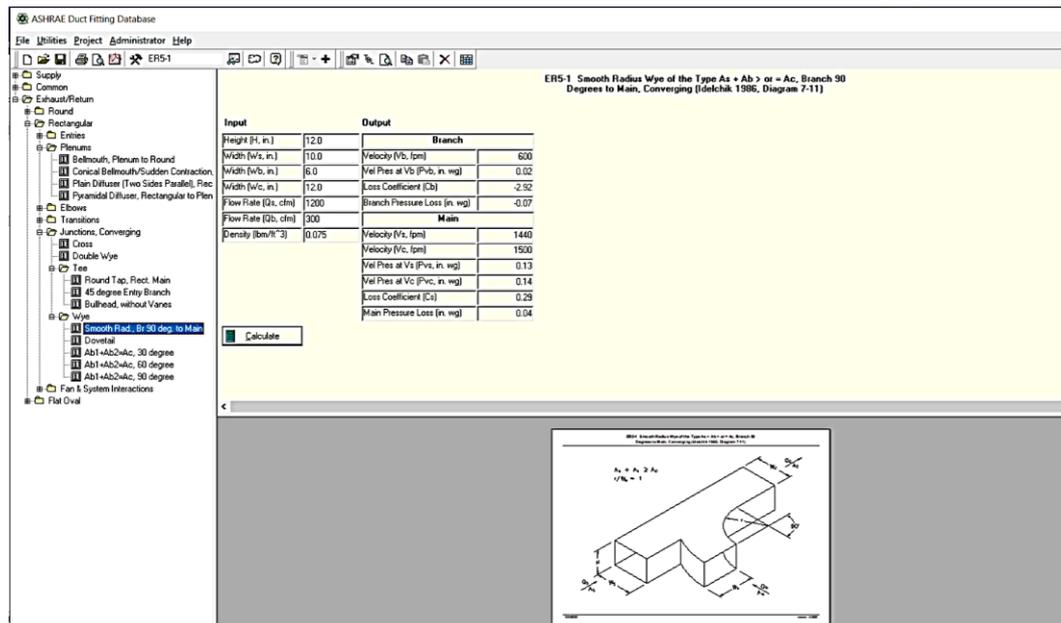


**Fuente.** Tomado del software ductsizer de autor (McQuay , 1995)

Para las pérdidas secundarias utilizaremos el método de coeficientes por pérdida en accesorio como son codos, transiciones, uniones convergentes y

divergentes, los cuales Ashrae nos presenta algunas tablas (anexo 11). A su vez los cálculos de caída presión por accesorios se podrán realizar con ayuda del software Ashrae duct fitting data base, el cual fue desarrollado por Ashrae para calcular la caída de presión en accesorios de ductos.

**FIGURA N° 2. 16: EJEMPLO DEL SOFTWARE ASHRAE DUCT FITTING DATA BASE**

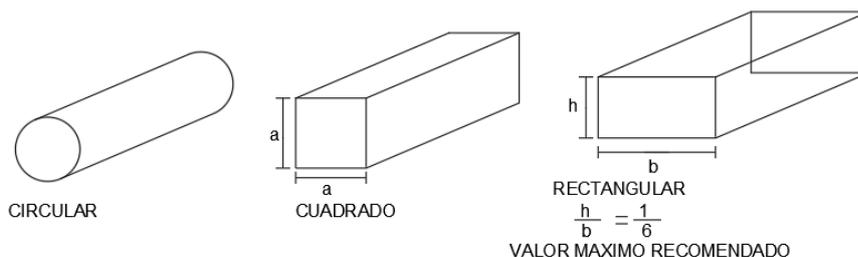


**Fuente.** Tomado del software (Ashrae duct fitting data base, 2006)

Finalmente, la caída de presión total del sistema será aquella de cuerdo a la ruta crítica del sistema y a la suma de caída de presión primaria y secundaria.

- **Relación de Forma:** Es la relación entre las dimensiones mayor y menor de la sección transversal de un ducto. Relación de forma máxima recomendable 1:6. Para la conversión de ductos redondos a rectangulares empleará ábacos que nos presenta Ashrae como de los anexos (13 y 14).

**FIGURA N° 2. 17: RELACIÓN DE FORMA DE DUCTOS**



**Fuente:** Elaborado en base a las recomendaciones de la norma Smacna (1995)

- **Diseño de Difusores y Rejillas**

Para poder dimensionar el tamaño de los difusores, es necesario determinar la velocidad de cada difusor y rejillas, mediante ábacos con velocidades recomendadas como la tabla 2.5 o por la siguiente fórmula de caudal, la cual nos dará su dimensión.

$$S = \frac{Q \times 144}{V} \dots \dots \text{pulg}^2 \dots \dots \dots (2.31)$$

Donde:

- ✓ S= Superficie del difusor o rejilla *pulg*<sup>2</sup>.
- ✓ V= Velocidad del aire en el difusor o rejilla en pies/min. Es recomendable que V = [300 a 400] pies/min.
- ✓ Q= caudal del difusor en CFM.

Para su selección y ubicación se tendrá estos criterios.

- ✓ Requisitos arquitectónicos.
- ✓ Requisitos estructurales.
- ✓ Diferenciales de temperatura
- ✓ Ubicación frecuencia
- ✓ Cantidad.
- ✓ Tamaño.

### **2.3.9. Calculo y Diseño de Tuberías de Agua Helada**

Diseñar tuberías de agua helada significa determinar las medidas de su sección transversal tal que sea apta para transportar adecuadamente un cierto flujo de agua helada.

Para equipos de aire acondicionado por lo general se usa el factor de *2.4 GPM/TON*.

Este se obtuvo por medio de la ecuación 2.9 de calor sensible.

$$Q = \dot{m} \times C_e \times \Delta T \Rightarrow \dot{m} = \dot{V} \times \rho \Rightarrow \dot{V} = \frac{Q}{\rho \times C_e \times \Delta T} \dots \dots \dots (2.32)$$

Donde:

- ✓  $Q$ = Velocidad de adición o eliminación de calor a la sustancia, kcal/h.
- ✓  $\dot{m}$ = Velocidad de flujo de masa de la sustancia en kg/h.
- ✓  $\dot{V}$ = Velocidad de flujo de Volumétrico de la sustancia en m<sup>3</sup>/h.
- ✓  $C_e$ = Calor específico de la sustancia, kcal/Kg-°C.
- ✓  $\Delta T$ = Variación de la temperatura de la sustancia en °C.

Los equipos enfriadores de agua (CHILLERS), nos entregan agua a una temperatura de 44 °F o 45 °F, es decir, aproximadamente a una temperatura de 7 °C. A dicha temperatura el agua posee las siguientes condiciones.

- ✓ Calor específico  $C_e = 1 \text{ (Kcal/Kcal}^\circ\text{C)}$ .
- ✓ Densidad:  $\rho_{\text{agua}} = 997.38612 \text{ Kg/m}^3$
- ✓ Variación De Temperatura:  $\Delta T = 10^\circ F = \frac{10}{1.8} = 5.56^\circ C$

Con estas condiciones se demostrará por la ecuación 2.32 que 1 TON = 2.4 GPM

$$Q = 1 \text{ Ton} = 12000 \left( \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right) = 3024 \left( \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \right)$$
$$\dot{V} = \frac{3024}{997.38612 \times 1 \times (5.56)} = 0.545747 \text{ (m}^3\text{/h)} = 2.4 \text{ GPM}$$

Esta relación es fundamental a la hora de hacer nuestro bosquejo para dimensionar tuberías de agua helada ya que con este factor facilita determinar el caudal de agua que se necesita por TON de equipo. Otra manera de dimensionar tuberías de agua helada es por el método de Ashrae.

- **Diseño de tuberías de Ashrae.**

Para el diseño emplearemos la metodología de Ashrae. En el diseño de tuberías se tienen que tratar cumplir con dos parámetros recomendados por Ashrae, que son: caída de presión estática por unidad de longitud ( $\Delta P/m$ ) y velocidad ( $V$ ) del agua que estén en parámetros establecidos.

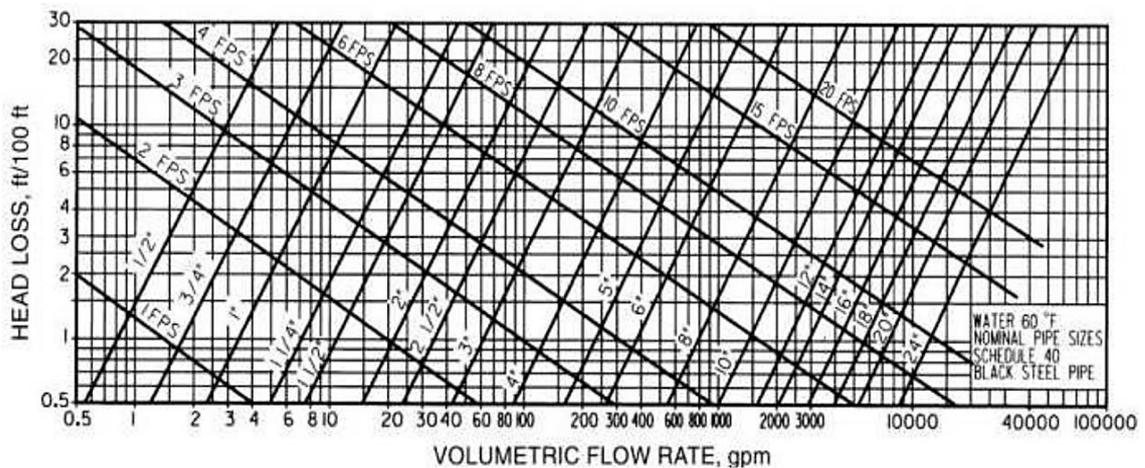
- ✓ VELOCIDAD DEL AGUA. La velocidad máxima que se debe considerar para el diseño de tuberías de agua helada es 2.1 m/s.

- ✓ CAÍDA DE PRESIÓN ESTÁTICA. La caída de presión estática debe estar comprendida entre:

$$\text{Entre } (1 \text{ a } 4) \cdot \left(\frac{ft}{100 ft}\right) = (10 \text{ a } 40) \cdot \left(\frac{mmca}{m}\right) = (100 - 400) \cdot \left(\frac{Pa}{m}\right)$$

- ✓ FLUJO MÁXIMO DE AGUA. En función al número de horas de operación. ASHRAE en el “Capitulo 13 de ASHRAE Handbook-HVAC Systems and Equipment.” Nos presenta el siguiente Abaco para determinar el diámetro de tubería para flujo constante en sistemas de agua helada.

**TABLA N° 2. 6: ABACO PARA DETERMINAR EL DIÁMETRO DE TUBERÍA PARA FLUJO CONSTANTE DE AGUA HELADA**



Fuente: Tomada del libro ASHRAE HANDBOOK COMMITTEE (2001)

**TABLA N° 2. 7: DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS DE AGUA HELADA**

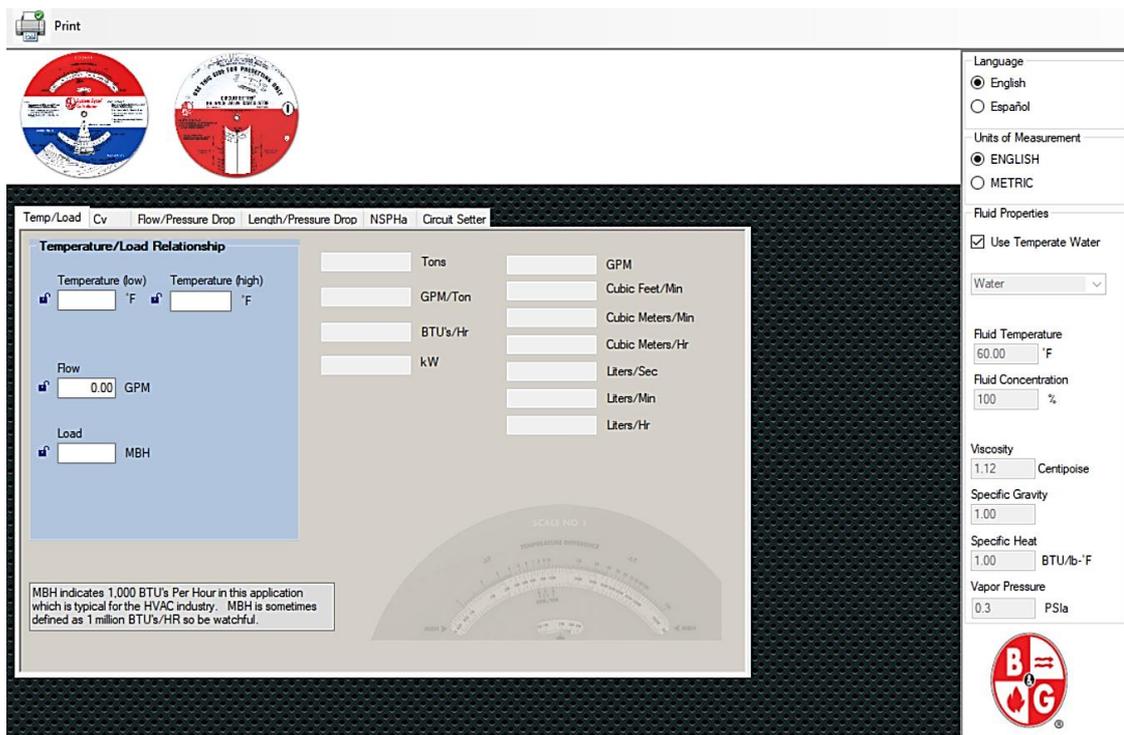
TUBERIAS DE AGUA HELADA (2.4 GPM / Ton)				
TONS		GPM		TUBERIA
0	0.5	0	1.2	1/2"Φ
0.5	1.5	1.2	3.6	3/4"Φ
1.5	3	3.6	7.2	1"Φ
3	6.5	7.2	15.6	1 1/4"Φ
6.5	10	15.6	24	1 1/2"Φ
10	19.5	24	46.8	2"Φ
19.5	31	46.8	74.4	2 1/2"Φ
31	55.5	74.4	133.2	3"Φ
55.5	113.5	133.2	272.4	4"Φ
113.5	178	272.4	427.2	5"Φ
178	257.5	427.2	618	6"Φ
257.5	462.5	618	1110	8"Φ
462.5	736	1110	1,766.40	10"Φ
736	1051.5	1766.4	2,523.60	12"Φ
1051.5	1277.5	2523.6	3,066.00	14"Φ

Fuente: Información brindada por el Ing. Azahuanche Asmat (2020)

Para mejorar su visualización el Ing. Azahuanche Asmat (2020). Elaboro la tabla 2.7 con el cual se puede trabajar sistemas de agua helada hasta 100 TON de capacidad.

Para corroborar este procedimiento utilizaremos el software System Syzer de la empresa Bell & Gossett de acceso gratuito para el cálculo de diámetros de tuberías agua helada.

**FIGURA N° 2. 18: EJEMPLO DEL SOFTWARE SYSTEM SYZER.**



**Fuente:** Tomado usando el software (Bell & Gossett, 2008)

### 2.3.10. Confort Térmico

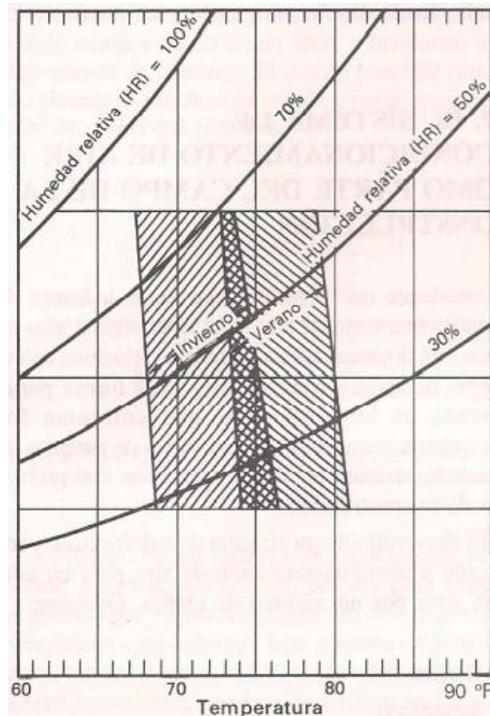
Ashrae determino experimentalmente el confort térmico sometiendo a una serie de sujetos a diferentes condiciones. Las zonas sombreadas de la figura 2.21 se llama zona de confort y señalan combinaciones de efectos según los cuales, al menos el 80% de los ocupantes opinarían que el medio ambiente es confortable, para lograr ello fue necesario considerar ciertos factores que influyen en tener estas condiciones como son.

- ✓ Temperatura
- ✓ Humedad relativa

- ✓ Ventilación y purificación del aire.

El control de estos factores nos será clave para conseguir un ambiente de confort.

**FIGURA N° 2. 19: ZONA DE CONFORT DE TEMPERATURA Y HUMEDAD DE AIRE EN INTERIORES**



**Fuente:** Tomado del libro Acondicionamiento del aire de (Pita, 2000 pág. 9)

Teniendo, de la figura 2.19 como zona de confort, una temperatura comprendida entre 21 °C a 26 °C, una humedad entre 30% a 70% para interiores y a su vez un sistema de ventilación con purificación del aire dentro del ambiente. Para ello nos basamos en lo establecido por Ashrae estándar 62.1 el cual nos indica que para una oficina el número de renovaciones por hora este entre que este entre 5 – 8, o que como máximo haya un ingreso de aire exterior al 20%.

- **Control del Confort Térmico:** “Los controles automáticos para un sistema de ventilación y acondicionamiento de aire se deben diseñar e instalar para acoplarse con el sistema y deben trabajar de forma correcta. Si no es así el sistema de acondicionamiento de aire no producirá condiciones satisfactorias” Eduardo Pita (2000).

Los controles pueden cumplir 4 diferentes funciones.

- ✓ Mantener las condiciones de diseño.
- ✓ Reducir la mano de obra
- ✓ Reducir al mínimo el uso de energía y sus costos.
- ✓ Mantener el funcionamiento del equipo a niveles seguros.

#### 2.4. DEFINICIÓN DE TÉRMINOS BÁSICOS

- **Ashrae:** Sociedad Estadounidense de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado.
- **Toneladas De Refrigeración (TON):** Capacidad de extracción de carga térmica de un equipo refrigeración.
- **Btu:** Unidad térmica británica es una unidad de energía utilizada principalmente en equipos de aire acondicionado.
- **Tasa Metabólica:** Cantidad mínima de energía que una persona necesita, en estado de reposo, para llevar a cabo aquellas funciones vitales necesarias para el correcto funcionamiento del organismo.
- **Leed:** Sigla de Leadership in Energy & Environmental Design es un sistema de certificación de edificios sostenibles, desarrollado por el Consejo de la Construcción Verde de Estados Unidos (US Green Building Council). Se compone de un conjunto de normas sobre la utilización de estrategias encaminadas a la sostenibilidad en edificios de todo tipo.
- **Temperatura de bulbo seco(Bs):** Es la temperatura del aire, tal como lo indica un termómetro.
- **Temperatura de bulbo húmedo (BH):** Es la temperatura que indica un termómetro cuyo bulbo está envuelto en una mecha empapada de agua, en el seno de aire en rápido movimiento.
- **Temperatura en punto de rocío (PR):** Es la temperatura a la cual el vapor de agua en el aire se comienza a condensar.
- **Volumen específico (v):** Es el volumen de aire por unidad de peso de aire seco.

- **Relación de humedad (W)** se llama humedad específica. Es el peso del vapor de agua por libra de aire seco, expresado en lb/lb de aire seco, o en gramos de agua por libra de aire seco.
- **Humedad relativa (HR)** Es la relación de la presión real de vapor de agua en el aire con la presión de vapor de agua si el aire estuviera saturado a la misma temperatura de bulbo seco.
- **Entalpia. (h):** La energía almacenada en forma de temperatura y presión se llama entalpia.
- **Entalpia específica (he):** Es contenido de calor del aire, por unidad de peso. Es la entalpia del aire seco más la de su contenido de vapor de agua calculadas sobre una temperatura arbitraria de referencia en la cual la entalpia tiene un valor de cero.
- **Anemómetro:** Es un aparato meteorológico utilizado para medir la velocidad del viento y así ayudar en la predicción del tiempo.
- **Sistema MKS de unidades:** Expresa las medidas utilizando como unidades fundamentales metro, kilogramo y segundo. El sistema MKS de unidades sentó las bases para el Sistema Internacional de Unidades, que ahora sirve como estándar internacional.
- **RNE:** El Reglamento Nacional de Edificaciones en Perú.
- **SMACNA:** Commercial Duct Design (Diseño de conductos comerciales).
- **AMCA:** Air Moving and Conditioning Association (Asociación de aire acondicionado y movimiento de aire).
- **ISO:** Organización Internacional para la Normalización.
- **ARI:** Air Conditioning and Refrigeration Institute (Instituto de Aire Acondicionado y Refrigeración).

### **III. HIPÓTESIS Y VARIABLES**

#### **3.1. HIPÓTESIS**

##### **3.1.1. Hipótesis General**

Si se diseña un sistema de aire acondicionado de 30 TON por medio de agua helada se brindará el confort térmico en las oficinas administrativas de Mitsui & CO Lima-Perú.

##### **3.1.2. Hipótesis Especificas**

- Si se determina los parámetros de diseño en las oficinas administrativas se determinará su carga térmica.
- Si se determina la capacidad de enfriamiento del sistema de aire acondicionado se satisficera la demanda de la carga térmica dentro de cada ambiente de las oficinas administrativas.
- Si se dimensiona y selecciona el equipamiento mecánico del sistema de aire acondicionado permitirá presupuestar el sistema.

#### **3.2. DEFINICIÓN CONCEPTUAL DE VARIABLES**

##### **Sistema de aire acondicionado por medio de agua helada**

“Es aquel sistema por el cual el agua se enfría en un equipo de refrigeración llamado chiller, el agua enfriada se hace circular por medio de un sistema de bombeo, esta agua pasa a cada recinto a través de tuberías y entra a una unidad terminal, El aire caliente del ambiente pierde su calor con el agua fría de la unidad terminal. Como esta agua se calienta en el ambiente, debe regresar a la enfriadora de agua para volverse a enfriarse y poder recircular nuevamente”  
Edwardo Pita (2000).

##### **Confort Térmico**

“Creación de un ambiente con temperatura de bulbo seco, humedad relativa y renovación del aire, que sea apropiado para el nivel de actividad de las personas en el espacio interior” Escuela de Refrigeracion del Perú (2020).

### **VARIABLE INDEPENDIENTE.**

M= Sistema de aire acondicionado por medio de agua helada.

### **VARIABLE DEPENDIENTE.**

O= Confort Térmico.

Podemos graficar la relación de las dos variables de la siguiente manera

$$M \Rightarrow O$$

Dónde:

M: Sistema de aire acondicionado por medio de agua helada

O: Confort Térmico en la oficina Mitsui & CO.

#### **3.2.1. Operacionalización de las Variables**

La operacionalización de variables de independiente y dependiente, se muestra en el cuadro N° 3.1.

**CUADRO N° 3. 1: OPERACIONALIZACIÓN DE LAS VARIABLES**

Variables	Dimensiones	Indicadores	Índice	Método	Técnica e Instrumentos
<b>VARIABLE INDEPENDIENTE</b> Sistema de aire acondicionado por medio de agua helada.	<b>PARÁMETROS DE DISEÑO</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Ubicación geográfica.</li> <li>Coefficientes globales de transferencia de las estructuras del edificio e interior de la oficina.</li> <li>Área de los ambientes acondicionar.</li> <li>Condiciones de temperatura Exteriores e interiores Sala</li> <li>Calor latente.</li> <li>Calor sensible.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Latitud (°), longitud (°) y altitud (msnm).</li> <li>U (Kcal/h m<sup>2</sup> °C).</li> <li>(m<sup>2</sup>) de cada zona.</li> <li>T (°C).</li> <li>(kcal/h).</li> <li>(kcal/h).</li> </ul>	<b>-Analítico</b> <b>Lógico</b> <b>Deductivo</b> <b>Con Enfoque Sistémico</b>	<b>Documental</b> <b>Instrumentos</b> -Fichas Bibliográficas, -Ficha Videografía -Fichas Electrónicas, -Ficha hemerográfica. <b>Empírica.</b> - Observación - Fichas de cotejo
	<b>CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Carga térmica</li> <li>Caudal de mezcla de aire</li> <li>Temperatura de ingreso y salida del aire</li> <li>Procesos psicométricos</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Kcal/h</li> <li>Renovaciones de aire (cfm/persona)</li> <li>T (°C).</li> <li>Ubicación de parámetros en la carta psicométrica</li> </ul>		
	<b>DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DEL EQUIPAMIENTO MECÁNICO</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Capacidad de TON de refrigeración</li> <li>Tipo del sistema de refrigeración</li> <li>Planos de distribución del sistema de agua helada.</li> <li>Planos de distribución del sistema de aire acondicionado.</li> <li>Planos de distribución del sistema aire fresco</li> <li>Sensores y medidores de confort</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>(TON de refrigeración) para cada ambiente.</li> <li>Selección del sistema de enfriamiento por agua helada.</li> <li>Caudal (GPM) y Diámetro de las tuberías (m)</li> <li>Caudal (CFM) y Diámetro de las secciones del ducto de aire acondicionado (m)</li> <li>Caudal (CFM) y Diámetro de las secciones del ducto de aire exterior (m)</li> <li>Temperatura (°C) y renovación de aire (cfm)</li> </ul>		
<b>VARIABLE DEPENDIENTE</b> Confort Térmico	<b>ACONDICIONAMIENTO DE AIRE</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Temperatura de bulbo seco</li> <li>Humedad.</li> <li>Renovación de aire.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>22°-26 °C</li> <li>30%-60% no controlada.</li> <li>(5-8) Renovaciones/h.</li> </ul>		

**Fuente:** Elaboración en base a la determinación de nuestras variables y sus dimensiones.

## IV. DISEÑO METODOLÓGICO

### 4.1. TIPO Y DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN

#### Tipo de investigación.

El presente informe final de tesis es una investigación de **Tipo tecnológica**. De acuerdo a Espinoza (2010) "La investigación tecnológica tiene como propósito aplicar el conocimiento para solucionar los diferentes problemas que beneficien a la sociedad".

Por tanto, esta investigación es del **Tipo Tecnológica** ya que aplicamos conocimientos académicos adquiridos en el área de termo fluidos y transferencia de calor para solucionar el problema del confort térmico en las oficinas administrativas de la empresa MITSUI & CO.

#### Diseño de la investigación.

El presente informe final de tesis tiene un diseño **Descriptivo simple**, Espinoza (2010) expresa "En un estudio con un diseño de investigación descriptivo simple, se busca recoger información actualizada sobre el objeto de investigación. Sirve para estudios de diagnóstico descriptivo, caracterizaciones y perfiles"

Por tanto, esta investigación es un **Diseño Descriptivo Simple** ya que para el diseño del sistema de aire acondicionado fue necesario recopilar información actualizada para determinar la capacidad de enfriamiento en base a la necesidad del proyecto y solucionar un problema específico el confort térmico.

Entonces, para nuestro informe final de tesis presentamos el siguiente diagrama:

#### Diagrama: M => O

Dónde:

M: Sistema de aire acondicionado por medio de agua helada.

O: Confort Térmico en la oficina Mitsui & CO.

### 4.2. MÉTODO DE INVESTIGACIÓN

El presente informe final de tesis tiene un método de investigación **Analítico lógico deductivo, con un enfoque sistémico**, Alan y Cortes (2018) expresan

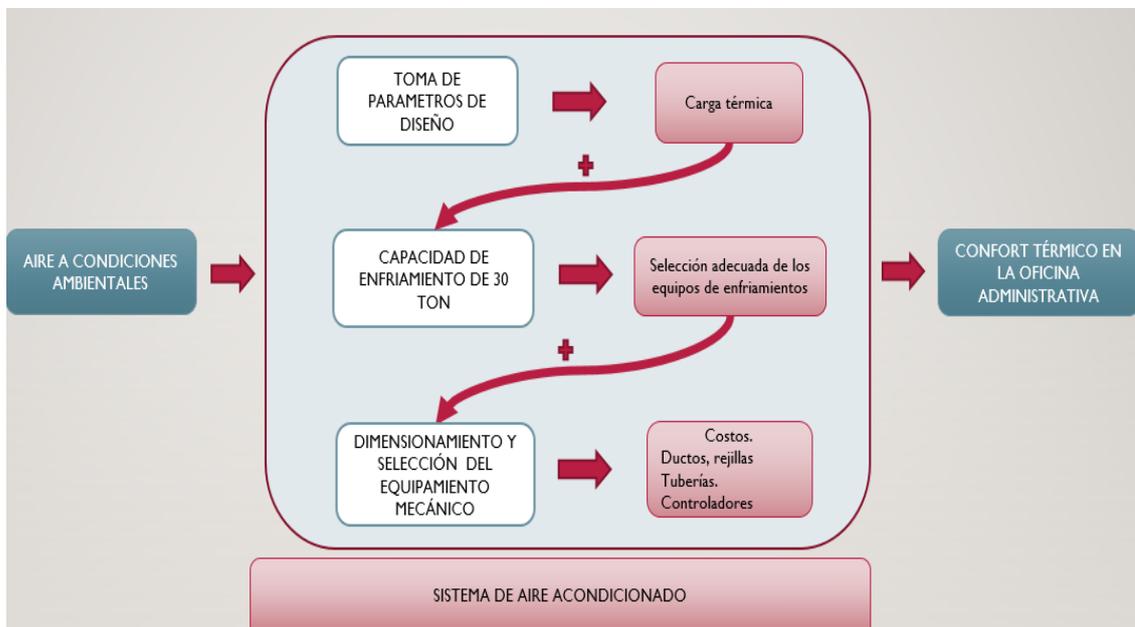
“El método Analítico lógico deductivo se fundamenta en el razonamiento que permite formular juicios partiendo de argumentos generales para demostrar, comprender o explicar los aspectos particulares de la realidad.”

Por tanto, esta investigación tiene un método **Analítico lógico deductivo** ya que usaremos el razonamiento que nos ayuda a comprender la complejidad de un proceso y descubrir de manera particular la forma de mejorarlo.

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

Por tanto, esta investigación es de **enfoque sistémico** ya que se afronta el problema de diseñar un sistema de aire acondicionado y se separa en partes que va desde la recopilación de parámetros de diseño, capacidad de enfriamiento etc., hasta la obtención del sistema de aire acondicionado.

**FIGURA N° 4. 1: MÉTODO DE LA CAJA BLANCA**



**Fuente:** Elaborado en base al enfoque sistémico para un sistema de aire acondicionado

Como se observa en la figura N° 4.1 con el método de la caja blanca, nosotros ingresamos aire a condiciones ambientales, luego para iniciar nuestro diseño nosotros empezamos con la toma de parámetros de diseño, los cuales

analizaremos y procesaremos, como resultado nos da la carga térmica de la oficina, con esto nosotros mediante un proceso de psicrometría determinamos la capacidad de enfriamiento de 30 TON, el cual nos permitió seleccionar adecuadamente los equipos de enfriamiento para suplir esta demanda, teniendo los equipos, estos son distribuidos dentro de la oficina, posterior a esto evaluamos el equipamiento mecánico que incluye el dimensionamiento y selección de tubería, ductos, controladores, etc. Con ellos presupuestamos el sistema de aire acondicionado el cual nos brinda el confort térmico en las oficinas administrativas de Mitsui & CO.

**FIGURA N° 4. 2: MÉTODO DE LA CAJA NEGRA**



**Fuente:** Elaborado en base al enfoque sistémico para obtener confort térmico

Como se observa en la figura N° 4.2 en el método de la caja negra, nosotros ingresamos aire a condiciones ambientales y por medio de un sistema de aire acondicionado obtenemos el confort térmico en una oficina administrativa.

#### **4.3. POBLACIÓN Y MUESTRA**

De acuerdo a Alan y Cortes (2018) "La población o universo comprende la totalidad de sujetos u objetos a los cuales se va a investigar, su selección se da en función a ciertas características que pueden contribuir en la obtención de información relevante para estudiar el problema".

En base a esto, esta investigación tuvo como población **El Sistema de aire acondicionado de las oficinas administrativas Mitsui & CO.**

También Hurtado (2000) Expresa "No hace falta una muestra cuando la población es conocida y se puede identificar cada uno de sus integrantes, además la población de ser conocida es accesible, es decir, es posible ubicar a todos los miembros".

Por lo que en este informe final de tesis nuestra población y muestra son iguales, ya que la población es conocida, identificable y accesible.

Teniendo, así como población y muestra **El Sistema de aire acondicionado de las oficinas administrativas Mitsui & CO.**

#### **4.4. LUGAR DE ESTUDIO Y PERIODO DESARROLLADO.**

El informe final de tesis tiene como lugar de estudio. **Las oficinas administrativas de MITSUI & CO, ubicadas en el piso 07 oficina 701 del Edificio Torre Prado, ubicado en la Av. Javier Prado Este N° 434-444-456-462, Urb. Jardín, Distrito de San Isidro-Lima, con un área total 544 m<sup>2</sup>.**

El periodo desarrollado de esta investigación comprende **del año 2020 hasta febrero del año 2021.**

#### **4.5. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS PARA LA RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN.**

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

Por tanto, para este informe final de tesis se utilizó la **técnica documental** y **los instrumentos para la recolección de la información** son brindadas por: Fichas Bibliográficas, Ficha Videografía, Fichas Electrónicas, Ficha hemerográfica y Fichas de Trabajo.

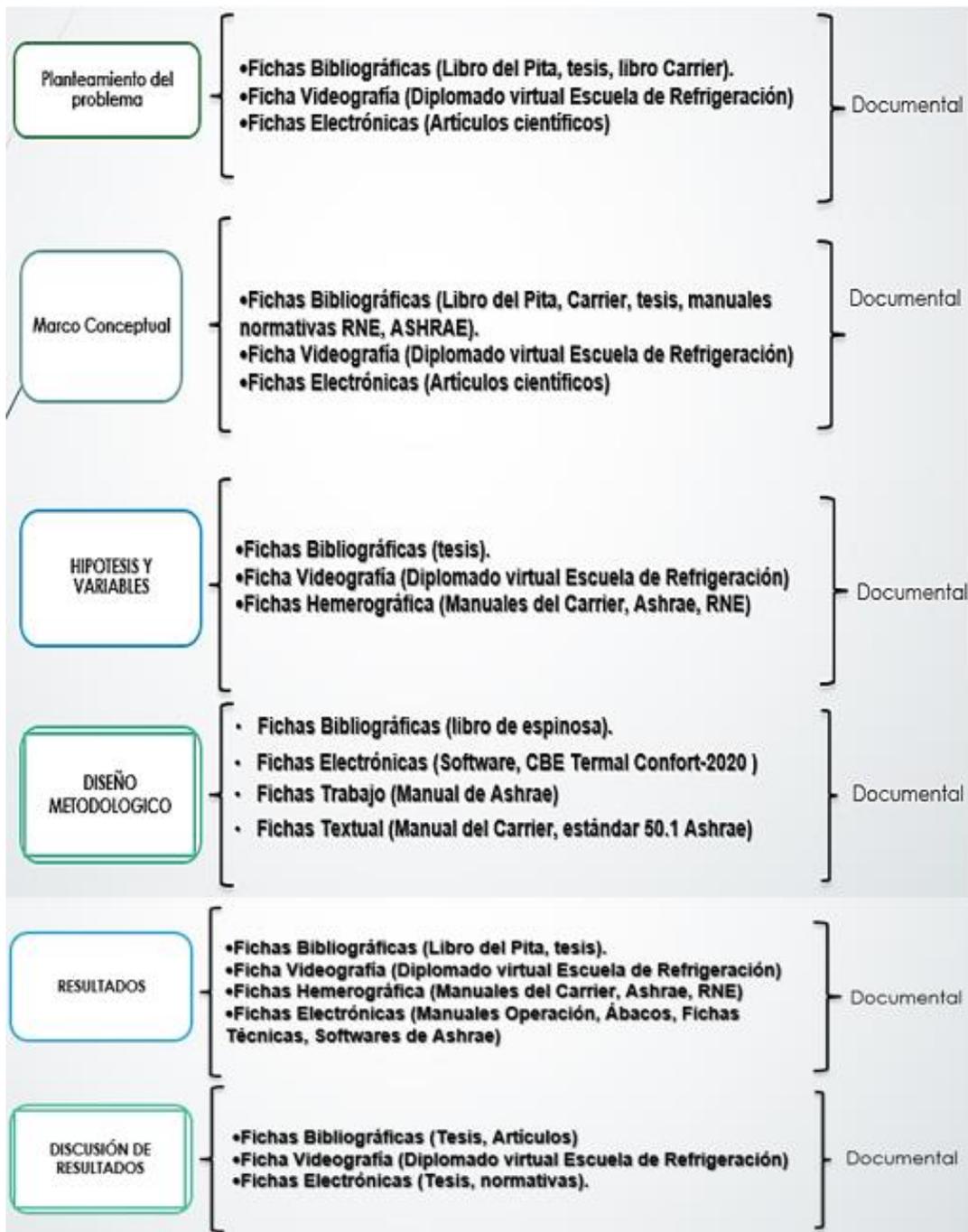
También empleamos la **técnica Empírica**, Espinoza (2010) expresa “La técnica empírica permite la observación en contacto directo con el objeto de estudio, y el acopio de testimonios que permitan confrontar la teoría con la práctica en la búsqueda de la verdad”.

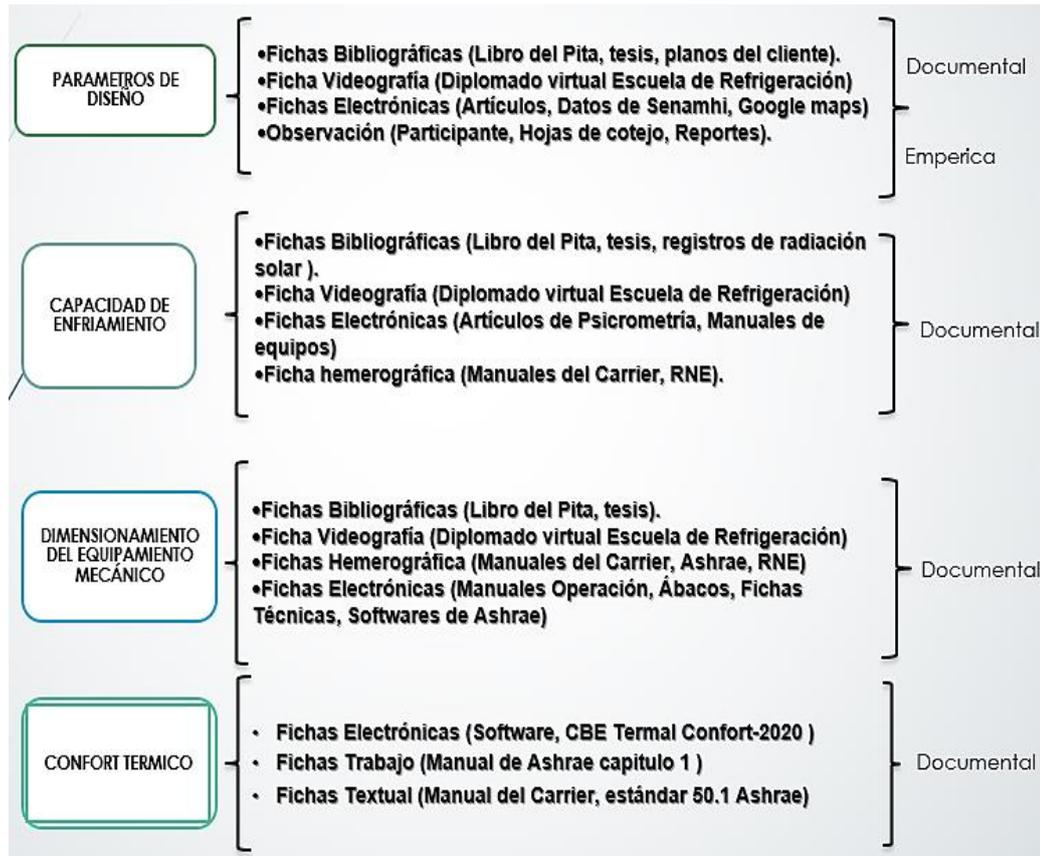
Por tanto, en este informe final de tesis se utilizó la **técnica empírica** ya que para la recolección de datos utilizamos como instrumento la observación

participante que mediante de fichas de datos realizamos la toma de parámetros de diseño y de los coeficientes globales de transferencia de calor.

De manera de resumen se muestra el siguiente gráfico donde se detalla cada técnica e instrumento de nuestro informe final de tesis. Así como también para cada una de nuestras dimensiones

**FIGURA N° 4. 3: DIAGRAMA DE TÉCNICAS E INSTRUMENTOS PARA LA RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN**





**Fuente:** Elaboración en base a cada técnica e instrumento de recolección de información.

Como se observa en la figura N° 4.3. se especifican los métodos para cada parte de este informe final de tesis, a su vez de detallan cada técnica que se empleó en cada capítulo, como también para cada dimensión de nuestras variables.

#### 4.6. ANÁLISIS Y PROCESAMIENTO DE DATOS.

El proceso de análisis y recolección de datos para este informe final de tesis inicio con una lista de requerimientos, para ello nos basamos en las características principales del sistema como también las exigencias y deseos del cliente o del diseñador.

##### ❖ Lista de requerimientos:

En esta lista se presentan las principales funciones y características del sistema de aire acondicionado; también las exigencias y deseos a cumplir por nuestro diseño, algunos son por parte del mismo cliente, y otros por parte del diseñador, esta lista nos ayudó más adelante a la hora de determinar nuestros parámetros de diseño.

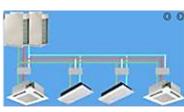
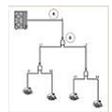
**CUADRO N° 4. 1: LISTA DE REQUERIMIENTOS PARA EL DISEÑO**

PROYECTO		DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE 30 TON POR MEDIO DE AGUA HELADA PARA BRINDAR CONFORT TÉRMICO EN LAS OFICINAS ADMINISTRATIVAS DE MITSUI & CO LIMA-PERÚ	
N°	Deseo (D) Exigencia (E)	DESCRIPCIÓN	RESPONSABLE
<b>FUNCIÓN PRINCIPAL</b>			
1	E	Brindar confort térmico en las oficinas administrativas de Mitsui & CO lima-Perú	MITSUI & CO
2	E	El sistema debe adecuarse al sistema de aire acondicionado del edificio para garantizar el uso del sistema de Agua helada del edificio	MITSUI & CO
3	E	No sobredimensionar el sistema ya que el edificio realizo un cálculo previo para determinar el diámetro de los montantes	MITSUI & CO
4	E	Todos los ambientes de la oficina se climatizarán excepto los servicios higiénicos y Almacenes	MITSUI & CO
<b>ENERGÍA</b>			
5	E	Los equipos del sistema deben ser accionada por energía eléctrica.	Cristian Fierro
6	D	La energía utilizada no debe impactar al medio ambiente	Cristian Fierro
<b>GEOMETRIA</b>			
7	E	La geometría de los equipos debe adaptarse a diseño Arquitectónico de la oficina.	Cristian Fierro
8	E	La geometría del sistema de ductos debe adaptarse a diseño Arquitectónico de la oficina y al del edificio	Cristian Fierro
9	E	La geometría del sistema de tuberías debe adaptarse a diseño Arquitectónico de la oficina y al del edificio	Cristian Fierro
<b>CINEMÁTICA</b>			
10	E	La velocidad del aire acondicionado en los ductos debe ser Normalmente entre 6 m/s a 12 m/s (1181 a 2362 fpm)	Cristian Fierro
<b>ERGONOMÍA</b>			
11	E	Las disposiciones de los equipos de aire serán diseñadas de tal forma que sea muy manejable y cómoda para el operador a la hora de su instalación.	Cristian Fierro
<b>MANTENIMIENTO</b>			
12	E	El Mantenimiento deberá ser sencillo, económico y de fácil acceso.	Cristian Fierro
13	E	Los componentes del sistema van a ser de fácil reemplazo (stock Nacional).	Cristian Fierro
<b>MEDIO AMBIENTE</b>			
14	D	El sistema no debe producir segregaciones que impacten el medio ambiente, también los niveles sonoros deben estar en un rango inferior a 80 dB	Cristian Fierro
<b>OPERACIÓN</b>			
15	E	El sistema debe ser operada físicamente por una persona.	Cristian Fierro
<b>COSTO</b>			
16	D	Los costos de fabricación e instalación deberán ser los mínimos posibles.	Cristian Fierro

**Fuente:** Elaborado en base a las condiciones que tiene nuestro diseño de aire acondicionado

Posterior a esta lista se conceptualizo una idea de diseño en 3 alternativas de diseño las cuales son: por medio de un sistema de agua helada, un sistema VRV, o un sistema de expansión directa. Se muestra las 3 alternativas de diseño en el cuadro 4.2.

**CUADRO N° 4. 2: IDEAS DE DISEÑO PARA EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO**

FUNCIONES PARCIALES	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3
TIPO DE SISTEMA DE ENFRIMIENTO	 SISTEMA DE AGUA HELADA	 SISTEMA VRV	 SISTEMA EXPANSION DIRECTA
TIPO DE EVAPORADOR	 FAN COIL, CASSETTE	 CASSETTE, UMA	 SPLIT
SISTEMA DE TUBERIA	 TUBERIA FE NE cedula 40	 COBRE	 COBRE
SISTEMA DE DUCTOS	 DUCTOS DE PLAN CHAS GALBANIZADAS	 DUCTOS TEROMAYOLICA	 SIN DUCTOS
SISTEMA DE REJILLAS Y DIFUSORES	 DIFUSORES RECTANGULARES	 DIFUSORES LINEALES, RECTANGULARES	 SIN DIFUSORES
CONTROL Y MONITOREO DE CONFORT	 TERMOSTATOS	 SISTEMA DE CONTROL	 CONTROL

**Fuente:** Elaborado en base a las alternativas de diseño de un sistema de aire acondicionado.

❖ **Diseño Conceptual:**

Plasmamos una solución al problema de diseño planteado a partir de las especificaciones, requisitos y necesidades planteadas. El diseño se sintetizó en una solución en forma de conceptos, expresados en forma de esquemas. Para ello se presenta el siguiente esquema el cual iniciamos con la toma de parámetros de diseño, posterior a ello determinamos la capacidad de enfriamiento, lo cual nos permitió el dimensionamiento mecánico del sistema.

**CUADRO N° 4. 3: DISEÑO CONCEPTUAL PARA EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.**

ETAPAS		MODELO CONCEPTUAL CONFORT TERMICO DE UNA OFICINA
Parametros de diseño	Ubicación geográfica.	
	Coeficientes globales de transferencia de las estructuras del edificio e interior de la oficina.	
	Área de los ambientes a condicionar.	
	Condiciones de temperatura Exteriores e interiores Sala	
	Calor latente.	
Calor sensible.		
		<b>CARGA TERMICA</b>
CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO	Carga térmica	
	Caudal de mezcla de aire	
	Temperatura de ingreso y salida del aire	
	Procesos psicométricos	
		<b>Selecion adecuada del equipo de enfriamiento</b>
DIMENSIONAMIENTO DEL EQUIPAMIENTO MECÁNICO	Capacidad de TON de refrigeración	
	Tipo del sistema de refrigeración	
	Planos de distribución del sistema de agua helada.	
	Planos de distribución del sistema de aire acondicionado.	
	Planos de distribución del sistema aire fresco	
	Sensores y medidores de confort.	
		<b>DIMENSIONAMIENTO MECANICO</b>

**Fuente:** Elaborado en base al modelo conceptual de nuestras dimensiones.

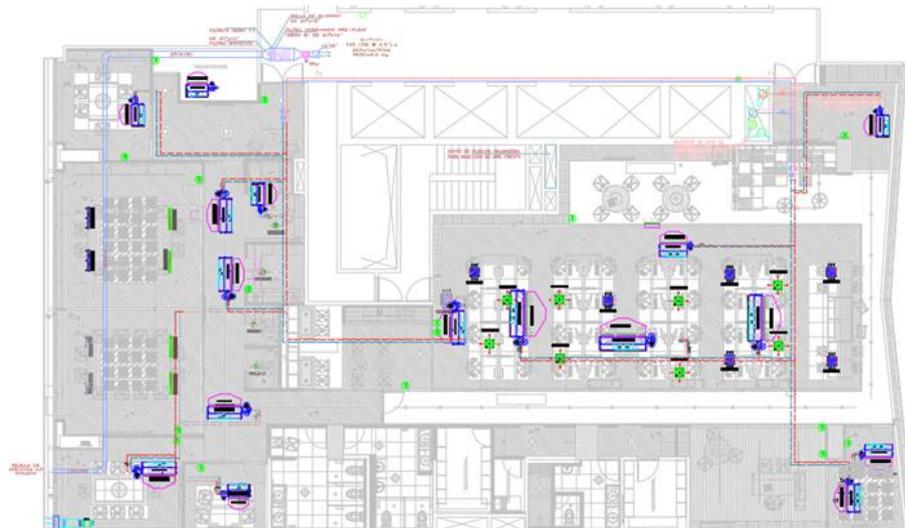
Luego mediante una matriz morfología se plasmó un bosquejo preliminar del diseño que se adecue a los requerimientos de la investigación. Para este diseño se eligió un sistema de enfriamiento de agua helada por una exigencia del cliente, también por tema de costos de eligió un tipo de evaporador fan coil, el sistema de agua helada por medio de tuberías de hierro negro cedula 40 para una mayor durabilidad del sistema, en cuanto al sistema de ductos se eligió un sistema de planchas galvanizadas ya que nos brinda una mayor durabilidad del sistema como también un sistema limpio, para el sistema de distribución del aire acondicionado será por medio de difusores y rejillas rectangulares como lineales, y finalmente para el control y monitoreo del confort será mediante un termostato que mida temperatura y humedad.

## CUADRO N° 4. 4: MATRIZ MORFOLÓGICA PARA EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.

FUNCIONES PARCIALES	DIAGRAMA MORFOLÓGICO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO		
	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3
TIPO DE SISTEMA DE ENFRIMIENTO	 SISTEMA DE AGUA HELADA	 SISTEMA VRV	 SISTEMA EXPANSION DIRECTA
TIPO DE EVAPORADOR	 FAN COIL, CASSETE	 CASSETE, UMA	 SPLIT
SISTEMA DE TUBERIA	 TUBERIA COBRE 40	 COBRE	 COBRE
SISTEMA DE DUCTOS	 DUCTOS DE PLANCHAS GALVANIZADAS	 DUCTOS CERAMICA	 SIN DUCTOS
SISTEMA DE REJILLAS Y DIFUSORES	 DIFUSORES RECTANGULARES	 DIFUSORES LINEALES, RECTANGULARES	 SIN DIFUSORES
CONTROL Y MONITOREO DE CONFORT	 TERMOSTATOS, HIGROMETRO, BALOMETRO	 SISTEMA INTEGRADO DE CONTROL	 CONTROL

**Fuente:** Elaborado en base a la alternativa de solución del tipo de sistema de aire acondicionado. Elegimos la alternativa 1 ya que se adecua a la lista de requerimientos de nuestro diseño como resultado de todo esto podemos hacer un bosquejo de nuestro diseño preliminar.

## FIGURA N° 4. 4: DISEÑO PRELIMINAR DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO.

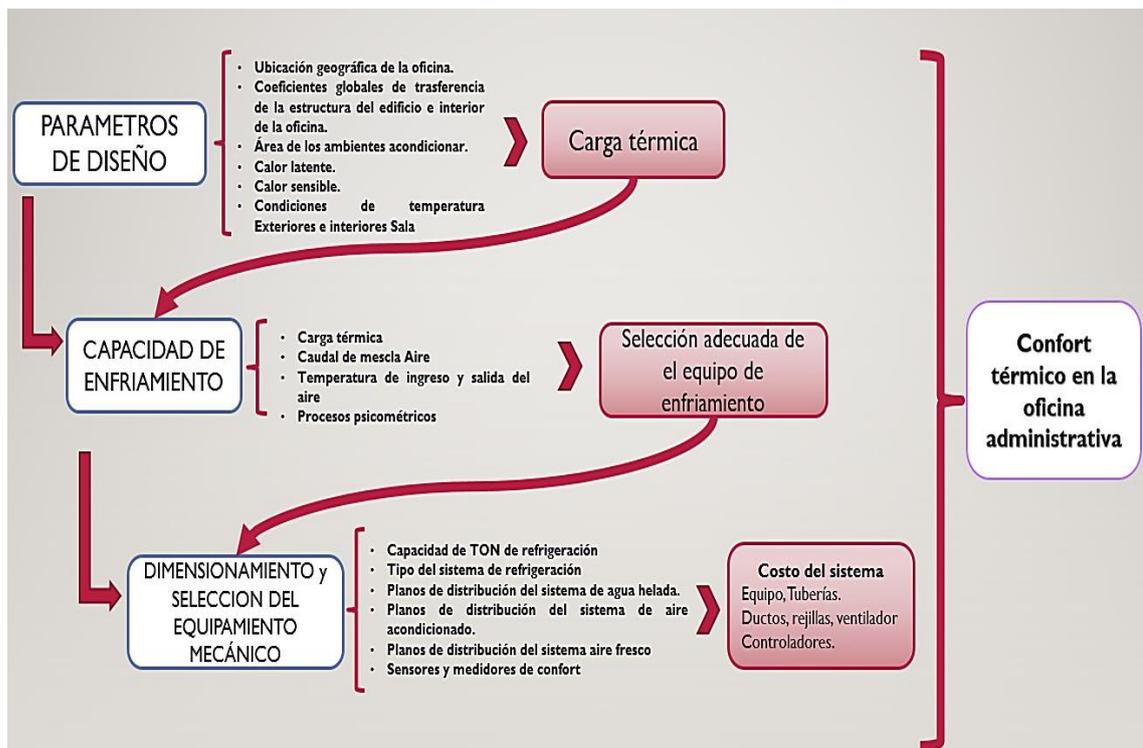


**Fuente:** Elaborado en base a la idea de diseño preliminar.

## ❖ Diseño de detalle.

Para la elaboración de este informe final de tesis se realizó un diagrama lógico para entender las etapas que sigue este proyecto. Posteriormente se describe cada uno de ellos.

**FIGURA N° 4. 5: DIAGRAMA LÓGICO DE LAS ETAPAS DEL PROYECTO.**



**Fuente.** Elaborado mediante las dimensiones de nuestras variables y los objetivos específicos. Si se sigue todas estas etapas se llegará a la obtención del confort térmico en las oficinas administrativas.

### **Etapas 1:** Determinación de los parámetros de Diseño.

- Determinamos la ubicación geográfica de nuestro proyecto latitud, longitud y altitud del proyecto.
- Planos arquitectónicos con los cuales definimos los componentes que están incluidos dentro de la oficina, como también sus características.
- Determinamos el tipo material delimitante en cada ambiente con el fin de conocer sus coeficientes globales de transferencia de calor.
- Determinamos la ganancia de Calor latente dentro de la oficina.

- Determinamos la ganancia de Calor sensible dentro de la oficina.
- Determinamos las condiciones de temperatura exteriores e interiores sala.

**Etapa 2:** Determinación de la Capacidad de Enfriamiento

- Determinamos la carga térmica de la oficina y de cada ambiente de esta.
- Determinamos el caudal de mezcla aire necesario para una buena renovación de aire dentro de la oficina.
- Determinamos la temperatura de ingreso y salida del aire a la cual queremos llegar con nuestro sistema.
- Ingresamos los datos obtenidos en la carta psicrométrica con el fin de determinar los procesos psicrométricos necesarios para determinar la capacidad de enfriamiento del sistema y posterior a ello cada ambiente de la oficina.

**Etapa 3:** Dimensionamiento y selección del Equipamiento Mecánico

- Determinamos la capacidad en TON de refrigeración de cada equipo.
- Determinamos el tipo del sistema de refrigeración.
- Dimensionamos el sistema enfriamiento de agua helada para cada equipo, mediante la distribución de tuberías de fierro negro.
- Distribuimos el sistema de aire acondicionado dentro de cada ambiente de la oficina mediante la distribución de ductos, difusores y rejillas.
- Dimensionamos el sistema aire fresco para cada equipo mediante distribución de ductos.
- Selección de componentes complementarios al sistema.
- Determinamos el sistema de control y monitoreo del confort térmico.
- Plasmamos el sistema por medio de planos.

Se siguió todas estas etapas para la obtención del confort térmico en las oficinas administrativas. Empezamos con la primera etapa y podremos presentar un reporte de manera de resumen, para un mejor entendimiento.

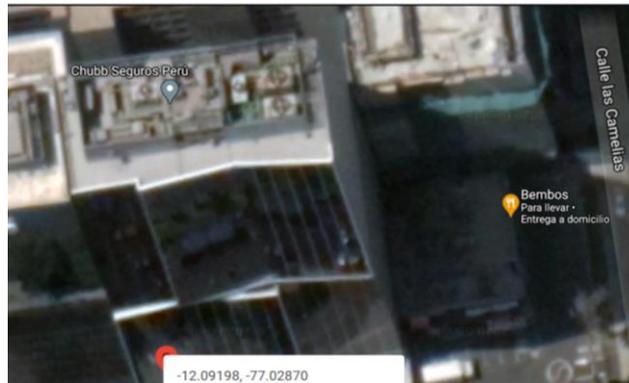
#### 4.6.1. Etapa 1: Determinación de los parámetros de Diseño.

- **Determinamos la ubicación geográfica de nuestro proyecto.**

En esta etapa se procedió mediante la ubicación en google maps determinar la ubicación exacta del proyecto. Esta información nos sirvió para poder ingresar a las tablas de ASHRAE que nos ayudaron a determinar el día y hora de máxima aportación solar.

La oficina de Mitsui que tiene como dirección Edificio Torre Prado, ubicado en la Av. Javier Prado Este N° 434-444-456-462, Urb. Jardín, Distrito de San Isidro-Lima y tiene una ubicación geográfica de:

**FIGURA N° 4. 6: TORRE PRADO DONDE SE UBICA LA NUEVA OFICINA DE MITSUI Y SUS COORDENADAS.**



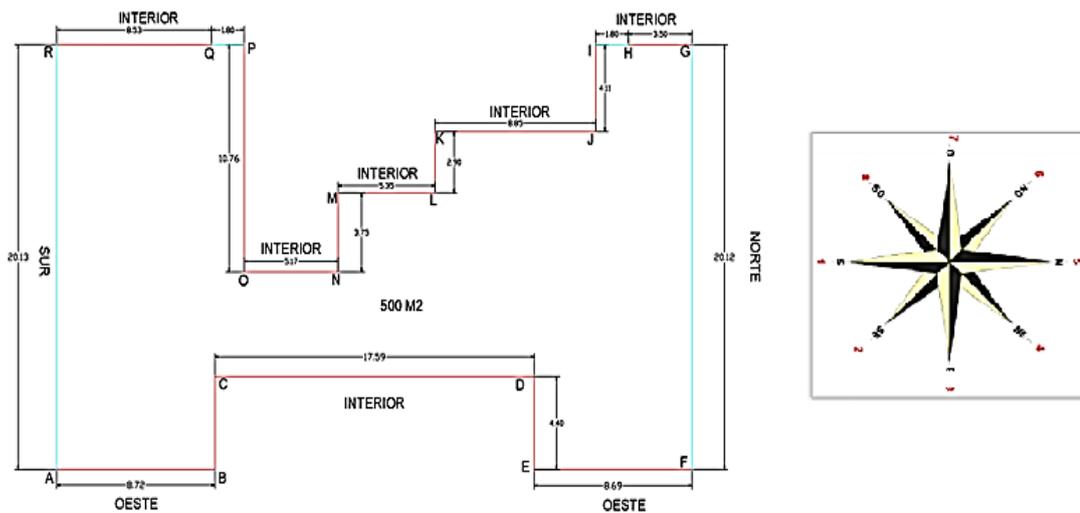
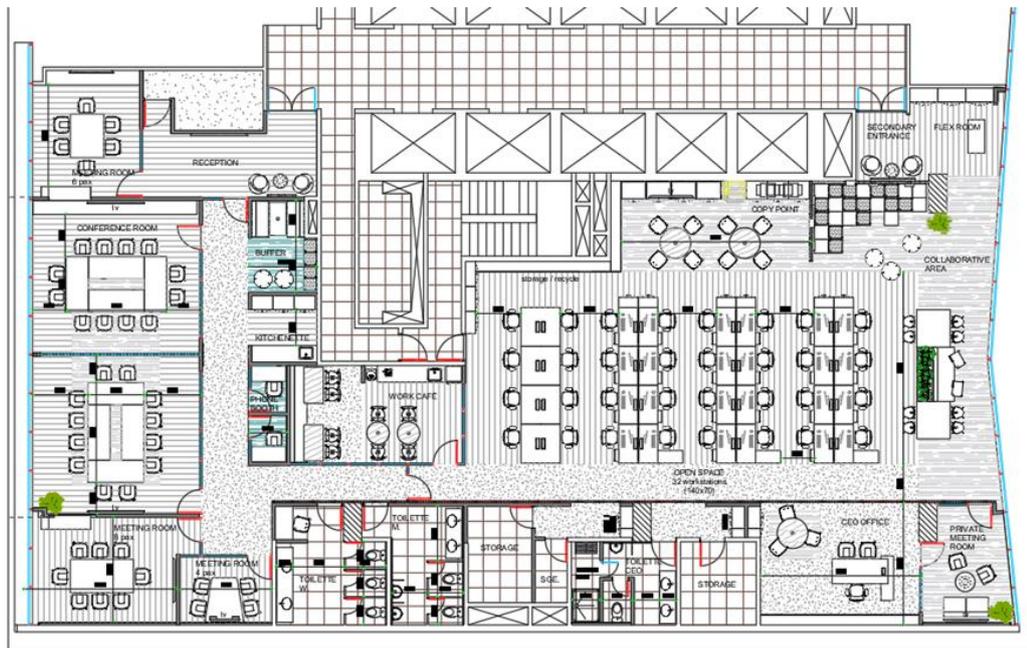
**Fuente:** Tomado del buscador (Google Maps, 2005).

- ✓ Longitud: -77.02870 o en grados: O 77°1'41.66"
- ✓ Latitud: -12.09198 o en grados: S 12°2'35.45"
- ✓ Altitud: 100 m. s. n. m.

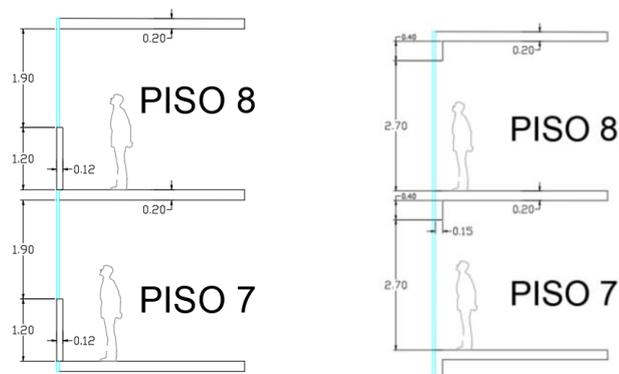
- **Planos arquitectónicos de la oficina**

En esta parte se definió los componentes que están incluidos dentro de la oficina. Se procedió mediante los planos arquitectónicos a recabar información de la oficina como número de personas, área y altura del local, número de horas de funcionamiento, elementos de sombra y factores de sombra mediante los coeficientes del color de la cara exterior de las paredes. Todos estos parámetros influyen a la hora de determinar la carga térmica de una oficina.

**FIGURA N° 4. 7: PLANOS ARQUITECTÓNICO DE LA OFICINA MITSUI & CO.**



**Vistas:** En la parte izquierda el lado sur y en la parte derecha el lado norte de la oficina.



**Fuente:** Información brindada por el propietario de la oficina MITSUI & CO

**CUADRO N° 4. 5: RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN DE LOS PLANOS  
ARQUITECTÓNICOS.**

<b>INFORMACIÓN DE LOS PLANOS ARQUITECTÓNICOS</b>	<b>Dato</b>
Número de personas	106
Área del local a climatizar	500 m <sup>2</sup>
Altura del local	3.1 m
Número de horas de funcionamiento	16 horas
Techo Soleado (Si= 1; No=2)	2
(1) con elementos de sombras internos o (0) con vidrios descubiertos con sombras externas (Tabla 2.4).	1
Factor de sombra por cortinas internas o externas (Tabla 2.4)	0.65
Coefficiente del color de la cara exterior de las paredes (Claro= 0.5; Medio=0.78; Oscuro= 1) (Tabla 2.4).	0.78

**Fuente:** Elaborado en base a la información de los planos arquitectónicos.

- **Determinamos el tipo material delimitante en cada ambiente con el fin de conocer sus coeficientes globales de transferencia de calor.**

Mediante la técnica documental usamos el libro de Edgardo Pita, el Manual de Carrier y datos de la escuela de refrigeración del Perú donde nos presentan cuadros de algunos materiales ya determinados sus coeficientes globales de transferencia y otros que necesitamos calcular. Esta información es necesaria ya que, a la hora de usar el método de **variación equivalente de la temperatura para radiación solar y variación de temperatura para conducción y convección**, método de ASHRAE es necesario los coeficientes globales de temperatura para determinar la carga térmica.

Para ello procedimos a determinar cada tipo de material con sus espesores.

Muros exteriores (revisar figura 4.7).

- ✓ Muro A-B concreto: 25 cm de espesor y enlucido 2 cm y 3.1 m de alto.
- ✓ Muro E-F concreto 25 cm de espesor y enlucido 2 cm y 3.1 m de alto.
- ✓ Muro F-G concreto: 15 cm de espesor y enlucido 2 cm y 0.4 m de alto.
- ✓ Muro R-A concreto 12 cm de espesor y enlucido 2 cm y 1.2 m de alto.

Muros Interiores (revisar figura 4.7).

- ✓ Muro B-C draywold 15 cm y enlucido 2 cm y 3.1 m de alto.
- ✓ Muro C-D draywold 15 cm y enlucido 2 cm y 3.1 m de alto.
- ✓ Muro D-E draywold 15 cm y enlucido 2 cm y 3.1 m de alto.
- ✓ Muro H-G draywold 12 cm y enlucido 2 cm y 3.1 m de alto.
- ✓ Muro I-J concreto 15 cm de espesor y enlucido 2 cm y 3.1 m de alto.
- ✓ Muro J-K concreto 15 cm de espesor y enlucido 2 cm y 3.1 m de alto.
- ✓ Muro K-L concreto 15 cm de espesor y enlucido 2 cm y 3.1 m de alto.
- ✓ Muro L-M concreto 15 cm de espesor y enlucido 2 cm y 3.1 m de alto.
- ✓ Muro M-N concreto 15 cm de espesor y enlucido 2 cm y 3.1 m de alto.
- ✓ Muro N-O concreto 15 cm de espesor y enlucido 2 cm y 3.1 m de alto.
- ✓ Muro O-P concreto 15 cm de espesor y enlucido 2 cm y 3.1 m de alto.
- ✓ Muro Q-R draywold 12 cm y enlucido 2 cm y 3.1 m de alto.

Techo y piso (revisar figura 4.7).

- ✓ Techo concreto 20 cm de espesor.
- ✓ Piso concreto 20 cm de espesor.

Vidrios Exteriores (revisar figura 4.7).

- ✓ En F-G vidrio doble y 2.7 m de alto.
- ✓ En R-A vidrio doble y 1.9 m de alto.

Vidrios Interiores (revisar figura 4.7).

- ✓ H-I Vidrio doble y 3.1 m de alto.
- ✓ P-Q Vidrio doble y 3.1 m de alto.

Con esta información calculamos los coeficientes globales de transferencia de calor para cada material que rodea la oficina. Para ello necesitamos de algunas propiedades térmicas de estos materiales para esto nos guiamos del siguiente cuadro 4.6.

**CUADRO N° 4. 6: PROPIEDADES TÉRMICAS COMUNES EN MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN Y CONDUCTANCIA DE SUPERFICIES PARA EL AIRE**

PROPIEDADES TÉRMICAS COMUNES DE LOS MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN			
		Material Homogéneo	Materia NO homogénea
	Densidad ( <i>Lb/pie<sup>3</sup></i> )	Conductividad "K" [ <i>BTU.in/ (H.Ft<sup>2</sup>.°F)</i> ]	Conductancia "C" [ <i>BTU/ (H.Ft<sup>2</sup>.°F)</i> ]
Enlucido de CEMENTO (1,860 kg/m <sup>3</sup> )	116	5	
YESO (13 mm) (720 kg/m <sup>3</sup> )	45		3.12
YESO (16 mm) (720 kg/m <sup>3</sup> )	45		2.67
YESO (19 mm)	-		2.13
LADRILLO ORDINARIO (1,920 kg/m <sup>3</sup> )	120	6.2	
CONCRETO ARMADO (2,400 kg/m <sup>3</sup> )	150	9	
DRYWALL (3/8 = 9.5 mm)	50		3.1
DRYWALL (1/2 = 13 mm)	50		2.22
DRYWALL (3/4 = 15.9 mm)	50		1.78
Paredes de drywall (4")			1.07
Tecnopor (Densidad = 1.5 <i>lb/pie<sup>3</sup></i> )	1.5	0.24	
Poliuretano (Densidad = 2 <i>lb/pie<sup>3</sup></i> )	2	0.17	
Baldosas			0.31

RESISTENCIAS Y CONDUCTANCIA DE SUPERFICIES PARA EL AIRE		
	Dirección del Flujo de Calor	Coficiente Pelicular "h" [ <i>BTU/ (h.Ft<sup>2</sup>.°F)</i> ]
<b>AIRE QUIETO</b>		<b>hi</b>
Horizontal	Hacia Arriba	1.63
Pendiente 45°	Hacia Arriba	1.60
Vertical	Horizontal	1.46
Pendiente 45°	Hacia Abajo	1.32
Horizontal	Hacia Abajo	1.08
<b>AIRE EN MOVIMIENTO</b> (para cualquier posición)		<b>ho</b>
Invierno 15 mph	Cualquier Dirección	6.00
Verano 7.5 mph.	Cualquier Dirección	4.00

**Fuente:** Datos tomados de la Escuela de Refrigeracion del Perú (2020).

**Donde:**

- ✓ Tenemos Conductividad (K), entonces la resistencia del material es  $R = e / k$ .
- ✓ Tenemos Conductancia (C), entonces la resistencia del material es  $R = 1 / C$ .

- ✓ Tenemos Coeficiente Pelicular (h), entonces la resistencia del material es  $R = 1 / h$ .

Determinamos los coeficientes globales de transferencia de calor mediante las siguientes ecuaciones (2.14 y 2.15) para cada material que rodea la oficina.

$$(U)^{-1} = \sum_{i=1}^{i=5} (R. convección + R. enlucido ext + R. Piso concreto + R. enlucido int + R. convección) \dots \dots (2.14)$$

### Modelo de cálculo para muros exteriores

$$(U)^{-1} = \sum_{i=1}^{i=5} \left( \frac{1}{4} + \frac{0.5}{5} + \frac{9.8}{9} + \frac{0.5}{5} + \frac{1}{1.46} \right) \dots \dots (2.15)$$

$$U = 0.450 \frac{Btu}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F} = 0.450 \times 4.885 = 2.196 \frac{Kcal}{h \text{ m}^2 \text{ } ^\circ C}$$

**CUADRO N° 4. 7: COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA PAREDES EXTERIORES.**

PARED VERTICAL EXTERIOR DE CONCRETO	A-B, E-F			
Material	Espesor "e" (Pulg.)	Conductividad "K" [ BTU. in/ (H. Ft <sup>2</sup> . °F)]	Conductancia "C" [ BTU/ (H. Ft <sup>2</sup> . °F)]	Resistencia "R" [ (Ft <sup>2</sup> . h. °F) / BTU]
Aire Exterior			4.00	0.25
Enlucido de Cemento Exterior	0.5	5.00		0.10
<b>Losa de Concreto (25 cm)</b> (Densidad = 145 lb/pie <sup>3</sup> )	9.8	9.00		1.09
Enlucido de Cemento Interior	0.5	5.00		0.10
Aire Interior			1.46	0.68
			<b>RESISTENCIA TOTAL</b>	<b>2.22</b>
Coeficiente Global de Transferencia de calor "U" =			<b>0.450 Btu / h. Pie<sup>2</sup>. °F</b>	<b>2.196 kcal / (h m<sup>2</sup> °C)</b>

PARED VERTICAL EXTERIOR DE CONCRETO	F-G			
Material	Espesor "e" (Pulg.)	Conductividad "K" [ BTU. in/ (H. Ft <sup>2</sup> . °F)]	Conductancia "C" [ BTU/ (H. Ft <sup>2</sup> . °F)]	Resistencia "R" [ (Ft <sup>2</sup> . h. °F) / BTU]
Aire Exterior			4.00	0.25
Enlucido de Cemento Exterior	0.5	5.00		0.10
<b>Losa de Concreto (15 cm)</b> (Densidad = 145 lb/pie <sup>3</sup> )	6	9.00		0.67
Enlucido de Cemento Interior	0.5	5.00		0.10
Aire Interior			1.46	0.68
			<b>RESISTENCIA TOTAL</b>	<b>1.8</b>

Coefficiente Global de Transferencia de calor "U" =			<b>0.555 Btu / h.Pie<sup>2</sup>.°F</b>	<b>2.710 kcal / (h m<sup>2</sup> °C)</b>
<b>PARED VERTICAL EXTERIOR DE CONCRETO</b>	<b>R-A</b>			
<b>Material</b>	<b>Espesor "e" (Pulg.)</b>	<b>Conductividad "K" [BTU.in/ (H.Ft<sup>2</sup>.°F)]</b>	<b>Conductancia "C" [BTU/ (H.Ft<sup>2</sup>.°F)]</b>	<b>Resistencia "R" [(Ft<sup>2</sup>.h.°F) / BTU]</b>
Aire Exterior			4.00	0.25
Enlucido de Cemento Exterior	<b>0.5</b>	5.00		0.10
<b>Losa de Concreto (12 cm) (Densidad = 145 lb/pie<sup>3</sup>)</b>	<b>4.8</b>	9.00		1.09
Enlucido de Cemento Interior	<b>0.5</b>	5.00		0.10
Aire Interior			1.46	0.68
			<b>RESISTENCIA TOTAL</b>	<b>2.22</b>
Coefficiente Global de Transferencia de calor "U" =			<b>0.6 Btu / h.Pie<sup>2</sup>.°F</b>	<b>2.927 kcal / (h m<sup>2</sup> °C)</b>

**Fuente:** Elaborado en base a los datos del cuadro 4.6 y las formulas 2.14 y 2.15

### Modelo de cálculo para muros interiores

$$(U)^{-1} = \sum_{i=1}^{i=5} \left( \frac{1}{1.46} + \frac{0.5}{3.12} + \frac{6}{2.22} + \frac{0.5}{3.12} + \frac{1}{1.46} \right)$$

$$U = 0.228 \frac{Btu}{h pie^2 \cdot ^\circ F} = 0.228 \times 4.885 = 1.111 \frac{Kcal}{h m^2 \cdot ^\circ C}$$

**CUADRO N° 4. 8: COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA PAREDES INTERIORES**

<b>PARED VERTICAL INTERIOR DE DRYWALL</b>	<b>B-C, C-D, D-E.</b>			
<b>Material</b>	<b>Espesor "e" (Pulg.)</b>	<b>Conductividad "K" [BTU.in/ (H.Ft<sup>2</sup>.°F)]</b>	<b>Conductancia "C" [BTU/ (H.Ft<sup>2</sup>.°F)]</b>	<b>Resistencia "R" [(Ft<sup>2</sup>.h.°F) / BTU]</b>
Aire Exterior			1.46	0.25
Enlucido de Yeso Exterior	<b>0.5</b>		3.12	0.16
<b>DRYWALL (15 cm) (Densidad = 34.3 lb/pie<sup>3</sup>)</b>	<b>6</b>		2.22	2.7
Enlucido de Yeso Interior	<b>0.5</b>		3.12	0.16
Aire Interior			1.46	0.68
			<b>RESISTENCIA TOTAL</b>	<b>4.39</b>
Coefficiente Global de Transferencia de calor "U" =			<b>0.228 Btu / h.Pie<sup>2</sup>.°F</b>	<b>1.111 kcal / (h m<sup>2</sup> °C)</b>
<b>PARED VERTICAL INTERIOR DE CONCRETO</b>	<b>I-J, J-K, K-L, L-M, M-N, N-O, O-P</b>			
<b>Material</b>	<b>Espesor "e" (Pulg.)</b>	<b>Conductividad "K" [BTU.in/ (H.Ft<sup>2</sup>.°F)]</b>	<b>Conductancia "C" [BTU/ (H.Ft<sup>2</sup>.°F)]</b>	<b>Resistencia "R" [(Ft<sup>2</sup>.h.°F) / BTU]</b>
Aire Exterior			1.46	0.68
Enlucido de Cemento Exterior	<b>0.5</b>	5.00		0.10

<b>Losa de Concreto (15 cm)</b> (Densidad = 145 lb/pie <sup>3</sup> )	<b>6</b>	9.00		0.67
Enlucido de Cemento Interior	<b>0.5</b>	5.00		0.10
Aire Interior			1.46	0.68
			<b>RESISTENCIA TOTAL</b>	<b>2.24</b>
<b>Coeficiente Global de Transferencia de calor "U" =</b>				
			<b>0.447 Btu / h.Pie<sup>2</sup>.°F</b>	<b>2.183 kcal / (h m<sup>2</sup> °C)</b>

<b>PARED VERTICAL INTERIOR DE DRYWALL</b>	<b>H-G, Q-R</b>			
<b>Material</b>	<b>Espesor "e" (Pulg.)</b>	<b>Conductividad "K" [BTU.in / (H.Ft<sup>2</sup>.°F)]</b>	<b>Conductancia "C" [BTU / (H.Ft<sup>2</sup>.°F)]</b>	<b>Resistencia "R" [(Ft<sup>2</sup>.h.°F) / BTU]</b>
Aire Exterior			1.46	0.25
Enlucido de Yeso Exterior	<b>0.5</b>		3.12	0.16
<b>DRYWALL (12 mm)</b> (Densidad = 34.3 lb/pie <sup>3</sup> )	<b>4.8</b>		2.22	2.16
Enlucido de Yeso Interior	<b>0.5</b>		3.12	0.16
Aire Interior			1.46	0.68
			<b>RESISTENCIA TOTAL</b>	<b>3.85</b>
<b>Coeficiente Global de Transferencia de calor "U" =</b>				
			<b>0.260 Btu / h.Pie<sup>2</sup>.°F</b>	<b>1.267 kcal / (h m<sup>2</sup> °C)</b>

**Fuente:** Elaborado en base a los datos del cuadro 4.6 y las formulas 2.14 y 2.15

### Modelo de cálculo para Pisos y Techos.

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

$$U = 0.320 \frac{Btu}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F} = 0.320 \times 4.885 = 1.55 \frac{Kcal}{h \text{ m}^2 \text{ } ^\circ C}$$

### CUADRO N° 4. 9: COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA TECHOS Y PISOS.

<b>PARED VERTICAL EXTERIOR DE CONCRETO</b>	<b>Pisos y Techos.</b>			
<b>Material</b>	<b>Espesor "e" (Pulg.)</b>	<b>Conductividad "K" [BTU.in / (H.Ft<sup>2</sup>.°F)]</b>	<b>Conductancia "C" [BTU / (H.Ft<sup>2</sup>.°F)]</b>	<b>Resistencia "R" [(Ft<sup>2</sup>.h.°F) / BTU]</b>
Aire Exterior			1.08	0.93
Enlucido de Cemento Exterior	<b>1</b>	5.00		0.2
<b>Losa de Concreto (20 mm)</b> (Densidad = 145 lb/pie <sup>3</sup> )	<b>7.9</b>	9.00		0.88
Enlucido de Cemento Interior	<b>1</b>	5.00		0.2
Aire Interior			1.08	0.93
			<b>RESISTENCIA TOTAL</b>	<b>3.14</b>
<b>Coeficiente Global de Transferencia de calor "U" =</b>				
			<b>0.320 Btu / h.Pie<sup>2</sup>.°F</b>	<b>1.55 kcal / (h m<sup>2</sup> °C)</b>

**Fuente:** Elaborado en base a los datos del cuadro 4.6 y las formulas 2.14 y 2.15

## Coeficientes (U) para Vidrios Exteriores e Interiores.

**CUADRO N° 4. 10: COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA VIDRIOS.**

DESCRIPCIÓN	$U$ (btu/pe <sup>2</sup> - h - °F)
Ventana de vidrio simple	1.06
Ventana de vidrio doble	0.64
Ventana de vidrio triple	0.34
Ventana de vidrio muro cortina	0.35
Block de vidrios	0.56
<b>Multiplicar por 4.8825 para obtener U en Kcal / m<sup>2</sup> - h - °C</b>	

**Fuente:** Datos tomados de la Escuela de Refrigeracion del Perú (2020).

Del cuadro 4.10. elegimos un vidrio doble con un coeficiente global de transferencia de calor, entonces para vidrio doble  $U = 0.64 \times 4.88 = 3.125 \frac{kcal}{hm^2 \cdot ^\circ C}$ .

- **Determinamos las Condiciones Exteriores e interiores de la Oficina.**

Mediante la técnica documental y empírica. Determinamos cada elemento o condiciones exteriores e interiores de la oficina.

- ✓ Condiciones Exteriores. Estos datos fueron tomados de SENAMHI, las temperaturas fueron tomados desde enero de 2020 a diciembre del 2020.

- Temperatura Exterior a las 15 horas Lima: 30 °C TBS (Temperatura de bulbo seco).
- Lima Humedad relativa: 80% HR
- Variación de temperatura en 24 horas: 8 °C.

- ✓ Condiciones Interiores de Oficina

- Oficina: 22 °C TBS (Temperatura de bulbo seco).
- Oficina: 55% HR (Humedad relativa).

- ✓ Potencia de Iluminación y de Equipos.

De la tabla 2.3, podemos determinar que la carga por iluminación y equipos es:

- FACTOR de Iluminación = 16 W / m<sup>2</sup> de la tabla 2.3

- FACTOR debido a los equipos. =  $250 \times \left(\frac{106 \text{ personas}}{500 \text{ m}^2}\right) = 53 \text{ W/m}^2$

- **Calor Sensible de las Personas**

Para ello por medio de la (tabla 2.1) obtenemos los siguientes resultados:

$$CALOR \ SENSIBLE \ - \ PERSONAS = 71 \frac{Kcal}{h} = 106 \times 71 = 7,526 \text{ Kcal/h}$$

- **Calor Latente de las Personas**

Para ello por medio de la (tabla 2.1) obtenemos los siguientes resultados:

$$CALOR \ SENSIBLE \ - \ PERSONAS = 42 \frac{Kcal}{h} = 106 \times 42 = 4,452 \text{ Kcal/h}$$

En resumen, mediante los instrumentos de recolección empírica y documental obtuvimos los siguientes reportes para los parámetros diseño y para los coeficientes globales de transferencia de calor (U) de la oficina.

**CUADRO N° 4. 11: REPORTE PARA DETERMINAR LOS PARÁMETROS DE DISEÑO DE LA OFICINA**

<b>NOMBRE DEL PROYECTO: MITSUI &amp; CO</b>	
<b>DIRECCION:</b> Edificio Torre Prado, ubicado en la Av. Javier Prado Este N°434-444-456-462, Urb. Jardín, Distrito de San Isidro-Lima.	
<b>REALIZADO POR:</b> CRISTIAN FIERRO CARRASCO	
<b>PARÁMETROS DE DISEÑO</b>	
<b>UBICACIÓN GEOGRÁFICA DE LA OFICINA</b>	
Latitud:	<b>Sur 12°</b>
Longitud:	<b>Oeste -77°</b>
Altitud:	<b>100 m. s. n. m.</b>
Factor de Atmosfera no muy limpia (0.85 a 1.0):	<b>0.9</b>
<b>CAPACIDAD DE LA OFICINA</b>	
Número De Personas:	<b>106</b>
Calor Sensible – Personas:	<b>71 Kcal/h</b>
Calor Latente – Personas:	<b>42 Kcal/h</b>
<b>CARACTERÍSTICAS INTERIORES DE LA OFICINA</b>	
Área Del Local a climatizar:	<b>500 m<sup>2</sup></b>
Altura Del Local (Piso a techo):	<b>3.1 m</b>
Número de Horas de Funcionamiento del Equipo (12, 16 o 24):	<b>16 h</b>
Factor de Iluminación:	<b>16 w/m<sup>2</sup></b>
Factor (calor debido a equipos):	<b>53 w/m<sup>2</sup></b>
(1 con elementos de sombras internos o 0) con vidrios descubiertos con sombras externas:	<b>1</b>
Factor de sombra por cortinas internas o externas:	<b>0.65</b>
<b>CARACTERÍSTICAS EXTERIORES DE LA OFICINA</b>	
Temperatura Exterior:	<b>30 °C</b>
Humedad Relativa Exterior:	<b>80%</b>
Techo Soleado (Si= 1; No=2):	<b>2</b>

Coefficiente del color de la cara exterior de las paredes (Claro= 0.5; Medio=0.78; Oscuro= 1):	0.78
Variación De Temperatura. Exterior en 24 h:	8 °C
Temperatura a las 15 Horas	30 °C
<b>CONDICIONES DE DISEÑO DE LA OFICINA</b>	
Temperatura Interior =	22 °C
Humedad Relativa Interior (1= Controlada, 2 = no controlada)	2
Humedad Relativa Interior =	55%
<b>FACTOR DE SEGURIDAD</b>	
	1.15

Fuente: Adaptado de la Escuela de Refrigeración del Perú para la oficina MITSUI & CO.

#### CUADRO N° 4. 12: REPORTE PARA DETERMINAR COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR (U) DE LA OFICINA

COEFICIENTES GLOBALES DE TRANSFERENCIA DE CALOR (U)							
DESCRIPCIÓN: PAREDES EXTERIORES (soleadas)							
TIPO DE PARED	MATERIAL DE LA PARED	ESPESOR DE ENLUCIDO DE LADO EXTERIOR (cm)	ESPESOR DE ENLUCIDO DE LADO INTERIOR (cm)	ESPESOR Muro	ÁREA (m <sup>2</sup> )	ORIENTACIÓN	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA (U)
A-B, E-F	Concreto	1.25 cm	1.25 cm	25.0 cm	53.97 m <sup>2</sup>	O	2.196 kcal / h.m <sup>2</sup> .°c
F-G	Concreto	1.25 cm	1.25 cm	15.0 cm	8.05 m <sup>2</sup>	N	2.710 kcal / h.m <sup>2</sup> .°c
R-A	Concreto	1.25 cm	1.25 cm	12.0 cm	24.14 m <sup>2</sup>	S	2.927 kcal / h.m <sup>2</sup> .°c
PAREDES INTERIORES (Incluye Pisos intermedios)							
PARED B-C, C-D, D-E.	Draywold	1.25 cm	1.25 cm	15.0 cm	81.80 m <sup>2</sup>	Interior	1.11 kcal / h.m <sup>2</sup> .°c
PARED I-J, J-K, K-L, L-M, M-N, N-O, O-P	Concreto	1.25 cm	1.25 cm	15.0 cm	126.73 m <sup>2</sup>	Interior	2.18 kcal / h.m <sup>2</sup> .°c
PARED H-G, Q-R	Draywold	1.25 cm	1.25 cm	12.0 cm	37.30 m <sup>2</sup>	Interior	1.27 kcal / h.m <sup>2</sup> .°c
PISO	Concreto	2.5 cm	2.5 cm	20.0 cm	500.00 m <sup>2</sup>	Interior	1.55 kcal / h.m <sup>2</sup> .°c
TECHOS							
TECHO	Concreto	2.5 cm	2.5 cm	20.0 cm	500.00 m <sup>2</sup>	Techo	1.55 kcal / h.m <sup>2</sup> .°c
VENTANAS EXTERIORES							
F-G	Vidrio Doble	-	-	-	54.32 m <sup>2</sup>	N	3.125 kcal / h.m <sup>2</sup> .°c
R-A	Vidrio Doble	-	-	-	38.24 m <sup>2</sup>	S	3.125 kcal / h.m <sup>2</sup> .°c
VENTANAS INTERIORES							
Puerta de vidrio H-I	Mampara 1	-	-	-	5.58 m <sup>2</sup>	Interior	3.13 kcal / h.m <sup>2</sup> .°c
Puerta de vidrio P-Q	Mampara 2	-	-	-	5.58 m <sup>2</sup>	Interior	3.13 kcal / h.m <sup>2</sup> .°c

Fuente: Adaptado de la Escuela de Refrigeración del Perú para la oficina MITSUI & CO.

Esta primera etapa nos sirvió para la recolección de datos (parámetros de diseño y coeficientes globales de temperatura) necesarios para poder calcular la carga térmica de toda la oficina y de cada ambiente dentro de ella, sin esta etapa no

se podría pasar a la siguiente es por ello que es uno de nuestros objetivos de este informe de tesis fue determinarlos.

#### 4.6.2. Etapa 2: Determinación de la Capacidad de Enfriamiento

- **Determinamos la carga térmica de la oficina y de cada ambiente de esta.**

Una vez definido los Parámetros de diseño y los coeficientes globales de transferencia de calor por medio del **método de diferencia de temperaturas equivalente de Ashrae**, determinamos la carga térmica total de la oficina y de cada ambiente dentro de ella.

Primero empezamos determinando el flujo de calor a través de vidrios y paredes por aportación solar para ello es necesario determinar el kg/m<sup>2</sup> de la estructura, ya que necesitaremos para ingresar a tablas de Ashrae.

##### ✓ **Peso de paredes piso y techo.**

Para establecer la densidad de los materiales que conforman esta oficina (ver el cuadro 4.6. de la etapa 1)

- Relación de la masa de pared, piso y techo con respecto al área de la pared.

$$\frac{\text{Peso de la pared (kg)}}{(\text{m}^2) \text{ pared}} = \text{Densidad} \left( \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times \text{Espesor (m)}$$

$$\text{Peso exterior} = \text{enlucido ext} + \text{muro} + \text{enlucido int}$$

- Pared exterior A-B, E-F

$$1856 \left( \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.012(\text{m}) + 1856 \left( \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.25(\text{m}) + 1856 \left( \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.012(\text{m}) = 510.4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ pared}}$$

- Pared exterior F-G

$$1856 \left( \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.012(\text{m}) + 1856 \left( \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.15(\text{m}) + 1856 \left( \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \times 0.012(\text{m}) = 324.8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ pared}}$$

- Pared exterior R-A

$$= 1856 \left( \frac{kg}{m^3} \right) \times 0.012(m) + 1856 \left( \frac{kg}{m^3} \right) \times 0.12(m) + 1856 \left( \frac{kg}{m^3} \right) \times 0.012(m) = 269.12 \frac{kg}{m^2 \text{ pared}}$$

- Pared interior B-C, C-D, D-E.

$$= 720 \left( \frac{kg}{m^3} \right) \times 0.012(m) + 800 \left( \frac{kg}{m^3} \right) \times 0.15(m) + 720 \left( \frac{kg}{m^3} \right) \times 0.012(m) = 138 \frac{kg}{m^2 \text{ pared}}$$

- Pared interior I-J, J-K, K-L, L-M, M-N, N-O, O-P.

$$= 1856 \left( \frac{kg}{m^3} \right) \times 0.012(m) + 1856 \left( \frac{kg}{m^3} \right) \times 0.15(m) + 1856 \left( \frac{kg}{m^3} \right) \times 0.012(m) = 324.8 \frac{kg}{m^2 \text{ pared}}$$

- Pared interior H-G, Q-R.

$$= 720 \left( \frac{kg}{m^3} \right) \times 0.012(m) + 800 \left( \frac{kg}{m^3} \right) \times 0.12(m) + 720 \left( \frac{kg}{m^3} \right) \times 0.012(m) = 114 \frac{kg}{m^2 \text{ pared}}$$

- Piso interior.

$$= 1856 \left( \frac{kg}{m^3} \right) \times 0.025(m) + 1856 \left( \frac{kg}{m^3} \right) \times 0.2(m) + 1856 \left( \frac{kg}{m^3} \right) \times 0.025(m) = 464 \frac{kg}{m^2 \text{ pared}}$$

- Techo

$$= 1856 \left( \frac{kg}{m^3} \right) \times 0.025(m) + 1856 \left( \frac{kg}{m^3} \right) \times 0.2(m) + 1856 \left( \frac{kg}{m^3} \right) \times 0.025(m) = 464 \frac{kg}{m^2 \text{ pared}}$$

- Relación de la masa de pared, piso y techo con respecto al área del piso.

$$\frac{\text{Peso de la pared (kg)}}{(m^2) \text{ piso}} = \frac{\text{Area pared (m}^2\text{)}}{\text{Area piso (m}^2\text{)}} \times \text{Factor (a)}$$

- Pared exterior A-B, E-F exterior OESTE.

$$= \frac{3.1 m \times (8.72 + 8.69) m \text{ pared}}{500 (m^2) \text{ piso}} \times 510.4 \frac{kg}{m^2 \text{ pared}} = 55.1 \frac{kg}{m^2 \text{ piso}}$$

- Pared exterior F-G exterior NORTE.

$$= \frac{0.4 \text{ m} \times 20.12 \text{ m pared}}{500(\text{m}^2) \text{ piso}} \times 324.8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ pared}} = 5.23 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ piso}}.$$

- Pared exterior R-A exterior SUR

$$= \frac{1.2 \text{ m} \times 20.12 \text{ m pared}}{500(\text{m}^2) \text{ piso}} \times 269.12 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ pared}} = 13 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ piso}}.$$

- Pared interior B-C, C-D, D-E.

$$= \frac{3.1 \text{ m} \times (4.4 + 4.4 + 17.59) \text{ m pared}}{500(\text{m}^2) \text{ piso}} \times 138 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ pared}} = 22.57 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ piso}}.$$

- Pared interior I-J, J-K, K-L, L-M, M-N, N-O, O-P.

$$= \frac{3.1 \text{ m} \times (4.11 + 8.85 + 2.9 + 5.35 + 3.75 + 5.17 + 10.76) \text{ m pared}}{500(\text{m}^2) \text{ piso}} \times 324.8 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ pared}} = 82.34 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ piso}}.$$

- Pared interior H-G, Q-R.

$$= \frac{3.1 \text{ m} \times (8.53 + 3.5) \text{ m pared}}{500(\text{m}^2) \text{ piso}} \times 114 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ pared}} = 8.50 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ piso}}.$$

- Piso Interior.

$$= \frac{500 \text{ m}^2}{500(\text{m}^2) \text{ piso}} \times 464 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ pared}} = 464 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ piso}}.$$

- Techo

$$= \frac{500 \text{ m}^2}{500(\text{m}^2) \text{ piso}} \times 464 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ pared}} = 464 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ piso}}.$$

- Peso de la estructura  $\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ piso}}$

$$P. estructura = \frac{\sum \text{peso de muros ext.} + \frac{1}{2} (\sum \text{peso tabiques suelo y techo})}{\text{Area de piso}}$$

*P. estructura*

$$= \frac{(55.1 + 5.23 + 13) \text{ kg} + \frac{1}{2} (22.57 + 82.34 + 8.5 + 464 + 464)}{\text{m}^2}$$

$$P. estructura = 594.03 \text{ kg} / \text{m}^2 \text{ de piso}$$

Con este dato obtenido de la estructura en kg/m<sup>2</sup> de piso, ingresamos a la tabla 4.3 para encontrar el día y mes de mayor aportación solar para la oficina.

Para la designación del día y mes de mayor aportación solar se hizo uso también de la **tabla 4.1 interpolando para 12°** grados latitud sur respecto a las paredes y techo exterior mencionados líneas arriba, los valores expresados en  $\frac{kcal}{h-m^2}$ .

**TABLA N° 4. 1: MÁXIMAS APORTACIONES SOLARES DURANTE EL AÑO PARA LATITUD SUR**

TABLA A. MÁXIMAS APORTACIONES SOLARES												
Kcal / (hr · m <sup>2</sup> )												
Latitud Norte	Mes	Orientación (Latitud Norte)									Mes	Latitud Sur
		N**	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horiz.		
0°	Junio	160	423	423	113	38	113	398	423	612	Diciembre	0°
	Julio y Mayo	130	414	414	141	38	141	412	414	632	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	67	382	382	214	38	214	442	382	664	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	27	320	320	320	38	320	452	320	678	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	27	214	214	382	92	382	442	214	664	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	27	141	141	414	181	414	412	141	632	Julio y Mayo	
	Diciembre	27	113	113	423	222	423	398	113	612	Junio	
10°	Junio	108	414	420	149	38	149	420	414	699	Diciembre	10°
	Julio y Mayo	81	401	428	179	38	179	428	401	689	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	35	352	442	254	38	254	442	352	678	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	27	279	444	344	75	344	444	279	689	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	27	179	420	404	198	404	420	179	623	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	24	100	387	436	287	273	387	100	569	Julio y Mayo	
	Diciembre	24	75	371	442	324	442	371	75	547	Junio	
20°	Junio	70	417	433	198	38	198	433	417	678	Diciembre	20°
	Julio y Mayo	51	374	442	230	38	230	442	374	680	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	320	447	306	70	306	447	320	689	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	27	235	442	379	176	379	442	235	631	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	24	141	398	433	301	433	398	141	564	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	21	70	347	444	382	444	347	70	488	Julio y Mayo	
	Diciembre	21	48	328	452	404	452	328	48	461	Junio	
30°	Junio	54	377	436	244	57	244	436	377	678	Diciembre	30°
	Julio y Mayo	43	355	444	271	81	271	444	355	667	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	292	447	349	170	349	447	292	637	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	24	244	428	412	284	412	428	244	574	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	21	105	366	442	393	442	366	105	485	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	19	43	314	439	431	439	314	43	393	Julio y Mayo	
	Diciembre	16	32	284	439	442	439	284	32	355	Junio	
40°	Junio	45	360	439	301	146	301	439	360	642	Diciembre	40°
	Julio y Mayo	40	344	444	339	187	339	444	344	631	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	276	439	395	276	395	439	276	580	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	24	157	404	439	379	439	404	157	496	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	19	94	330	442	439	442	330	94	349	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	13	32	271	423	450	423	271	32	279	Julio y Mayo	
	Diciembre	13	27	233	401	447	401	233	27	230	Junio	
50°	Junio	43	341	444	366	252	366	444	341	596	Diciembre	50°
	Julio y Mayo	38	317	442	387	287	387	442	317	572	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	254	428	425	374	425	428	254	501	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	21	157	374	442	428	442	374	157	401	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	13	78	284	425	452	425	284	78	254	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	10	24	173	344	414	344	173	24	143	Julio y Mayo	
	Diciembre	8	19	127	314	382	314	127	19	108	Junio	
			S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	Horiz.	
ORIENTACIÓN (LATITUD SUR)												

Fuente: Tabla "A" de Ashrae tomado de la Escuela de Refrigeración del Perú (2020)

Se consideró los puntos cardinales Sur, Norte, Oeste ya que las paredes exteriores corresponden a estas orientaciones, luego se ingresaron a la tabla 4.1 por la parte inferior con orientación latitud sur.

**CUADRO N° 4. 13: DETERMINACIÓN DEL DÍA DE MAYOR DE APORTACIÓN SOLAR PARA 12°**

22 de diciembre: 12° latitud sur				21 de enero: 12° Latitud Sur.			
	O	N	S		O	N	S
10° dic	420	38	108	10° ene	428	38	81
<b>12° dic</b>	<b>422.6</b>	<b>38</b>	<b>100.4</b>	12° ene	<b>430.8</b>	<b>38</b>	<b>75</b>
20° dic	433	38	70	20° ene	442	38	51
Corrección por factor de 1.07				Corrección por factor de 1.07			
<b>12° dic</b>	<b>452.18</b>	<b>40.66</b>	<b>107.428</b>	<b>12° ene</b>	<b>460.96</b>	<b>40.66</b>	<b>80.25</b>

20 de febrero: 12° Latitud Sur.				22 de marzo: 12° Latitud Sur.			
	O	N	S		O	N	S
10° feb	442	38	35	10° mar	442	75	27
<b>12° feb</b>	<b>443</b>	<b>44.4</b>	<b>33.8</b>	<b>12° mar</b>	<b>443</b>	<b>95.2</b>	<b>27</b>
20° feb	447	70	29	20° mar	447	176	27

20 de abril: 12° Latitud Sur.				21 de mayo: 12° Latitud Sur.			
	O	N	S		O	N	S
10° abr	420	198	27	10° mayo	387	287	24
<b>12° abr</b>	<b>415.60</b>	<b>218.6</b>	<b>26.4</b>	<b>12° mayo</b>	<b>379</b>	<b>306</b>	<b>23.4</b>
20° abr	433	301	24	20° mayo	347	382	21

21 de junio: 12° Latitud Sur.			
	O	N	S
10° jun	371	324	24
<b>12° jun</b>	<b>362.4</b>	<b>340</b>	<b>23.4</b>
20° jun	328	404	21

**Fuente:** Elaboración en base a la tabla "A" de Ashrae.

De los datos hallados por la interpolación para 12° latitud sur, se observó que el día y mes de mayor contribución solar según la tabla 4.1, considerando el factor de corrección del 7% para los meses de diciembre y enero, se resume al siguiente cuadro 4.14.

**CUADRO N° 4. 14: RESUMEN DEL DÍA Y MES DE MÁXIMA APORTACIÓN SOLAR**

DETERMINACIÓN DEL DÍA DE MAYOR APORTACIÓN SOLAR							
Puntos cardinales	22 de dic.	21 de ene.	20 de feb.	22 de mar.	20 de abr.	21 de mayo	21 de jun.
Oeste	<b>452.8</b>	460.956	443	443.6	415.6	379	362.4
Norte	<b>40.66</b>	40.66	44.4	95.2	218.6	306	340
Sur	<b>107.43</b>	80.3	33.8	27	26.4	23.4	23.4
Horizontal	<b>709</b>	718	676	661	611.2	553	530
Total	<b>1309.9</b>	1300	1197.4	1227.2	1271.8	1261.4	1255.6

Por lo tanto, el día de mayor aportación solar será el 22 de diciembre

**Fuente:** Elaboración en base al cuadro 4.13 de Ashrae.

Se notó que el día y mes de mayor contribución solar en la oficina en base a al sitio geográfico y la influencia solar es el 22 de diciembre.

✓ **Flujo de calor a través de ventanas:**

Este Flujo de calor por radiación se resolvió a través de la variación equivalente de temperatura las cuales se denotan en las ecuaciones 2.17.

*Carga radiante en vidrios*

$$= (Max. contribucion solar) \times (Area Ventana) \times (fact. de marco metalico) \times (fact de atmosfera) \times (fac de altitud) \times (fac de punto de rocio) \times (fact de sombras) \times (fac de almacenamiento) \dots \dots \dots (2.17)$$

▪ **Para la ventana en “F-G” Orientación norte**

- ❖ Máxima contribución solar en la ventana NORTE = 40.66 kcal/hr – m<sup>2</sup>.
- ❖ Área de la ventana = 2.7m x 20.12m = 54.224m<sup>2</sup>.
- ❖ Factor de cuadro metálico = 1.17.... véase la tabla 4.2.

**TABLA N° 4. 2: COEFICIENTES DE CORRECCIÓN A TRAVÉS DE VENTANAS**

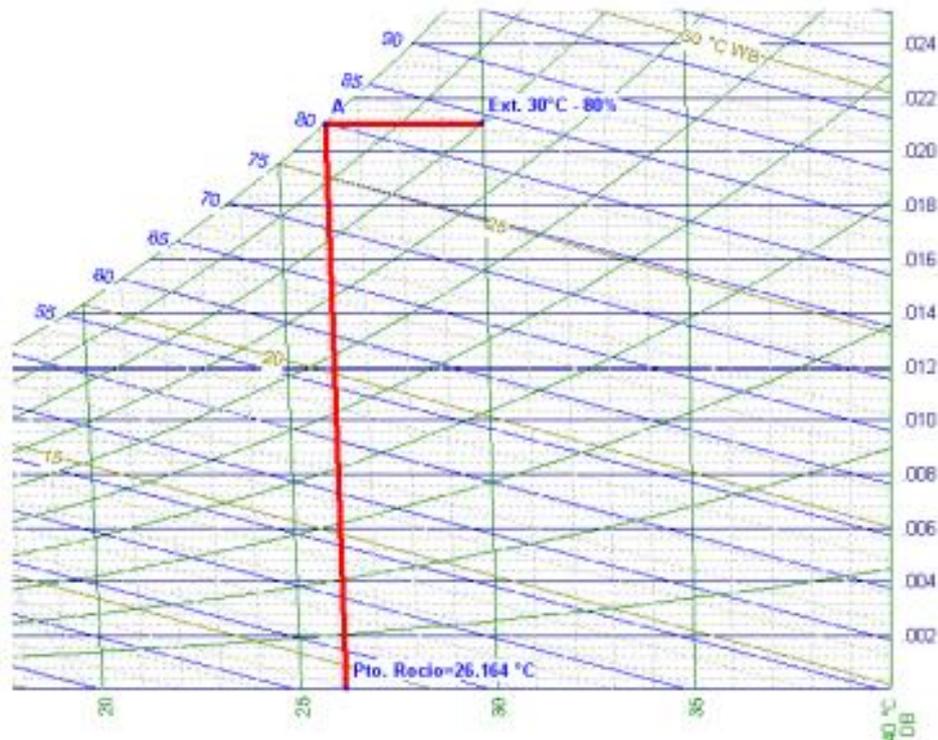
Coefficientes de Corrección	Marco Metálico o Ningún Marco x 1/0.85 ó 1.17	Limpidez –15% máx.	Altitud +0.7% por 300m	Punto de rocío superior a 19.5°C +/-5% por 4°C	Punto de rocío Inferior a 19.5°C +5% por 4°C	Latitud Sur Dic. O Enero +7%
* Valores extraídos de la Tabla 15 de Ashrae						
** Las aportaciones para los cristales orientados al norte (Latitud Norte) o al sur (Latitud Sur) se constituyen principalmente de radiación difundida, la cual es sensiblemente constante durante todo el día. Los valores indicados son promedios tomados sobre 12 horas (de 6 a 18 horas). Los factores de almacenamiento en las Tablas 7 hasta 11 suponen que las aportaciones solares sobre orientaciones Norte (o Sur) son constantes, y se emplean en consecuencia los mismos factores que para el valor lumínico.						

**Fuente:** Tabla “A” de Ashrae anexo 6, tomado de la Escuela de Refrigeracion del Perú (2020)

- ❖ Factor atmosférico = 0.9 valor obtenido de Parámetros de diseño.
- ❖ Factor por altitud =  $1 + \left(\frac{0.7}{100}\right) \times \left(\frac{100}{300}\right) = 1.002$  (véase la tabla 4.2.)
- ❖ Factor de punto de Rocío  $1 + \left(\frac{5}{100}\right) \times \left(\frac{19.5 - tpr}{4}\right)$ , (véase la tabla 4.2.)

Si el punto de rocío es mayor a 19.5 °C entonces retirar 5% por cada 4 °C de diferencia respecto de este 19.5 °C. Si el punto de rocío es menor a 19.5 °C entonces adicionar 5% por cada 4 °C de diferencia respecto de este 19.5 °C.

**FIGURA N° 4. 8: DETERMINACIÓN DEL PUNTO DE ROCÍO PARA 30 °C**



**Fuente:** Elaboración mediante uso de la carta psicrometría.

- ❖ Punto de rocío del aire exterior: 26.164° C
- ❖ Factor de punto de rocío =  $1 + \left(\frac{5}{100}\right) \times \left(\frac{19.5 - t_{pr}}{4}\right) = 0.9167$
- ❖ Factor de sombras: 0.65 valor obtenido de parámetros de diseño.
- ❖ Carga radiante: De la formula (2.17)

$$= 40.66 \times (54.22) \times (1.17) \times (0.9) \times (1.002) \times (0.9167) \times (0.65) \\ \times (fact\ de\ almacenamiento)$$

También se puede denotar de la siguiente forma en representación a un factor global de corrección.

$$= \left(40.66 \frac{kcal}{hr - m^2}\right) (54.22\ m^2) (fact\ de\ corrección) (fact\ de\ almacenamiento)$$

$$= \left( 40.66 \frac{\text{kcal}}{\text{hr} - \text{m}^2} \right) (54.22 \text{ m}^2) (0.6289) (\text{fact de almacenamiento})$$

$$= (1,389.01) (\text{fact de almacenamiento})$$

Por lo cual la carga radiante depende del factor de almacenamiento.  
Entonces:

Factor de almacenamiento depende de:

*F (hr de func. Equipo, orientación, peso, sombras),*

*véase tabla 7 del anexo 7.*

*F (16 hr, Norte,  $\frac{594.03 \text{ kg}}{\text{m}^2}$ , cortinas), "*

Sabemos que el número de horas de operación de los equipos es de 16 horas de acuerdo a los parámetros de diseño, entonces, usamos la tabla 4.3 de ASHRAE del anexo 7 e interpolamos con el valor del peso de la estructura **594.03 kg/m<sup>2</sup> de piso**, con esto y el número de horas de funcionamiento de la oficina, lograremos determinar el **factor de almacenamiento** de acuerdo al **peso de la estructura** para aportaciones solares de vidrios y en base a las coordenadas de la oficina que en nuestro caso fueron para los vidrios sur y norte.

**TABLA N° 4. 3: INTERPOLACIÓN PARA EL FACTOR DE ALMACENAMIENTO CON UN PESO DE LA ESTRUCTURA DE 594.01 kg/m<sup>2</sup> PARA LAS ORIENTACIONES (S, N, O)- LAT. SUR.**

FACTORES DE ALMACENAMIENTO SOBRE CARGA TERMICA, APORTACIONES SOLARES A TRAVES DE VIDRIO.																		
Dispositivos con elemento de sombra interiores Funcionamiento de 16 horas diarias, temperatura interior constante																		
ORIENTACIÓN (Latitud Norte)	PESO(***) (kg por m <sup>2</sup> de superficie de suelo)	HORA SOLAR																ORIENTACIÓN (Latitud Sur)
		MAÑANA								TARDE								
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	
NE	750 y más	0.53	0.64	0.59	0.47	0.31	0.25	0.24	0.22	0.18	0.17	0.16	0.14	0.12	0.09	0.08	0.07	SE
	500	0.53	0.65	0.61	0.5	0.33	0.27	0.22	0.21	0.17	0.16	0.15	0.13	0.11	0.08	0.07	0.06	
	150	0.56	0.77	0.73	0.58	0.36	0.24	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11	0.07	0.04	0.02	0.02	
E	750 y más	0.47	0.63	0.68	0.34	0.54	0.38	0.27	0.25	0.2	0.18	0.17	0.15	0.12	0.1	0.09	0.08	E
	500	0.46	0.63	0.7	0.37	0.56	0.38	0.27	0.24	0.2	0.18	0.16	0.14	0.12	0.09	0.08	0.07	
	150	0.74	0.71	0.08	0.79	0.64	0.42	0.25	0.19	0.16	0.14	0.11	0.09	0.07	0.04	0.02	0.02	
SE	750 y más	0.14	0.37	0.55	0.66	0.7	0.68	0.58	0.46	0.27	0.24	0.21	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	NE
	500	0.11	0.35	0.53	0.66	0.72	0.69	0.61	0.47	0.29	0.24	0.21	0.18	0.15	0.12	0.1	0.09	
	150	0.02	0.31	0.57	0.75	0.84	0.81	0.69	0.5	0.3	0.2	0.17	0.13	0.09	0.05	0.04	0.03	
S	750 y más	0.19	0.18	0.34	0.48	0.6	0.68	0.73	0.74	0.64	0.59	0.42	0.24	0.22	0.19	0.17	0.15	N
	594.01	0.17	0.15	0.32	0.46	0.59	0.68	0.74	0.71	0.67	0.59	0.43	0.25	0.22	0.18	0.16	0.13	
	500	0.16	0.14	0.31	0.46	0.59	0.69	0.76	0.7	0.69	0.59	0.45	0.26	0.22	0.18	0.16	0.13	
SO	750 y más	0.22	0.21	0.2	0.2	0.2	0.32	0.47	0.6	0.63	0.66	0.61	0.47	0.23	0.19	0.18	0.16	NO
	500	0.2	0.19	0.18	0.17	0.18	0.31	0.46	0.6	0.66	0.7	0.64	0.5	0.26	0.2	0.17	0.15	
	150	0.08	0.08	0.09	0.09	0.1	0.24	0.47	0.67	0.81	0.86	0.79	0.6	0.26	0.17	0.12	0.08	
O	750 y más	0.23	0.23	0.23	0.21	0.2	0.19	0.18	0.25	0.36	0.52	0.63	0.65	0.55	0.22	0.19	0.17	O
	594.01	0.22	0.21	0.21	0.19	0.18	0.17	0.16	0.23	0.36	0.53	0.64	0.66	0.58	0.23	0.19	0.17	
	500	0.22	0.21	0.21	0.19	0.17	0.16	0.15	0.23	0.36	0.54	0.66	0.68	0.6	0.25	0.2	0.17	
NO	750 y más	0.21	0.21	0.21	0.19	0.18	0.18	0.17	0.16	0.33	0.49	0.61	0.6	0.19	0.17	0.15	SO	
	500	0.19	0.19	0.19	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15	0.34	0.52	0.65	0.23	0.18	0.15	0.12		
	150	0.12	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.1	0.17	0.39	0.63	0.8	0.79	0.28	0.18		0.12
N Y sombra	750 y más	0.23	0.28	0.75	0.79	0.8	0.8	0.81	0.82	0.83	0.84	0.86	0.87	0.88	0.39	0.35	0.31	S Y sombra
	594.01	0.24	0.44	0.75	0.78	0.81	0.81	0.82	0.83	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.39	0.34	0.29	
	500	0.25	0.46	0.73	0.78	0.82	0.82	0.83	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.9	0.4	0.34	0.29	

Ecuación : Carga de refrigeración kcal/h = [ Máxima aportación solar kcal/h.m<sup>2</sup> (Tabla6)] x [superficie acristalada, m<sup>2</sup>] x [factor de sombra, factor de atmósfera, etc. (cap. 4)] x [factor de almacenamiento (Tabla 7 a la hora deseada)].

\* Elemento de sombra interior es cualquier tipo de pantalla situada detrás de la superficie acristalada.  
 \*\* Estos factores se aplican cuando se mantiene una TEMPERATURA CONSTANTE en el interior del edificio durante el periodo de funcionamiento del equipo. Cuando se permite una variación de temperatura, resulta un almacenamiento adicional durante periodos de máxima carga. Véase la Tabla 13 para los factores de almacenamiento aplicables.  
 \*\*\* Peso por metro cuadrado de piso.

Fuente: Tabla "7" de Ashrae, tomada y adaptada de la Escuela de Refrigeracion del Perú (2020).

**CUADRO N° 4. 15: FLUJO DE CALOR A TRAVÉS DE VENTANAS F-G Y R-A**

<b>VENTANA F-G</b>		
<b>PARÁMETROS</b>		<b>DATOS</b>
Máxima Aportación		107.43 kcal/h.m <sup>2</sup>
Superficie Acristalada		54.32
Factor De Marco Metálico		1.17
Factor De Atmosfera No Muy Limpia		0.9
Factor Por Altitud		1.002
Punto De Roció		26.164 °C
Factor Por Punto De Roció		0.9167
Factor de Sombra por Cortinas		0.650
Factor de Corrección		0.6289
CARGA RADIANTE= f (fact. Almacenamiento)		1,389.014
Peso de la Estructura		594.018 Kg/m <sup>2</sup> Piso
<b>ORIENTACIÓN NORTE</b>		
Hora	Fact. Alma. (Tabla 4.3)	Calor (kcal/h)
1	0.000	0.000
2	0.000	0.000
3	0.000	0.000
4	0.000	0.000
5	0.000	0.000
6	0.1713	237.91 (Kcal / h)
7	0.1550	215.36 (Kcal / h)
8	0.3213	446.27 (Kcal / h)
9	0.4675	649.39 (Kcal / h)
10	0.5938	824.74 (Kcal / h)
11	0.6862	953.20 (Kcal / h)
12	0.7487	1,039.98 (Kcal / h)
13	0.7150	993.20 (Kcal / h)
14	0.6712	932.30 (Kcal / h)
15	0.5900	819.52 (Kcal / h)
16	0.4387	609.39 (Kcal / h)
17	0.2525	350.70 (Kcal / h)
18	0.2200	305.58 (Kcal / h)
19	0.1838	255.25 (Kcal / h)
20	0.1638	227.47 (Kcal / h)
21	0.1375	191.02 (Kcal / h)
22	0.000	0.000
23	0.000	0.000
24	0.000	0.000
<b>VENTANA R-A</b>		
<b>PARÁMETROS</b>		<b>DATOS</b>
Máxima Aportación		107.43 Kcal / h.m <sup>2</sup>
Superficie Acristalada		38.24 m <sup>2</sup>
Factor De Marco Metálico		1.170
Factor De Atmosfera No Muy Limpia		0.900
Factor Por Altitud		1.002
Punto De Roció		26.164 °C
Factor Por Punto De Roció		0.917
Factor de Sombra por Cortinas		0.650
Factor de Corrección		0.629
CARGA RADIANTE= f (fact. Almacenamiento)		2,583.538
Peso de la Estructura		594.018 Kg/m <sup>2</sup> Piso
<b>ORIENTACIÓN SUR</b>		
Hora	Fact. Alma. (Tabla 4.3)	Calor (kcal/h)
1	0.000	0.000
2	0.000	0.000
3	0.000	0.000
4	0.000	0.000
5	0.000	0.000
6	0.2425	626.45 (Kcal / h)
7	0.5051	1,305.02 (Kcal / h)
8	0.7375	1,905.41 (Kcal / h)
9	0.7838	2,024.88 (Kcal / h)
10	0.8125	2,099.07 (Kcal / h)
11	0.8125	2,099.07 (Kcal / h)

12	0.8225	2,124.90 (Kcal / h)
13	0.8325	2,150.74 (Kcal / h)
14	0.8425	2,176.58 (Kcal / h)
15	0.8587	2,218.53 (Kcal / h)
16	0.8725	2,254.08 (Kcal / h)
17	0.8825	2,279.92 (Kcal / h)
18	0.8925	2,305.75 (Kcal / h)
19	0.3962	1,023.70 (Kcal / h)
20	0.3438	888.12 (Kcal / h)
21	0.2975	768.66 (Kcal / h)
22	0.000	0.000
23	0.000	0.000
24	0.000	0.000

**Fuente:** Elaborado con los datos para el flujo de calor en ventanas

### ✓ Flujo de calor a través de paredes soleadas

El Flujo de calor por radiación en paredes exteriores soleadas se determinó usando las ecuaciones: 2.19, 2.20 y 2.21.

$$Q = U \times A \times \Delta T_{equiv} \dots \dots \dots (2.19)$$

$$\Delta T_{equiv} = a + \Delta T_{es} + b \times \frac{R_s}{R_m} \times (\Delta T_{em} - \Delta T_{es}) \dots \dots \dots (2.20)$$

$$\Delta T_{equiv} = a + (X_1 \times \Delta T_{es}) + (X_2 \times \Delta T_{em}) \dots \dots \dots (2.21)$$

Donde:

$$X_2 = \frac{b \times R_s}{R_m} \quad y \quad X_1 = 1 - X_2$$

- ❖ b= Coeficiente de color de las paredes, de los Parámetros de diseño cuadro 4.11.

$$R_s = (Max. aportacion solar) \times (Fact Atm) \times (Fact de altitud) \\ \times (Fac. Punto de rocío)$$

- ❖  $R_m$  = De la tabla A (anexo 6), a 40° latitud norte, en el mes de julio y con una orientación para la pared Oeste.
- Máxima aportación solar de pared "A-B" Oeste.

$$= 452.18 \frac{kcal}{h \times m^2}$$

- ❖ Factor de atmosfera = 0.9, obtenido de los Parámetros de diseño.
- ❖ Valor por altitud.

$$= 1 + \left(\frac{0.7}{100}\right) \times \left(\frac{100}{300}\right) = 1.002 \dots \dots (\text{Vease la tabla A Anexo 6})$$

- ❖ Valor de punto de rocío para 30° C y 80% Hr corresponde un valor de: 26.164 °C.

Entonces reemplazamos valores:

$$Rs = (452.18)(0.9)(1.002)(0.9167) = 373.933$$

$$Rm = 444, \dots \dots (\text{vease la tabla A Anexo 6})$$

$$b = 0.78 \text{ Valor obtenido de parametros de diseño}$$

Reemplazamos valores para  $X_2$  y  $X_1$

$$X_2 = \frac{0.78 \times 373.933}{444} = 0.6569 \text{ y } X_1 = 1 - 0.6569 = 0.3430$$

$$U = 2.196 \frac{kcal}{h.m^2°C}$$

- ❖ Área de la pared Oeste = 53.971 m<sup>2</sup>
- ❖ Factor de corrección “a”, realizando uso de la tabla 2 A (del anexo 8), datos de entrada:

- Temperatura a las 15 horas exterior = 30 °C, de parámetros de diseño.

$$\Delta T = \text{Temp. Ext } 3:00 \text{ pm} - \text{Temp. interior Sala} = 30°C - 22°C = 8°C$$

- Temperatura Exterior:

$$\Delta T \text{ 24 horas} = 8°C, \text{ valor de parámetros de diseño}$$

Entrando a la tabla (2 A) Anexo 8 para los valores de.

- $\Delta T \text{ 24 horas} = 8°C;$
- $\Delta T = 8°C$

**TABLA N° 4. 4: ITERACIONES PARA LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA EN PAREDES**

**TABLA-2A CORRECCIONES DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA (°C)**

temperatura exterior a las 15 h para el mes considerado menos temperatura interior	VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 h																					
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22				
-16	-21.2	-21.7	-22.3	-22.8	-23.3	-23.8	-24.2	-24.7	-25.1	-25.6	-26.0	-26.5	-27.0	-27.4	-27.9	-28.8	-29.3	-29.8				
-12	-17.2	-17.7	-18.3	-18.8	-19.3	-18.8	-20.2	-20.7	-21.1	-21.6	-22.0	-22.5	-23.0	-23.4	-23.9	-24.8	-25.3	-25.8				
-8	-13.2	-13.7	-14.3	-14.8	-15.3	-15.8	-16.2	-16.7	-17.1	-17.6	-18.0	-18.5	-19.0	-19.4	-19.9	-20.8	-21.3	-21.8				
-4	-9.2	-9.7	-10.3	-10.8	-11.3	-11.8	-12.2	-12.7	-13.1	-13.6	-14.0	-14.5	-15.0	-15.4	-15.9	-16.8	-17.3	-17.8				
0	-5.0	-5.5	-6.1	-6.6	-7.1	-7.6	-8.0	-8.5	-8.9	-9.4	-9.8	-10.3	-10.8	-11.2	-11.7	-12.6	-13.1	-13.6				
2	-3.1	-3.6	-4.2	-4.7	-5.2	-5.6	-6.1	-6.6	-7.0	-7.5	-7.9	-8.4	-8.9	-9.3	-9.8	-10.6	-11.1	-11.7				
4	-1.1	-1.6	-2.2	-2.7	-3.2	-3.6	-4.1	-4.6	-5.0	-5.5	-5.9	-6.4	-6.9	-7.3	-7.8	-8.6	-9.1	-9.7				
6	0.8	0.3	-0.3	-0.8	-1.3	-1.7	-2.2	-2.7	-3.1	-3.6	-4.0	-4.5	-5.0	-5.4	-5.9	-6.7	-7.2	-7.8				
8	2.8	2.3	1.7	1.2	0.7	0.3	0	-0.7	-1.1	-1.6	-2.0	-2.5	-3.0	-3.4	-3.9	-4.7	-5.2	-5.8				
10	4.7	4.2	3.6	3.1	2.6	2.2	1.7	1.2	0.8	0.3	-0.1	-0.6	-1.1	-1.5	-2.0	-2.8	-3.3	-3.9				
12	6.8	6.3	5.7	5.2	4.7	4.3	3.8	3.3	2.9	2.4	1.8	1.3	0.8	0.4	-0.1	-0.7	-1.2	-1.8				
14	8.8	8.3	7.7	7.2	6.7	6.3	5.8	5.3	4.9	4.4	3.8	3.3	2.8	2.4	1.9	1.3	0.8	0.2				
16	10.8	10.3	9.7	9.2	8.7	8.3	7.8	7.3	6.9	6.4	5.8	5.3	4.8	4.4	3.9	3.3	2.8	2.2				
18	12.8	12.3	11.7	11.2	10.7	10.3	9.8	9.3	8.9	8.4	7.8	7.3	6.8	6.4	5.9	5.3	4.8	4.2				
20	14.8	14.3	13.7	13.2	12.7	12.3	11.8	11.3	10.9	10.4	9.8	9.3	8.8	8.4	7.9	7.3	6.8	6.2				
22	16.9	16.4	15.8	15.3	14.8	14.4	13.9	13.4	13.0	12.5	11.9	11.4	10.9	10.5	10.0	9.4	8.9	8.3				

**Fuente:** Tabla 2 A de Ashrae, Tomado y adaptado de la (Escuela de Refrigeración del Perú, 2020)

$a =$  *Corresponde el valor de 1.2*

Reemplazando todos estos resultados en la ecuación 2.21.

$$\Delta T_{equiv} = a + (X_1 \times \Delta T_{es}) + (X_2 \times \Delta T_{em}) \dots 2.21$$

$$\Delta T_{equiv} = 1.2 + (0.3430 \times \Delta T_{es}) + (0.6569 \times \Delta T_{em}) \dots \dots \text{(Ecu. a)}$$

Para determinar los datos de  $\Delta T_{es}$  y  $\Delta T_{em} \dots \dots$  (Ver la tabla 4.5) y determinarlos interpolando con el peso del muro de orientación Oeste (pared "A-B") =  $510.4 \frac{Kg}{m^2 pared}$ . A continuación, los valores obtenidos de  $\Delta T_{es}$ ,  $\Delta T_{em}$ ,  $\Delta T_{equiv}$  para cada pared exterior de la oficina y para cada hora de radiación al interpolar con la tabla 1 del (anexo 9) con los pesos de las paredes.

**TABLA N° 4. 5: VALORES ITERADOS PARA PESOS DEL MURO DE=  $510.4 \frac{Kg}{m^2 pared}$ ,  $324.8 \frac{Kg}{m^2 pared}$ ,  $269.12 \frac{Kg}{m^2 pared}$ .**

TABLA 1.- DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)																											
Muros soleados o en Sombra*																											
Valedero para muros de color oscuro, 35°C de temperatura exterior, 27°C de temperatura interior; 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 horas, mes de Julio y 40° de Latitud Norte.																											
ORIENTACIÓN (Latitud Norte)	MURO	HORA SOLAR																				ORIENTACIÓN (Latitud Sur)					
		MAÑANA										TARDE										MAÑANA					
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5		
NE	100	2.8	8.3	12.2	9	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	-1.1	-1.7	-2.2	-1.1	SE	ΔTem
	300	-0.5	-1.1	-1.1	2.8	13.3	12.2	11.1	8.3	5.5	6.1	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	-0.5		
	500	2.2	1.7	2.2	2.2	2.2	5.5	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	6.1	6.7	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	3.9	3.3	3.3	2.8	2.8	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	5.5	5.0	5.0	4.4	3.9		
E	100	0.5	9.4	16.7	18.3	20.0	19.4	17.8	11.1	6.7	7.2	7.8	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-1.1	-1.7	-1.7	-1.7	E	ΔTem
	300	-0.5	-0.5	0	11.7	16.7	17.2	17.2	10.6	7.8	7.2	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	2.8	2.2	1.7	0.5	0.5	0		
	500	2.8	2.8	3.3	4.4	7.8	11.1	13.3	13.9	13.3	11.1	10.0	8.9	7.8	7.8	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	3.9	3.9	3.3		
	700	6.1	5.5	5.5	5.0	4.4	5.0	5.5	8.3	10.0	10.6	10.0	9.4	8.9	7.8	6.7	7.2	7.8	7.8	7.8	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	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1	NE	ΔTem
	300	0.5	0.5	0	7.2	11.1	13.3	15.6	14.4	13.9	11.7	10.0	8.3	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.8	2.2	1.7	1.7	1.1		
	500	3.9	3.9	3.3	3.3	3.3	6.1	8.9	9.4	10.0	10.6	10.0	9.4	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	5.5	5.5	5.0	4.4	4.4	3.9	3.9		
	700	5.0	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	3.1	7.8	8.3	8.9	10.0	8.9	8.3	7.8	7.2	6.7	6.7	6.7	6.1	6.1	5.5	5.5	5.0		
S	100	-0.5	-1.1	-2.2	0.5	2.2	7.8	12.2	15.0	16.7	15.6	14.4	11.1	8.9	6.7	5.5	3.9	3.3	1.7	1.1	0.5	0.5	0	0	-0.5	N	ΔTem
	300	-0.5	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	3.9	6.7	11.1	13.3	13.9	14.4	12.8	11.1	8.3	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	0	-0.5		
	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	5.0	5.0	4.4	4.4	3.9		
SO	100	-1.1	-2.2	-2.2	-1.1	0.0	2.2	3.3	10.6	14.4	18.9	22.2	22.8	23.3	16.7	13.3	6.7	3.3	2.2	1.1	0.5	0.5	0	-0.5	-0.5	NO	ΔTem
	300	1.1	0.5	0	0	0.0	0.5	1.1	4.4	6.7	13.3	17.8	19.4	20.0	19.4	18.9	11.1	5.5	3.9	3.3	2.8	2.2	1.7	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	8.3	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	4.4	3.9		
	700	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	3.3	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	1.7	3.3	7.8	11.1	17.8	22.2	25.0	26.7	18.9	12.2	7.8	4.4	2.8	1.1	0.5	0	0	-0.5	-0.5	O	ΔTem
	300	1.1	0.5	0	0	0	1.1	2.2	3.9	5.5	10.6	14.4	18.9	22.2	22.8	20.0	15.6	8.9	5.5	3.3	2.8	2.2	1.7	1.7	1.1		
	500	3.9	3.9	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	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	510.4	4.05	4.01	3.41	3.38	3.35	3.35	3.35	3.95	4.45	5.50	6.63	9.22	10.87	13.58	15.25	14.82	14.28	10.71	8.02	6.92	6.30	5.67	5.17		
NO	100	-1.7	-2.2	-2.2	-1.1	0.0	1.7	3.3	5.5	6.7	10.6	13.3	18.3	22.2	20.6	18.9	10.0	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1	SO	ΔTem
	300	-1.1	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	0	1.1	3.3	4.4	5.5	6.7	11.7	16.7	17.2	17.8	11.7	6.7	4.4	3.3	2.2	1.7	0.5	0	-0.5		
	500	2.8	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	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	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1	S (en la sombra)	Ates
	300	-1.7	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	-0.5	0	1.7	3.3	4.4	5.5	6.1	6.7	6.7	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	-0.5	-1.1		
	500	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0.5	1.1	1.7	2.2	2.8	2.8	2.8	4.4	3.9	3.3	2.8	2.2	1.7	1.7	1.1	1.1	0.5		
	700	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0	0.5	1.1	1.7	2.2	2.8	3.3	3.9	4.4	3.9	3.3	2.2	1.7	1.1	1.1	1.1	0.5		
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5		
		MAÑANA										TARDE										MAÑANA					

Ecuación : Ganancias por transmisión a través de los muros (kcal/h) = Área (m2) x (Diferencia equivalente de temperatura) x (Coeficiente de transmisión global, tablas 21 a 25).

\* Válido tanto si el muro tiene o no aislamiento.

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

\*\*\* El peso por m2 de los tipos de construcción clásicos están indicados en las tablas 21 a 25.  
Para pesos por m² inferiores a 100 kg/m², tomar los valores correspondientes a 100 kg/m²

Fuente: Tabla 1 anexo 9 de Ashrae, Tomado y adaptado de la Escuela de Refrigeracion del Perú (2020)

**CUADRO N° 4. 16: HOJA RESUMEN DEL FLUJO DE CALOR DE LAS PAREDES EXTERIORES “A-B, E-F”**

PARED “A-B” Oeste				
PARÁMETROS			DATOS	
Máxima Aportación			452.18 kcal/h.m <sup>2</sup>	
Factor De Atmosfera No Muy Limpia			0.9	
Factor Por Altitud			1.002	
Punto De Roció			26.164 °C	
Factor Por Punto De Roció			0.9167	
Rs.			373.933 kcal/h.m <sup>2</sup>	
Rm.			444.00 kcal/h.m <sup>2</sup>	
b			0.78	
X2.			0.657	
X1.			0.343	
Coeficiente global de trasferencia “U”			2.160	
Área en m <sup>2</sup>			53.971	
Temperatura Exterior considerada a las 15 h			30 °C	
Diferencia de Temperaturas (Tex – Tin)			8° C	
Variación de temperatura. Ext. En 24 horas			8° C	
Valor a			1.2	
Peso de la Estructura			510.4 kg/m <sup>2</sup>	
Hora	$\Delta T_{em}$ tabla (4.5)	$\Delta T_{es}$ tabla (4.5)	$\Delta T_{equiv}$ °C, Ecu. (a)	Calor (Kcal/h)
1	6.9288	1.7260	6.344	739.54
2	6.3028	1.7000	5.924	690.56
3	5.6768	1.1000	5.307	618.62
4	5.1716	1.1000	4.975	579.93
5	4.5456	0.5000	4.358	508.00
6	4.0456	0.5000	4.029	469.71
7	4.0144	0.5000	4.009	467.32
8	3.4144	0.0000	3.443	401.37
9	3.3884	0.0000	3.426	399.38
10	3.3572	0.0000	3.405	396.99
11	3.3572	0.0000	3.405	396.99
12	3.3572	0.0000	3.405	396.99
13	3.9572	0.4740	3.962	461.90
14	4.4572	1.0428	4.486	522.94
15	5.5000	1.6376	5.375	626.59
16	6.6376	2.1428	6.295	733.91
17	9.2284	2.7428	8.203	956.31
18	10.8712	2.7688	9.291	1,083.16
19	13.5828	2.8000	11.083	1,292.06
20	15.2516	4.3428	12.709	1,481.57
21	14.8284	3.9000	12.279	1,431.45
22	14.2856	3.3572	11.736	1,368.17
23	10.7144	2.8572	9.219	1,074.69
24	8.0288	2.2572	7.249	845.02

**Fuente:** Elaboración en base a la tabla 4.5 y los parámetros para pared Oeste.

**CUADRO N° 4. 17: HOJA RESUMEN DEL FLUJO DE CALOR DE LA PARED “F-G” NORTE.**

PARED “F-G” Norte	
PARÁMETROS	DATOS
Máxima Aportación	40.66 kcal/h.m <sup>2</sup>
Factor De Atmosfera No Muy Limpia	0.9
Factor Por Altitud	1.002
Punto De Roció	26.164 °C
Factor Por Punto De Roció	0.9167
Rs.	33.64 kcal/h.m <sup>2</sup>
Rm.	187.00 kcal/h.m <sup>2</sup>
b	0.78
X2.	0.140
X1.	0.860

Coeficiente global de transferencia "U"		2.710		
Área en m <sup>2</sup>		8.05		
Temperatura Exterior considerada a las 15 h		30 °C		
Diferencia de Temperaturas ( <i>Tex</i> – <i>Tin</i> )		8° C		
Variación de temperatura. Ext. En 24 horas		8° C		
Valor a		1.2		
Peso de la Estructura		324.8 kg/m <sup>2</sup>		
Hora	$\Delta T_{em}$ tabla (4.5)	$\Delta T_{es}$ tabla (4.5)	$\Delta T_{equiv}$ °C, Ecu. (a)	Calor (Kcal/h)
1	1.5092	1.1744	2.421	52.82
2	0.9216	0.6488	1.887	41.17
3	0.8472	0.1364	1.436	31.33
4	0.4092	-0.3016	0.998	21.77
5	-0.0908	-0.9016	0.412	8.99
6	-0.1652	-1.4272	-0.050	-1.10
7	-1.2164	-1.4272	-0.198	-4.31
8	-1.7908	-1.9272	-0.708	-15.45
9	-1.3528	-1.4892	-0.270	-5.89
10	-0.8272	-0.9636	0.256	5.57
11	3.6272	-0.4380	1.332	29.06
12	6.1420	0.0000	2.061	44.97
13	10.2692	1.5512	3.974	86.69
14	12.4816	3.0272	5.553	121.15
15	13.2056	4.0652	6.547	142.83
16	13.7180	5.0908	7.501	163.63
17	12.4528	5.6908	7.839	171.02
18	10.9636	6.2164	8.082	176.32
19	8.3000	6.2164	7.709	168.17
20	6.8364	6.4148	7.674	167.41
21	5.5744	5.3016	6.540	142.67
22	4.5364	4.2636	5.502	120.03
23	3.5108	3.2380	4.476	97.65
24	2.4728	2.2000	3.438	75.01

Fuente: Elaboración en base a la tabla 4.5 y los parámetros para pared norte.

#### CUADRO N° 4. 18: HOJA RESUMEN DEL FLUJO DE CALOR DE LA PARED "R-A" SUR.

PARED "R-A" Sur				
PARÁMETROS			DATOS	
Máxima Aportación			107.43 kcal/h.m <sup>2</sup>	
Factor De Atmosfera No Muy Limpia			0.9	
Factor Por Altitud			1.002	
Punto De Roció			26.164 °C	
Factor Por Punto De Roció			0.9167	
<i>Rs.</i>			88.83 kcal/h.m <sup>2</sup>	
<i>Rm.</i>			44.00 kcal/h.m <sup>2</sup>	
<i>b</i>			0.78	
<i>X2.</i>			1.732	
<i>X1.</i>			-0.732	
Coeficiente global de transferencia "U"			2.97	
Área en m <sup>2</sup>			24.104	
Temperatura Exterior considerada a las 15 h			30 °C	
Diferencia de Temperaturas ( <i>Tex</i> – <i>Tin</i> )			8° C	
Variación de temperatura. Ext. En 24 horas			8° C	
Valor a			1.2	
Peso de la Estructura			269.12 kg/m <sup>2</sup>	
Hora	$\Delta T_{em}$ tabla (4.5)	$\Delta T_{es}$ tabla (4.5)	$\Delta T_{equiv}$ °C Ecu. (a)	Calor (Kcal/h)
1	0.9302	0.9302	2.130	150.51
2	0.3456	0.3456	1.546	109.21
3	-0.0772	-0.0772	1.123	79.33
4	-0.5926	-0.5926	0.607	42.91
5	-1.1000	-1.1000	0.100	7.07
6	-1.7000	-1.7000	-0.500	-35.33
7	-1.7000	-1.7000	-0.500	-35.33

8	-2.2000	-2.2000	-1.000	-70.66
9	-1.7000	-1.7000	-0.500	-35.33
10	-1.1000	-1.1000	0.100	7.07
11	-0.3456	-0.3456	0.854	60.37
12	0.3397	0.3397	1.540	108.79
13	2.1169	2.1169	3.317	234.36
14	3.6397	3.6397	4.840	341.96
15	4.7551	4.7551	5.955	420.78
16	5.8551	5.8551	7.055	498.50
17	6.2698	6.2698	7.470	527.80
18	6.7000	6.7000	7.900	558.20
19	6.5147	6.5147	7.715	545.10
20	6.3449	6.3449	7.545	533.10
21	5.1603	5.1603	6.360	449.41
22	4.0603	4.0603	5.260	371.68
23	2.9603	2.9603	4.160	293.96
24	1.8603	1.8603	3.060	216.24

**Fuente:** Elaborado en base a la tabla 4.5 y los parámetros para pared sur.

✓ **Flujo de calor a través de Techos (con sobra)**

El Flujo de calor por radiación en techos con sombra, se determinó usando las ecuaciones: 2.19, 2.20 y 2.21.

$$Q = U \times A \times \Delta T_{equiv} \dots \dots \dots (2.19)$$

$$\Delta T_{equiv} = a + \Delta T_{es} + b \times \frac{R_s}{R_m} \times (\Delta T_{em} - \Delta T_{es}) \dots \dots \dots (2.20)$$

$$\Delta T_{equiv} = a + (X_1 \times \Delta T_{es}) + (X_2 \times \Delta T_{em}) \dots \dots \dots (2.21)$$

Donde:

$$X_2 = \frac{bxR_s}{R_m} \quad y \quad X_1 = 1 - X_2$$

❖  $b$  = Coeficiente de color en techos, tomado de los parámetros de diseño.

$$b = 0.78$$

$$R_s = (Max. \text{aportacion solar}) \times (Fact \text{ Atm}) \times (Fact \text{ de altitud}) \times (Fac. \text{ Punto de rocío}).$$

❖  $R_m$  = de la tabla 7 (anexo 7) y a 40° latitud norte, en el mes de julio y la orientación para esta HORIZONTAL. siempre entrando a la tabla por Latitud sur para sacar los valores.

❖ Máxima aportación solar en el techo de 500 m<sup>2</sup>.

$$= 709.2 \frac{kcal}{h \times m^2}$$

❖ Factor de atmosfera.

= 0.9, valor obtenido de Parámetros generales.

❖ Valor por altitud.

$$= 1 + \left(\frac{0.7}{100}\right) \times \left(\frac{100}{300}\right) = 1.002 \dots (\text{Vease la tabla A Anexo 6})$$

❖ Punto de rocío para 30 °C y 80% Hr corresponde a: 26.164 °C.

❖ Factor de punto de rocío:

$$1 + \left(\frac{5}{100}\right) \times \left(\frac{19.5 - 26.164}{4}\right) = 0.9167$$

Ahora reemplazamos valores:

$$R_s = (709.2)(0.9)(1.002)(0.9167) = 586.28$$

$$R_m = 631 \dots \dots \text{tabla A del Anexo 6}$$

$$X_2 = \frac{0.78 \times 586.28}{631} = 0.7247 \text{ y } X_1 = 1 - 0.7247 = 0.2753$$

❖  $U = 1.55 \frac{kcal}{h.m^2.^{\circ}C}$

❖ Área de la pared Oeste = 500 m<sup>2</sup>

❖ Factor de corrección (a), haciendo uso de la tabla (2 A del anexo 8), datos de entrada:

- Temperatura a las 15 horas exterior = 30 °C, de datos generales.

$$\Delta T = \text{Temp. Ext 3:00 pm} - \text{Temp. interior Sala} = 30^{\circ}C - 22^{\circ}C = 8^{\circ}C$$

- Temperatura ΔT 24 horas

= 8 °C, valor de datos generales ingresamos a la tabla 2 A anexo 8.

**TABLA N° 4. 6: ITERACIONES DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA EN TECHOS**

**TABLA- 2A CORRECCIONES DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA (°C)**

temperatura exterior a las 15 h para el mes considerado menos temperatura interior	VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 h																					
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22				
-16	-21.2	-21.7	-22.3	-22.8	-23.3	-23.8	-24.2	-24.7	-25.1	-25.6	-26.0	-26.5	-27.0	-27.4	-27.9	-28.8	-29.3	-29.8				
-12	-17.2	-17.7	-18.3	-18.8	-19.3	-19.8	-20.2	-20.7	-21.1	-21.6	-22.0	-22.5	-23.0	-23.4	-23.9	-24.8	-25.3	-25.8				
-8	-13.2	-13.7	-14.3	-14.8	-15.3	-15.8	-16.2	-16.7	-17.1	-17.6	-18.0	-18.5	-19.0	-19.4	-19.9	-20.8	-21.3	-21.8				
-4	-9.2	-9.7	-10.3	-10.8	-11.3	-11.8	-12.2	-12.7	-13.1	-13.6	-14.0	-14.5	-15.0	-15.4	-15.9	-16.8	-17.3	-17.8				
0	-5.0	-5.5	-6.1	-6.6	-7.1	-7.6	-8.0	-8.5	-8.9	-9.4	-9.8	-10.3	-10.8	-11.2	-11.7	-12.6	-13.1	-13.6				
2	-3.1	-3.6	-4.2	-4.7	-5.2	-5.6	-6.1	-6.6	-7.0	-7.5	-7.9	-8.4	-8.9	-9.3	-9.8	-10.6	-11.1	-11.7				
4	-1.1	-1.6	-2.2	-2.7	-3.2	-3.6	-4.1	-4.6	-5.0	-5.5	-5.9	-6.4	-6.9	-7.3	-7.8	-8.6	-9.1	-9.7				
6	0.8	0.3	-0.3	-0.8	-1.3	-1.7	-2.2	-2.7	-3.1	-3.6	-4.0	-4.5	-5.0	-5.4	-5.9	-6.7	-7.2	-7.8				
8	2.8	2.3	1.7	1.2	0.7	0.3	0	-0.7	-1.1	-1.6	-2.0	-2.5	-3.0	-3.4	-3.9	-4.7	-5.2	-5.8				
10	4.7	4.2	3.6	3.1	2.6	2.2	1.7	1.2	0.8	0.3	-0.1	-0.6	-1.1	-1.5	-2.0	-2.8	-3.3	-3.9				
12	6.8	6.3	5.7	5.2	4.7	4.3	3.8	3.3	2.9	2.4	1.8	1.3	0.8	0.4	-0.1	-0.7	-1.2	-1.8				
14	8.8	8.3	7.7	7.2	6.7	6.3	5.8	5.3	4.9	4.4	3.8	3.3	2.8	2.4	1.9	1.3	0.8	0.2				
16	10.8	10.3	9.7	9.2	8.7	8.3	7.8	7.3	6.9	6.4	5.8	5.3	4.8	4.4	3.9	3.3	2.8	2.2				
18	12.8	12.3	11.7	11.2	10.7	10.3	9.8	9.3	8.9	8.4	7.8	7.3	6.8	6.4	5.9	5.3	4.8	4.2				
20	14.8	14.3	13.7	13.2	12.7	12.3	11.8	11.3	10.9	10.4	9.8	9.3	8.8	8.4	7.9	7.3	6.8	6.2				
22	16.9	16.4	15.8	15.3	14.8	14.4	13.9	13.4	13.0	12.5	11.9	11.4	10.9	10.5	10.0	9.4	8.9	8.3				

Fuente: Tabla "2 A" de Ashrae, Tomado de la (Escuela de Refrigeracion del Perú, 2020)

Corresponde el valor de a= 1.2

Reemplazando valores en la ecuación 2.21.

$$\Delta T_{equiv} = a + (X_1 \times \Delta T_{es}) + (X_2 \times \Delta T_{em}) \dots \dots \dots (2.21)$$

$$\Delta T_{equiv} = 1.2 + (0.275 \times \Delta T_{es}) + (0.724 \times \Delta T_{em}) \dots \dots \dots (Ecu. b)$$

Para obtener los valores de  $\Delta T_{es}$  y  $\Delta T_{em}$ ..... (Véase la tabla 2 anexo 10) y hallar los valores interpolando con el dato de entrada del peso del techo de

$$464 \frac{Kg}{m^2pared}$$

**TABLA N° 4. 7: VALORES ITERADOS PARA PESOS DEL TECHO DE  $464 \frac{Kg}{m^2pared}$**

**TABLA 2.- DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)**  
TECHO SOLEADO O EN SOMBRA \*

Valadero para techos 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 \*\*

CONDICIONES	EL TECHO **	HORA SOLAR																							
		MAÑANA												TARDE										MAÑANA	
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
soleado	50	-2.2	-3.3	-3.9	-2.8	-0.5	3.9	8.3	13.3	17.8	21.1	23.9	26.6	26.0	22.8	19.4	16.6	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	9.4	7.2	6.1	5.0	3.3
	400	5.0	4.4	3.3	3.9	4.4	6.1	8.9	12.2	15.0	17.2	19.4	21.1	21.7	21.1	20.0	18.9	17.2	15.6	13.9	12.2	10.0	8.9	7.2	6.1
Cubierto de agua	100	-2.8	-1.1	0	1.1	2.2	5.5	8.9	10.6	12.2	11.1	10.0	8.9	7.8	6.7	5.5	3.3	1.1	0.5	-0.5	-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	-1.7	-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)	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	5.5	5.0	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	-0.5	-1.1
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
		MAÑANA												TARDE										MAÑANA	

Ecuación : Ganancias por transmisión a través del techo (kcal/h) = Área (m2) x (Diferencia equivalente de temperatura) x (Coeficiente de transmisión global, tablas 27 ó 28).  
 \* Si las bóvedas o buhardillas están ventiladas o si el techo está aislado, tomar el 75% de los valores precedentes.  
 Para techos inclinados, considerar la proyección horizontal de la superficie.  
 \*\* Para condiciones diferentes, aplicar las condiciones indicadas en el texto.  
 \*\*\* Los pesos por m2 de los tipos de construcción clásicos están indicados en las tablas 27 ó 28.

Fuente: Tabla "2" de Ashrae, Tomado y adaptado de la Escuela de Refrigeracion del Perú (2020).

A continuación, los valores de obtenidos de  $\Delta T_{es}$ ,  $\Delta T_{em}$ ,  $\Delta T_{equiv}$  y el calor por cada hora de radiación al interpolar con la tabla (2).

**CUADRO N° 4. 19: HOJA RESUMEN DEL FLUJO DE CALOR POR EL TECHO HORIZONTAL.**

Techo Horizontal con sombra				
PARÁMETROS DE MANERA RESUMIDA				DATOS
Máxima Aportación para el techo				709.2 kcal/h.m <sup>2</sup>
Factor De Atmosfera No Muy Limpia				0.9
Factor Por Altitud				1.002
Punto De Roció				26.164 °C
Factor Por Punto De Roció				0.9167
Rs.				586.471 kcal/h.m <sup>2</sup>
Rm.				631 kcal/h.m <sup>2</sup>
b				0.78
X2.				0.725
X1.				0.275
Coeficiente global de trasferencia "U"				1.55
Área en m <sup>2</sup>				500.00
Temperatura Exterior considerada a las 15 h				30 °C
Techo soleado (1=si, 2= no)				2
Diferencia de Temperaturas (Tex – Tin)				8° C
Variación de temperatura. Ext. En 24 horas				8° C
Valor "a"				1.2
Peso de la Estructura Techo				464.00 kg/m <sup>2</sup>
Hora	$\Delta T_{em}$ tabla (4.7)	$\Delta T_{es}$ tabla (4.7)	$\Delta T_{equiv}$ °C Ecu. (b)	Calor (Kcal/h)
1	1.1000	1.1000	2.300	1,782.50
2	0.5000	0.5000	1.700	1,317.50
3	0.0000	0.0000	1.200	930.00
4	-0.5000	-0.5000	0.700	542.50
5	-1.1000	-1.1000	0.100	77.50
6	-1.7000	-1.7000	-0.500	-387.50
7	-1.7000	-1.7000	-0.500	-387.50
8	-1.1000	-1.1000	0.100	77.50
9	-1.1000	-1.1000	0.100	77.50
10	-1.1000	-1.1000	0.100	77.50
11	-0.5000	-0.5000	0.700	542.50
12	0.0000	0.0000	1.200	930.00
13	1.1000	1.1000	2.300	1,782.50
14	2.2000	2.2000	3.400	2,635.00
15	3.3000	3.3000	4.500	3,487.50
16	4.4000	4.4000	5.600	4,340.00
17	5.0000	5.0000	6.200	4,805.00
18	5.5000	5.5000	6.700	5,192.50
19	5.5000	5.5000	6.700	5,192.50
20	5.5000	5.5000	6.700	5,192.50
21	5.0000	5.0000	6.200	4,805.00
22	4.4000	4.4000	5.600	4,340.00
23	3.3000	3.3000	4.500	3,487.50
24	2.2000	2.2000	3.400	2,635.00

**Fuente:** Elaboración en base a la tabla 4.7 y los parámetros para techo horizontal.

Para máximas aportaciones solar a través de ventanas, muros y techo durante los meses de verano se determinó el día y mes de mayor aportación solar siendo este el 22 de diciembre, estas aportaciones solares máximas a su vez se dan en forma simultánea a una determinada hora, por ello se indican los

valores del flujo de calor en función a un día, a continuación, se determina la hora de mayor aportación solar en este día.

**CUADRO N° 4. 20: HORA DE MAYOR APORTACIÓN SOLAR**

HORA	VENTANA	VENTANA	PARED	PARED	PARED	Techo	TOTAL
	N	S	O	N	S	Con sombra	
1	0.00	0.00	739.54	52.82	150.51	1,782.50	2,737.70
2	0.00	0.00	690.56	41.17	109.21	1,317.50	2,169.95
3	0.00	0.00	618.62	31.33	79.33	930.00	1,669.60
4	0.00	0.00	579.93	21.77	42.91	542.50	1,196.79
5	0.00	0.00	508.00	8.99	7.07	77.50	610.02
6	237.91	626.45	469.71	-1.10	-35.33	-387.50	917.98
7	215.36	1,305.02	467.32	-4.31	-35.33	-387.50	1,568.34
8	446.27	1,905.41	401.37	-15.45	-70.66	77.50	2,751.14
9	649.39	2,024.88	399.38	-5.89	-35.33	77.50	3,116.58
10	824.74	2,099.07	396.99	5.57	7.07	77.50	3,417.56
11	953.20	2,099.07	396.99	29.06	60.37	542.50	4,087.80
12	1,039.98	2,124.90	396.99	44.97	108.79	930.00	4,652.25
13	993.20	2,150.74	461.90	86.69	234.36	1,782.50	5,717.10
14	932.30	2,176.58	522.94	121.15	341.96	2,635.00	6,738.64
15	819.52	2,218.53	626.59	142.83	420.78	3,487.50	7,726.18
16	609.39	2,254.08	733.91	163.63	498.50	4,340.00	8,611.74
17	350.70	2,279.92	956.31	171.02	527.80	4,805.00	9,106.68
18	305.58	2,305.75	1,083.16	176.32	558.20	5,192.50	9,639.56
19	255.25	1,023.70	1,292.06	168.17	545.10	5,192.50	8,498.32
20	227.47	888.12	1,481.57	167.41	533.10	5,192.50	8,514.86
21	191.02	768.66	1,431.45	142.67	449.41	4,805.00	7,812.06
22	0.00	0.00	1,368.17	120.03	371.68	4,340.00	6,222.68
23	0.00	0.00	1,074.69	97.65	293.96	3,487.50	4,971.71
24	0.00	0.00	845.02	75.01	216.24	2,635.00	3,785.35

**Fuente:** Elaborado en base a la hoja resumen de flujo de calor para cada ventana, pared y techo exterior de la oficina.

Se determina que la hora de mayor contribución solar para la oficina es a las 18 horas según las orientaciones de sus paredes, ventanas y techo.

Esto sirve para definir qué valor de  $\Delta T_{equiv}$  que se utilizará del listado de las 24 horas entonces utilizaremos la hora de 18 horas para cada flujo de radiación ya sea por ventanas, paredes y techos exteriores.

A continuación, el resumen de la carga térmica total de la oficina MITSUI & CO en el piso 7 de la torre Prado.

**CUADRO N° 4. 21: REPORTE PARA DETERMINAR LA CARGA TÉRMICA EN UNA OFICINA.**

NOMBRE DEL PROYECTO: MITSUI & CO										
DIRECCIÓN: Edificio Torre Prado, Av. Javier Prado Este N° 434-444, Urb. Jardín, Distrito de San Isidro-Lima										
REALIZADO POR: CRISTIAN FIERRO CARRASCO										
DESCRIPCIÓN	ORIENTACIÓN	Área (m <sup>2</sup> )	Coefficiente Global De Temperatura U (kcal /h.m <sup>2</sup> .°C)	$\Delta T$ o $\Delta T_{equi}$ (°C)	Radiación Solar. (Rs) (kcal /h.m <sup>2</sup> )	Factor de corrección (f)	Factor de almacenamiento (s)	Calor Sensible (kcal/h)	Calor Latente (kcal/h)	
<b>Calor por CONDUCCIÓN a través de VENTANAS EXTERIORES (<math>\Delta T</math>)</b>										
F-G vidrio	N	54.32	3.125	8				1,358		
R-A vidrio	S	38.24	3.125	8				956		
<b>Calor por CONDUCCIÓN a través de VENTANAS INTERIORES (<math>\Delta T</math>)</b>										
H-I Vidrio	Int.	5.58	3.13	5				87.19		
P-Q Vidrio	Int.	5.58	3.13	5				87.19		
<b>Calor por CONDUCCIÓN a través de PAREDES INTERIORES (<math>\Delta T</math>)</b>										
B-C, C-D, D-E.	Int.	81.80	1.11	4				363.19		
I-J, J-K, K-L, L-M, M-N, N-O, O-P-O, O-P	Int.	126.73	2.18	4				1,105.1		
H-G, Q-R	Int.	37.30	1.27	4				189.04		
PISO	Int.	500.00	1.55	4				3,100.0		
<b>Calor por RADIACIÓN solar a través de PAREDES EXTERIORES (<math>\Delta T_{equi}</math>)</b>										
A-B, E-F	O	53.97	2.196	9.291				1,101.21		
F-G	N	8.05	2.710	8.082				176.32		
R-A	S	24.14	2.927	7.90				558.20		
<b>Calor por RADIACIÓN solar a través de techo (<math>\Delta T_{equi}</math>) (soleado y con sombra)</b>										
Techo	Hor.	500	1.55	6.7				5,192.5		
<b>Calor por RADIACIÓN solar a través de VENTANAS EXTERIORES</b>										
F-G vidrio	N	54.32			40.66	0.63	0.220	305.58		
R-A vidrio	S	38.24			107.43	0.63	0.892	2,305.75		
<b>Calor Debido a las PERSONAS</b>										
Número de personas =106			Ganancia Sensible (Gs)	71 Kcal/hr		#pxGs #pxGl		7,526.00	4,452.00	
			Ganancia latente (Gl)	42 Kcal/hr						
<b>Calor debido a la ILUMINACIÓN</b> ..... $W/m^2 \Rightarrow 16 \times 500m^2 = 8000 Wx(FC)$ , FC= horas de funcionamiento 0.85								6,878.6		
<b>Calor debido a los EQUIPOS</b> ..... $W/m^2 \Rightarrow x500m^2 = 26500 Wx(FC)$ , FC= horas de funcionamiento 0.85								22,785.3		
<b>CARGA TÉRMICA POR:</b>								54,075.2	4,452.00	
<b>Factor de seguridad = 15%</b>								1.15	1.15	
								<b>CARGA TÉRMICA SENSIBLE:</b>	<b>62,186.5</b>	Kcal/h
								<b>CARGA TÉRMICA LATENTE:</b>	<b>5,120.0</b>	Kcal/h
								<b>CARGA TÉRMICA TOTAL:</b>	<b>67,306</b>	Kcal/h
								<b>CARGA TOTAL:</b>	<b>22.3</b>	TON

**Fuente:** Adaptado de la Escuela de Refrigeración del Perú para la oficina MITSUI & CO

Como se observa que en este reporte se pudo determinar la carga térmica de la oficina con valor de 22.3 TON, Pero recordemos que esto nos es la capacidad del sistema ya que se le va adicionar un sistema de renovación de aire exterior para que sea un sistema de aire acondicionado, en tal sentido necesitamos el uso de psicrometría para determinar la capacidad de refrigeración dentro de la oficina y alcanzar las condiciones de confort dentro de esta.

Para las oficinas interiores el tratamiento del cálculo de la carga térmica es el mismo que se aplicó para toda la oficina. Teniendo como base los parámetros de diseño que se aplicaron. Teniendo así para cada ambiente de la oficina su carga térmica ambiente por ambiente:

**CUADRO N° 4. 22: CARGA TÉRMICA PARA CADA AMBIENTE DE LA OFICINA**

N°	Ambiente	Cantidad de personas	Área	Incidencia del sol	RESULTADO SENSIBLE	RESULTADO LATENTE	RESULTADO CARGA TÉRMICA	RESULTADO EN TON
1	Flex Room	2	16	si	2,129.30 Kcal /h	96.60 Kcal /h	2,225.90 Kcal /h	<b>0.74 TON</b>
2	Private Meeting Room	2	13	si	2,297.30 Kcal /h	96.60 Kcal /h	2,393.90 Kcal /h	<b>0.79 TON</b>
3	Ceo Office	4	25	si	3,039.92 Kcal /h	193.20 Kcal /h	3,233.12 Kcal /h	<b>1.07 TON</b>
4	Work Café	8	22	no	4,066.67 Kcal /h	386.40 Kcal /h	4,453.07 Kcal /h	<b>1.47 TON</b>
5	Meeting Room 1	4	8	si	2,299.00 Kcal /h	193.20 Kcal /h	2,492.20 Kcal /h	<b>0.82 TON</b>
6	Meeting Room 2	8	22	si	4,334.41 Kcal /h	336.00 Kcal /h	4,670.41 Kcal /h	<b>1.54 TON</b>
7	Conference Room 1	12	35	si	7,041.38 Kcal /h	579.60 Kcal /h	7,620.98 Kcal /h	<b>2.52 TON</b>
8	Conference Room 2	12	35	si	7,085.33 Kcal /h	579.60 Kcal /h	7,664.93 Kcal /h	<b>2.53 TON</b>
9	Meeting Room 3	6	18	si	3,796.87 Kcal /h	289.80 Kcal /h	4,086.67 Kcal /h	<b>1.35 TON</b>
10	Reception	2	17	no	1,779.13 Kcal /h	96.60 Kcal /h	1,875.73 Kcal /h	<b>0.62 TON</b>
11	Buffer, Kitchenette, Phone Booth	6	50	no	4,696.17 Kcal /h	289.80 Kcal /h	4,985.97 Kcal /h	<b>1.65 TON</b>
12	Copy Point	39	219	si	18,855.00 Kcal /h	1,883.70 Kcal /h	20,738.70 Kcal /h	<b>6.86 TON</b>
13	Collaborative area							
14	Data	1	20	no	1,271.74 Kcal /h	48.30 Kcal /h	1,320.04 Kcal /h	<b>0.44 TON</b>
<b>TOTAL</b>		<b>106</b>	<b>500</b>				<b>67,667.1 Kcal /h</b>	<b>22.3 TON</b>

**Fuente:** Elaborado en base a los cálculos para determinar la carga térmica para cada ambiente de la oficina.

Se observa en el cuadro 4.22 que la suma de la carga térmica de toda la oficina es igual a la suma de cada carga térmica oficina por oficina, teniendo así una carga térmica total de 22.3 TON.

- **Determinaremos el caudal de aire exterior de mezcla**

Procederemos a determinar la cantidad de aire exterior necesaria para la oficina por medio de la ecuación 2.8 del marco teórico.

$$\text{Aire exterior} = (AxRA + \#Px RP) \times 1.3 \dots \dots \dots (2.8)$$

Dónde:

- ✓ 1.3: factor para certificación leed.

- ✓ **A:** Área ( $ft^2$ ) =  $500 m^2 \Rightarrow 500 \times 10.76 = 5382 ft^2$
- ✓ **#P:** Número de persona=106 personas
- ✓ **RP:** Ratio por persona.
- ✓ **RA:** Ratio por área.

Para *RP* y *RA* de la tabla 4.8. según el estándar 62.1 de Ashrae nos recomienda para una oficina.

#### TABLA N° 4. 8: ÍNDICE DE VENTILACIÓN MÍNIMAS EN LA ZONA DE RESPIRACIÓN

**TABLE 6-1 MINIMUM VENTILATION RATES IN BREATHING ZONE (continued)**  
(This table is not valid in isolation; it must be used in conjunction with the accompanying notes.)

Occupancy Category	People Outdoor Air Rate $R_p$		Area Outdoor Air Rate $R_a$		Notes	Default Values			Air Class
						Occupant Density (see Note 4)	Combined Outdoor Air Rate (see Note 5)		
	cfm/person	L/s/person	cfm/ft <sup>2</sup>	L/s-m <sup>2</sup>		#/1000 ft <sup>2</sup> or #/100 m <sup>2</sup>	cfm/person	L/s/person	
<b>Office Buildings</b>									
Office space	5	2.5	0.06	0.3		5	17	8.5	1
Reception areas	5	2.5	0.06	0.3		30	7	3.5	1
Telephone/data entry	5	2.5	0.06	0.3		60	6	3.0	1
Main entry lobbies	5	2.5	0.06	0.3		10	11	5.5	1

**Fuente:** Tomado del estándar 62.1-2010 de Ashrae para una oficina.

$$\text{Aire exterior} = (5382 \times 0.06 + 106 \times 5) \times 1.3 \dots \dots \dots (2.10)$$

$$\text{Aire exterior} = 1110 \text{ cfm} = \frac{1120}{0.58861} = 1.886 \text{ m}^3/\text{h}$$

A su vez la densidad del aire a una temperatura de 30 °C exterior es igual 1.125kg/m<sup>3</sup>.

Por la siguiente formula de flujo másico de aire expresada en el cuadro 2.5.

$$\dot{v} = \text{aire exterior} = \dot{m}/\rho \dots \dots \dots (\text{Formula del cuadro 2.5})$$

$$\dot{v} = 1.886 = \dot{m}/1.125 \Rightarrow \dot{m} = \text{flujo masa de aire exterior} = 2121 \text{ kg/h}$$

Siguiendo esta misma metodología de cálculo se elaboró un resumen para cada ambiente de la oficina.

**CUADRO N° 4. 23: RESUMEN DEL CÁLCULO DE AIRE FRESCO PARA CADA AMBIENTE DE LA OFICINA**

CALCULO DEL AIRE FRESCO SEGÚN - ASHRAE 62.1 - 2010												
DATOS							CÁLCULOS					Flujo de masa de aire Exterior
N°	Ambiente	Área (m <sup>2</sup> )	Área (ft <sup>2</sup> ) (Az)	N° Personas (Pz)	Factors of Minimum Ventilation Rates		Breathing Zone Outdoor Airflow ( Vbz)	Factor	Aire Fresco	Aire Fresco m <sup>3</sup> /h	Densidad kg/m <sup>3</sup>	
					Rp	Ra						
1	Flex Room	16.00 m <sup>2</sup>	172.2 ft <sup>2</sup>	2	5	0.06	20 CFM	1.3	25 CFM	42 m <sup>3</sup> /h	1.125 Kg/m <sup>3</sup>	47.78 Kg/h
2	Private Meeting Room	13.00 m <sup>2</sup>	139.9 ft <sup>2</sup>	2	5	0.06	18 CFM	1.3	25 CFM	42 m <sup>3</sup> /h	1.125 Kg/m <sup>3</sup>	47.78 Kg/h
3	Ceo Office	25.00 m <sup>2</sup>	269.1 ft <sup>2</sup>	4	5	0.06	36 CFM	1.3	45 CFM	76 m <sup>3</sup> /h	1.125 Kg/m <sup>3</sup>	86.01 Kg/h
4	Work Café	22.00 m <sup>2</sup>	236.8 ft <sup>2</sup>	8	5	0.06	54 CFM	1.3	70 CFM	119 m <sup>3</sup> /h	1.125 Kg/m <sup>3</sup>	133.79 Kg/h
5	Meeting Room 1	8.00 m <sup>2</sup>	86.1 ft <sup>2</sup>	4	5	0.06	25 CFM	1.3	35 CFM	59 m <sup>3</sup> /h	1.125 Kg/m <sup>3</sup>	66.89 Kg/h
6	Meeting Room 2	22.00 m <sup>2</sup>	236.8 ft <sup>2</sup>	8	5	0.06	54 CFM	2.3	125 CFM	212 m <sup>3</sup> /h	1.125 Kg/m <sup>3</sup>	238.91 Kg/h
7	Conference Room 1	35.00 m <sup>2</sup>	376.7 ft <sup>2</sup>	12	5	0.06	83 CFM	1.3	110 CFM	187 m <sup>3</sup> /h	1.125 Kg/m <sup>3</sup>	210.24 Kg/h
8	Conference Room 2	35.00 m <sup>2</sup>	376.7 ft <sup>2</sup>	12	5	0.06	83 CFM	1.3	110 CFM	187 m <sup>3</sup> /h	1.125 Kg/m <sup>3</sup>	210.24 Kg/h
9	Meeting Room 3	18.00 m <sup>2</sup>	193.8 ft <sup>2</sup>	6	5	0.06	42 CFM	1.3	55 CFM	93 m <sup>3</sup> /h	1.125 Kg/m <sup>3</sup>	105.12 Kg/h
10	Reception	17.00 m <sup>2</sup>	183.0 ft <sup>2</sup>	2	5	0.06	21 CFM	1.3	30 CFM	51 m <sup>3</sup> /h	1.125 Kg/m <sup>3</sup>	57.34 Kg/h
11	Buffer, Kitchenette, Phone Booth	50.00 m <sup>2</sup>	538.2 ft <sup>2</sup>	6	5	0.06	62 CFM	1.3	80 CFM	136 m <sup>3</sup> /h	1.125 Kg/m <sup>3</sup>	152.90 Kg/h
12	Copy Point	219.00 m <sup>2</sup>	2,357.3 ft <sup>2</sup>	39	5	0.06	336 CFM	1.3	440 CFM	748 m <sup>3</sup> /h	1.125 Kg/m <sup>3</sup>	840.96 Kg/h
	Collaborative area											
13	Data	20.00 m <sup>2</sup>	215.3 ft <sup>2</sup>	1	5	0.06	18 CFM	1.3	25 CFM	42 m <sup>3</sup> /h	1.125 Kg/m <sup>3</sup>	47.78 Kg/h
<b>TOTAL =</b>		<b>500.00 m<sup>2</sup></b>	<b>5,382.0 ft<sup>2</sup></b>	<b>106</b>	<b>5</b>	<b>0.06</b>	<b>853 CFM</b>	<b>1.3</b>	<b>1,110 CFM</b>	<b>1,886 m<sup>3</sup>/h</b>	<b>1.125 Kg/m<sup>3</sup></b>	<b>2,121.52 Kg/h</b>

**Fuente:** Elaboración en base a los datos de aire exterior para toda la oficina y cada ambiente de esta.

- **Temperatura y humedad de ingreso y salida del aire**

Son aquellas temperaturas y humedades relativas que se encuentra en el exterior y el interior de la oficina a la cual deseamos llegar. En nuestro caso fueron.

**CUADRO N° 4. 24: TEMPERATURAS Y HUMEDAD DE SALIDA E INGRESO DE AIRE EN LA OFICINA.**

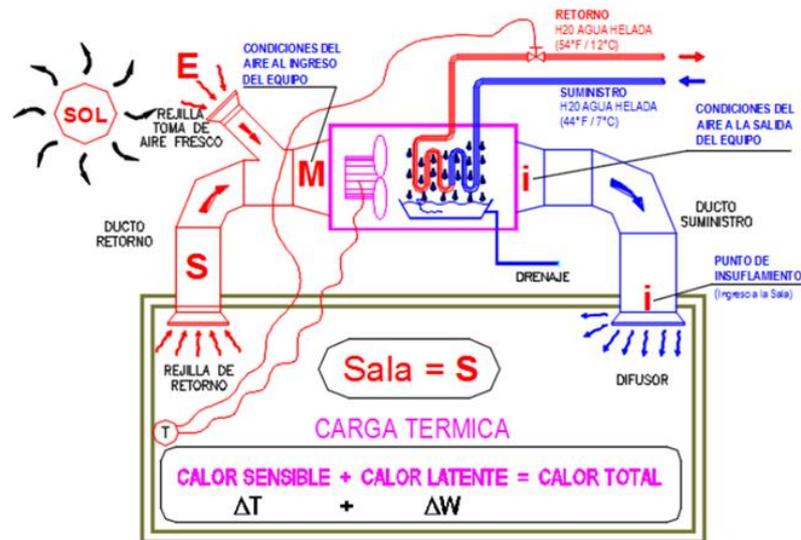
Punto Exterior de la sala (E)		
Puntos	S.I.	INGLES
T	30 °C	86 °F
HR	80%	80%

Punto Interior de la sala (S)		
Puntos	S.I.	INGLES
T	22 °C	71.6 °F
HR	55%	55%

**Fuente:** Elaboración en base a los datos térmicos de la oficina.

**FIGURA N° 4. 9: MODELO DE EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO**



**Fuente:** Tomado de la información brindada por el Ing. Azahuanche Asmat (2020).

En la figura 4.9 se muestra los diferentes puntos E (exterior), S (sala), M (mezcla), I (punto de Insuflamiento) que necesitamos encontrar en psicrometría para determinar la capacidad de enfriamiento del equipo de aire acondicionado, mediante las etapas explicadas en el marco teórico en la parte de capacidad de enfriamiento. Calculamos para toda la oficina su capacidad de enfriamiento que necesita.

- **Determinación de los Procesos psicrométricos necesarios para determinar la capacidad de enfriamiento de los equipos.**

**Eta. 1:** Se evaluó el caudal de aire exterior.

Fue desarrollado con la ecuación 2.8 y se muestra en el cuadro 4.23.

$$\text{flujo masa de aire exterior} = 2121 \text{ kg/h}$$

**Eta. 2:** Se evaluó el factor de calor sensible  $FCS$ . Para ello necesitamos el calor sensible, latente de la sala. Lo tenemos de la primera parte donde se calculó la carga térmica, mostramos a manera de resumen el siguiente cuadro.

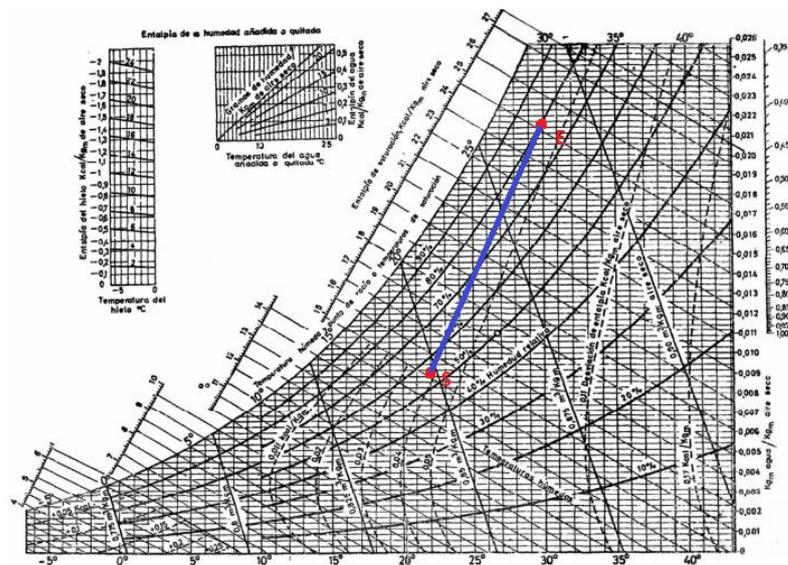
**CUADRO N° 4. 25: RESUMEN DEL CALOR SENSIBLE, LATENTE Y CÁLCULO DE FACTOR SENSIBLE**

Calor	S.I. (kcal/h)	S.I. (kw)	INGLES
Calor Sensible $Q_s$	62,166 Kcal/h	72.363 Kw	246,690 BTU/H
Calor Latente $Q_l$	5,120 Kcal/h	5.960 Kw	20,317 BTU/H
Calor Total $Q_t$	67.286 Kcal/h	78.322 Kw	267,008 BTU/H
Factor de calor sensible	$FCS = Q_s/Q_t$		0.9239

**Fuente:** Elaborado de manera de resumen del cuadro 4.21.

**Eta. 3:** Marcamos en la carta, los puntos correspondientes a las condiciones exteriores (E) e interiores (S) y unificamos mediante una línea recta:

**FIGURA N° 4. 10: PUNTO E Y S EN LA CARTA PSICROMÉTRICA**



**Fuente.** Elaborado por medio de la carta psicrométrica.

**CUADRO N° 4. 26: CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS DEL PUNTO E, S.**

Punto Exterior de la sala (E)		
Puntos	S.I.	INGLES
T	30 °C	86 °F
HR	80%	80%
<i>Vesp.</i>	0.889 m <sup>3</sup> /kg	14.238 ft <sup>3</sup> /Lb
h E	24.80 Kcal/kg	44.64 Btu / Lb
WE	0.02183 kg H2O / kg Aire	0.02183 Lb H2O / lb Aire
Densidad	1.125 Kg/m <sup>3</sup>	

Punto Interior de la sala (S)		
Puntos	S.I.	INGLES
T	22 °C	71.6 °F
HR	55%	55%
<i>Vesp.</i>	0.848 m <sup>3</sup> /kg	13.589 ft <sup>3</sup> /Lb
h E	15.11 Kcal/kg	27.2 Btu / Lb
WE	0.00916 kg H2O / kg Aire	0.00916 Lb H2O / lb Aire
Densidad	1.179 Kg/m <sup>3</sup>	

**Fuente:** Elaboración propia en base a las propiedades térmicas de la figura 4.10.

**Dónde:** T: temperatura de Insuflamiento, HR: Humedad Relativa, h: Entalpia, W: Razón de Humedad, *Vesp*: Volumen Especifico, D: densidad.

**Eta. 4:** Situamos el punto correspondiente al factor de calor sensible en la carta psicrométrica, una vez localizado unimos mediante una línea recta con el punto de pivot, a esta recta la denominamos “recta de referencia”.

**Eta. 5:** Dibujamos una recta paralela a la recta de referencia, que pase por el punto de sala “S”, y prolongamos hasta que pase la línea de saturación (100% HR), a esta recta la denominamos “Recta de Condiciones” (color verde).

**Eta. 6:** El punto de Insuflamiento debe de estar situado en la recta segmentada en la etapa anterior, debe tener una humedad relativa con cifras entre  $< 88\% - 100\% >$  y a la ves  $(16\text{ °F} \leq T\text{ sala} - T\text{ insufla} \leq 32\text{ °F})$ , con ello se tendrá que el factor de contacto del serpentín de enfriamiento del sistema se encuentre entre  $< 0.81 - 0.91 >$ , resultando una alternativa económica y comercial para el serpentín.

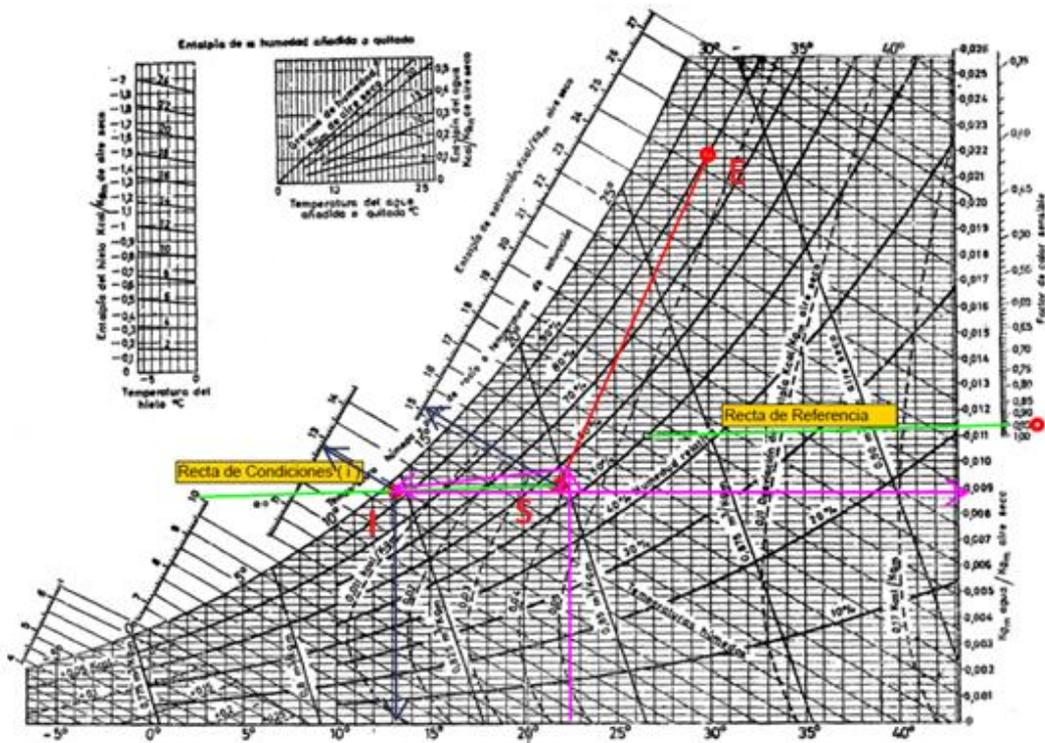
Nota:

- ✓ El punto de Insuflamiento (i) pertenece a la recta de condiciones (i).
- ✓ La recta de Condiciones (i) viene de trazar la paralela a la recta de

referencia.

- ✓ La recta de Referencia viene del *FCS* (factor de calor sensible)
- ✓ El *FCS* (factor de calor sensible), viene de la carga térmica.
- ✓ La carga térmica es propia de la sala que estamos analizando.
- ✓ El punto de Insuflamiento es propio de la sala que estamos analizando.
- ✓ Otra oficina con otra carga térmica, tendrá otro punto de Insuflamiento.

**FIGURA N° 4. 11: PASOS 4, 5 Y 6 EN LA CARTA PSICROMÉTRICA**



**Fuente:** Elaboración propia en base a las etapas 4, 5 y 6 explicadas.

**CUADRO N° 4. 27: PUNTO DE INSUFLAMIENTO (I) EN LA CARTA PSICROMÉTRICA**

Punto de Insuflamiento (I)		
Puntos	S.I.	INGLES
<i>T<sub>i</sub></i>	12.8 °C	55.1 °F
HR	95%	95%
<i>V<sub>esp.</sub></i>	0.822 m <sup>3</sup> /kg	13.161 ft <sup>3</sup> /Lb
<i>h<sub>i</sub></i>	15.11 Kcal/kg	22.84 Btu / Lb
<i>W<sub>i</sub></i>	0.00886 kg H <sub>2</sub> O / kg Aire	0.00886 Lb H <sub>2</sub> O / Lb Aire
Densidad	1.179 Kg/m <sup>3</sup>	

**Fuente:** Elaboración propia en base a las propiedades del punto de Insuflamiento

**Dónde:**  $T_i$ : temperatura de Insuflamiento, HR: Humedad Relativa,  $h_i$ : Entalpia,  $W_i$ : Razón de Humedad,  $V_{esp}$ : Volumen Especifico, D: densidad.

**Eta. 7:** Determinamos el flujo de masa de Insuflamiento ( $m_i$ ) según las formulas del cuadro 2.5.

$$Q = \dot{m} \times \Delta h \dots \dots (Formulas Cuadro 2.5)$$

Donde:

- ✓ Q. Calor total de la carga térmica.
- ✓  $\dot{m}$ : Flujo de masa que estoy buscando "m(i)".
- ✓  $\Delta h$ : Variación de entalpia del punto de sala y el punto de Insuflamiento.

$$m_i = \frac{Q_t}{h_s - h_i} = \frac{67,286 \text{ Kcal/h}}{(15.11 - 12.69) \text{ kcal/kg}} = 27,779.0 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Sabemos que  $\sigma = \frac{m_i}{V} \Rightarrow \frac{27,779 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}}{1.217 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}} = 22,826 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \times 0.588 \Rightarrow m_i = 13,436 \text{ CFM}$

**Eta. 8:** Determinamos el Porcentaje de aire exterior de la tabla 2.5 Formulas psicrométrica.

$$\text{Masa de AE } (m_e) = 2,121 \text{ Kg/h de la Eta. 1}$$

$$\text{Masa de Insuf. } (m_i) = 27,779 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \text{ de la Eta. 7}$$

$$\begin{aligned} \%AE &= \left( \frac{m_e}{m_i} \right) \times 100\% \Rightarrow \frac{2,121}{27,779} \times 100\% \\ &= 7.636\% \dots \dots (Formulas tabla 2.5) \end{aligned}$$

**Eta. 9:** Calculamos el punto de Mezcla con las formulas de la tabla 2.5 Formulas psicrométrica.

$$\text{Temp. Mezcla} = T_s + (\%AE) \times (T_E - T_s) \dots \dots (Formulas tabla 2.5)$$

$$\text{Temp. Mezcla} = 22 + (7.6367\%) \times (30 - 22) = 22.61^\circ\text{C}$$

**Eta. 10:** Establecemos la capacidad del sistema.

El aire va de condiciones (M) a condiciones (i)

$$Q = \dot{m}_i \times \Delta h \dots \dots (Formulas tabla 2.5)$$

Donde:

- ✓ Q= Capacidad total del sistema (Lo que estoy buscando).
- ✓  $\dot{m}_i$ = Flujo de masa de Insuflamiento "m(i)".
- ✓  $\Delta h$  = Variación de entalpia  $hM - hi$ .

$$m_i = \frac{Q_{total}}{hM - hi} \Rightarrow Q_t = 27,779 \text{ Kg/h} \times (15.85 - 12.69) \text{ kcal/kg}$$

$$= 87.811 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_t = \frac{87,811.00 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{3024} = 29.1 \text{ TON}$$

Determinamos el punto X: Intersección de la recta horizontal que pasa por (i) y la recta vertical que pasa por (M)

$$hx = 15.08 \text{ Kcal/kg}$$

$$\text{Cap. Sensible del Equipo} = Q_s = 27,779 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \times (15.08 - 12.72) \text{ kcal/kg}$$

$$= 66,360 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = \frac{66,360 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{3024} = 21.94 \text{ TON}$$

*Cap. Latente del Equipo*

$$= \text{Capacidad total del equipo} - \text{Cap. Sensible del Equipo}$$

$$\text{Cap. Latente del Equipo} = 91,876 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} - 70,356 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} = 21,521 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

$$= 7.1 \text{ TON}$$

**Eta. 11:** Determinamos el flujo de Agua Helada del sistema.

De la fórmula 2.33 se puede demostrar que Velocidad de flujo de Volumétrico de agua helada para un 1 TON es de 2.4 GPM.

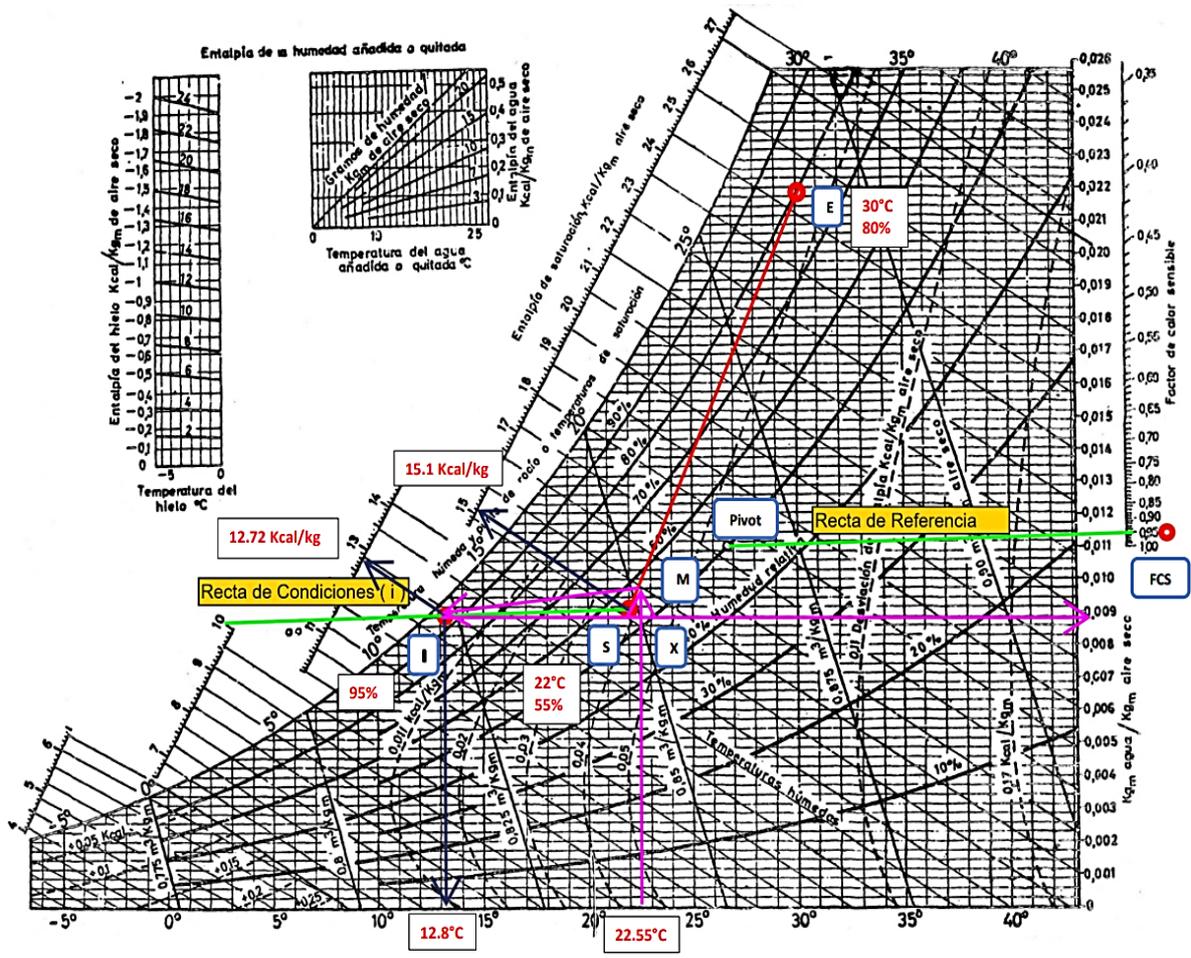
$$\Rightarrow \text{Flujo de agua helada} = 29.1 \times 2.4 = 69.7 \text{ GPM}$$

#### CUADRO N° 4. 28: RESUMEN DE CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO EN TON

Resumen de capacidad de enfriamiento en TON	
Cap. Sensible	21.94 TON
Cap. Latente	7.1 TON
Cap. Total	29.1 TON

**Fuente:** Elaborado con los resultados obtenidos de los pasos seguidos.

FIGURA N° 4. 12: PSICROMETRÍA DE LA OFICINA CON LOS PUNTOS S, E, I y M



Fuente: Elaborado en base a cada etapa del proceso Psicrométrico.

En la Figura 4.12 se muestra el proceso psicrométrico que desarrollamos para determinar la capacidad de enfriamiento de la oficina, donde primero hallamos los puntos E (exterior de sala), S (Interior de sala), luego mediante las etapas 4,5 y 6 el punto I (Punto de Insuflamiento) y mediante un proceso de mezcla de aire se determina el punto (M), La capacidad del sistema queda determinado mediante el proceso de Enfriamiento con Deshumidificación de M-I, en el cual la capacidad sensible del equipo es de 21.94 TON con el cual se disminuye la temperatura de la oficina y la capacidad latente de 7.1 TON con el cual se deshumidificamos la oficina teniendo como capacidad de enfriamiento dentro de la toda la oficina de 29.1 TON. Con este mismo procedimiento se procedió a calcular la capacidad de enfriamiento para cada ambiente de la oficina teniendo como dato inicial la carga térmica de resumen en el cuadro 4.22.

#### 4.6.3. Etapa 3: Dimensionamiento y selección del equipamiento mecánico

- Determinamos la Capacidad en TON de refrigeración de cada equipo.

Para este punto seguimos el mismo procedimiento que se empleó para determinar la capacidad de toda la oficina.

**CUADRO N° 4. 29: RESUMEN DE LA CAPACIDAD EN TON DE REFRIGERACIÓN PARA CADA AMBIENTE DE LA OFICINA**

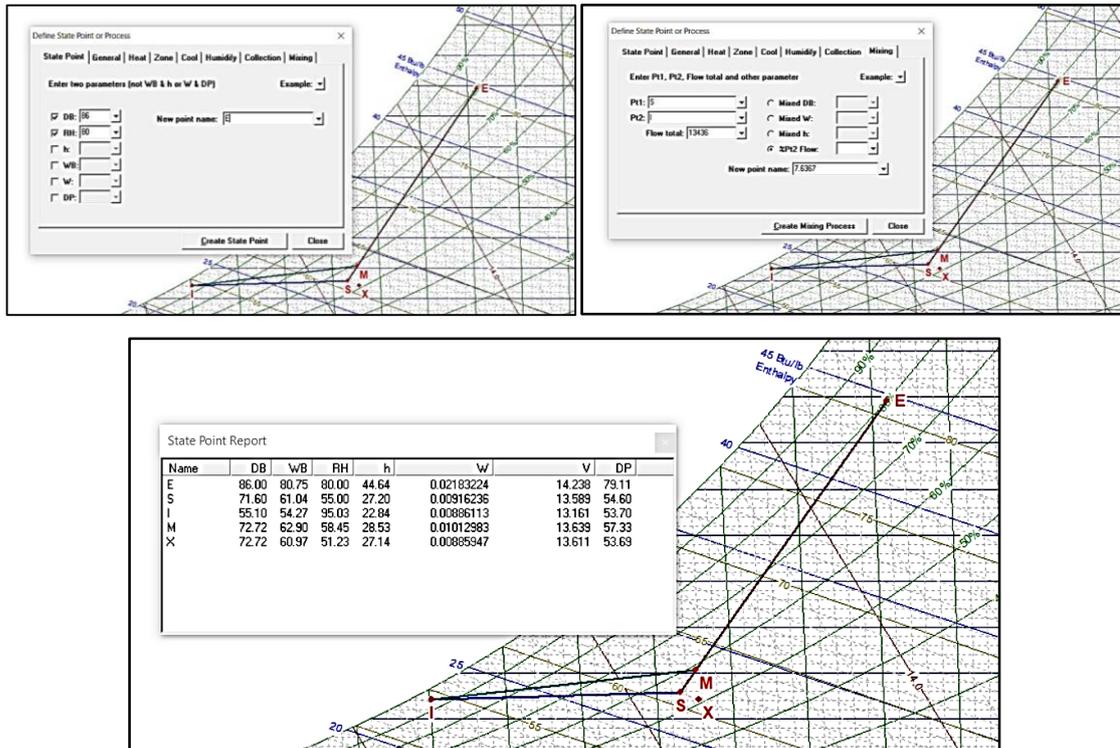
N°	Ambiente	Cantidad de personas	Área	RESULTADO DE LA CARGA TÉRMICA	CAPACIDAD SENSIBLE	CAPACIDAD LATENTE	CARGA TOTAL	RESULTADO EN TON DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO.	CAPACIDAD DE EQUIPOS COMERCIALES
1	Flex Room	2	16	2,225.90 Kcal /h	2,220.49 Kcal /h	465.76 Kcal /h	2,686.25 Kcal /h	0.89 TON	<b>1.00 TON</b>
2	Private Meeting Room	2	13	2,393.90 Kcal /h	2,388.02 Kcal /h	464.66 Kcal /h	2,852.69 Kcal /h	0.94 TON	<b>1.00 TON</b>
3	Ceo Office	4	25	3,233.12 Kcal /h	3,210.19 Kcal /h	856.05 Kcal /h	4,066.24 Kcal /h	1.34 TON	<b>1.50 TON</b>
4	Work Café	8	22	4,453.07 Kcal /h	4,332.45 Kcal /h	1,417.34 Kcal /h	5,749.79 Kcal /h	1.90 TON	<b>2.00 TON</b>
5	Meeting Room 1	4	8	2,492.20 Kcal /h	2,429.32 Kcal /h	708.79 Kcal /h	3,138.11 Kcal /h	1.02 TON	<b>1.00 TON</b>
6	Meeting Room 2	8	22	4,670.41 Kcal /h	4,595.43 Kcal /h	1,371.13 Kcal /h	5,966.56 Kcal /h	1.97 TON	<b>2.00 TON</b>
7	Conference Room 1	12	35	7,620.98 Kcal /h	7,446.19 Kcal /h	2,202.39 Kcal /h	9,448.58 Kcal /h	3.1 TON	<b>3.00 TON</b>
8	Conference Room 2	12	35	7,664.93 Kcal /h	7,489.12 Kcal /h	2,215.09 Kcal /h	9,404.22 Kcal /h	3.1 TON	<b>3.00 TON</b>
9	Meeting Room 3	6	18	4,086.67 Kcal /h	4,001.33 Kcal /h	909.89 Kcal /h	4,956.22 Kcal /h	1.5 TON	<b>1.50 TON</b>
10	Reception	2	17	1,875.73 Kcal /h	1,893.72 Kcal /h	535.28 Kcal /h	2,429.00 Kcal /h	0.80 TON	<b>1.00 TON</b>
11	Buffer, Kitchenette, Phone Booth	6	50	4,985.97 Kcal /h	4,701.05 Kcal /h	1,756.96 Kcal /h	6,418.01 Kcal /h	2.1 TON	<b>2.00 TON</b>
12	Copy Point	39	219	20,738.70 Kcal /h	21,843.60 Kcal /h	7,607.10 Kcal /h	29,450.00 Kcal /h	9.74 TON	<b>10.00 TON</b>
	Collaborative area								
13	Data	1	20	1,320.04 Kcal /h	1,326.56 Kcal /h	270.53 Kcal /h	1,597.08 Kcal /h	0.53 TON	<b>1.00 TON</b>
<b>TOTAL</b>		<b>106</b>	<b>500</b>	<b>67,667.1 Kcal /h</b>	<b>66,360.00 Kcal /h</b>	<b>21,521,0 Kcal/h</b>	<b>87.811 Kcal /h</b>	<b>29.1 TON</b>	<b>30.00 TON</b>

**FUENTE:** Elaborado empleando el procedimiento para calcular la capacidad de enfriamiento.

Se observa el cuadro 4.29 que nuestra capacidad de enfriamiento de toda la oficina es de 29.1 TON, pero al momento de la selección de equipos comerciales nuestra capacidad de enfriamiento real es de **30 TON**.

Este mismo procedimiento se pudo realizar con ayuda del software Elite software psychart. En el cual ingresamos cada punto como se procedió en la carta psicrométrica, posterior a ello se determinó el proceso de enfriamiento uniando cada punto.

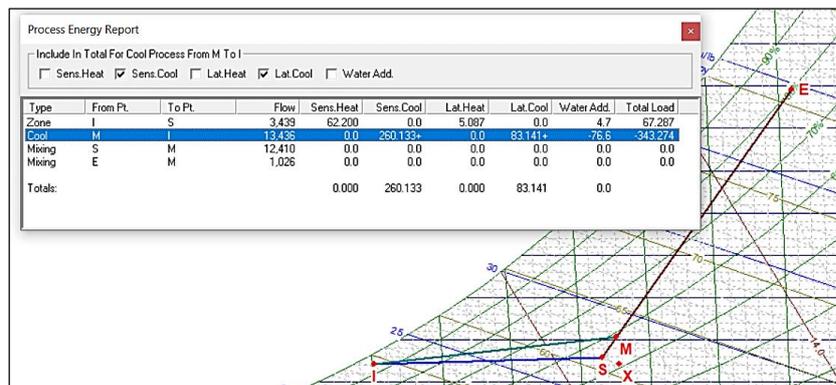
**FIGURA N° 4. 13: USO DEL ELITE SOFTWARE PSYCHART**



**Fuente:** Elaborado mediante el uso del software Elite software psychart.

Al finalizar generaremos el proceso de enfriamiento uniando los puntos (M con I) el cual nos dio como resultado la capacidad de enfriamiento de la oficina.

**FIGURA N° 4. 14: REPORTE DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO EN EL ELITE SOFTWARE PSYCHART**



PsychChart - Psychrometric Analysis And Design		Elite Software Development, Inc.							
pRe11E.r		CARGA TÉRMICA FINAL 29 TON, Chat 1 of 1.pac							
Hiel		Page 1							
<b>State Point Report</b>									
Point Name	Dry Bulb Temp. °F	Wet Bulb Temp. °F	Relative Humidity %	Enthalpy of Moist Air Btu/lb	Humidity Ratio lb/lb	Specific Volume ft³/lb	Dew Point Temp. °F		
E	86.00	80.75	80.00	44.64	0.0218	14.238	79.11		
S	71.60	61.04	55.00	27.20	0.0092	13.589	54.60		
I	55.10	54.27	95.03	22.84	0.0089	13.161	53.70		
M	72.72	62.90	58.45	28.53	0.0101	13.639	57.33		
X	72.72	60.97	51.23	27.14	0.0089	13.611	53.69		
<b>Process Energy Report</b>									
Process Type	From Point	To Point	Flow Std. ft³/min	Sensible Heat kBtu/hr	Sensible Cool kBtu/hr	Latent Heat kBtu/hr	Latent Cool kBtu/hr	Water Added lb/hr	Total Load kBtu/hr
Zone	I	S	3,439	62,200	0.0	5,087	0.0	4.7	67,287
Cool	M	I	13,436	0.0	260,133+	0.0	83,141+	-76.6	-343,274
Mixing	S	M	12,410	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Mixing	E	M	1,026	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Totals:			0.000	260,133	0.000	83,141	0.0		
Note: Only loads for processes which normally use purchased energy are included in the totals. These items are marked with a trailing plus sign ("+").									
<b>Process Input/Output Report</b>									
Process	Flow Std. ft³/min	Type Or % Flow	Dry Bulb Temp. °F	Enthalpy (Moist Air) Btu/lb	Humidity Ratio lb/lb	Relative Humidity %	Wet Bulb Temp. °F	Specific Volume ft³/lb	
I/S	3,439	Zone	71.6	27.2	0.0092	55.0	61.0	13.589	
M/I	13,436	Cool	55.1	22.8	0.0089	95.0	54.3	13.161	
M/M	13,436	Mixing	72.7	28.5	0.0101	58.5	62.9	13.639	
S	12,410	92.4%	71.6	27.2	0.0092	55.0	61.0	13.589	
E	1,026	7.6%	86.0	44.6	0.0218	80.0	80.8	14.238	

**Fuente:** Elaborado con los resultados del software Elite software psychart.

Podemos observar que para el proceso de (M-I) la capacidad de enfriamiento es igual a 343,274 BTU/H. El cual es equivalente a 28.61 TON que vendría a ser casi el mismo resultado del cual obtuvimos trazando puntos y rectas en nuestra carta psicrométrica, el software desde luego es más exacto ya que considera mayores decimales.

- ✓ También observamos que la capacidad sensible del sistema es de 260,133 BTU/H lo cual equivale a 21.68 TON
- ✓ También observamos que la capacidad latente del sistema es de 83,141 BTU/H lo cual equivale a 6.93 TON.

Por tanto, nuestra capacidad de enfriamiento de toda la oficina es de 29.1 TON, pero ya que tenemos que seleccionar equipos comerciales nuestra capacidad de enfriamiento real es de 30 TON.

Se eligieron los equipos de acuerdo a la lista de requerimientos del cliente y del diseñador (cuadro 4.1), por lo cual elegimos los equipos de la marca Pro Air, los cuales nos brindan un precio accesible como también la facilidad a la hora de realizar el mantenimiento, los repuestos se encuentran en el mercado local y es de fácil instalación, la ficha técnica de los equipos seleccionados se muestra en el anexo 12.

**FIGURA N° 4. 15: SELECCIÓN DE EQUIPOS FAN COIL DE LA MARCA PRO AIR**

			12	18	24	36	48	60
Volumen de flujo de aire	alto - medio - bajo	m <sup>3</sup> /h	680/494/330	1020/788/525	1360/1094/729	2040/1573/1050	2720/2100/1475	3400/2380/1380
	alto - medio - bajo	CFM	400.18/291/194	600.27/464/309	800.36/644/429	1200.54/926/618	1600.72/1235.85 /868.038	2000.9/1400.63 / 812.13
Presión estática externa		Pa	30	30	30	30	30	30
Capacidad Enfriamiento total		kW - Btu/h	4.28 / 14603.36	6.46 / 22041.52	8.17 / 27876.04	12.16 / 41489.92	16 / 54592	19.8 / 67557.6
Datos eléctricos		V-Ph-Hz	220-230V-60Hz / 60	220-230V-60Hz / 60	220-230V-60Hz / 60	220-230V-60Hz / 60	220-230V-1Ph-60Hz-1/60	220-230V-1Ph-60Hz-1/60
Entrada		kW	0.072	0.108	0.156	0.212	0.475	0.64
Volumen de flujo de agua de enfriamiento		l/s - GPM	0.215 / 3	0.325 / 5	0.370 / 6	0.57 / 9	0.65 / 10.317	0.84 / 13.316

**Fuente:** Tomado del manual de quipos fan coil de la marca (PRO AIR, 2020)

- **Determinamos el Tipo del sistema de refrigeración.**

Por motivos de que el sistema de enfriamiento del edificio está empleando un sistema de agua helada para el acondicionamiento de todo el edificio, nosotros procederemos a partir de 2 montantes de agua helada, los cuales nos deja el edificio al ingreso de la oficina. Por ende, nuestro sistema de enfriamiento de la oficina será por medio de agua helada teniendo como datos de entrada las condiciones de los diámetros de los montantes y también la temperatura a la cual está el suministro y retorno de agua helada.

**CUADRO N° 4. 30: PARÁMETROS DE DISEÑO PARA SISTEMA DE TUBERÍAS DE AGUA HELADA**

CONDICIONES	DATOS DEL EDIFICIO
Tipo de tubería	Tubería de Fe Ne de cedula 40
Diámetros de suministro y retorno de agua helada	2 ½" y 2 ½"
Temperatura de suministro de agua helada	7 °C
Temperatura de retorno de agua helada	12 °C

**Fuente:** Información brindada por el personal de mantenimiento del edificio torre prado

Entonces nuestro sistema de aire acondicionado será por medio de agua helada con estos parámetros de diseño. A su vez los equipos que utilizaremos para nuestro diseño serán del tipo fan coil los cuales existen en nuestro mercado, son fáciles de dar mantenimiento, como a su vez nos permiten una mejor distribución del aire acondicionado.

- **Dimensionamiento del sistema de agua helada**

Para el dimensionamiento de tuberías de agua helada empleamos la metodología de ASHRAE explicada en el apartado 2.3.9.

**Diseño de tuberías**

- ✓ VELOCIDAD DEL AGUA. La velocidad máxima que se debe considerar para el diseño de tuberías es 2.1 m/s o también 6.88 pie/s.
- ✓ CAÍDA DE PRESIÓN ESTÁTICA La caída de presión estática debe estar comprendida entre:

$$\text{Entre } (1 \text{ a } 4) \cdot \left(\frac{ft}{100 ft}\right) = (10 \text{ a } 40) \cdot \left(\frac{mmca}{m}\right) = (100 - 400) \cdot \left(\frac{Pa}{m}\right)$$

De la fórmula 2.32 se pudo demostrar que velocidad de flujo de volumétrico de agua helada para:

$$1 \text{ TON es igual a } 2.4 \text{ GPM ... .. (2.32)}$$

En el cuadro 4.29. tenemos todas las capacidades en TON de los equipos seleccionados, entonces procedemos a calcular los gpm por equipo que necesitamos, este resultado se da al multiplicar la capacidad del equipo en TON por el factor 2.4 GPM.

**CUADRO N° 4. 31: CAUDALES EN GPM POR EQUIPOS FAN COIL**

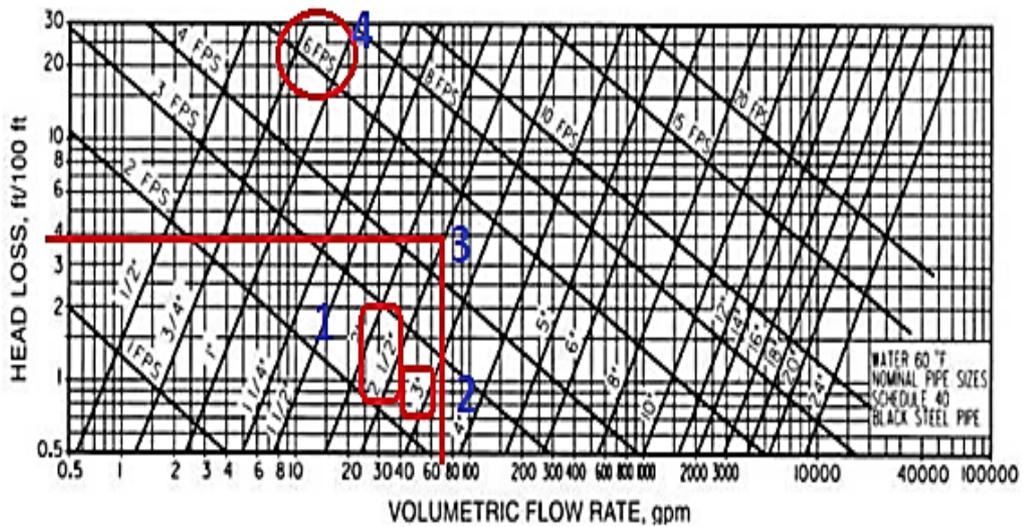
N°	Ambiente	Cantidad de selección en TON	GPM	Caudal por equipo
1	Flex Room	1 TON	2.40 GPM	2.40 GPM
2	Private Meeting Room	1 TON	2.40 GPM	2.40 GPM
3	Ceo Office	1.5 TON	2.40 GPM	3.60 GPM
4	Work Café	2 TON	2.40 GPM	4.80 GPM
5	Meeting Room 1	1 TON	2.40 GPM	2.40 GPM
6	Meeting Room 2	2 TON	2.40 GPM	4.80 GPM
7	Conference Room 1	3 TON	2.40 GPM	7.20 GPM
8	Conference Room 2	3 TON	2.40 GPM	7.20 GPM
9	Meeting Room 3	1.5 TON	2.40 GPM	3.60 GPM
10	Reception	1 TON	2.40 GPM	2.40 GPM
11	Buffer, Kitchenette, Phone Booth	2 TON	2.40 GPM	4.80 GPM
12	Copy Point	10 TON	2.40 GPM	24.00 GPM
	Collaborative area			
13	Data	1 TON	2.40 GPM	2.40 GPM
Total		30 TON	2.40 GPM	72.00 GPM

**Fuente:** Elaborado en base a la capacidad en ton por el factor 2.4 gpm.

Utilizamos el ábaco de la tabla 2.6 para determinar el diámetro de la tubería para cada equipo, y corroboramos mediante la tabla 2.7 que nuestros valores son los correctos.

- ✓ Como datos de entrada tenemos los gpm por cada equipo y la caída de presión recomendada por Ashrae.
- ✓ Trazamos los puntos y vemos la intercesión en la figura 4.16.
- ✓ Como ejemplo tomamos toda la oficina. Tenemos un caudal de 72 gpm.

**FIGURA N° 4. 16: EJEMPLO DE ABACO DE ASHRAE PARA DETERMINAR LOS DIÁMETROS DE TUBERÍA DE FE NE COMERCIAL.**



**Fuente:** Tomado de ASHRAE Handbook-HVAC Systems and Equipment.

Se observa en la figura 4.16 que para 72 gpm podemos seleccionar un diámetro de tubería de 2 ½” o uno de 3” ya que no superamos la velocidad máxima de 6.88 pies/s, ni la caída de presión de 1-4 ft/100 ft. En nuestro caso para aminorar los costos se seleccionó un diámetro de 2 ½”. Este caudal posee una caída de presión estática de  $3.8 \frac{ft}{100 ft}$  el cual también está comprendido dentro de las recomendaciones de Ashrae.

De la misma manera esto se puede corroborar con el cuadro elaborado por el Ing. Azahuanche Asmat (2020) el cual nos presenta la tabla 4.9 con valores iterados para dimensionar los diferentes diámetros de tubería en un sistema de agua helada, donde el resultado para un caudal de 72 gpm es de 2 ½”. Con lo cual confirmamos el diámetro.

**TABLA N° 4. 9: DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS DE AGUA HELADA PARA UN CAUDAL DE 72 *gpm*.**

TUBERÍAS DE AGUA HELADA (2.4 GPM / Ton)				
TONS		GPM		TUBERÍA
0	0.5	0	1.2	1/2"Φ
0.5	1.5	1.2	3.6	3/4"Φ
1.5	3	3.6	7.2	1"Φ
3	6.5	7.2	15.6	1 1/4"Φ
6.5	10	15.6	24	1 1/2"Φ
10	19.5	24	46.8	2"Φ
19.5	31	46.8	74.4	2 1/2"Φ
31	55.5	74.4	133.2	3"Φ
55.5	113.5	133.2	272.4	4"Φ
113.5	178	272.4	427.2	5"Φ
178	257.5	427.2	618	6"Φ
257.5	462.5	618	1110	8"Φ
462.5	736	1110	1,766.40	10"Φ
736	1051.5	1766.4	2,523.60	12"Φ
1051.5	1277.5	2523.6	3,066.00	14"Φ

**Fuente:** Elaborado mediante la información brindada por el Ing. Azahuanche Asmat (2020).

**CUADRO N° 4. 32: DIÁMETROS DE TUBERÍA DE AGUA HELADA PARA CADA AMBIENTE.**

N°	Ambiente	Cantidad de selección en TON	GPM	Caudal por equipo	Diámetro de tubería de agua helada
1	Flex Room	1 TON	2.40 GPM	2.40 GPM	Ø 3/4"
2	Private Meeting Room	1 TON	2.40 GPM	2.40 GPM	Ø 3/4"
3	Ceo Office	1.5 TON	2.40 GPM	3.60 GPM	Ø 3/4"
4	Work Café	2 TON	2.40 GPM	4.80 GPM	Ø 1"
5	Meeting Room 1	1 TON	2.40 GPM	2.40 GPM	Ø 3/4"
6	Meeting Room 2	2 TON	2.40 GPM	4.80 GPM	Ø 1"
7	Conference Room 1	3 TON	2.40 GPM	7.20 GPM	Ø 1"
8	Conference Room 2	3 TON	2.40 GPM	7.20 GPM	Ø 1"
9	Meeting Room 3	1.5 TON	2.40 GPM	3.60 GPM	Ø 3/4"
10	Reception	1 TON	2.40 GPM	2.40 GPM	Ø 3/4"
11	Buffer, Kitchenette, Phone Booth	2 TON	2.40 GPM	4.80 GPM	Ø 1"
12	Copy Point	10 TON	2.40 GPM	24.00 GPM	Ø 2"
	Collaborative area				
13	Data	1 TON	2.40 GPM	2.40 GPM	Ø 3/4"
Total		30 TON	2.40 GPM	72.00 GPM	Ø 2 1/2"

**Fuente:** Elaborado con los caudales de agua helada para cada equipo fan coil

Con estos diámetros y con ayuda de la tabla 4.9 se procedió a dimensionar el sistema de tuberías de la oficina.

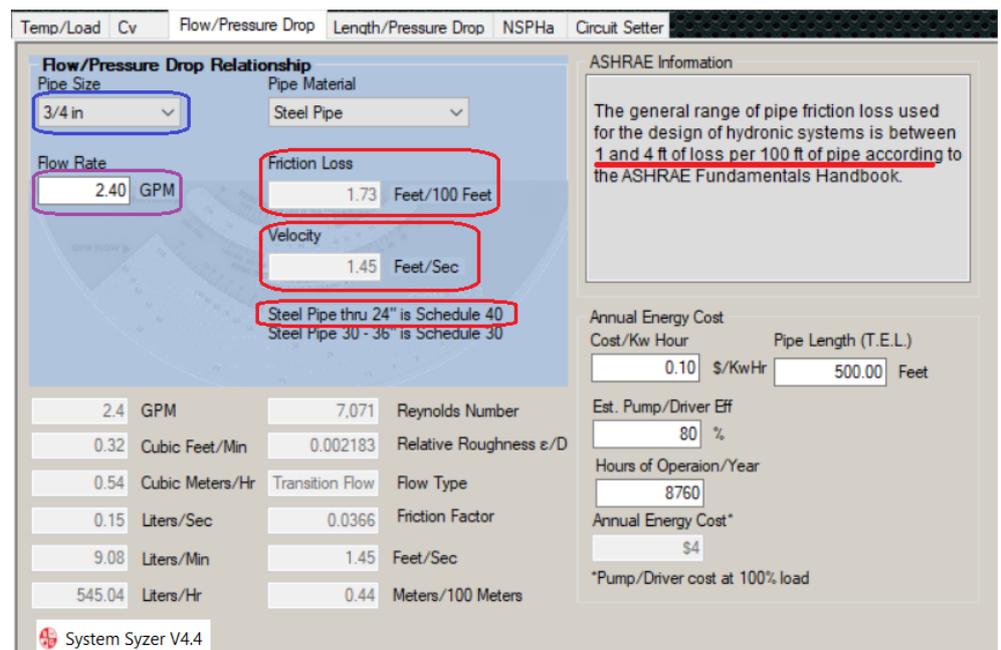
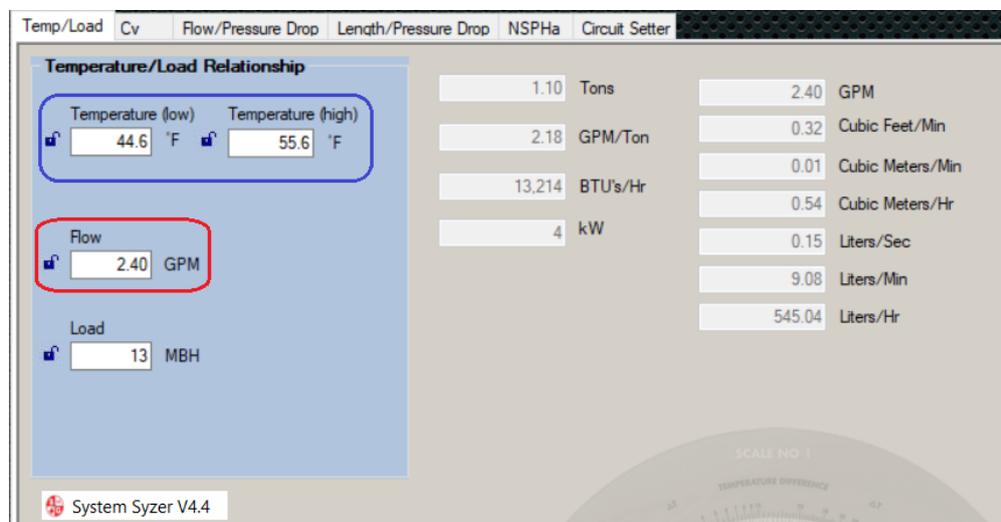
Este procedimiento se comprobó con la utilización del software System Syzer de Ashrae para lo cual es necesario los datos del cuadro 4.30.

Precedemos de la siguiente manera:

- ✓ Ingresamos la temperatura de suministro y retorno de agua helada en °F
- ✓ Ingresamos el caudal de agua helada para nuestro equipo.

El software calcula las pérdidas de fricción, el cual tendremos que corroborar que este entre 1 y 4 pies de pérdida por 100 pies de tubería, y que la velocidad del agua sea menor 6.88 pies/s de acuerdo al manual de fundamentos de ASHRAE, si se encuentra entre ese rango el diámetro seleccionado es el correcto.

**FIGURA N° 4. 17: CÁLCULO DEL DIÁMETRO DE TUBERÍA DE AGUA HELADA PARA UN CAUDAL DE 2.4 GPM CON EL SOFTWARE SYSTEM SYZER**



**Fuente:** Elaborado usando el software System Syzer para un caudal 2.4 gpm

Se observa en la figura 4.17. que el diámetro de  $\frac{3}{4}$ " seleccionado para una caudal de 2.4 gpm tiene una perdida por fricción de 1.73 pies/100 pies el cual está comprendido entre 1 y 4 pies por 100 pies de pérdida de fricción en tubería de agua helada, además que tiene una velocidad de 1.45 pies/segundo lo cual también está dentro de las recomendaciones del manual de Ashrae, por lo que se comprueba que para una caudal de 2.4 gpm su diámetro seleccionado es de  $\frac{3}{4}$ " y que tendrá una pérdida de fricción de 1.73 pies cada 100 pies con una velocidad de 1.45 pies/segundo.

Para la selección de la tubería a utilizar será en parte a que el sistema del edificio está a base de tuberías de fierro negro, para nuestro caso elegimos la tubería de fierro negro cedula 40 por recomendaciones de la ASTM -A 53 y también ya que se encuentra en el mercado local, es fácil de trasportar y nos brinda una mejor durabilidad del sistema.

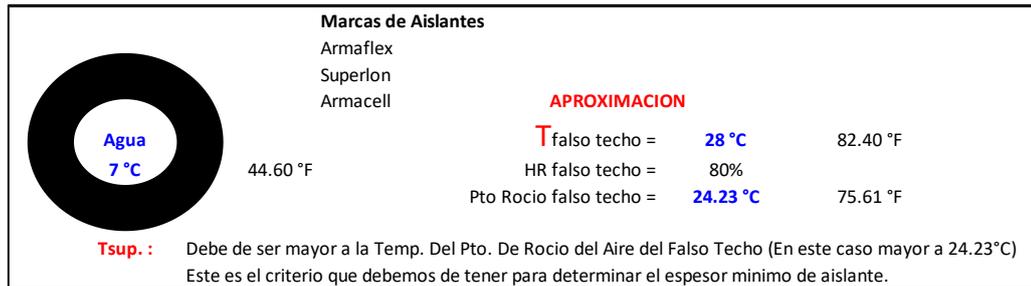
**TABLA N° 4. 10: CARACTERÍSTICAS DIÁMETROS DE TUBERÍA CEDULA 40 SELECCIONADOS**

Diámetro nominal (pulgadas)	Diámetro exterior (pulgadas)	Diámetro interior (pulgadas)	Espesor de pared (pulgadas)	Peso lb/ft	Volumen de agua, gal/ft
$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$	0.430	0.035	0.198	0.00753
$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	0.545	0.040	0.285	0.0121
$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	0.660	0.042	0.362	0.0181
$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	0.785	0.045	0.455	0.0250
1	$1\frac{1}{8}$	1.025	0.050	0.655	0.0442
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	1.265	0.055	0.884	0.0655
$1\frac{1}{2}$	$1\frac{5}{8}$	1.505	0.060	1.140	0.0925
2	$2\frac{1}{8}$	1.985	0.070	1.750	0.1610
$2\frac{1}{2}$	$2\frac{5}{8}$	2.465	0.080	2.480	0.2470
3	$3\frac{1}{8}$	2.945	0.090	3.330	0.3540
$3\frac{1}{2}$	$3\frac{5}{8}$	3.425	0.100	4.290	0.4780
4	$4\frac{1}{8}$	3.905	0.110	5.380	0.6230
5	$5\frac{1}{8}$	4.875	0.125	7.610	0.9710
6	$6\frac{1}{8}$	5.845	0.140	10.200	1.3900
8	$8\frac{1}{8}$	7.725	0.200	19.300	2.4300
10	$10\frac{1}{8}$	9.625	0.250	30.100	3.7900
12	$12\frac{1}{8}$	11.565	0.280	40.400	5.4500

**Fuente:** Tomada del libro acondicionamiento del aire de (Edwardo Pita, 2000 pág. 262)

Para la selección del espesor de aislamiento de la tubería de agua helada que empleamos en nuestro sistema, tenemos los siguientes datos.

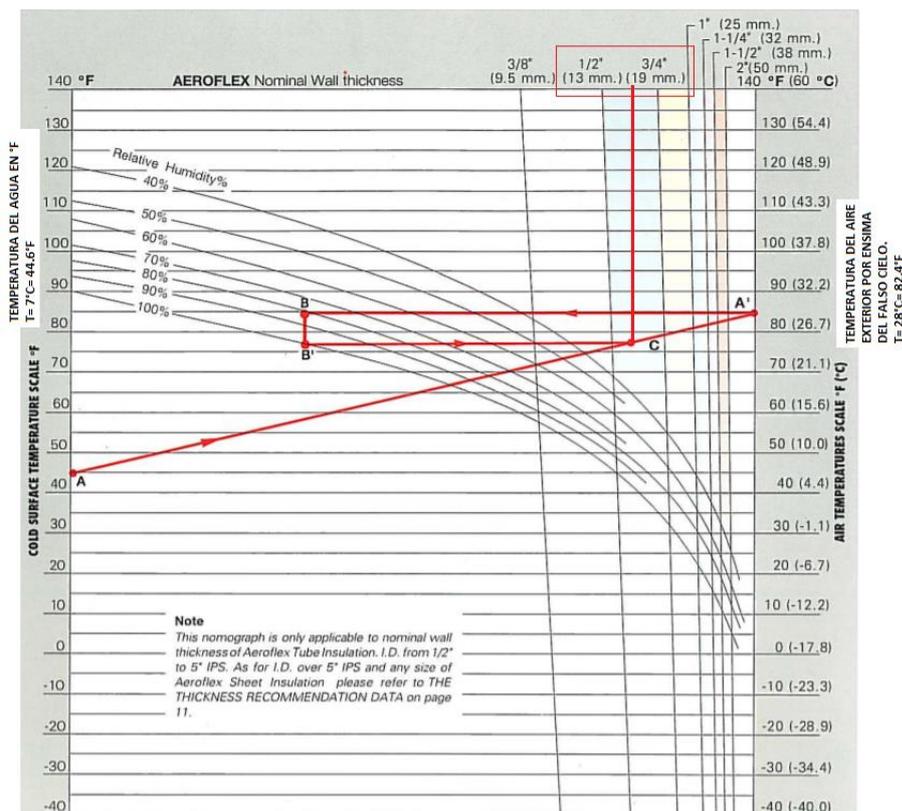
**FIGURA N° 4. 18: DATOS PARA LA SELECCIÓN DE ESPUMA ELASTOMOMÉTRICA O AISLAMIENTO**



**Fuente:** Elaborado en base a los datos para la selección del aislamiento térmico.

Estos datos nos sirvieron para ingresar a una ficha de selección de asilamiento, tenemos el siguiente ábaco de espuma elastomométrica de la marca Aeroflex para tuberías de agua helada. Ingresamos con la temperatura de 7 °C (44.4 °F) e intersectamos con la temperatura del aire exterior de 28 °C (82.4 °F).

**TABLA N° 4. 11: ABACO PARA LA SELECCIÓN DE AISLAMIENTO DE TUBERÍAS DE AGUA HELADA**



**Fuente:** Elaborado con los datos de la figura 4.18 en el ábaco de (Aeroflex, 2007)

Se observa en la tabla 4.11. la selección del espesor 3/4" de aislamiento está comprendido en valores (7 °C a 12 °C) por lo que la selección está bien.

De manera de resumen tenemos el espesor de aislamiento para las tuberías.

<b>Diámetro Tubería</b>	<b>Espesor de Aislamiento</b>
Hasta 2	$\frac{3}{4}$ "
De 2½" a 4"	1"
Mayor de 6"	1 1/2"

- **Dimensionamiento del sistema de ductos aire acondicionado.**

La cantidad de ambientes por acondicionar son 13, la gran mayoría de ductos son de muy poca longitud, ya que son recintos de poca área y cada uno lleva su equipo evaporador independiente.

En los ambientes de Collaborative área y las de Conference Room 1 y 2 sus áreas son un poco críticas, en los cuales los ductos son de mayor longitud. Para el dimensionamiento de los ductos, se empleará el método de igual fricción en los cuales se tiene que cumplir con 2 condiciones. Una caída de presión estática que supere los 0.1 in wc/ 100 ft, además de unas velocidades recomendadas mostradas en el cuadro 2.7 y la tabla 2.5.

➤ Dimensionamiento de equipos con un solo ducto: Por el método de igual fricción es recomendable que los ductos se diseñen con una caída de presión estática de:

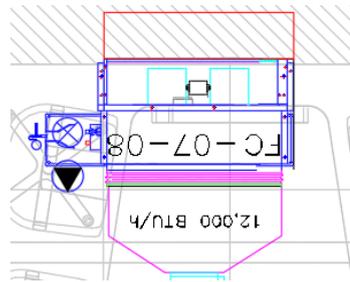
- ✓ 0.1 *mmc.a / 1m.* (0.1 milímetros de columna de agua por metro de longitud de ducto)
- ✓ 0.1 *in.WC / 100ft* (0.1 pulgadas de columna de agua por 100 pies de longitud de ducto)

Y una velocidad recomendada de:

- ✓ Al ser un equipo con una descarga directa nuestra velocidad recomendada será la de un difusor es recomendable que este entre  $V = [300 \text{ a } 400] \text{ pies/min.}$

Dimensionaremos de un equipo de 1 TON con un solo difusor procedemos a calcular los trompones de salida de aire. Teniendo como velocidad 350 pies/min asumida. Para ello empleamos 2 ábacos de ductos para láminas galvanizada.

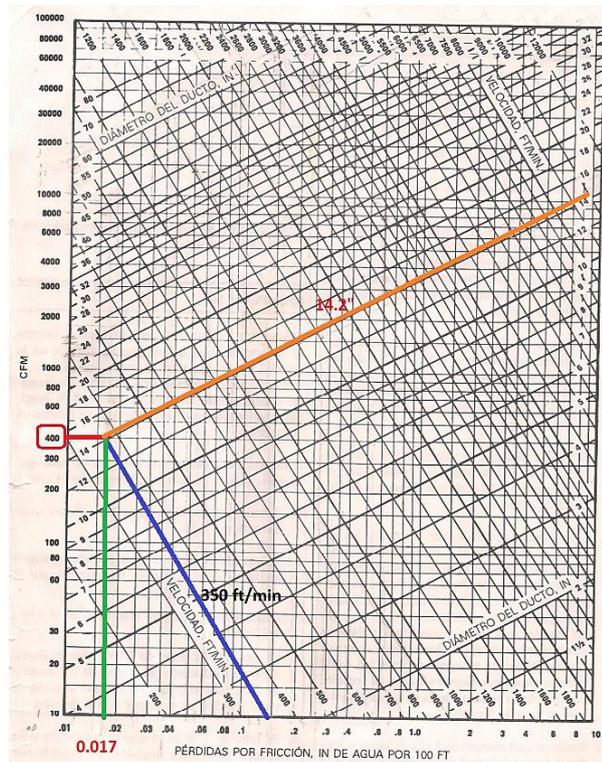
**FIGURA N° 4. 19: EQUIPO FAN COIL DE 1 TON CON DUCTO DE LÁMINA GALVANIZADA**



**Fuente:** Modelo para dimensionamiento de ductos con descarga directa.

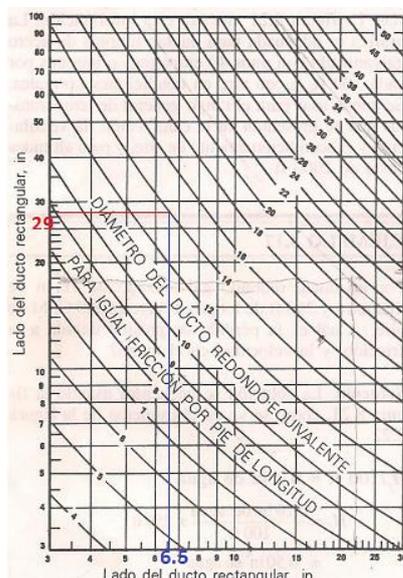
Para dimensionar el ducto, sabemos que 1 TON de refrigeración de nuestro equipo seleccionado genera 400 cfm, con este dato ingresamos al Abaco de la Tabla 4.12, donde intersectamos con la velocidad recomendada de 350 ft/min, este mismo punto nos da como resultado una caída de presión estática de 0.017 in. WC / 100ft y también un diámetro de 14.2'' aproximadamente, pero para este equipo tendremos que dimensionar de manera rectangular por ello usaremos la tabla 4.13.

**TABLA N° 4. 12: ABACO PARA DIMENSIONAMIENTO DE DUCTO REDONDOS DE PLANCHA GALVANIZADA.**



**Fuente:** Abaco tomado del libro (Edwardo Pita, 2000 pág. 234)

**TABLA N° 4. 13: ABACO PARA DIMENSIONAMIENTO DUCTOS RECTANGULARES DE LÁMINA GALVANIZADA**



**Fuente:** Tabla adaptada del libro de (Edwardo Pita, 2000 pág. 236) para dimensionar ductos.

Se observa en la tabla 4.13 las dimensiones para un equipo de 1 TON, nos da como resultado un **ducto rectangular 29"x6.5"** equivalente a **14.2" de ducto circular**, este valor es tomado. Podemos corroborar que está bien por dos formas la primera usando el manual del Smacna, el cual nos brinda tamaños establecidos para fan coil comerciales como se muestra la Tabla 4.14.

**TABLA N° 4. 14: TAMAÑO DE DUCTOS PARA EQUIPOS FAN COIL COMERCIALES**

TR	Capacidad Fan-Coil	CFM	Trombon	Retorno
1 TR. ✓	12,000 Btu/Hr.	400 ✓	29" x 6.5" x 1m.	29" x 10" x 0.5m.
1.5 TR.	18,000 Btu/Hr.	600	38" x 6.5" x 1m.	38" x 10" x 0.5m.
2 TR.	24,000 Btu/Hr.	800	51" x 6.5" x 1m.	51" x 10" x 0.5m.
3 TR.	36,000 Btu/Hr.	1,200	65" x 6.5" x 1m.	65" x 10" x 0.5m.
4 TR.	48,000 Btu/Hr.	1,600	65" x 6.5" x 1m.	65" x 10" x 0.5m.
5 TR.	60,000 Btu/Hr.	2,000 ✓	65" x 6.5" x 1m.	65" x 10" x 0.5m.

**Fuente:** Tomada del manual del Smacna (1995).

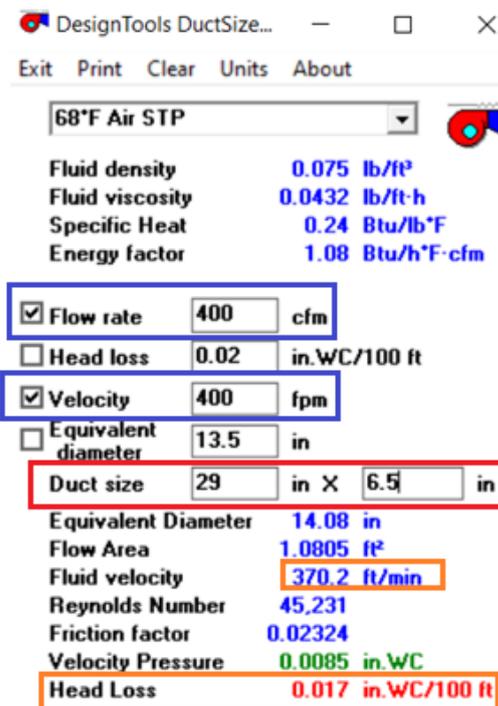
Entonces para un equipo de 1 TON tipo Fan coil las dimensiones del ducto son 29"x6.5"x1m. Se procedió a calcular de la misma forma para todos los equipos que tienen una distribución directa de aire.

Otra forma de corroborar que nuestra dimensión de ducto está en lo correcto es mediante el uso del software Ductsizer de la empresa McQuay. Que nos permite dimensionar los ductos de manera más rápida, para ductos principales ingresamos la caída de presión recomendada de  $0.1 \text{ in. WC} / 100 \text{ ft}$  y las velocidades recomendadas por Ashrae de la tabla 2.5.

- ✓ **Eta. 1:** Ingresar el caudal de aire exterior para cada fan coil, también ingresamos la caída de presión estática  $0.1 \text{ in wc}/100 \text{ ft}$ .
- ✓ **Eta. 2:** Verificar que la velocidad de aire este por debajo de las velocidades recomendadas para evitar exceso de velocidad y vibraciones.

Tomamos como ejemplo el equipo de 1 TON el cual posee un caudal de 400 cfm posterior a ello se ingresa la velocidad recomendada, al ser un ducto de descarga directa sería una velocidad entre 300 a 400 ft/min, ya que, posterior a este ducto estará la descarga del difusor.

**FIGURA N° 4. 20: EJEMPLO DEL SOFTWARE DUCTSIZER PARA UN CAUDAL DE 400 CFM**



**Fuente.** Elaborado usando el software Ductsizer para un caudal de 400 cfm

En la figura 4.20 se observa que los recuadros de azul son los datos que ingresamos en el software, el cual nos calculó y nos dio como resultado el dimensionamiento del ducto rectangular, y en la parte inferior la velocidad del fluido como la caída de presión estática que se generara cada 100 ft, observamos que estos parámetros están comprendidos dentro las recomendaciones del manual de Ashrae por lo que el tamaño del ducto está bien. Con estos métodos podemos dimensionar los trombones de suministro y retorno para los equipos fan coil.

**CUADRO N° 4. 33: TAMAÑO DE DUCTOS DE SUMINISTRO Y RETORNO PARA EQUIPOS FAN COIL DE LA OFICINA.**

N°	Ambiente	Cantidad de selección en TON	Caída de Presión <i>in. wc/ 100 ft</i>	Trombón de suministro	Trombón de retorno
1	Flex Room	1 TON	0.017	29"X6.5"X1m	29"X10"X0.5m
2	Private Meeting Room	1 TON	0.017	29"X6.5"X1m	29"X10"X0.5m
3	Ceo Office	1.5 TON	0.018	38"x6.5"x1m	38"x10"x0.5m
4	Work Café	2 TON	0.02	51"x6.5"x1m	51"x10"x0.5m
5	Meeting Room 1	1 TON	0.017	29"X6.5"X1m	29"X10"X0.5m
6	Meeting Room 2	2 TON	0.02	51"x6.5"x1m	51"x10"x0.5m
7	Conference Room 1	3 TON	0.025	65"X6.5"X1m	65"X10"X0.5m
8	Conference Room 2	3 TON	0.025	65"X6.5"X1m	65"X10"X0.5m
9	Meeting Room 3	1.5 TON	0.02	38"x6.5"x1m	38"x10"x0.5m
10	Reception	1 TON	0.017	29"X6.5"X1m	29"X10"X0.5m
11	Buffer, Kitchenette, Phone Booth	2 TON	0.02	51"x6.5"x1m	51"x10"x0.5m
12	Copy Point Collaborative area	3 TON	0.025	65"X6.5"X1m	65"X10"X0.5m
		3 TON	0.025	65"X6.5"X1m	65"X10"X0.5m
		3 TON	0.025	65"X6.5"X1m	65"X10"X0.5m
		1 TON	0.017	29"X6.5"X1m	29"X10"X0.5m
13	Data	1 TON	0.017	29"X6.5"X1m	29"X10"X0.5m

**Fuente:** Elaborado con las dimensiones de ductos para cada equipo fan coil

- Dimensionamiento de equipos con ductos primarios y secundarios: Por el método de igual fricción es recomendable que los ductos se diseñen con una caída de presión estática de:
  - ✓ 0.1 *mmc.a / 1m.* (0.1 milímetros de columna de agua por metro de longitud de ducto).
  - ✓ 0.1 *in. WC / 100ft* (0.1 pulgadas de columna de agua por 100 pies de longitud de ducto).
  - ✓ Velocidad recomendada de mostradas en el cuadro 2.7 y tabla 2.5.

Al ser un equipo con ductos primarios y secundarios nuestras velocidades recomendadas son de acuerdo a la figura 4.21.

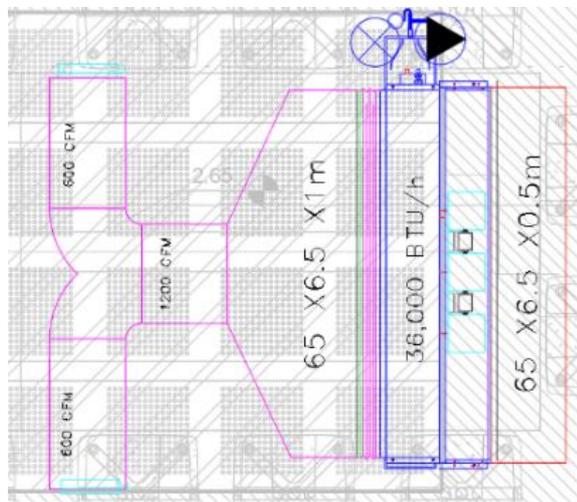
**FIGURA N° 4. 21: VELOCIDADES RECOMENDADAS PARA DUCTOS PRIMARIOS Y SECUNDARIOS.**

Componente	Velocidades recomendadas, ft/min			Velocidades máximas, ft/min		
	Residencias	Escuelas, teatros, edificios públicos	Construcciones industriales	Residencias	Escuelas, teatros, edificios públicos	Construcciones industriales
Entradas de aire exterior*	500	500	500	800	900	1200
Filtros*	250	300	350	300	350	350
Serpentines de calentamiento*	450	500	600	500	600	700
Lavadores de aire	500	500	500	500	500	500
Conexiones de succión	700	800	1000	900	1000	1400
Descargas de ventilador	1000 – 1600	1300 – 2000	1600 – 2400	1700	1500 – 2200	1700 – 2800
<u>Ductos principales</u>	<u>700 – 900</u>	1000 – 1300	1200 – 1800	800 – 1200	1100 – 1600	1300 – 2200
<u>Ductos de ramal</u>	<u>600</u>	600 – 900	800 – 1000	700 – 1000	800 – 1300	1000 – 1800
Subidas de ramal	500	600 – 700	800	650 – 800	800 – 1200	1000 – 1600

**Fuente:** Tomado del libro acondicionamiento del aire de (Edwardo Pita, 2000 pág. 251)

Tenemos para ductos primarios unas velocidades recomendadas entre 700-900 pies/min y para ductos secundarios de 600 pies/min.

**FIGURA N° 4. 22: EQUIPO FAN COIL DE 3 TON CON DUCTO DE LÁMINA GALVANIZADA POR DETERMINAR**

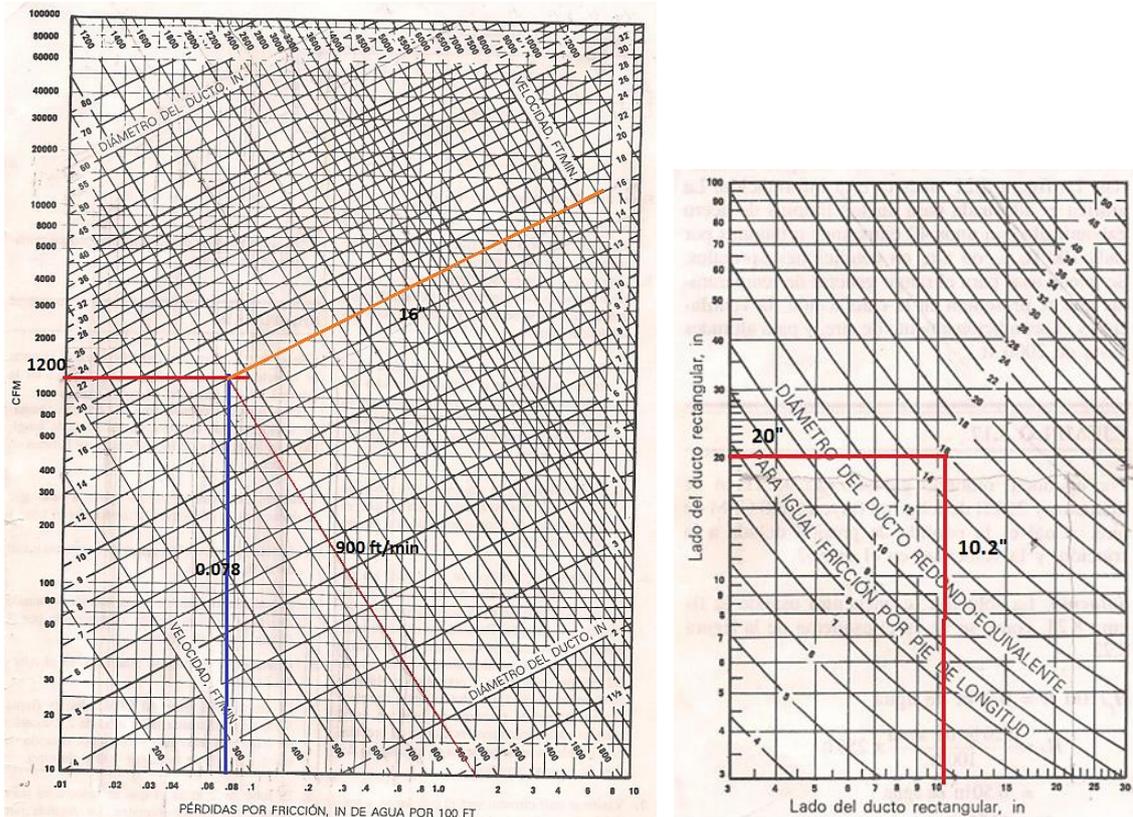


**Fuente:** Elaborado para dimensionar el tamaño de ductos del equipo de 1200 cfm.

Para dimensionar el sistema de ductos de un equipo de 3 TON de refrigeración tenemos que nos genera un caudal de aire de 1200 cfm, con este dato ingresamos al Abaco de la Tabla 4.15, luego intersectamos con la velocidad recomendada de 900 ft/min para un ducto primario, este mismo punto nos da como resultado una caída de presión estática de

0.079 *in.WC / 100 ft* con un diámetro del 16", pero a su vez se dimensiono de manera rectangular de 20"x10.2" usando la tabla 4.13.

**TABLA N° 4. 15: A LA IZQUIERDA DIMENSIONAMIENTO DE UN DUCTO PRINCIPAL CIRCULAR PARA 1200 CFM A LA DERECHA DIMENSIONAMIENTO EQUIVALENTE EN UN DUCTO RECTANGULAR.**

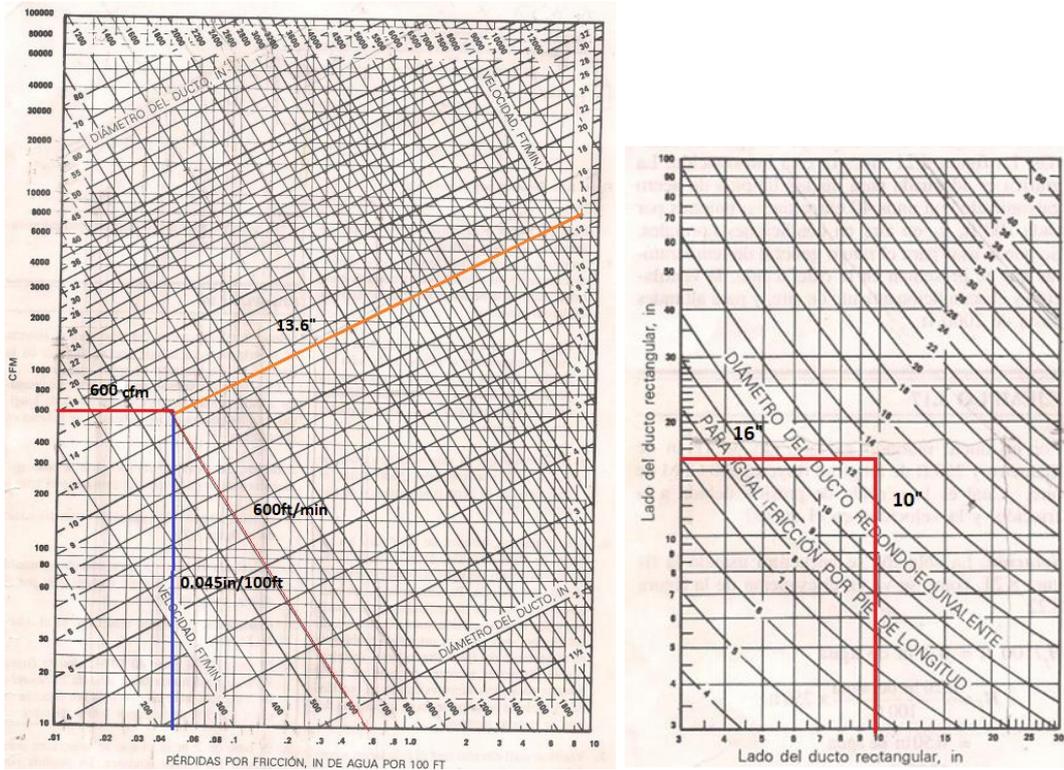


**Fuente:** Tabla adaptada del libro de (Edwardo Pita, 2000 pág. 234) para dimensionar ductos.

De la tabla 4.15. se observa que el ducto principal para este equipo será de  $\varnothing 16''$  de forma circular o de 20"x10.2" de forma rectangular con una perdida por fricción de 0.078 *in wg/100 ft*.

De esta misma manera dimensionamos el ducto secundario, ingresaremos con la velocidad de 600 ft/min recomendada y con los 600 cfm por el diseño del ducto figura 4.22.

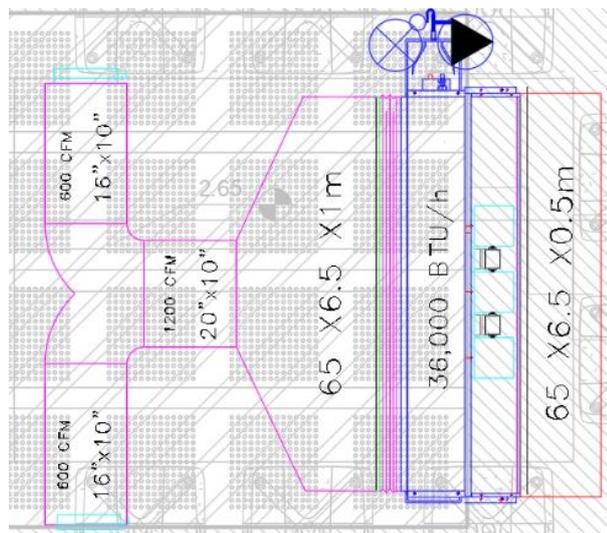
**TABLA N° 4. 16: A LA IZQUIERDA DIMENSIONAMIENTO DE UN DUCTO SECUNDARIO CIRCULAR PARA 600 CFM A LA DERECHA DIMENSIONAMIENTO EQUIVALENTE EN DUCTO RECTANGULAR.**



**Fuente:** Tabla adaptada del libro (Eduardo Pita, 2000 pág. 234) para dimensionar ductos.

De la Tabla 4.16 se observa que el ducto secundario para este equipo será de 13.6" de forma circular o de 16"x10" de forma rectangular con una perdida por fricción de 0.044 *in wg/100 ft*. Entonces tenemos.

**FIGURA N° 4. 23: EQUIPO FAN COIL DE 3 TON CON DUCTO DE LÁMINA GALVANIZADA CALCULADO.**



**Fuente:** Elaboración propia para dimensionar el tamaño de ductos del equipo fan coil.

Siguiendo este mismo procedimiento determinamos los ductos para cada equipo fan coil de la oficina que si llevan ductos primarios y secundarios.

**CUADRO N° 4. 34: TAMAÑO DE DUCTOS PARA EQUIPOS FAN COIL CON DUCTOS PRINCIPALES Y SECUNDARIOS EN LA OFICINA**

Ambiente	Capacidad	Velocidad	Ramal	Dimensión
Ceo Office	18000 BTU/H (1.5 TON)	600 CFM	Principal	15"X8"
		300 CFM	Secundario	12"X7"
Conference Room 1	36000 BTU/H (3 TON)	1200 CFM	Principal	20"X10"
		600 CFM	Secundario A	16"X10"
		600 CFM	Secundario B	16"X10"
Conference Room 2	36000 BTU/H (3 TON)	1200 CFM	Principal	20"X10"
		600 CFM	Secundario A	16"X10"
		600 CFM	Secundario B	16"X10"
Buffer, Kitchenette, Phone Booth	24000 BTU/H (2 TON)	800 CFM	Principal	16"X10"
		400 CFM	Principal A	10"X8"
		200 CFM	Secundario A. 1	8"X6"
		400 CFM	Principal B	10"X8"
		200 CFM	Secundario B. 1	8"X6"
Copy Point Collaborative area 120,000 BTU/H (10 TON) se dividido en 4 equipos	36000 BTU/H (3 TON)	1200 CFM	Principal	20"X10"
		400 CFM	Secundario A	12"X9"
		600 CFM	Principal B	15"X10"
		300 CFM	Secundario B. 1	12"X9"
	36000 BTU/H (3 TON)	1200 CFM	Principal	20"X10"
		800 CFM	Secundario A	15"X10"
	36000 BTU/H (3 TON)	1200 CFM	Principal	20"X10"
		600 CFM	Secundario A	12"X9"
	12000 BTU/H (1 TON)	400 CFM	Principal	29"X6.5"

**Fuente:** Elaborado con los caudales de aire acondicionado para cada equipo fan coil

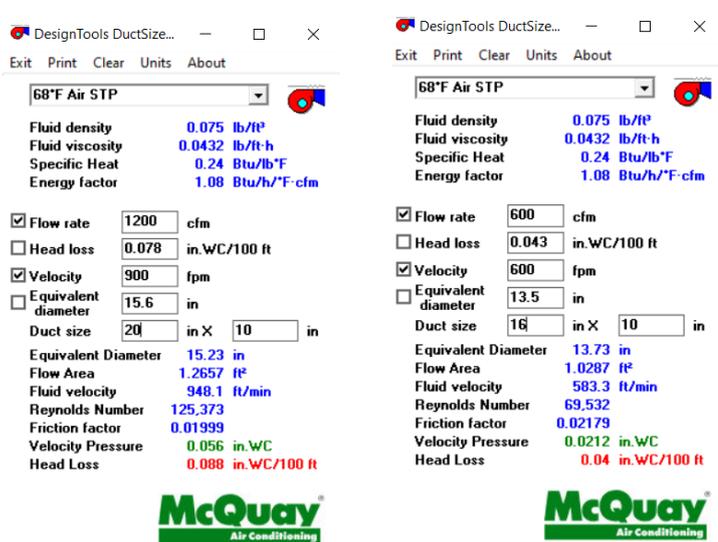
Se observa en el cuadro 4.34 los ambientes en los cuales fue necesario el uso de ductos principales y secundarios para poder hacer una mejor distribución del aire acondicionado. Una forma de corroborar que nuestra dimensión de ducto está en lo correcto es mediante el uso del software DuctSizer de la empresa McQuay. Que nos permite dimensionar los ductos de manera más rápida, para los diferentes ductos ingresamos la caída de presión recomendada de  $0.1 \text{ in. WC} / 100 \text{ ft}$  y las velocidades recomendadas por Ashrae de la tabla 2.5.

- ✓ **Etapa 1:** Ingresar el caudal de aire exterior para cada fan coil, también ingresamos la caída de presión estática  $0.1 \text{ in wc}/100 \text{ ft}$ .

- ✓ **Etap 2:** Verificar que la velocidad de aire este por debajo de las velocidades recomendadas para evitar exceso de velocidad y vibraciones.

Tomamos como ejemplo del equipo seleccionado de 3 TON, el cual posee un caudal de 1200 cfm posterior a ello se ingresa la velocidad recomendada al ser un ducto principal una velocidad entre 700 a 900 ft/min y para un ducto secundario de 600 ft/min, realizamos el cálculo mediante el software DuctSizer para un caudal de 1200 cfm.

**FIGURA N° 4. 24: A LA IZQUIERDA DIMENSIONAMIENTO DE UN DUCTO PRIMARIO Y A LA DERECHA DIMENSIONAMIENTO DE UN DUCTO SECUNDARIO CON SOFTWARE DUCTSIZER**



**Fuente:** Elaborado usando el software Ductsizer para caudales de 1200 cfm y 600 cfm

- Selección de la plancha lamina de acero galvanizado.

Para los ductos de aire acondicionado se emplearán planchas de acero galvanizado de la mejor calidad, ARMCO tipo zinc-grip o similar.

En general, se seguirán las normas recomendadas por SMACNA para la selección del calibre del ducto y estos fueron los siguientes.

- Para ductos principales de descarga directa como los trombones de suministro el calibre seleccionado es de N° 24.
- Para ductos primarios o secundarios varían de acuerdo al ancho del ducto, y pueden variar de calibre N° 26 a N° 24.

**CUADRO N° 4. 35: ESPESOR DE DUCTOS PRINCIPALES Y SECUNDARIOS PARA EQUIPOS FAN COIL**

ANCHO DEL DUCTO	CALIBRE	Espesor pulg	Espesor mm	Kg/m <sup>2</sup>	EMPALMES Y REFUERZOS
Hasta 12"	N° 26	0.019	0.5	3.57	Correderas 1" a máx. - 2.38 m entre centros
13" hasta 30"	N° 24	0.024	0.61	4.84	Correderas 1" a máx. - 2.38 m entre centros
31" hasta 45"	N° 22	0.030	0.76	6.05	Correderas 1" a máx. - 2.38 m entre centros
46" hasta 60"	N° 20	0.036	0.91	7.25	Correderas 1 ½" a máx. - 2.38 m entre centros
Más de 61"	N° 21	0.036	0.91	7.25	Correderas 1 ½" a máx. - 2.38 m entre centros con refuerzo ángulo 1" x 1" x 1/8" entre empalmes

**Fuente:** Tomada del manual del Smacna (1995).

- **Dimensionamiento del sistema de ductos de aire fresco.**

La cantidad de ambientes por acondicionar son 13, para cada equipo de aire acondicionado será necesario el suministro de aire fresco del exterior, recurrimos al cuadro 4.23 donde tenemos calculado el caudal de aire para cada ambiente, con ello empezamos a dimensión cada ducto mediante el método de igual fricción.

**CUADRO N° 4. 36: RESUMEN DE CAUDAL DE AIRE FRESCO POR EQUIPO**

N°	Ambiente	Aire Fresco
1	Flex Room	25 CFM
2	Private Meeting Room	25 CFM
3	Ceo Office	45 CFM
4	Work Café	70 CFM
5	Meeting Room 1	35 CFM
6	Meeting Room 2	125 CFM
7	Conference Room 1	110 CFM
8	Conference Room 2	110 CFM
9	Meeting Room 3	55 CFM
10	Reception	30 CFM
11	Buffer, Kitchenette, Phone Booth	80 CFM
12	Copy Point	440 CFM
	Collaborative area	
13	Data	25 CFM
<b>TOTAL =</b>		<b>1,110 CFM</b>

**Fuente:** Elaborado de manera de resumen del cuadro 4.23.

Las velocidades recomendadas se mantienen con la tabla 4.21. Por el método de igual fricción dimensionamos los ductos.

- ✓ 0.1 in. WC./ 100ft (0.1 pulgadas de columna de agua por 100 pies de longitud de ducto)

- ✓ Velocidad recomendada de mostradas en el cuadro 2.7 y tabla 2.5.

Para el sistema es necesario calcular la caída de presión estática del todo el sistema y así poder seleccionar el ventilador por ello es necesario el uso de tablas de Ashrae los cuales nos proporciona las pérdidas de presión por accesorios.

El procedimiento es el mismo con el cual dimensionamos ductos de aire acondicionado, para acelerar el proceso la empresa McQuay desarrollo un software (DuctSizer versión 6.4) que nos permite dimensionar los ductos de manera más rápida, para ductos principales ingresamos la caída de presión recomendada de  $0.1 \text{ in.WC} / 100\text{ft}$  y para ductos secundarios las velocidades recomendadas por Ashrae de la tabla 2.5.

- ✓ Paso 1: Ingresar el caudal de aire exterior para cada fan coil, también ingresamos la caída de presión estática  $0.1 \text{ in wc}/100 \text{ ft}$ .
- ✓ Paso 2: Verificar que la velocidad de aire este por debajo de las velocidades recomendadas para evitar exceso de velocidad y vibraciones.

Dimensión de ducto de aire fresco para Flex Room, tiene un caudal de 25 cfm entonces ingresamos estos datos al software.

**FIGURA N° 4. 25: EJEMPLO DEL SOFTWARE DUCTSIZER PARA UN CAUDAL DE 25 CFM**



**Fuente:** Elaborado usando el software Ductsizer para caudal de 25 cfm.

Se observa que el software nos da como resultado un ducto rectangular de 4"x3" con una velocidad del fluido 321.3 ft/min por debajo de los 600 ft/min velocidad recomendada por Ashrae, con lo cual está dentro de los parámetros, también el software no da como resultado una pérdida de fricción de 0.069 *inwc/100 ft* lo cual también está por debajo de lo recomendado lo que nos indica que la dimensión del ducto es aceptable, para los demás ambientes se realizó de la misma manera.

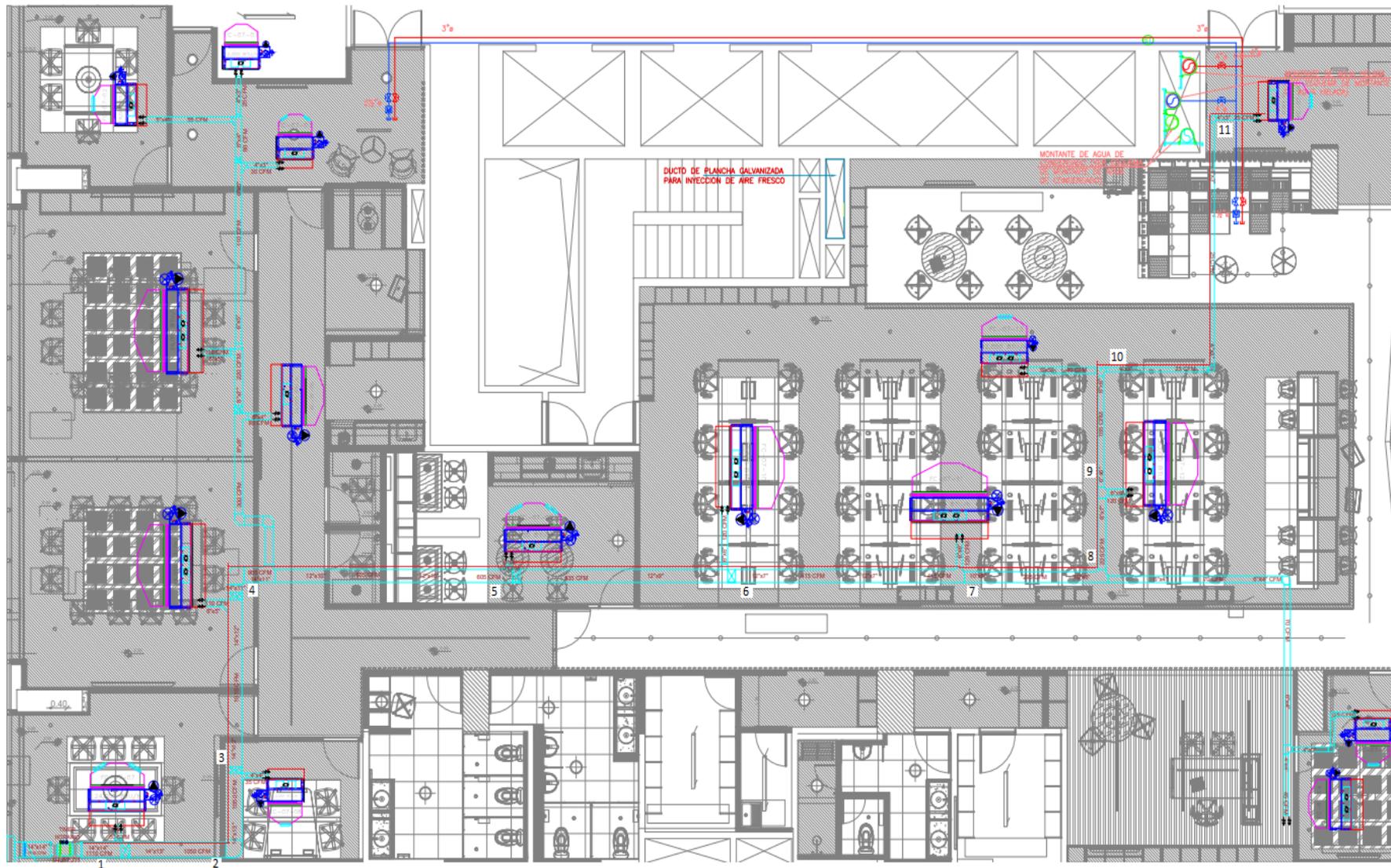
**CUADRO N° 4. 37: DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS DE AIRE FRESCO POR AMBIENTE.**

N°	Ambiente	Aire Fresco	Tamaño de ducto
1	Flex Room	25 CFM	4"X3"
2	Private Meeting Room	25 CFM	4"X3"
3	Ceo Office	45 CFM	4"X4"
4	Work Café	70 CFM	6"X4"
5	Meeting Room 1	35 CFM	4"X4"
6	Meeting Room 2	70 CFM	6"X4"
7	Conference Room 1	110 CFM	6"X5"
8	Conference Room 2	110 CFM	6"X5"
9	Meeting Room 3	55 CFM	5"X4"
10	Reception	30 CFM	4"X3"
11	Buffer, Kitchenette, Phone Booth	80 CFM	6"X4"
12	Copy Point Y Collaborative area	120 CFM	6"X6"
		120 CFM	6"X6"
		120 CFM	6"X6"
		80 CFM	5"X5"
13	Data	25 CFM	4"X3"
<b>TOTAL =</b>		<b>1,110 CFM</b>	<b>14"X14"</b>

**Fuente:** Elaborado con los caudales de aire fresco para cada ambiente.

Tenemos el caudal total para nuestro sistema de aire fresco que es 1110 CFM, nos falta determinar la caída de presión de la ruta crítica para poder seleccionar el ventilador del sistema. Es necesario por ello elaborar un plano preliminar con la distribución de ductos y así determinar la ruta crítica del sistema de ductos de aire fresco. Para ello marcamos de rojo nuestra ruta crítica en el siguiente plano. Enumeramos cada tramo donde varía el caudal de aire y determinamos cada pérdida primaria de fricción de esta ruta.

**FIGURA N° 4. 26: RUTA CRÍTICA PARA EL SISTEMA DE AIRE FRESCO**



**Fuente:** Elaborado para delimitar la ruta crítica marca de rojo para el sistema de aire fresco.

- Las pérdidas primarias para el sistema se calculan mediante el método de igual fricción el cual nos indica la caída de presión de 0.1 *mmc. a* / 1 m. (0.1 milímetros de columna de agua por metro de longitud de ducto). nos ayudamos del software ductsizer el cual nos ayuda a determinar las pérdidas por fricción en base al flujo de aire que pasa por el ducto.

**CUADRO N° 4. 38: PERDIDAS PRIMARIAS EN LOS TRAMOS RECTOS DEL SISTEMA DE DUCTOS DE AIRE FRESCO**

Tramo	Caudal (CFM)	Velocidad (ft/min)	longitud del tramo (m)	h usar Pulg	b usar Pulg	Caída de presión ( $\Delta P/L$ )	Caída de presión Primaria ( $\Delta P$ )
1	1,110 CFM	900	2.7	14	14	0.073 mmH <sub>2</sub> O/L	0.197 mmH <sub>2</sub> O
2	1,050 CFM	900	4.4	14	13	0.085 mmH <sub>2</sub> O/L	0.374 mmH <sub>2</sub> O
3	1,015 CFM	900	3.9	14	12	0.085 mmH <sub>2</sub> O/L	0.332 mmH <sub>2</sub> O
4	905 CFM	900	1.5	14	11	0.092 mmH <sub>2</sub> O/L	0.138 mmH <sub>2</sub> O
5	605 CFM	900	6	12	10	0.082 mmH <sub>2</sub> O/L	0.492 mmH <sub>2</sub> O
6	535 CFM	900	5.4	12	9	0.085 mmH <sub>2</sub> O/L	0.459 mmH <sub>2</sub> O
7	415 CFM	900	5.8	12	7	0.085 mmH <sub>2</sub> O/L	0.493 mmH <sub>2</sub> O
8	295 CFM	600	3.4	10	8	0.067 mmH <sub>2</sub> O/L	0.228 mmH <sub>2</sub> O
9	225 CFM	600	1.9	8	7	0.086 mmH <sub>2</sub> O/L	0.163 mmH <sub>2</sub> O
10	105 CFM	600	2.8	6	6	0.062 mmH <sub>2</sub> O/L	0.174 mmH <sub>2</sub> O
11	25 CFM	600	9.8	4	3	0.069 mmH <sub>2</sub> O/L	0.676 mmH <sub>2</sub> O
TOTAL							3.726 mmH <sub>2</sub> O

**Fuente:** Elaborado con las caídas de presión primarias en base a la ruta crítica del sistema.

Como resultado obtenemos una pérdida primaria de 3.726 mmH<sub>2</sub>O en la ruta crítica (figura 4.26) que equivale a 0.1466 *pulg. c. a.*

- Para pérdidas secundarias por accesorios Ashrae nos brinda tablas con los coeficientes de pérdidas para elementos comunes en ductos y mediante la fórmula 4.1 podremos calcular las caídas de presión por accesorios.

$$H_f = C \times H_v = C \times \left(\frac{V}{4000}\right)^2 \dots \dots \dots (4.1)$$

Donde.

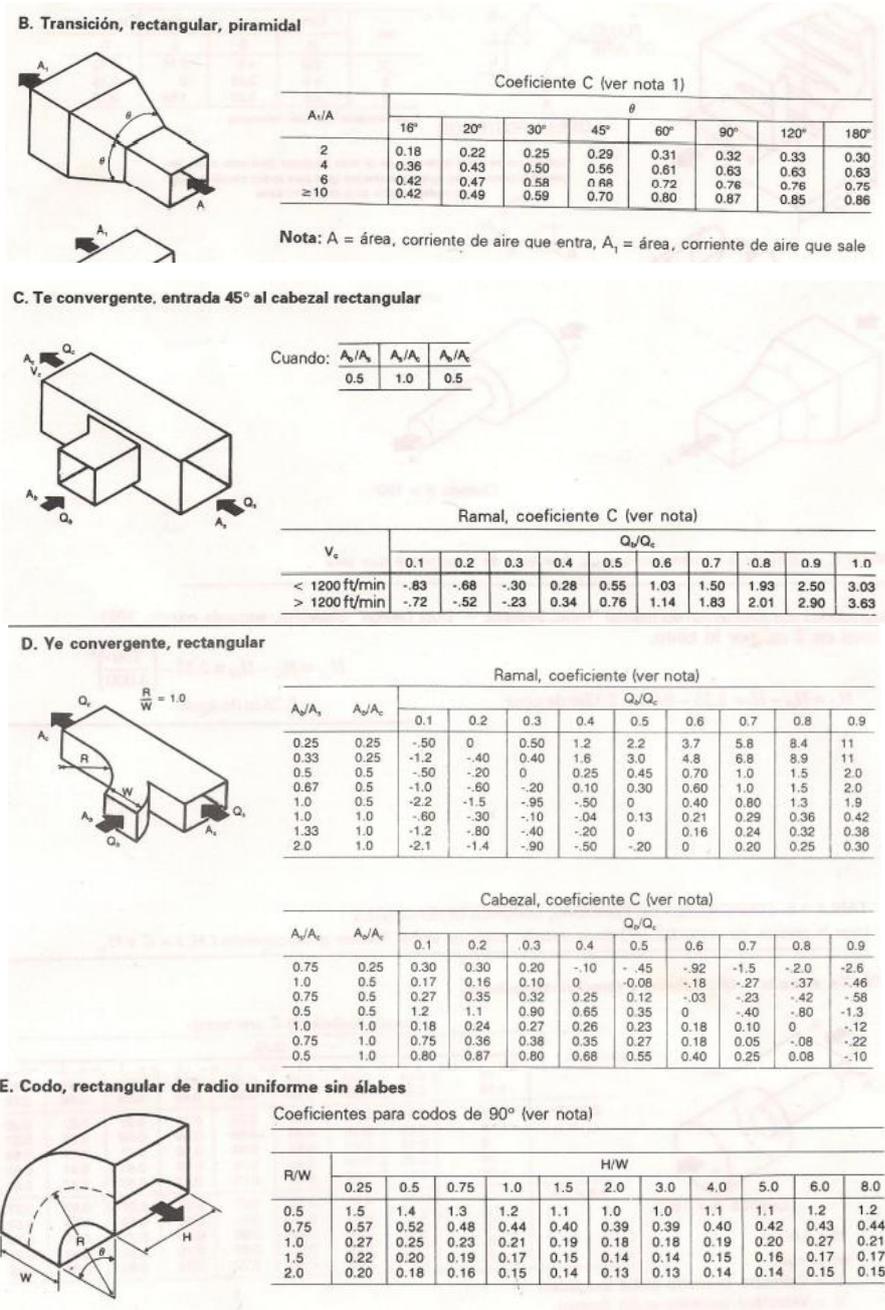
- ✓  $H_f$  = pérdida total de presión a través de la conexión, en (in de agua).
- ✓  $C$  = coeficiente de pérdidas

- ✓  $H_v$  = Presión de velocidad en la conexión, en (in de agua).
- ✓  $V$  = velocidad, ft/min.

$$V = \frac{CFM \times 144}{S} \dots \dots \dots (4.2)$$

- ✓  $S$  = Área del ducto

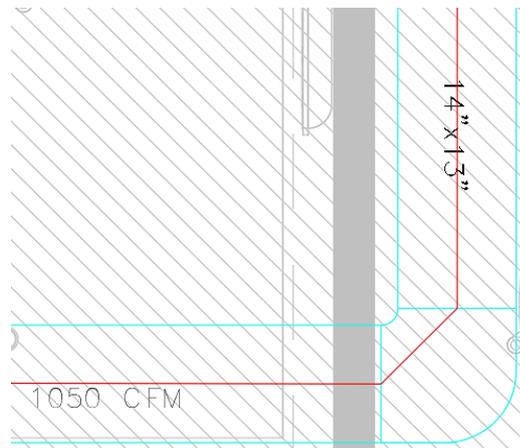
**FIGURA N° 4. 27: COEFICIENTES DE PERDIDA (C) COMUNES PARA ACCESORIOS EN DUCTOS**



Fuente: Tomados del libro acondicionamiento del aire de (Edwardo Pita, 2000 pág. 244)

Tenemos el siguiente accesorio de ducto, determinamos la caída de presión para dicho accesorio, como datos tenemos el área del ducto (14"x13") ya calculado y su caudal (1050 cfm).

**FIGURA N° 4. 28: ACCESORIO TIPO CODO DE 90° PARA EL SISTEMA DE VENTILACIÓN**



**Fuente:** Elaboración propia para determinar la caída de presión del codo de 90°.

De la figura 4.28 el accesorio es del tipo E (codo 90° recto) necesitamos calcular el coeficiente de pérdidas (C) para conocer la caída de presión de este accesorio.

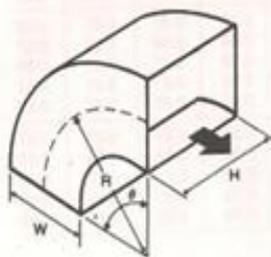
Tenemos que encontrar R/W y H/W para poder hallar el C, de los datos tenemos que R=13" y W= 13" ya que nuestro ducto es de 90°, también observamos que H= 14", nuestro valor de S = 14" × 13" = 182"

$$\frac{R}{W} = \frac{13''}{13''} = 1, \quad \frac{H}{W} = \frac{14''}{13''} = 1.076$$

**FIGURA N° 4. 29: ACCESORIO TIPO CODO DE 90° CON PUNTOS PARA ITERACIÓN**

E. Codo, rectangular de radio uniforme sin álabes

Coefficientes para codos de 90° (ver nota)



R/W	H/W											
	0.25	0.5	0.75	1.0	1.07	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
0.5	1.5	1.4	1.3	1.2		1.1	1.0	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2
0.75	0.57	0.52	0.48	0.44		0.40	0.39	0.39	0.40	0.42	0.43	0.44
1.0	0.27	0.25	0.23	0.21	X	0.19	0.18	0.18	0.19	0.20	0.27	0.21
1.5	0.22	0.20	0.19	0.17		0.15	0.14	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17
2.0	0.20	0.18	0.16	0.15		0.14	0.13	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15

**Fuente:** Elaborado mediante la figura 4.27 para un codo de 90°.

Iterando:

$$\frac{1.07 - 1}{1.5 - 1.07} = \frac{x - 0.21}{0.19 - x} \Rightarrow x = 0.2053$$

Este valor de x es el valor de C.

De la ecuación 4.1.  $H_f = C \times H_v = 0.2053 \times \left(\frac{V}{4000}\right)^2$

$$V = \frac{1050 \text{ cfm} \times 144}{182} = 830,769 \text{ ft/min}$$

$$H_f = C \times H_v = 0.2053 \times \left(\frac{830.769}{4000}\right)^2 = 0.0089 \text{ in de agua} \approx 0.01 \text{ in de agua}$$

Este mismo cálculo se pudo realizar por medio del software ASHRAE duct fitting data base, un software de Ashrae el cual nos calcula la caída de presión por accesorio, el cual sigue el mismo procedimiento de calculo que realizamos. Al ser un software de Ashrae es necesario tener la codificación para ubicar nuestro tipo de accesorio. Mostramos el siguiente cuadro con los cuales buscaremos los códigos de los accesorios de ductos comunes.

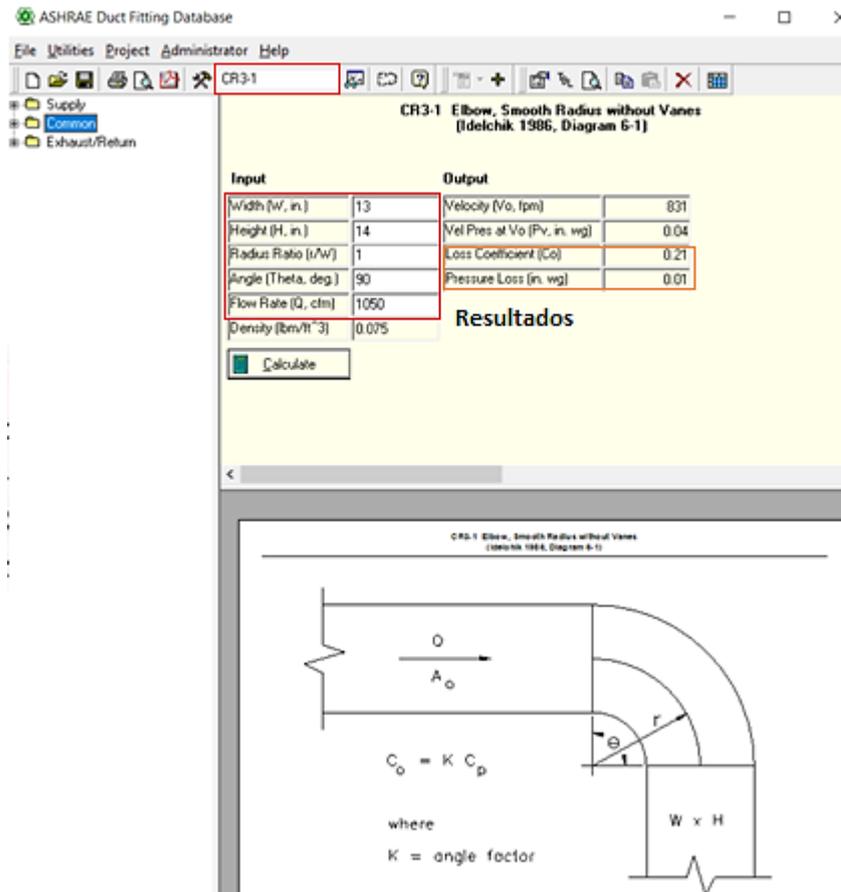
**CUADRO N° 4. 39: CÓDIGOS DE CONEXIÓN DE CONDUCTOS PARA EL SOFTWARE ASHRAE DUCT FITTING DATA BASE**

<b>Función de ajuste</b>	<b>Geometría</b>	<b>Categoría</b>	<b>Numero secuencial</b>
S= Suministro	D= redondo (Diámetro)	1. entradas	1, 2, 3, ...n
E= escape/retorno	R= Rectangular	2. salidas	
C= Común (Suministro y regreso)	F= Ovalo Plano	3. codos	
		4. Transición	
		5. Cruces	
		6. Obstrucciones	
		7. Ventilador y sistema de interacción	

**Fuente:** Adaptado del libro (ASHRAE HANDBOOK COMMITTEE, 2001).

Se observa en el cuadro 4.39 los códigos con los cuales ingresaremos al software, por ejemplo, para calcular la caída de presión del codo de la figura 4.28, tenemos que ingresar la codificación CR3 – 1, que significa C= Común, R= rectangular, 3= codos, 1 secuencia.

**FIGURA N° 4. 30: USO DEL SOFTWARE ASHRAE DUCT FITTING DATA BASE PARA UN CODO RECTO DE 90°, CON UN CAUDAL DE 1050 CFM**



**Fuente:** Elaborado usando el software Ashrae Duct Fitting Data Base para un determinar la caída de presión por un codo de 90°.

En la figura 4.30 se observa que el software nos arroja el C (coeficiente de perdidas) de 0.21 y una perdida por accesorios codo de **0.01 in wg**, con lo cual se comprueba que de manera manual y con el software el resultado es el mismo, siguiendo esta metodología podemos calcular la caída de presión de nuestra ruta crítica (figura 4.26).

**CUADRO N° 4. 40: CUADRO RESUMEN DE PÉRDIDAS DE PRESIÓN ESTÁTICA EN LA RUTA CRÍTICA.**

<b>Perdidas primarias</b>	0.146 Pulg. c. a.
<b>Perdidas secundarias</b>	
Accesorio 1	0.016 Pulg. c. a.
Accesorio 2	0.010 Pulg. c. a.
Accesorio 3	0.085 Pulg. c. a.
Accesorio 4	0.075 Pulg. c. a.

Accesorio 5	0.075 Pulg. c. a.
Accesorio 6	0.050 Pulg. c. a.
Accesorio 7	0.085 Pulg. c. a.
Accesorio 8	0.033 Pulg. c. a.
Accesorio 9	0.033 Pulg. c. a.
Accesorio 10	0.030 Pulg. c. a.
Accesorio 11	0.018 Pulg. c. a.
Accesorio 12	0.010 Pulg. c. a.
Accesorio 13	0.010 Pulg. c. a.
Accesorio 14	0.016 Pulg. c. a.
<b>Filtro merv 8</b>	0.500 Pulg. c. a.
<b>Pérdidas totales</b>	1.182 Pulg. c. a.

**Fuente** Elaborado en base a los datos obtenidos de la caída de presión total de la ruta crítica.

Del cuadro 4.40 se observa que la caída de presión para nuestro sistema es 1.182 *pulg c. a.* con este dato y el caudal de nuestro sistema 1110 CFM procedemos a seleccionar nuestro ventilador por ello recurrimos al Manual de soler y palao para ventiladores comerciales.

Características del Ventilador:

- ✓ Caudal = 1110 CFM.
- ✓ Caída de Presión estática Externa = 1.182 *Pulg. c. a.*

**TABLA N° 4. 17: SELECCIÓN DEL VENTILADOR DE AIRE FRESCO TIPO TD**

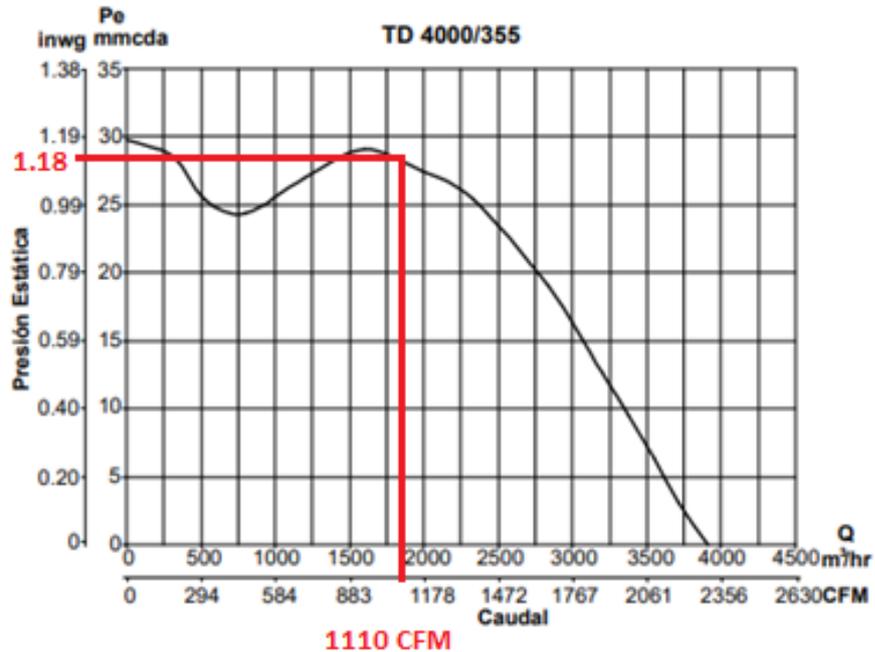
**CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS**

Modelo	Velocidad RPM	Potencia W	Tensión Volts	Caudal a descarga libre m <sup>3</sup> /hr / CFM	Presión sonora dB(A)*	Peso apróx Kg
TD 160/100 N Silent	2431	23	127	165 / 97	37	1.4
	2516	26		171 / 101	38	
TD 250/100	1556	44	127	170 / 100	38	2.0
	2096	60		229 / 135	38	
TD 350/125	1633	44	127	253 / 149	40	2.0
	2146	59		335 / 197	46	
TD 500/150	1709	54	127	370 / 218	48	3.0
	2289	65		498 / 293	55	
TD 800/200	1935	122	127	711 / 419	55	5.0
	2467	169		812 / 478	59	
TD 1300/250	2400	162	127	919 / 541	61	9.0
	3200	241		1280 / 754	67	
TD 2000/315	2000	208	127	1275 / 751	62	14.0
	2500	335		1783 / 1050	67	
TD 4000/355	1690	464	127	3709 / 2184	59	19.0
TD 6000/400	1670	756	127	5225 / 3077	62	26.0

**Fuente:** Tomado del (Manual de Soler y Palau, 1951) para seleccionar un ventilador.

De la tabla 4.17 observamos que los cfm de nuestro sistema están comprendidos dentro de los cfm del equipo, pero nos falta su curva característica del ventilador para ver si cumple con la caída de presión.

**FIGURA N° 4. 31: CURVA CARACTERÍSTICA DEL VENTILADOR TIPO TD – 4000**



**Fuente:** Tomado del (Manual de Soler y Palau, 1951) para seleccionar un ventilador.

Vemos en la figura 4.31. la curva del ventilador, que sí, podemos tener una caída de presión de 1.182 Pulg. c. a. por lo que nuestra selección está bien, entonces tenemos un ventilador con las siguientes características.

Ventilador tipo TD – 4000.

**CUADRO N° 4. 41: CARACTERÍSTICAS DE VENTILADOR SELECCIONADO**

Código	Características eléctricas	Tipo	Caudal de descarga	Potencia	Decibeles	Peso
TD – 4000	220/1Ø/60Hz.	Helicentrífugo	1110 cfm	464 w	59	19 Kg

**Fuente** Elaborado con las características mecánicas y eléctricas del ventilador

Del cuadro N° 4.41 se observa porque se seleccionó este ventilador, y fue ya que uno de nuestros requerimientos fue que el sonido que se generara en el sistema de ductos de aire fresco este entre los más bajos. Y este ventilador nos ofrece un bajo nivel sonoro de 59 Db.

- **Dimensionamiento del sistema de difusores y rejillas.**

Para dimensionar difusores y rejillas Ashrae nos brinda la siguiente fórmula 2.32. y nos recomienda velocidades para difusores y rejillas.

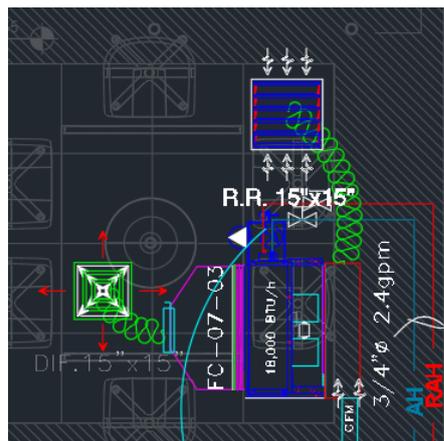
$$S = \frac{QX144}{V} \dots \dots \text{pulg}^2 \dots \dots \dots (2.32)$$

Donde:

- ✓ Q= caudal del difusor en CFM.
- ✓ S= Superficie del difusor o rejilla  $\text{pulg}^2$ .
- ✓ V= Velocidad del aire en el difusor o rejilla en pies/min
- ✓ Es recomendable que V = [300 a 400] pies/min.

Tenemos este equipo para dimensionar.

**FIGURA N° 4. 32: DIMENSIONAMIENTO DE DIFUSORES Y REJILLAS PARA EQUIPO DE 1.5 TON**



**Fuente:** Elaborado para dimensionar difusores y rejillas de un equipo fan coil.

Para dimensionar el siguiente difusor tenemos que el equipo de 1.5 TON (18000 btu/h) genera un caudal de aire de 600 cfm, con este dato y con una velocidad recomendada de 400 ft/min que está en el rango, determinamos el tamaño de los difusores y rejillas.

$$S = \frac{QX144}{V} = \frac{600 \times 144}{400} = 216 \text{ in}^2 = \frac{\pi d^2}{4} \Rightarrow d = 16.4''$$

Con el área que nos sale nuestro difusor podemos calcular su radio que vendría a ser de 16.4" de diámetro que con la tabla 4.13 podemos transformar a uno rectangular que tendría una dimensión aproximada de 15"x15".

Por tanto, para nuestro equipo de 18000 btu/h el difusor seleccionado sería de 15"x15". Siguiendo este mismo procedimiento se determinó todos los difusores y rejillas para la oficina.

**CUADRO N° 4. 42: DIMENSIONAMIENTO DE DIFUSORES Y REJILLAS**

N°	Ambiente	Cantidad de selección en TON	Caudal de aire para difusores	Dimensión de Difusores de suministro	Dimensión de rejilla de retorno
1	Flex Room	1 TON	400 CFM	14"x14"	14"x14"
2	Private Meeting Room	1 TON	400 CFM	14"x14"	14"x14"
3	Ceo Office	1.5 TON	300 CFM	12"x12"	16"x12"
			300 CFM	12"x12"	
4	Work Café	2 TON	400 CFM	14"x14"	14"x14"
			400 CFM	20"x8"	14"x14"
5	Meeting Room 1	1 TON	400 CFM	14"x14"	14"x14"
6	Meeting Room 2	2 TON	400 CFM	14"x14"	14"x14"
			400 CFM	14"x14"	14"x14"
7	Conference Room 1	3 TON	300 CFM	35"x5"	16"x16"
			300 CFM	35"x5"	
			300 CFM	35"x5"	
8	Conference Room 2	3 TON	300 CFM	35"x5"	16"x16"
			300 CFM	35"x5"	
			300 CFM	35"x5"	
9	Meeting Room 3	1.5 TON	600 CFM	15"x15"	15"x15"
10	Reception	1 TON	200 CFM	9"x9"	14"x14"
			200 CFM	9"x9"	
11	Buffer, Kitchenette, Phone Booth	2 TON	200 CFM	9"x9"	16"x16"
			200 CFM	9"x9"	
			200 CFM	9"x9"	
			200 CFM	9"x9"	
12	Copy Point Collaborative area	3 TON	400 CFM	14"x14"	16"x16"
			400 CFM	14"x14"	16"x16"
			400 CFM	14"x14"	16"x16"
		3 TON	400 CFM	14"x14"	16"x16"
			400 CFM	14"x14"	16"x16"
			400 CFM	14"x14"	16"x16"
		1 TON	400 CFM	35"x8"	35"x8"
13	Data	1 TON	400 CFM	35"x8"	plenum

**Fuente:** Elaboración con los caudales y dimensiones para difusores y rejillas.

- **Selección de medidores para monitorear el confort térmico.**

El termóstato de control deberá cumplir con las siguientes especificaciones: El control de temperatura de cada unidad se realiza por medio de controles digitales de pared (termostatos digitales) ubicados en cada uno de los ambientes acondicionados. Cada usuario o grupo de usuarios podrá prender, apagar sus equipos y setear la temperatura de confort deseada. Serán del tipo 5 + 2 días programables. Se instalará en muros o tabiques a una altura no menor a la de los interruptores de luz.

Tendrá funciones similares a los termostatos digitales HONEYWELL o similares. Por razones de seguridad, se recomienda que los termostatos estén protegidos con cajas de acrílico con llave.

**FIGURA N° 4. 33: TERMOSTATO PROGRAMABLE HONEYWELL T5**



**Fuente:** Tomado del Manual de HONEYWELL home.

Elegimos para cada equipo de nuestro sistema, un termostato HONEYWELL T 5 ya que nos brinda las siguientes características.

- ✓ Programación de 7 días (cada día puede ser un horario diferente), o programación de 5-2 días (programar los días de semana y los fines de semana)
  - ✓ Incluye la lectura de la humedad interior.
  - ✓ Elección de la batería o el funcionamiento con cable de la fuente de energía para adaptarse a la oficina
  - ✓ Termostato programable, se puede programar los días y horas de funcionamiento de nuestros equipos
  - ✓ Los límites del rango de temperatura le permiten establecer temperaturas de enfriamiento para alcanzar el confort térmico.
- **Accesorios complementarios al sistema de aire acondicionado.**

Seleccionaremos algunos componentes necesarios para nuestro sistema.

- ✓ **Válvula de dos vías de presión independiente**

Fueron seleccionadas en función al diámetro que van a manejar, según la capacidad del fan coil, son del tipo de presión independiente, de 2 vías on off con bobina de 220V. Temperatura media 36°F - 140°F. Rango de presión diferencial de trabajo 3 – 40 psi para soportar hasta 360 psi

Conexión roscada (interior), Cuerpo de bronce, Vástago de acero inoxidable Sello tipo PTFE, O-Ring EPD. Las valvulas seran iguales al modelo EXT-SW de Belimo para diametros menores a 1".

**FIGURA N° 4. 34: SELECCIÓN DE VÁLVULA DE 2 VÍAS CON ACTUADOR ROTATIVO BELIMO EXT**



Modelo	Válvula	Vías	Peso	Cv [Kvs]	Δ P	Pulg.[DN]
EXT-SW-NE152C3	NTP	2 vías	0.70 kg	3.5	29	1/2" [15]
EXT-SW-NE202C5	NTP	2 vías	0.85 kg	5	25	3/4" [20]
EXT-SW-NE252C8	NTP	2 vías	1 kg	8	19	1" [25]
EXT-SW-SE152C3	Sweat	2 vías	0.70 kg	3.5	29	1/2" [15]
EXT-SW-SE202C5	Sweat	2 vías	0.85 kg	5	25	3/4" [20]
EXT-SW-SE252C8	Sweat	2 vías	1 kg	8	19	1" [25]
EXT-SW-SE153C3	Sweat	3 vías	0.75 kg	5	29	1/2" [15]
EXT-SW-SE203C5	Sweat	3 vías	0.90 kg	5	25	3/4" [20]
EXT-SW-SE253C8	Sweat	3 vías	1.05 kg	8	19	1" [25]

**Fuente:** Tomado del manual (BELIMO, 2019) para válvulas de 2 vías.

✓ **Válvula Bola**

Fueron seleccionadas únicamente en función al diametro que van a manejar según la capacidad del fan coil, de accionamiento manual, con una conexión roscas hembra, Presión de trabajo: 0 - 68 bar y un material del cuerpo metal: Acero inoxidable.

**FIGURA N° 4. 35: Las válvulas de bola GEMÜ 712**

DN	NPS	Valor Kv [m³/h]	Peso [kg]	
			Rosca hembra/ tubo para soldar	Brida
8	1/4"	6,8	0,35	-
10	3/8"	6,8	0,40	-
15	1/2"	12,8	0,65	2,45
20	3/4"	29,1	0,80	3,50
25	1"	47,8	1,20	4,70
32	1 1/4"	72,6	1,95	5,90
40	1 1/2"	106,8	2,75	7,80
50	2"	213,7	4,50	11,30
65	2 1/2"	273,3	8,90	16,90
80	3"	495,3	12,90	23,90
100	4"	871,1	22,50	34,90



**Fuente:** Tomado del manual (GEMU, 2013) para válvulas de 2 vías.

- **Plasmamos el sistema de aire acondicionado en planos como resultado de nuestro diseño.** Estas etapas se visualizarán mejor en nuestros anexos 16, 17, 18, 19 y 20.

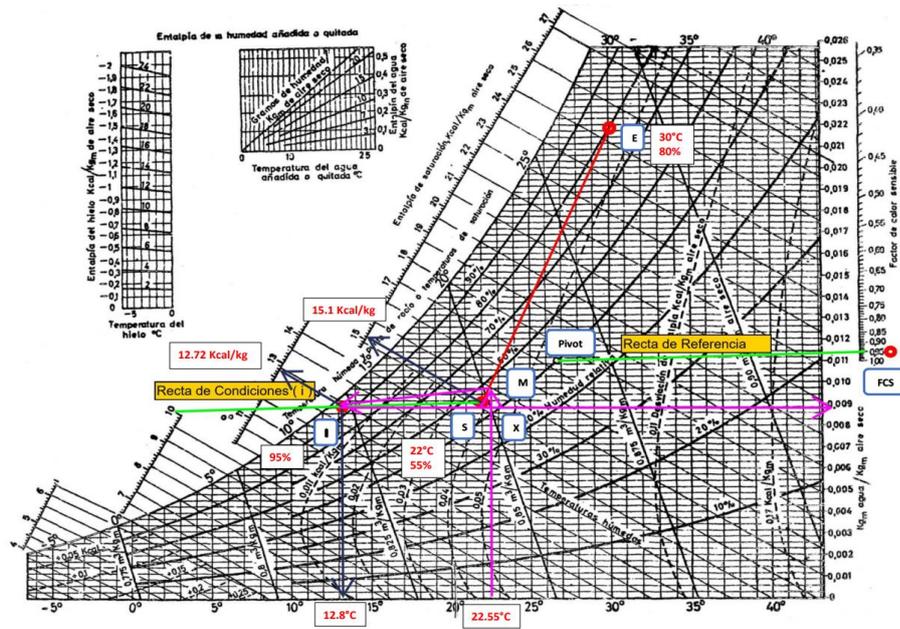
## V. RESULTADOS

En este capítulo mencionamos los resultados de los cálculos obtenidos en el sub capítulo 4.6 de ingeniería de detalle.

### 5.1. RESULTADOS DESCRIPTIVOS.

**Comprobación del Confort:** Se diseñó un sistema de aire acondicionado que tomo como parámetros cumplir con 3 condiciones los cuales son una temperatura de 22 °C, una humedad relativa de 55% y una ventilación con purificación del aire dentro de la oficina. Partiendo de esto nosotros dimensionamos un sistema capaz de alcanzar estas condiciones, los cuales de acuerdo a la normativa de ASHRAE se encuentra dentro de las condiciones de confort térmico.

FIGURA N° 5. 1: PSICROMETRÍA PARA LA OFICINA MITSUI CO.

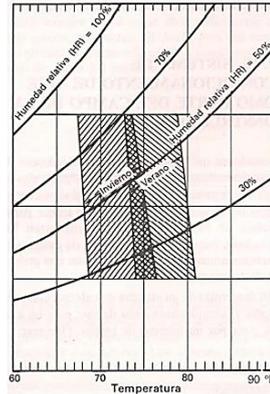


**Fuente:** Elaborado en base a cada etapa del proceso Psicrométrico

Teniendo, así como zona de confort una temperatura comprendida entre 21 °C a 26 °C, una humedad relativa entre 30% a 70% para interiores y una renovación de aire entre 5-8 o un ingreso de aire exterior inferior al 20%. Con esta información en base a la (Norma Ashrae Estándar 55) se logra que un ambiente este en confort térmico.

Por lo tanto, como nuestro sistema de aire acondicionado de 30 TON está dimensionado para alcanzar una temperatura de 22° C, una humedad relativa de 55% y cuenta con un sistema de renovación de aire fresco el cual ingresa un 7.63% de aire exterior y la vez pasa por un filtrado Merv 8, con estas condiciones garantizamos que este ambiente está en confort térmico.

**FIGURA N° 5. 2: ZONA DE CONFORT TÉRMICO POR ASHRAE**



**Fuente:** Tomado del libro acondicionamiento del aire de (Pita, 2000 pág. 9)

Esto a su vez fue comprobado mediante el software de acceso libre CBE Thermal Confort en el cual se ingresó los parámetros al cual llegamos por nuestro sistema de aire acondicionado y vemos que se encuentra en dicha zona de confort, el cual también es complementado por un sistema de renovación de aire.

**FIGURA N° 5. 3: CONFORT TÉRMICO DE LA OFICINA, CON UNA TEMPERATURA DE 22 °C Y 55% DE HUMEDAD RELATIVA, MEDIANTE CBE THERMAL CONFORT**



**Fuente:** Elaborado usando el software CBE Thermal Confort.

### 5.1.1. Carga térmica.

Se determinó la carga térmica en verano de toda la oficina como también de cada ambiente por medio (reportes de parámetros de diseño y de los coeficientes globales de transferencia de calor mostrados en los cuadros 4.11 y 4.12), como resultado nos arroja el cuadro 5.1 donde se observa la carga térmica total de la oficina es de 22.3 TON.

**CUADRO N° 5. 1: REPORTE DE LA CARGA TÉRMICA DE LA OFICINA MITSUI**

NOMBRE DEL PROYECTO: MITSUI & CO									
DIRECCIÓN: Edificio Torre Prado, Av. Javier Prado Este N° 434-444, Urb. Jardín, Distrito de San Isidro-Lima									
REALIZADO POR: CRISTIAN FIERRO CARRASCO									
DESCRIPCIÓN	ORIENTACIÓN	Área (m²)	Coefficiente Global De Temperatura U (kcal/h.m².°C)	$\Delta T$ o $\Delta T_{equi}$ (°C)	Radiación Solar. (Rs) (kcal/h.m²)	Factor de corrección (f)	Factor de almacenamiento (s)	Calor Sensible (kcal/h)	Calor Latente (kcal/h)
<b>Calor por CONDUCCIÓN a través de VENTANAS EXTERIORES (<math>\Delta T</math>)</b>									
F-G vidrio	N	54.32	3.125	8				1,358	
R-A vidrio	S	38.24	3.125	8				956	
<b>Calor por CONDUCCIÓN a través de VENTANAS INTERIORES (<math>\Delta T</math>)</b>									
H-I Vidrio	Int.	5.58	3.13	5				87.19	
P-Q Vidrio	Int.	5.58	3.13	5				87.19	
<b>Calor por CONDUCCIÓN a través de PAREDES INTERIORES (<math>\Delta T</math>)</b>									
B-C, C-D, D-E.	Int.	81.80	1.11	4				363.19	
I-J, J-K, K-L, L-M, M-N, N-O, O-P, O-P	Int.	126.73	2.18	4				1,105.1	
H-G, Q-R	Int.	37.30	1.27	4				189.04	
PISO	Int.	500.00	1.55	4				3,100.0	
<b>Calor por RADIACIÓN solar a través de PAREDES EXTERIORES (<math>\Delta T_{equi}</math>)</b>									
A-B, E-F	O	53.97	2.196	9.291				1,101.21	
F-G	N	8.05	2.710	8.082				176.32	
R-A	S	24.14	2.927	7.90				558.20	
<b>Calor por RADIACIÓN solar a través de techo (<math>\Delta T_{equi}</math>) (soleado y con sombra)</b>									
Techo	Hor.	500	1.55	6.7				5,192.5	
<b>Calor por RADIACIÓN solar a través de VENTANAS EXTERIORES</b>									
F-G vidrio	N	54.32			40.66	0.63	0.220	305.58	
R-A vidrio	S	38.24			107.43	0.63	0.892	2,305.75	
<b>Calor Debido a las PERSONAS</b>									
Número de personas =106			Ganancia Sensible (Gs)	71 Kcal/hr		#pxGs #pxGl		7,526.00	4,452.00
			Ganancia latente (Gl)	42 Kcal/hr					
<b>Calor debido a la ILUMINACIÓN</b> ..... W/m² => 16x500m² = 8000 Wx(FC), FC= horas de funcionamiento 0.85								6,878.6	
<b>Calor debido a los EQUIPOS</b> ..... W/m² => x500m² = 26500 Wx(FC), FC= horas de funcionamiento 0.85								22,785.3	
<b>CARGA TÉRMICA POR:</b>								<b>54,075.2</b>	<b>4,452.00</b>
<b>Factor de seguridad = 15%</b>								<b>1.15</b>	<b>1.15</b>
<b>CARGA TÉRMICA SENSIBLE:</b>								<b>62,186.5</b>	<b>Kcal/h</b>
<b>CARGA TÉRMICA LATENTE:</b>								<b>5,120.0</b>	<b>Kcal/h</b>
<b>CARGA TÉRMICA TOTAL:</b>								<b>67,306</b>	<b>Kcal/h</b>
<b>CARGA TOTAL:</b>								<b>22.3</b>	<b>TON</b>

**Fuente:** Adaptado de la Escuela de Refrigeración del Perú para la oficina MITSUI & CO

Para los ambientes interiores el tratamiento de cálculo de la carga térmica es el mismo que se aplicó para toda la oficina. Teniendo como base los mismos parámetros de diseño que se tubo al inicio (**Cuadros 4.11 y 4.12**). Teniendo así para cada oficina.

## CUADRO N° 5. 2: CARGA TÉRMICA PARA CADA AMBIENTE DE LA OFICINA

N°	Ambiente	Cantidad de personas	Área	Incidencia del sol	RESULTADO SENSIBLE	RESULTADO LATENTE	RESULTADO CARGA TÉRMICA	RESULTADO EN TON
1	Flex Room	2	16	si	2,129.30 Kcal /h	96.60 Kcal /h	2,225.90 Kcal /h	<b>0.74 TON</b>
2	Private Meeting Room	2	13	si	2,297.30 Kcal /h	96.60 Kcal /h	2,393.90 Kcal /h	<b>0.79 TON</b>
3	Ceo Office	4	25	si	3,039.92 Kcal /h	193.20 Kcal /h	3,233.12 Kcal /h	<b>1.07 TON</b>
4	Work Café	8	22	no	4,066.67 Kcal /h	386.40 Kcal /h	4,453.07 Kcal /h	<b>1.47 TON</b>
5	Meeting Room 1	4	8	si	2,299.00 Kcal /h	193.20 Kcal /h	2,492.20 Kcal /h	<b>0.82 TON</b>
6	Meeting Room 2	8	22	si	4,334.41 Kcal /h	336.00 Kcal /h	4,670.41 Kcal /h	<b>1.54 TON</b>
7	Conference Room 1	12	35	si	7,041.38 Kcal /h	579.60 Kcal /h	7,620.98 Kcal /h	<b>2.52 TON</b>
8	Conference Room 2	12	35	si	7,085.33 Kcal /h	579.60 Kcal /h	7,664.93 Kcal /h	<b>2.53 TON</b>
9	Meeting Room 3	6	18	si	3,796.87 Kcal /h	289.80 Kcal /h	4,086.67 Kcal /h	<b>1.35 TON</b>
10	Reception	2	17	no	1,779.13 Kcal /h	96.60 Kcal /h	1,875.73 Kcal /h	<b>0.62 TON</b>
11	Buffer, Kitchenette, Phone Booth	6	50	no	4,696.17 Kcal /h	289.80 Kcal /h	4,985.97 Kcal /h	<b>1.65 TON</b>
12	Copy Point	39	219	si	18,855.00 Kcal /h	1,883.70 Kcal /h	20,738.70 Kcal /h	<b>6.86 TON</b>
13	Collaborative area							
14	Data	1	20	no	1,271.74 Kcal /h	48.30 Kcal /h	1,320.04 Kcal /h	<b>0.44 TON</b>
<b>TOTAL</b>		<b>106</b>	<b>500</b>				<b>67,667.1 Kcal /h</b>	<b>22.3 TON</b>

**Fuente:** Elaboración propia en base a los cálculos para determinar la carga térmica

De los cuadros 5.1 y 5.2 se obtiene que la carga térmica de la oficina es de 22.3 TON, pero recordemos que esto no es la capacidad de enfriamiento de la oficina para ello necesitamos psicrometría para calcular dicha capacidad.

### 5.1.2. Capacidad de enfriamiento de la oficina

Por medio de psicrometría se pudo determinar la capacidad de enfriamiento de toda la oficina como también de cada ambiente de esta. Estos cálculos se demostraron también mediante el uso del software Elite Software Psychart, el cual nos brinda la psicrometría del sistema y también un reporte de capacidad de enfriamiento de la oficina. De manera manual se obtuvieron los siguientes resultados:

- Capacidad sensible: Es la capacidad que tiene el sistema para desplazar la carga sensible y disminuir la temperatura *21.94 TON*.
- Capacidad latente: es la capacidad que tiene el sistema para desplazar la carga latente y deshumidificar *7.1 TON*.

- Capacidad Total: Es la capacidad que tiene el sistema para disminuir la temperatura y deshumidificar 29.1TON.

Y con ayuda del software Elite software psychart obtuvimos los siguientes resultados.

**FIGURA N° 5. 4: REPORTE DE LA CAPACIDAD DE ENFRIAMIENTO EN ELITE SOFTWARE PSYCHART.**

Psychart - Psychrometric Analysis And Design		Elite Software Development, Inc.							
pRa/Hz r		CARGA TERMICA FINAL 29 TON, Chart 1 of 1 sec							
File		Page 1							
<b>State Point Report</b>									
Point Name	Dry Bulb Temp °F	Wet Bulb Temp °F	Relative Humidity %	Enthalpy of Moist Air Btu/lb	Humidity Ratio lb/lb	Specific Volume ft³/lb	Dew Point Temp °F		
E	86.00	80.75	80.00	44.64	0.0218	14.238	79.11		
S	71.60	61.04	55.00	27.20	0.0092	13.589	54.60		
I	55.10	54.27	95.03	22.84	0.0089	13.161	53.70		
M	72.72	62.90	58.45	28.53	0.0101	13.639	57.33		
X	72.72	60.97	51.23	27.14	0.0089	13.611	53.69		
<b>Process Energy Report</b>									
Process	From Point	To Point	Flow Std. ft³/min	Sensible Heat kBtu/hr	Sensible Cool kBtu/hr	Latent Heat kBtu/hr	Latent Cool kBtu/hr	Water Added lb/hr	Total Load kBtu/hr
Zone	I	S	3,439	62,200	0.0	5,087	0.0	4.7	67,287
Cool	M	I	13,436	0.0	260,133+	0.0	83,141+	-76.6	-343,274
Mixing	S	M	12,410	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Mixing	E	M	1,026	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Totals				0.000	260,133	0.000	83,141	0.0	
Note: Only loads for processes which normally use purchased energy are included in the totals. These items are marked with a trailing plus sign (+).									
<b>Process Input/Output Report</b>									
Process	Flow Std. ft³/min	Type Or % Flow	Dry Bulb Temp °F	Enthalpy (Moist Air) Btu/lb	Humidity Ratio lb/lb	Relative Humidity %	Wet Bulb Temp °F	Specific Volume ft³/lb	
I/S	3,439	Zone	71.6	27.2	0.0092	55.0	61.0	13.589	
M/I	13,436	Cool	55.1	22.8	0.0089	95.0	54.3	13.161	
I/M	13,436	Mixing	72.7	28.5	0.0101	58.5	62.9	13.639	
S	12,410	92.4%	71.6	27.2	0.0092	55.0	61.0	13.589	
E	1,026	7.6%	86.0	44.6	0.0218	80.0	80.8	14.238	

**Fuente:** Elaborado con los resultados del Elite software psychart.

Podemos observar que para un proceso de enfriamiento la capacidad de enfriamiento es igual a 343,274 BTU/H. El cual es equivalente a 28.61 TON que vendría a ser casi el mismo resultado el cual obtuvimos trazando puntos y rectas en nuestra carta psicrométrica, el software desde luego es más exacto ya que considera mayores decimales.

- También observamos que la capacidad sensible para la oficina es de 260,133 BTU/H lo cual equivale a 21.68 TON.
- También observamos que la capacidad latente para la oficina es de 83,141 BTU/H lo cual equivale a 6.93 TON.

Pero al momento de la selección de los equipos evaporadores fue necesario que sean de capacidad comercial por lo que nuestra capacidad de enfriamiento de toda la oficina fue de 30 TON. El cual se detalla en el siguiente cuadro 5.3.

**CUADRO N° 5.3: CAPACIDAD EN TON DE REFRIGERACIÓN PARA CADA AMBIENTE DE LA OFICINA Y LOS EQUIPOS SELECCIONADOS PRO AIR.**

N°	Ambiente	Capacidad Sensible	Capacidad Latente	Carga Total	Capacidad De Enfriamiento en TON	Capacidad de Equipos Comerciales	Código de equipos PRO AIR Seleccionados	Volumen de aire
1	Flex Room	2,220.49 Kcal /h	465.76 Kcal /h	2,686.25 Kcal /h	0.89 TON	<b>1 TON</b>	FC – 12 – 400	400 cfm
2	Private Meeting Room	2,388.02 Kcal /h	464.66 Kcal /h	2,852.69 Kcal /h	0.94 TON	<b>1 TON</b>	FC – 12 – 400	400 cfm
3	Ceo Office	3,210.19 Kcal /h	856.05 Kcal /h	4,066.24 Kcal /h	1.34 TON	<b>1.5 TON</b>	FC – 18 – 600	600 cfm
4	Work Café	4,332.45 Kcal /h	1,417.34 Kcal /h	5,749.79 Kcal /h	1.90 TON	<b>2 TON</b>	FC – 24 – 800	800 cfm
5	Meeting Room 1	2,429.32 Kcal /h	708.79 Kcal /h	3,138.11 Kcal /h	1.04 TON	<b>1 TON</b>	FC – 12 – 400	400 cfm
6	Meeting Room 2	4,595.43 Kcal /h	1,371.13 Kcal /h	5,966.56 Kcal /h	1.97 TON	<b>2 TON</b>	FC – 24 – 800	800 cfm
7	Conference Room 1	7,446.19 Kcal /h	2,202.39 Kcal /h	9,448.58 Kcal /h	3.1 TON	<b>3 TON</b>	FC – 36 – 1200	1200 cfm
8	Conference Room 2	7,489.12 Kcal /h	2,215.09 Kcal /h	9,404.22 Kcal /h	3.1 TON	<b>3 TON</b>	FC – 36 – 1200	1200 cfm
9	Meeting Room 3	4,001.33 Kcal /h	909.89 Kcal /h	4,956.22 Kcal /h	1.5 TON	<b>1.5 TON</b>	FC – 18 – 600	600 cfm
10	Reception	1,893.72 Kcal /h	535.28 Kcal /h	2,429.00 Kcal /h	0.80 TON	<b>1 TON</b>	FC – 12 – 400	400 cfm
11	Buffer, Kitchenette, Phone Booth	4,701.05 Kcal /h	1,756.96 Kcal /h	6,418.01 Kcal /h	2.1 TON	<b>2 TON</b>	FC – 24 – 800	800 cfm
12	Copy Point Collaborative area	21,843.60 Kcal /h	7,607.10 Kcal /h	29,450.00 Kcal /h	9.74 TON	<b>3 TON</b>	FC – 36 – 1200	1200 cfm
						<b>3 TON</b>	FC – 36 – 1200	1200 cfm
						<b>3 TON</b>	FC – 36 – 1200	1200 cfm
						<b>1 TON</b>	FC – 12 – 400	400 cfm
13	Data	1,320.04 Kcal /h	270.53 Kcal /h	1,597.08 Kcal /h	0.53 TON	<b>1 TON</b>	FC – 12 – 400	400 cfm
					29.2 TON	<b>30 TON</b>		

**Fuente:** Elaborado mediante la selección de los equipos de la marca Pro Air y sus características mecánicas.

Se observa en el cuadro N° 5.3 que la capacidad de enfriamiento del **sistema de aire acondicionado es de 30 TON**, ya que la selección de equipos es por su capacidad comercial. A su vez se muestra los códigos de los equipos Fan coil de la marca Pro Air seleccionados de la ficha técnica del anexo 14.

### 5.1.3. Costos del sistema de aire acondicionado.

Para determinar los costos del sistema fue necesario el dimensionamiento y selección de los componentes de nuestro sistema los cuales mostramos en la etapa 3 de análisis y procesamiento de datos, a manera de resumen presentamos los siguientes cuadros.

**CUADRO N° 5. 4: SELECCIÓN DE LOS EQUIPOS FAN COIL DE LA MARCA PRO AIR Y SUS CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS**

N°	CODIFICACIÓN	Ambiente	Capacidad de Equipos Comerciales	Código de equipos PRO AIR Seleccionados	Volumen de aire	Características Eléctricas	Potencia Eléctricas
1	FC-07-01	Flex Room	1 TON	FC – 12 – 400	400 cfm	220/1Ø/60Hz	74 W
2	FC-07-02	Private Meeting Room	1 TON	FC – 12 – 400	400 cfm	220/1Ø/60Hz	74 W
3	FC-07-03	Ceo Office	1.5 TON	FC – 18 – 600	600 cfm	220/1Ø/60Hz	106 W
4	FC-07-04	Work Café	2 TON	FC – 24 – 800	800 cfm	220/1Ø/60Hz	150 W
5	FC-07-05	Meeting Room 1	1 TON	FC – 12 – 400	400 cfm	220/1Ø/60Hz	74 W
6	FC-07-06	Meeting Room 2	2 TON	FC – 24 – 800	800 cfm	220/1Ø/60Hz	150 W
7	FC-07-07	Conference Room 1	3 TON	FC – 36 – 1200	1200 cfm	220/1Ø/60Hz	210 W
8	FC-07-08	Conference Room 2	3 TON	FC – 36 – 1200	1200 cfm	220/1Ø/60Hz	210 W
9	FC-07-09	Meeting Room 3	1.5 TON	FC – 18 – 600	600 cfm	220/1Ø/60Hz	106 W
10	FC-07-10	Reception	1 TON	FC – 12 – 400	400 cfm	220/1Ø/60Hz	74 W
11	FC-07-11	Buffer, Kitchenette, Phone Booth	2 TON	FC – 24 – 800	800 cfm	220/1Ø/60Hz	150 W
12	FC-07-12	Copy Point Collaborative area	3 TON	FC – 36 – 1200	1200 cfm	220/1Ø/60Hz	210 W
	3 TON		FC – 36 – 1200	1200 cfm	220/1Ø/60Hz	210 W	
	3 TON		FC – 36 – 1200	1200 cfm	220/1Ø/60Hz	210 W	
	1 TON		FC – 12 – 400	400 cfm	220/1Ø/60Hz	74 W	
13	FC-07-16	Data	1 TON	FC – 12 – 400	400 cfm	220/1Ø/60Hz	74 W

**Fuente:** Elaboración propia en base a la selección de equipos fan coil y sus características

**CUADRO N° 5. 5: DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE NUESTRO SISTEMA DE AGUA HELADA.**

Ambiente	Carga de refrigeración (TON)	GPM (2.4x TON)	Diámetro de tubería Fe Ne (pulg)	Espesor de Aislamiento de tubería	Diámetro de válvula de 2 vías Belimo	Diámetro de válvula bola Gemu
Flex Room	1 TON	2.40 GPM	Ø 3/4"	3/4"	3/4"	3/4"
Private Meeting Room	1 TON	2.40 GPM	Ø 3/4"	3/4"	3/4"	3/4"
Ceo Office	1.5 TON	3.60 GPM	Ø 3/4"	3/4"	3/4"	3/4"
Work Café	2 TON	4.80 GPM	Ø 1"	3/4"	1"	1"
Meeting Room 1	1 TON	2.40 GPM	Ø 3/4"	3/4"	3/4"	3/4"
Meeting Room 2	2 TON	4.80 GPM	Ø 1"	3/4"	1"	1"
Conference Room 1	3 TON	7.20 GPM	Ø 1"	3/4"	1"	1"

Conference Room 2	3 TON	7.20 GPM	∅ 1"	3/4"	1"	1"
Meeting Room 3	1.5 TON	3.60 GPM	∅ 3/4"	3/4"	3/4"	3/4"
Reception	1 TON	2.40 GPM	∅ 3/4"	3/4"	3/4"	3/4"
Buffer, Kitchenette, Phone Booth	2 TON	4.80 GPM	∅ 3/4"	3/4"	3/4"	3/4"
Copy Point Collaborative area	3 TON	7.20 GPM	∅ 1"	3/4"	1"	1"
	3 TON	7.20 GPM	∅ 1"	3/4"	1"	1"
	3 TON	7.20 GPM	∅ 1"	3/4"	1"	1"
	1 TON	2.40 GPM	∅ 3/4"	3/4"	3/4"	3/4"
Data	1 TON	2.40 GPM	∅ 3/4"	3/4"	3/4"	3/4"

**Fuente:** Elaborado por medio del dimensionamiento del sistema de agua helada

### CUADRO N° 5. 6: DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE NUESTRO SISTEMA DE AIRE EXTERIOR.

N°	Ambiente	Aire Fresco	Tamaño de ducto
1	Flex Room	25 CFM	4"X3"
2	Private Meeting Room	25 CFM	4"X3"
3	Ceo Office	45 CFM	4"X4"
4	Work Café	70 CFM	6"X4"
5	Meeting Room 1	35 CFM	4"X4"
6	Meeting Room 2	70 CFM	6"X4"
7	Conference Room 1	110 CFM	6"X5"
8	Conference Room 2	110 CFM	6"X5"
9	Meeting Room 3	55 CFM	5"X4"
10	Reception	30 CFM	4"X3"
11	Buffer, Kitchenette, Phone Booth	80 CFM	6"X4"
12	Copy Point Y Collaborative area	120 CFM	6"X6"
		120 CFM	6"X6"
		120 CFM	6"X6"
		80 CFM	5"X5"
13	Data	25 CFM	4"X3"
<b>TOTAL =</b>		<b>1,110 CFM</b>	<b>14"X14"</b>

#### CARACTERÍSTICAS DEL VENTILADOR

Código	Características eléctricas	Tipo	Caudal de descarga	Potencia	Decibeles	Peso
TD – 4000	220/1∅/60Hz.	Helicocentrífugo	1110 cfm	464 w	59	19 Kg

**Fuente:** Elaborado por medio del dimensionamiento del sistema de aire fresco

Características del Ventilador:

- ✓ Caudal = 1110 CFM y una Caída de Presión estática Externa = 1.182 Pulg. c. a.

**CUADRO N° 5. 7: DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE NUESTRO SISTEMA DUCTOS DE AIRE ACONDICIONADO**

N°	Ambiente	Cantidad de selección en TON	Caudal de aire	Dimensión Trombón de suministro	Dimensión Trombón de retorno	Dimensión Ductos primarios y secundarios	Dimensión Ducto flexible	Caudal de aire para difusores	Dimensión de Difusores de suministro	Dimensión de rejilla de retorno
1	Flex Room	1 TON	400 CFM	29"X6.5"X1m	29"X10"X0.5m	-	Ø 12"	400 CFM	14"x14"	14"x14"
2	Private Meeting Room	1 TON	400 CFM	29"X6.5"X1m	29"X10"X0.5m	-	Ø 12"	400 CFM	14"x14"	14"x14"
3	Ceo Office	1.5 TON	600 CFM	38"X6.5"X1m	38"X10"X0.5m	15" x 8"	Ø 10"	300 CFM	12"x12"	16"x12"
						12" x 7"	Ø 10"	300 CFM	12"x12"	
4	Work Café	2 TON	800 CFM	51"X6.5"X1m	51"X10"X0.5m	-	Ø 12"	400 CFM	14"x14"	14"x14"
5	Meeting Room 1	1 TON	400 CFM	29"X6.5"X1m	29"X10"X0.5m	-	Ø 12"	400 CFM	14"x14"	14"x14"
						-	Ø 12"	400 CFM	14"x14"	14"x14"
6	Meeting Room 2	2 TON	800 CFM	51"x6.5"x1m	51"X10"X0.5m	-	Ø 12"	400 CFM	14"x14"	14"x14"
						-	Ø 12"	400 CFM	14"x14"	14"x14"
7	Conference Room 1	3 TON	1200 CFM	65"X6.5"X1m	65"X10"X0.5m	20" x 10"	Ø 10"	300 CFM	35"x5"	16"x16"
							Ø 10"	300 CFM	35"x5"	
						16" x 10"	Ø 10"	300 CFM	35"x5"	16"x16"
							Ø 10"	300 CFM	35"x5"	
8	Conference Room 2	3 TON	1200 CFM	65"X6.5"X1m	65"X10"X0.5m	20" x 10"	Ø 10"	300 CFM	35"x5"	16"x16"
							Ø 10"	300 CFM	35"x5"	
						16" x 10"	Ø 10"	300 CFM	35"x5"	16"x16"
							Ø 10"	300 CFM	35"x5"	
9	Meeting Room 3	1.5 TON	600 CFM	38"X6.5"X1m	38"X10"X0.5m	-	Ø 14"	600 CFM	15"x15"	15"x15"
10	Reception	1 TON	200 CFM	29"X6.5"X1m	29"X10"X0.5m	-	Ø 8"	200 CFM	9"x9"	14"x14"
			200 CFM			-	Ø 8"	200 CFM	9"x9"	
11	Buffer, Kitchenette, Phone Booth	2 TON	200 CFM	51"x6.5"x1m	51"X10"X0.5m	16" x 10"	Ø 8"	200 CFM	9"x9"	14"x14"
			200 CFM			10" x 8"	Ø 8"	200 CFM	9"x9"	
			200 CFM			8" x 6"	Ø 8"	200 CFM	9"x9"	
			200 CFM			10" x 8"	Ø 8"	200 CFM	9"x9"	
12	Copy Point Collaborative area	3 TON	400 CFM	65"X6.5"X1m	65"X10"X0.5m	20" x 10"	Ø 12"	400 CFM	14"x14"	16"x16"
			400 CFM			12" x 9"	Ø 12"	400 CFM	14"x14"	
			400 CFM			15" x 10"	Ø 12"	400 CFM	14"x14"	
		3 TON	400 CFM	65"X6.5"X1m	65"X10"X0.5m	20" x 10"	Ø 12"	400 CFM	14"x14"	16"x16"
			400 CFM			12" x 9"	Ø 12"	400 CFM	14"x14"	
			400 CFM			-	Ø 12"	400 CFM	14"x14"	
		3 TON	400 CFM	65"X6.5"X1m	65"X10"X0.5m	20" x 10"	Ø 12"	400 CFM	14"x14"	16"x16"
			400 CFM			12" x 9"	Ø 12"	400 CFM	14"x14"	
			400 CFM			-	Ø 12"	400 CFM	14"x14"	
		13	Data	1 TON	400 CFM	29"X6.5"X1m	29"X10"X0.5m	-	Ø 12"	400 CFM
400 CFM	29"X6.5"X1m				29"X10"X0.5m	-	Ø 12"	400 CFM	35"x8"	plenum

**Fuente:** Elaborado por medio del dimensionamiento del sistema de ductos para el sistema de aire acondicionado.

Mediante estos cuadros se pudo determinar los costos aproximado que generaría nuestro sistema de aire acondicionado.

### CUADRO N° 5. 8: PRESUPUESTO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE LA OFICINA

Ítem	Descripción	Unid	Metrado	P. Unitario US\$	P. Parcial US\$
<b>I</b>	<b>SUMINISTRO DE EQUIPOS</b>				
<b>1.1</b>	<b>SUMINISTRO DE EQUIPOS FAN COIL DE AGUA HELADA</b>				
1.1.1	Fan coil de agua helada Capacidad: 12,000 BTU/h Electricidad: 220 V-1 F-60 Hz	Unid	6.00	150.00	900.00
1.1.2	Fan coil de agua helada Capacidad: 18,000 BTU/h Electricidad: 220 V-1 F-60 Hz	Unid	2.00	180.00	360.00
1.1.3	Fan coil de agua helada Capacidad: 24,000 BTU/h Electricidad: 220 V-1 F-60 Hz	Unid	3.00	220.00	660.00
1.1.4	Fan coil de agua helada Capacidad: 36,000 BTU/h Electricidad: 220 V-1 F-60 Hz	Unid	5.00	300.00	1,500.00
1.1.5	Termostato Digital para agua helada 220 V, Vertical, Marca Honeywell o similar.	Unid	16.00	55.00	880.00
1.1.6	Válvulas de dos vías roscable, incluye actuador 220 V.	Unid	16.00	70.00	1,120.00
<b>II</b>	<b>SUMINISTRO DE MATERIALES</b>				
<b>2.1</b>	<b>SUMINISTRO DE MATERIALES PARA EQUIPOS DE CLIMATIZACIÓN DE AGUA HELADA</b>				
2.1.1	Suministro de materiales para equipos Fan coil (hasta 3 ton). El cual incluye: tuberías de cobre, aislamiento térmico tipo Armaflex, válvulas de corte, uniones universales de Fe Ne, uniones roscas embone, cable #18 (termostatos), tuberías y accesorios de PVC (drenajes 1 m Max.) .	Unid	16.00	150.00	2,400.00
<b>2.3</b>	<b>Suministro de Tuberías de Fierro Negro Schedule 40-ASTM 53-GR B para Sistema de Agua Helada. Se incluye aislamiento térmico tipo Armaflex, de los siguientes diámetros:</b>				-
2.3.1	Tubería de 3/4" Ø, incluido aislamiento térmico y accesorios para su instalación.	m	16.00	10.00	160.00
2.3.2	Tubería de 1" Ø, incluido aislamiento térmico y accesorios para su instalación.	m	18.00	12.00	216.00
2.3.3	Tubería de 1 1/4" Ø, incluido aislamiento térmico y accesorios para su instalación.	m	10.00	15.00	150.00
2.3.4	Tubería de 1 1/2" Ø, incluido aislamiento térmico y accesorios para su instalación.	m	16.00	18.00	288.00
2.3.5	Tubería de 2" Ø, incluido aislamiento térmico y accesorios para su instalación.	m	22.00	20.00	440.00
2.3.6	Tubería de 2 1/2" Ø, incluido aislamiento térmico y accesorios para su instalación.	m	1.00	23.00	23.00
<b>2.5</b>	<b>SUMINISTRO DE DUCTOS, AISLAMIENTO, DIFUSORES Y REJILLAS</b>				
2.5.1	Ductos metálicos de fierro galvanizado, dämpers de regulación, incluye accesorios para la instalación.	Kg	299.03	2.10	627.97
2.5.2	Lana de vidrio de 1.5" de espesor	m²	43.26	5.60	242.23
2.5.3	Difusor de 8"x8" de 4 vías en plancha galvanizada, pintado con base zincromato y pintura de acabado del color a definir por el propietario. fabricación nacional.	Unid	6.00	10.00	60.00
2.5.4	Difusor de 10"x10" de 4 vías en plancha galvanizada, pintado con base zincromato y pintura de acabado del color a definir por el propietario. fabricación nacional.	Unid	2.00	13.00	26.00

2.5.5	Difusor de 12"x12" de 4 vías en plancha galvanizada, pintado con base zincromato y pintura de acabado del color a definir por el propietario. fabricación nacional.	Unid	15.00	18.00	270.00
2.5.6	Difusor de 14"x14" de 4 vías en plancha galvanizada, pintado con base zincromato y pintura de acabado del color a definir por el propietario. fabricación nacional.	Unid	1.00	22.00	22.00
2.5.7	Difusor de 16"x16" de 4 vías en plancha galvanizada, pintado con base zincromato y pintura de acabado del color a definir por el propietario. fabricación nacional.	Unid	1.00	20.00	20.00
2.5.8	Difusor de 18"x18" de 4 vías en plancha galvanizada, pintado con base zincromato y pintura de acabado del color a definir por el propietario. fabricación nacional.	Unid	8.00	24.00	192.00
2.5.9	Rejilla de retorno de 6"x6" en plancha galvanizada, pintado con base zincromato y pintura de acabado del color a definir por el propietario. fabricación nacional.	Unid	2.00	20.00	40.00
2.5.10	Rejilla de retorno de 8"x8" en plancha galvanizada, pintado con base zincromato y pintura de acabado del color a definir por el propietario. fabricación nacional.	Unid	10.00	14.00	140.00
2.5.11	Rejilla de retorno de 10"x10" en plancha galvanizada, pintado con base zincromato y pintura de acabado del color a definir por el propietario. fabricación nacional.	Unid	1.00	16.00	16.00
2.5.12	Rejilla de retorno de 12"x12" en plancha galvanizada, pintado con base zincromato y pintura de acabado del color a definir por el propietario. fabricación nacional.	Unid	1.00	16.00	16.00
2.5.13	Rejilla de retorno de 14"x14" en plancha galvanizada, pintado con base zincromato y pintura de acabado del color a definir por el propietario. fabricación nacional.	Unid	10.00	18.00	180.00
2.5.14	Rejilla de retorno de 16"x16" en plancha galvanizada, pintado con base zincromato y pintura de acabado del color a definir por el propietario. fabricación nacional.	Unid	1.00	20.00	20.00
2.5.15	Ducto flexible de 8" Ø	m	1.00	6.00	6.00
2.5.16	Ducto flexible de 10" Ø	m	1.00	12.00	12.00
2.5.17	Ducto flexible de 12" Ø	m	1.00	14.00	14.00
III	<b>VENTILACIÓN MECÁNICA</b>				
3.1	<b>SUMINISTRO DE EQUIPOS DE VENTILACIÓN</b>				
3.1.1	Ventilador helicocentrífugo 1110 cfm 220 V/1 PH/60 Hz, Marca S & P o similar	Unid	1.00	500.00	500.00
3.2	<b>SUMINISTRO DE DUCTOS DE INYECCIÓN DE AIRE FRESCO</b>				
3.2.1	Ductos metálicos de fierro galvanizado, dämpers de regulación, incluye accesorios para la instalación.	Kg	739.75	2.10	1,553.47
<b>Este precio incluye el I. G.V. y está representado en Dólares americanos</b>				<b>Sub-total</b>	\$ 13,054.68
				<b>18% IG</b>	\$ 2,349.84
				<b>Total</b>	\$ 15,404.52

**Fuente:** Elaborado detallando cada precio de los componentes de nuestro sistema.

En el cuadro 5.8 se muestra los costos totales para nuestro sistema de aire acondicionado el cual está alrededor de **\$/15,404.52 dólares**. Los precios fueron tomados de acuerdo al costo del mercado local como también en base a la información brindada por la empresa Mitsui & CO. A su vez en el anexo 15 se muestra un análisis de rentabilidad para este sistema, donde nuestro retorno de la inversión es en 1.2 años comparado con las tres alternativas que obtuvieron en nuestra matriz morfológica (cuadro 4.4).

## VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

### 6.1. CONTRASTACIÓN Y DEMOSTRACIÓN DE LA HIPÓTESIS CON LOS RESULTADOS.

- **Con referencia a la Hipótesis General**

Se planteó que: “Si se diseña un sistema de aire acondicionado de 30 TON por medio de agua helada se brindará el confort térmico en las oficinas administrativas de Mitsui & CO Lima-Perú”.

Se diseñó un sistema de aire acondicionado que cumpla con 3 condiciones **una temperatura interior de 22 °C, 55 % de humedad relativa y un sistema de renovación de aire con 7.63% de aire exterior**, los cuales de acuerdo (al Estándar 55 de ASHRAE), se encuentran dentro de las condiciones de confort térmico. Por ello fue necesario determinar la capacidad de enfriamiento dentro de la oficina necesario para llegar a estas condiciones, con los cuales garantizamos alcanzar las condiciones de confort térmico dentro de la oficina administrativa Mitsui & CO Lima-Perú.

Con los siguientes resultados de la **carga de refrigeración de 30 TON** se garantiza brindar el **confort térmico** en la oficina administrativa Mitsui & CO Lima-Perú.

- Capacidad sensible: Es la capacidad que tiene el sistema para desplazar la carga sensible y disminuir la temperatura 21.94 *TON*.
- Capacidad latente: es la capacidad que tiene el sistema para desplazar la carga latente y deshumidificar 7.1 *TON*.
- Capacidad Total: Es la capacidad Total que tiene el sistema para disminuir la temperatura y deshumidificar, en base a la selección de equipos evaporadores el resultado fue de 30 *TON*.
- Un sistema de renovación de aire con 7.63% de aire exterior.

Estas condiciones fueron validadas mediante el software “CBE THERMAL COMFORT” en el cual ingresamos la temperatura de 22 °C y una humedad

relativa de 55 %, con estos datos el software grafica estas condiciones y nos valida que estamos dentro del confort térmico.

Por lo que la hipótesis general se acepta.

- **Con referencia a las hipótesis específicas**

- **H. 1:** Si se determina los parámetros de diseño en las oficinas administrativas se determinará su carga térmica.

Se comprobó que para obtener la **carga térmica de 22.3 TON** de las oficinas administrativas fue fundamental determinar adecuadamente los parámetros de diseño ya que son la base para nuestro diseño y los cuales fueron obtenidos en los cuadros **N° 4.11 (Reporte para determinar los parámetros de diseño en una oficina)** y **N° 4.12 (Reporte para determinar coeficientes globales de transferencia de calor (U) de la oficina)**

Por lo que la hipótesis planteada se acepta.

- **H. 2:** Si se determina la capacidad de enfriamiento del sistema de aire acondicionado se satisficera la demanda de la carga térmica dentro de cada ambiente de las oficinas administrativas.

Se comprobó que, al determinar capacidad de enfriamiento de 30 TON por el sistema de aire acondicionado, así como para cada ambiente de la oficina administrativa expresado en el **Cuadro N° 5. 3 (Resumen de la capacidad en TON de refrigeración para cada ambiente de la oficina y su selección de los equipos comerciales PRO AIR)**, podremos satisfacer la demanda de la carga térmica de 22.3 TON dentro de cada ambiente de las oficinas administrativas expresadas en el cuadro N° 5.2 (carga térmica para cada ambiente de la oficina).

Por lo que la hipótesis planteada se acepta.

- **H. 3:** Si se dimensiona y selecciona el equipamiento mecánico del sistema de aire acondicionado permitirá presupuestar el sistema.

Se comprobó que para presupuestar el sistema de aire acondicionado el cual asciende a **\$/15,404.52 dólares** expresado en el **cuadro N° 5.8**

**(Presupuesto del sistema de aire acondicionado de la oficina)** fue necesario dimensionar y seleccionar el equipamiento mecánico del sistema, que fue desarrollado en la **etapa 3 y expresada a manera de resumen en los siguientes cuadros 5.3, 5.4, 5.5, 5.6, 5.7**, los cuales resumen nuestro diseño.

Por lo que la hipótesis planteada se acepta.

## **6.2. CONTRASTACIÓN DE LOS RESULTADOS CON OTROS ESTUDIOS SIMILARES.**

- En el área Internacional.
  - La presente investigación concuerda con lo mencionado por Bahena y Flores (2013) en su investigación “**Proyecto de un sistema de acondicionamiento de aire a base de agua helada para oficinas ubicadas en Huatulco, Oaxaca**” ya que para la presente investigación fue de suma importancia el desarrollo de psicrometría para determinar la capacidad de enfriamiento de 30 TON del sistema de aire acondicionado.
  - La presente investigación concuerda con lo mencionado por Valverde Pérez (2018) en su investigación “**Diseño Mecánico de un Sistema de Agua Helada para Acondicionamiento del Ambiente de la Ciudad Interactiva Kidzania**” ya que para la presente investigación fue de suma importancia determinar la carga térmica de la oficina y para ello hicimos uso del método de variación equivalente de temperatura para el cálculo de la carga térmica, metodología empleada por Ashrae y la misma que empleo Valverde en su investigación. Teniendo como resultado una carga térmica de 22.3 TON en esta investigación.
- En el área Nacional.
  - La presente investigación concuerda con lo mencionado por Bueno Vargas (2018) en su investigación “**Sistema de aire acondicionado con free cooling para el control de temperatura en la sala eléctrica de una empresa minera en Chumbivilcas – Cuzco**” ya que para la presente investigación se dimensiono la red de conductos de manera manual mediante

ábacos de Ashrae y a su vez por medio del software ductsizer, con una caída de presión entre el rango de  $(0.10 - 0.15) \text{ pulg C.A./100 ft}$  y también con velocidades recomendadas por Ashrae, con ello dimensionamos el sistema de ductos de aire acondicionado y el sistema de aire fresco para esta investigación.

- La presente investigación concuerda con lo mencionado por Regalado Gomez (2019) en su investigación “**Diseño del acondicionamiento de aire de 350 ton con refrigeración indirecta para integrarse a un sistema de administración de edificaciones. Pacific Tower San Isidro**” ya que para la presente investigación se empleó las metodologías de Ashrae las misma que permitió alcanzar condiciones de confort térmico, y esto se pudo alcanzar al determinar la capacidad de refrigeración de 30 TON con un sistema de renovación de aire en la oficina administrativa Mitsui & CO Lima-Perú.

### **6.3. RESPONSABILIDAD ÉTICA.**

El autor de la investigación se responsabiliza por la información emitida en el informe final de la tesis titulada “Diseño de un Sistema de Aire Acondicionado de 30 TON por Medio de Agua Helada para Brindar Confort Térmico en las Oficinas Administrativas de Mitsui & Co Lima-Perú” y se somete a las normas y reglamentos vigentes de la Universidad Nacional del Callao.

## CONCLUSIONES

- a. Se diseñó el sistema de aire acondicionado de 30 TON por medio de agua helada en las oficinas administrativas de Mitsui & CO Lima-Perú, gracias a haber realizado un análisis y procesamiento de datos, logrando así determinar los parámetros mínimos requeridos para este sistema, siendo finalmente procesados por medio de la carta psicrométrica arrojando valores de 22 °C de temperatura, una humedad relativa de 55 % encontrándose estos valores dentro de los rangos de confort térmico establecidos por la norma Ashrae estándar 55. A su vez para la cumplir con las condiciones de confort térmico en la oficina, se diseñó un sistema de renovación de aire fresco que ingresa un 7.63% de aire exterior y a la vez pase por un filtrado Merv 8 para una buena purificación y renovación de aire.
- b. Se determinó la carga térmica de toda la oficina de 22.3 TON como también de cada ambiente dentro de ella por medio de ganancias de calor exteriores e interiores, para ello fue necesario determinar los parámetros de diseño tales como el calor sensible y latente en los ambientes, la ubicación geográfica de la oficina, capacidad de la oficina, características exteriores e interiores de la oficina, condiciones de diseño de la oficina y un factor de seguridad de 1.15 el cual nos brindó la seguridad de que los cálculos fueron correctos.
- c. Se determinó la capacidad de enfriamiento de toda la oficina como también de cada ambiente dentro de ella empleando la psicrometría, teniendo como resultado una capacidad de enfriamiento total de 30 TON, el cual permitió satisfacer la demanda de la carga térmica de 22.3 TON en la oficina como también de cada ambiente dentro de esta.
- d. Se presupuestó el sistema de aire acondicionado con un valor de \$/15,404.52 dólares expresado en el cuadro N° 5.8 (Presupuesto del sistema de aire acondicionado de la oficina), para el cual fue necesario dimensionar y seleccionar el equipamiento mecánico del sistema, los cuales me brindaron la información necesaria para presupuestar el sistema. También en el anexo 15 se muestra que el retorno de la inversión se da en 1.2 años comparado con las 3 alternativas mencionadas en la matriz morfológica cuadro 4.4.

## RECOMENDACIONES

- a. Realizar los cálculos correspondientes de psicrometría empleando los pasos apropiadamente para determinar la capacidad real del equipo de aire acondicionado, para ello es posible apoyarnos con el uso de softwares de diseño como el “CBE THERMAL COMFORT”, “Elite software psychart”, los cuales nos brindan un mejor panorama que nuestro diseño va cumplir las condiciones de confort térmico.
- b. Realizar una lista de requerimientos antes de empezar el diseño de un sistema de aire acondicionado con la finalidad de recolectar información necesaria de acuerdo al proyecto que deseamos realizar. Así posterior a ello realizar el cálculo de la carga térmica de manera detallada y poder determinar el valor exacto del calor a extraer por el sistema de aire acondicionado.
- c. Para determinar la capacidad de enfriamiento de un sistema de aire acondicionado considerar siempre la inyección de aire exterior a fin de mejorar la calidad de aire interior dentro un ambiente u oficina que se va trabajar, también en la medida de lo posible incrementar el número de renovaciones de aire para el proyecto en base normas nacionales como (D. S.-Nº-074-2001-P.C.M, Norma Peruana para calidad de aire) o internacionales como el (estándar 62.1 de Ashrae).
- d. Antes de empezar a distribuir los componentes del sistema de aire acondicionado dentro de la oficina, solicitar al propietario una visita al local para verificar los espacios en el techo donde se ubicaran los equipos, ductos, tuberías y no haya ningún inconveniente a la hora su instalación. La ubicación de los termostatos tendrá que instalarse en el ambiente a climatizar a una altura manipulable de las personas, se recomienda 1.20 m sobre el nivel del piso terminado. Finalmente realizar un plan de mantenimiento de cada 3 meses de los equipos Fan Coils para asegurar un buen funcionamiento del sistema de aire acondicionado.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- **Aeroflex. 2007.** *Espuma Elastometrica Marca Aeroflex.* Nueva York, EEUU : Aeroflex, 2007.
- **Alan Neill, David y Cortes Suárez, Liliana. 2018.** *PROCESOS Y FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN CIENTÍFICA.* [ed.] Karina Lozano Zambrano. Machala : UTMACH, 2018, 2018.
- **Ashrae duct fitting data base, Ashrae . 2006.** *Ashrae duct fitting database.* Georgia, EEUU : ASHRAE, 2006.
- **ASHRAE HANDBOOK COMMITTEE. 2001.** *ASHRAE HANDBOOK.* Georgia : Technical Committees, 2001.
- **Azahuanche Asmat, Manuel. 2020.** *Escuela de refrigeración del Perú.* Escuela de refrigeración del Perú, 2020.
- **Bahena Damian, Carlos Efrain y Flores Hernandez, Fernando. 2013.** *Proyecto de un sistema de acondicionamiento de aire a base de agua helada para oficinas ubicadas en huatulco, Oaxaca.* Instituto Politecnico Nacional Escuela Superior de Ingenieria Mecanica y Electrica, Distrito Federal Mexico : 2013.
- **BELIMO. 2019.** *Valvula de 2 Vias con Actuador rotativo.* [Ficha Tecnica] Hinwil, Suiza : BELIMO Holding AG, 2019.
- **Bell & Gossett. 2008.** *System Syzer.* Nueva York : Bell & Gossett, 2008.
- **Boixareu Vilaplana, Josep. 2009.** *Manual de Aire Acondicionado.* Carrier International , New York : 2009.
- **Bueno Vargas, 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.* Universidad Nacional del Callao, Callao : 2018.
- **Carlos. 2015.** *Calor y temperatura. Calor y temperatura.* [En línea] 2015. [Citado el: 20 de Noviembre de 2020.] <http://blogtermografia.com/wp..>

- —. 2015. Caloryfrio. *Caloryfrio*. [En línea] Abril de 2015. [Citado el: 25 de Noviembre de 2020.] <https://www.caloryfrio.com/aire-acondicionado..>
- **Coelho, Fabián, Chen, Caterina y Morales, Adriana. 2013.** Significados. *Significados*. [En línea] 7Gaus., 08 de Enero de 2013. [Citado el: 21 de Enero de 2021.] <https://www.significados.com/acerca-de-significados/>.
- **Coronado, Gregorio y Fernández, José Luis . 2013.** Fisicalab. *Fisicalab*. [En línea] Abril de 2013. [Citado el: 25 de Noviembre de 2020.] <https://www.fisicalab.com/apartado/termodinamica-concepto..>
- **Eduardo Pita. 2000.** *Acondicionamiento de Aire*. Technical College The City University of New York, Mexico : 2000.
- **Enciclopedia de Ejemplos. 2019.** Enciclopedia de Ejemplos. *Enciclopedia de Ejemplos*. [En línea] 2019. [Citado el: 02 de Diciembre de 2020.] <https://www.ejemplos.co/10-ejemplos-de-conduccion-conveccion-y-radiacion/>.
- **Enciclopedias inteligentes, etecé. 2013.** Conceptode. *Conceptode*. [En línea] 18 de Enero de 2013. [Citado el: 25 de Noviembre de 2020.] <https://concepto.de/wp-content/uploads/2019/11/transfencia-de-calor..>
- **Escuela de Refrigeracion del Perú. 2020.** *Diplomado de Aire Acondicionado 2020*. [prod.] Manuel Azahuanche Asmat. Lima, Perú : Escuela de Refrigeracion del Perú, 2020.
- **Espinoza Montes, Ciro. 2010.** *Metodología de la Investigación Tecnológica*. [ed.] Ciro Espinoza Montes. Huancayo : s.n., 2010.
- **GEMU. 2013.** *Valvulas de bola Gemu 712*. Hohenlohe, Alemania : Grupo GEMÜ, 2013.
- **Google Maps. 2005.** Google maps. *Google maps*. [En línea] Google, 08 de Febrero de 2005. [Citado el: 04 de Febrero de 2021.] <https://n9.cl/tp5u>.
- **Grados, Revista Cero. 2018.** Revista Cero Grados. *Revista Cero Grados*. [En línea] Abril de 2018. [Citado el: 25 de Noviembre de 2020.] [https://0grados.com.mx/chillers-aspectos-tecnicos/..](https://0grados.com.mx/chillers-aspectos-tecnicos/)

- **Hurtado de Barrera, Jacqueline. 2000.** *Metodología de la Investigación Guía para la comprensión holística de la ciencia.* Caracas : Fundacion Sypal, 2000.
- **Manual de Carrier. 2009.** *Manual de Aire Acondicionado Carrier.* New York : McGraw-Hill, 2009.
- **Manual de Soler y Palau. 1951.** Soler & Palau. *Soler & Palau.* [En línea] 1951. [Citado el: 26 de Noviembre de 2020.] <https://www.solerpalau.com/es-es/>.
- **Marco. 2018.** *blogtermografia.com. blogtermografia.com.* [En línea] 2018. [Citado el: 30 de Noviembre de 2020.] <http://blogtermografia.com/Calor/>.
- **McQuay . 1995.** *Duct Sizer.* Osaka, Japon : Daikin, 1995.
- **Pita, Edgardo. 2000.** *Acondicionamiento de Aire Principios y Sistemas .* Mexico : Continental, 2000.
- **PRO AIR. 2020.** *Ficha Tecnica Equipos Fan Coil de Agua Helada Pro Air.* Eco Pro Air Conditioning, EEUU : Pro Air, 2020.
- **Regalado Gomez, Alexander. 2019.** *DISEÑO DEL ACONDICIONAMIENTO DE AIRE DE 350 TON CON REFRIGERACIÓN INDIRECTA PARA INTEGRARSE A UN SISTEMA DE ADMINISTRACIÓN DE EDIFICACIONES PACIFIC TOWER SAN ISIDRO.* UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO, Callao : 2019.
- **Reglamento Nacional de Edificaciones. 2016.** *Reglamento Nacional de Edificaciones 2016.* Decimo Primera. Lima : Megabyte s.a.c., 2016. pág. 824.
- **Smacna. 1995.** *smacna.duct.* Virginia, EEUU : Smacna, 1995.
- **Sociedad Nuclear Española. 2014.** Sociedad Nuclear Española. *Sociedad Nuclear Española.* [En línea] 2014. [Citado el: 26 de Noviembre de 2020.] <https://www.sne.es/>.
- **SrFrio Climatizacion Industrial. 2017.** SrFrio. *SrFrio.* [En línea] 2017. [Citado el: 03 de Diciembre de 2020.] <http://www.srfrio.com.mx/>.

- **Tartarini, Cheung, y Schiavon. 2020.** CBE Thermal Comfort Tool. *CBE Thermal Comfort Tool*. [En línea] 2020. [Citado el: 23 de Noviembre de 2020.] <https://doi.org/10.1016/j.softx.2020.100563>.
- **Termodinamica, Fisica Fluidos Y. 2017.** FISICA FLUIDOS Y TERMODINAMICA. *FISICA FLUIDOS Y TERMODINAMICA*. [En línea] 2017. [Citado el: 01 de Diciembre de 2020.] <https://bit.ly/3nUFbFh>.
- **TheEngineeringMindset. 2020.** La Institución de Ingeniería y Tecnología. *La Institución de Ingeniería y Tecnología*. [En línea] 2020. [Citado el: 04 de Diciembre de 2020.] <https://bit.ly/35PhJmK>.
- **Valverde Pérez, José Bernal. 2018.** *Diseño Mecánico de un Sistema de Agua Helada para Acondicionamiento del Ambiente de la Ciudad Interactiva Kidzania*. Escuela Superior de Ingeniería Electromecánica del Instituto Tecnológico de Costa Rica, Costa Rica : 2018.
- **York. 2018.** York Chillers. *York Chillers*. [En línea] 2018. [Citado el: 01 de Diciembre de 2020.] <http://yorkchillers.com/>.

## ANEXOS

### ANEXO 1. MATRIZ DE CONSISTENCIA: “Diseño de un sistema de aire acondicionado de 30 TON por medio agua helada para brindar confort térmico en las oficinas administrativas de Mitsui & Co. Lima-Perú”.

PROBLEMA	OBJETIVOS	HIPÓTESIS	VARIABLES	DIMENSIONES	INDICADORES	METODOLOGÍA	POBLACIÓN	TÉCNICAS - INSTRUMENTOS
PROBLEMA GENERAL	OBJETIVOS GENERAL	HIPÓTESIS GENERAL	VARIABLE INDEPENDIENTE			TIPO DE INVESTIGACIÓN		
¿Cómo diseñar de un sistema de aire acondicionado de 30 TON por medio de agua helada para brindar el confort térmico en las oficinas administrativas de Mitsui & CO Lima-Perú?	Diseñar de un sistema de aire acondicionado de 30 TON por medio agua helada para brindar el confort térmico en las oficinas administrativas de Mitsui & CO Lima-Perú.	Si se diseña de un sistema de aire acondicionado de 30 TON por medio de agua helada se brindará el confort térmico en las oficinas administrativas de Mitsui & CO Lima-Perú.		Parámetros de diseño.	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Ubicación geográfica.</li> <li>- Coeficientes globales de transferencia de las estructuras del edificio e interior de la oficina.</li> <li>- Área de los ambientes acondicionar.</li> <li>- Condiciones de temperatura exteriores e interiores sala</li> <li>- Calor latente.</li> <li>- Calor sensible.</li> </ul>	TECNOLÓGICA.	Sistema de aire acondicionado de las oficinas administrativas Mitsui & CO.	
PROBLEMA ESPECIFICO	OBJETIVOS ESPECIFICO	HIPÓTESIS ESPECIFICO	Sistema de aire acondicionado por medio de agua helada	Capacidad de enfriamiento.	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Carga térmica.</li> <li>- Caudal de mezcla de aire.</li> <li>- Temperatura de ingreso y salida del aire.</li> <li>- Procesos psicométricos.</li> </ul>	DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN	MUESTRA	<b>DOCUMENTAL Instrumentos</b> -Fichas Bibliográficas, -Ficha Videografía -Fichas Electrónicas, -Ficha hemerográfica.
<ul style="list-style-type: none"> <li>- ¿Cómo determinar los parámetros de diseño en las oficinas administrativas para determinar su carga térmica?</li> <li>- ¿Cómo determinar la capacidad de enfriamiento del sistema de aire acondicionado que satisfaga la demanda de la carga térmica dentro de cada ambiente de las oficinas administrativas?</li> <li>- ¿Cómo Dimensionar y seleccionar el equipamiento mecánico del sistema de aire acondicionado que permita presupuestar el sistema de aire acondicionado?</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Determinar los parámetros de diseño en las oficinas administrativas para determinar su carga térmica.</li> <li>- Determinar la capacidad de enfriamiento del sistema de aire acondicionado que satisfaga la demanda de la carga térmica dentro de cada ambiente de las oficinas administrativas.</li> <li>- Dimensionar y seleccionar el equipamiento mecánico del sistema de aire acondicionado para presupuestar el sistema de aire acondicionado.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Si se determina los parámetros de diseño en las oficinas administrativas se determinará su carga térmica.</li> <li>- Si se determina la capacidad de enfriamiento del sistema de aire acondicionado se satisficera la demanda de la carga térmica dentro de cada ambiente de las oficinas administrativas.</li> <li>- Si se dimensiona y selecciona el equipamiento mecánico del sistema de aire acondicionado permitirá presupuestar el sistema.</li> </ul>		Dimensionamiento y selección del equipamiento mecánico	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Capacidad de TON de refrigeración</li> <li>- Tipo del sistema de refrigeración</li> <li>- Planos de distribución del sistema de agua helada.</li> <li>- Planos de distribución del sistema de aire acondicionado.</li> <li>- Planos de distribución del sistema aire fresco</li> <li>- Sensores y medidores de confort.</li> </ul>	DESCRIPTIVO SIMPLE:  Diagrama: M => O  Donde: M: Sistema de aire acondicionado. O: Confort Térmico.	Sistema de aire acondicionado de las oficinas administrativas Mitsui & CO.	<b>EMPÍRICA Instrumentos</b> - Observación - Fichas de cotejo
			VARIABLE DEPENDIENTE			MÉTODO		
			Confort Térmico	Acondicionamiento de aire	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Temperatura de bulbo seco.</li> <li>- Humedad. Relativa.</li> <li>- Renovación de aire.</li> </ul>	ANALÍTICO LÓGICO DEDUCTIVO.  CON ENFOQUE: SISTÉMICO		

**ANEXO 2. FICHA PARA DETERMINAR LOS PARÁMETROS DE DISEÑO EN UNA OFICINA**

<b>NOMBRE DEL PROYECTO:</b>	
<b>DIRECCIÓN:</b>	
<b>REALIZADO POR:</b>	
<b>PARÁMETROS DE DISEÑO</b>	<b>INGRESAR PARÁMETROS</b>
<b>UBICACIÓN GEOGRÁFICA DE LA OFICINA</b>	
Latitud:	
Longitud:	
Altitud:	
Factor de Atmosfera no muy limpia (0.85 a 1.0):	
<b>CAPACIDAD DE LA OFICINA</b>	
Número De Personas:	
Calor Sensible – Personas:	
Calor Latente – Personas:	
<b>CARACTERÍSTICAS INTERIORES DE LA OFICINA</b>	
Área Del Local acondicionar:	
Altura Del Local (Piso a techo):	
Número de Horas de Funcionamiento del Equipo (12, 16 o 24):	
Factor de Iluminación:	
Factor (calor debido a equipos):	
(1 con elementos de sombras internos o 0) con vidrios descubiertos con sombras externas:	
Factor de sombra por cortinas internas o externas:	
<b>CARACTERÍSTICAS EXTERIORES DE LA OFICINA</b>	
Temperatura Exterior:	
Humedad Relativa Exterior:	
Techo Soleado (Si= 1; No=2):	
Coefficiente del color de la cara exterior de las paredes (Claro= 0.5; Medio=0.78; Oscuro= 1):	
Variación De Temperatura. Exterior en 24 h:	
Temperatura a las 15 Horas	
<b>CONDICIONES DE DISEÑO DE LA OFICINA</b>	
Temperatura Interior =	
Humedad Relativa Interior (1= Controlada, 2 = no controlada)	
Humedad Relativa Interior =	
<b>FACTOR DE SEGURIDAD</b>	

**Fuente:** Adaptado de la Escuela de Refrigeración del Perú.

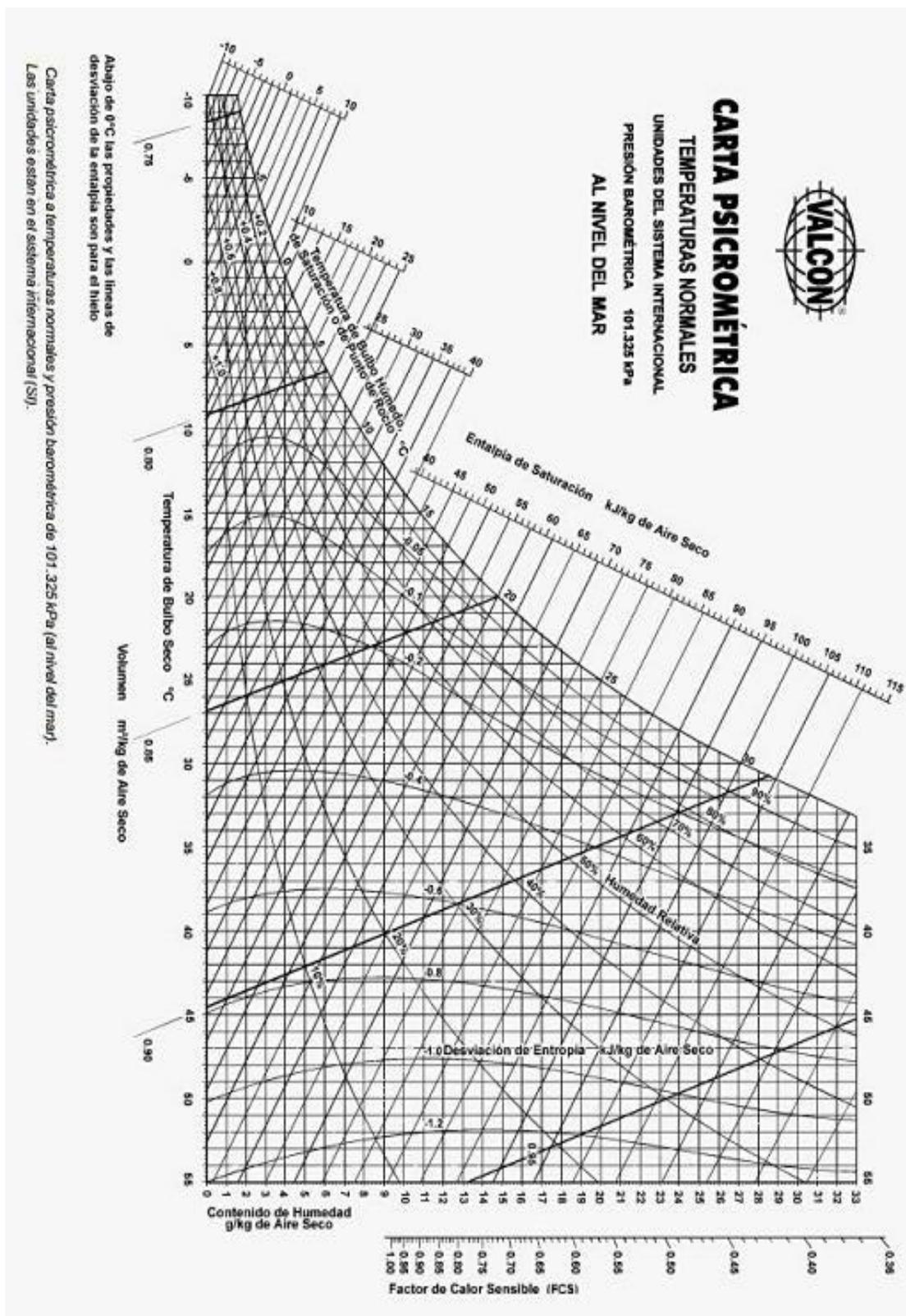
### ANEXO 3. MODELO DE FICHA PARA DETERMINAR LA CARGA TÉRMICA EN UNA OFICINA

<b>NOMBRE DEL PROYECTO:</b>									
<b>DIRECCIÓN:</b>									
<b>REALIZADO POR:</b>									
DESCRIPCIÓN	ORIENTACIÓN	Área (m <sup>2</sup> )	Coeficiente Global De Temperatura U (kcal /h.m <sup>2</sup> .°C)	ΔT o ΔT <sub>equi</sub> (°C)	Radiación Solar. (Rs) (kcal /h.m <sup>2</sup> )	Factor de corrección (f)	Factor de almacenamiento (s)	Calor Sensible (kcal /h)	Calor Latente (kcal /h)
<b>Calor por conducción a través de VENTANAS EXTERIORES (ΔT)</b>									
VE 1									
VE 2									
VE 3									
VE 4									
<b>Calor por conducción a través de VENTANAS EXTERIORES (ΔT)</b>									
VI-1									
<b>Calor por conducción a través de PAREDES INTERIORES (ΔT)</b>									
PI 1									
PI 2									
PI 3									
<b>Calor por radiación solar a través de PAREDES EXTERIORES (ΔT<sub>equi</sub>)</b>									
PE 1									
PE 2									
<b>Calor por radiación solar a través de techo (ΔT<sub>equi</sub>) (soleado y con sombra)</b>									
Techo									
<b>Calor por radiación solar a través de VENTANAS EXTERIORES</b>									
VE 1									
VE 2									
<b>Calor Debido a las PERSONAS</b>									
Número de personas =			Ganancia Sensible (Gs)		#pxGs #pxGl				
			Ganancia latente (Gal)						
<b>Calor debido a la ILUMINACIÓN</b> ..... W/m <sup>2</sup> => 16x530m <sup>2</sup> = 8480 W(FC), FC= horas de funcionamiento 0.85									
<b>Calor debido a los EQUIPOS</b> ..... W/m <sup>2</sup> => x530m <sup>2</sup> = 21000 W(FC), FC= horas de funcionamiento 0.85									
<b>CARGA TÉRMICA POR:</b>									

	CARGA TÉRMICA SENSIBLE:		Kcal/h
	CARGA TÉRMICA LATENTE:		Kcal/h
	CARGA TÉRMICA TOTAL:		Kcal/h
	<b>CARGA TOTAL:</b>		TON

**Fuente:** Adaptado de la Escuela de Refrigeración del Perú.

## ANEXO 4: CARTA PSICOMÉTRICA



**Fuente:** Tomado del libro acondicionamiento del aire de (Edwardo Pita, 2000 pág. 182)

## ANEXO 5: FACTORES TOTALES DE GANANCIA SOLAR A TRAVÉS DEL VIDRIO

Velocidad del viento 8 km/h. Angulo de incidencia 30°. Con máxima sombra de persiana										
TIPO DE VIDRIO	SIN PERSIANA O PANTALLA	PERSIANAS VENEZIANAS			PERSIANAS VENEZIANAS EXTERIORES		PERSIANA EXTERIOR		CORTINA EXTERIOR DE TELA	
		Listones horizontales o verticales inclinados 45° O CORTINAS DE TELA	Listones horizontales	Listones horizontales	Listones inclinados	Circulación de aire arriba y lateralmente	Color medio u oscuro	Color claro	Color medio u oscuro	
VIDRIO SENCILLO ORDINARIO	1.00	0.56	0.65	0.74	0.14	0.12	0.21	0.14	0.19	0.24
VIDRIO SENCILLO 6 mm	0.94	0.56	0.65	0.74	0.14	0.12	0.21	0.14	0.19	0.24
VIDRIO ABSORBENTE										
Coefficiente de absorción 0.40 a 0.48	0.80	0.56	0.62	0.72	0.12	0.11	0.18	0.12	0.16	0.20
Coefficiente de absorción 0.48 a 0.56	0.73	0.53	0.59	0.62	0.11	0.10	0.16	0.11	0.15	0.18
Coefficiente de absorción 0.56 a 0.70	0.62	0.51	0.54	0.56	0.10	0.10	0.14	0.10	0.12	0.16
VIDRIO DOBLE										
Vidrios ordinarios	0.90	0.54	0.61	0.67	0.14	0.12	0.20	0.14	0.18	0.22
Vidrios de 6 mm	0.80	0.52	0.59	0.65	0.12	0.11	0.18	0.12	0.16	0.20
Vidrio interior ordinario										
Vidrio ext. Absorbente de 0.48 a 0.56	0.52	0.36	0.39	0.43	0.10	0.10	0.11	0.10	0.10	0.13
Vidrio interior de 6 mm										
Vidrio ext. Absorbente de 0.48 a 0.56	0.50	0.36	0.39	0.43	0.10	0.10	0.11	0.10	0.10	0.12
VIDRIO TRIPLE										
vidrio ordinario	0.83	0.48	0.56	0.64	0.12	0.11	0.18	0.12	0.16	0.20
Vidrio de 6 mm	0.69	0.47	0.52	0.57	0.10	0.10	0.15	0.10	0.14	0.17
VIDRIO PINTADO										
Color claro	0.28									
Color medio	0.39									
Color oscuro	0.50									
VIDRIO DE COLOR										
Ambar	0.7									
Rojo oscuro	0.56									
Azul	0.6									
Gris	0.32									
Gris-verde	0.46									
Opalescente claro	0.43									
Opalescente oscuro	0.37									

Fuente: Tomado de la (Escuela de Refrigeración del Perú, 2020)

## ANEXO 6: TABLA (A) DE ASHRAE, MÁXIMAS APORTACIONES SOLARES

<b>TABLA A. MÁXIMAS APORTACIONES SOLARES</b>												
<b>Kcal / (hr - m2)</b>												
Latitud Norte	Mes	Orientación (Latitud Norte)									Mes	Latitud Sur
		N **	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horiz.		
0°	Junio	160	423	423	113	38	113	398	423	612	Diciembre	0°
	Julio y Mayo	130	414	414	141	38	141	412	414	632	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	67	382	382	214	38	214	442	382	664	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	27	320	320	320	38	320	452	320	678	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	27	214	214	382	92	382	442	214	664	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	27	141	141	414	181	414	412	141	632	Julio y Mayo	
	Diciembre	27	113	113	423	222	423	398	113	612	Junio	
10°	Junio	108	414	420	149	38	149	420	414	659	Diciembre	10°
	Julio y Mayo	81	401	428	179	38	179	428	401	669	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	35	352	442	254	38	254	442	352	678	Oct. y Febrero	
	Sept. Y Marzo	27	279	444	344	75	344	444	279	669	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	27	179	420	404	198	404	420	179	623	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	24	100	387	436	287	273	387	100	569	Julio y Mayo	
	Diciembre	24	75	371	442	324	442	371	75	547	Junio	
20°	Junio	70	417	433	198	38	198	433	417	678	Diciembre	20°
	Julio y Mayo	51	374	442	230	38	230	442	374	680	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	320	447	306	70	306	447	320	669	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	27	235	442	379	176	379	442	235	631	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	24	141	398	433	301	433	398	141	564	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	21	70	347	444	382	444	347	70	488	Julio y Mayo	
	Diciembre	21	48	328	452	404	452	328	48	461	Junio	
30°	Junio	54	377	436	244	57	244	436	377	678	Diciembre	30°
	Julio y Mayo	43	355	444	271	81	271	444	355	667	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	292	447	349	170	349	447	292	637	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	24	244	428	412	284	412	428	244	574	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	21	105	366	442	393	442	366	105	485	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	19	43	314	439	431	439	314	43	393	Julio y Mayo	
	Diciembre	16	32	284	439	442	439	284	32	355	Junio	
40°	Junio	46	360	439	301	146	301	439	360	642	Diciembre	40°
	Julio y Mayo	40	344	444	339	187	339	444	344	631	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	276	439	395	276	396	439	276	580	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	24	157	404	439	379	439	404	157	496	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	19	94	330	442	439	442	330	94	349	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	13	32	271	423	450	423	271	32	279	Julio y Mayo	
	Diciembre	13	27	233	401	447	401	233	27	230	Junio	
50°	Junio	43	341	444	366	252	366	444	341	596	Diciembre	50°
	Julio y Mayo	38	317	442	387	287	387	442	317	572	Nov. y Enero	
	Agosto y Abril	29	254	428	425	374	425	428	254	501	Oct. y Febrero	
	Sept. y Marzo	21	157	374	442	428	442	374	157	401	Sept. y Marzo	
	Oct. y Febrero	13	78	284	425	452	425	284	78	254	Agosto y Abril	
	Nov. Enero	10	24	173	344	414	344	173	24	143	Julio y Mayo	
	Diciembre	8	19	127	314	382	314	127	19	108	Junio	
		<b>S</b>	<b>SE</b>	<b>E</b>	<b>NE</b>	<b>N</b>	<b>NO</b>	<b>O</b>	<b>SO</b>	<b>Horiz.</b>		
<b>ORIENTACIÓN ( LATITUD SUR)</b>												
Coeficientes de Corrección	Marco Metálico o Ningún Marco x 1/0.85 ó 1.17	Limpidez -15% máx.			Altitud +0.7% por 300m			Punto de rocío superior a 19.5°C -5% por 4°C	Punto de rocío Inferior a 19.5°C +5% por 4°C	Latitud Sur Dic. O Enero +7%		
* Valores extraídos de la Tabla 15.												
** Las aportaciones para los cristales orientados al norte (Latitud Norte) o al sur (Latitud Sur) se constituyen principalmente de radiación difundida, la cual es sensiblemente constante durante todo el día. Los valores indicados son promedios tomados sobre 12 horas (de 6 a 18 horas). Los factores de almacenamiento en las Tablas 7 hasta 11 suponen que las aportaciones solares sobre orientaciones Norte (o Sur) son constantes, y se emplean en consecuencia los mismos factores que para el valor lumínico.												

**Fuente:** Tomado de la (Escuela de Refrigeracion del Perú, 2020)

**ANEXO 7: TABLA (7) DE ASHRAE, FACTORES DE ALMACENAMIENTO SOBRE CARGA TÉRMICA, APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO.**

**TABLA 7. FACTORES DE ALMACENAMIENTO SOBRE CARGA TÉRMICA, APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO.**

Dispositivos con elemento de sombra interiores  
Funcionamiento de 16 horas diarias, temperatura interior constante

ORIENTACIÓN (Latitud Norte)	PESO(***) (kg por m <sup>2</sup> de superficie de suelo)	HORA SOLAR																ORIENTACIÓN (Latitud Sur)
		MAÑANA								TARDE								
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	
NE	750 y más	0.53	0.64	0.59	0.47	0.31	0.25	0.24	0.22	0.18	0.17	0.16	0.14	0.12	0.09	0.08	0.07	SE
	500	0.53	0.65	0.61	0.5	0.33	0.27	0.22	0.21	0.17	0.16	0.15	0.13	0.11	0.08	0.07	0.06	
	150	0.56	0.77	0.73	0.58	0.36	0.24	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11	0.07	0.04	0.02	0.02	
E	750 y más	0.47	0.63	0.68	0.64	0.54	0.38	0.27	0.25	0.2	0.18	0.17	0.15	0.12	0.1	0.09	0.08	E
	500	0.46	0.63	0.7	0.67	0.56	0.38	0.27	0.24	0.2	0.18	0.16	0.14	0.12	0.09	0.08	0.07	
	150	0.74	0.71	0.08	0.79	0.64	0.42	0.25	0.19	0.16	0.14	0.11	0.09	0.07	0.04	0.02	0.02	
SE	750 y más	0.14	0.37	0.55	0.66	0.7	0.68	0.58	0.46	0.27	0.24	0.21	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	NE
	500	0.11	0.35	0.53	0.66	0.72	0.69	0.61	0.47	0.29	0.24	0.21	0.18	0.15	0.12	0.1	0.09	
	150	0.02	0.31	0.57	0.75	0.84	0.81	0.69	0.5	0.3	0.2	0.17	0.13	0.09	0.05	0.04	0.03	
S	750 y más	0.09	0.18	0.34	0.48	0.6	0.68	0.73	0.74	0.64	0.59	0.42	0.24	0.22	0.19	0.17	0.15	N
	500	0.06	0.14	0.31	0.46	0.59	0.69	0.76	0.7	0.69	0.59	0.45	0.26	0.22	0.18	0.16	0.13	
	150	0.12	0.23	0.44	0.64	0.77	0.86	0.88	0.82	0.56	0.5	0.24	0.16	0.11	0.08	0.05	0.04	
SO	750 y más	0.22	0.21	0.2	0.2	0.2	0.32	0.47	0.6	0.63	0.66	0.61	0.47	0.23	0.19	0.18	0.16	NO
	500	0.2	0.19	0.18	0.17	0.18	0.31	0.46	0.6	0.66	0.7	0.64	0.5	0.26	0.2	0.17	0.15	
	150	0.08	0.08	0.09	0.09	0.1	0.24	0.47	0.67	0.81	0.86	0.79	0.6	0.26	0.17	0.12	0.08	
O	750 y más	0.23	0.23	0.23	0.21	0.2	0.19	0.18	0.25	0.36	0.52	0.63	0.65	0.55	0.22	0.19	0.17	O
	500	0.22	0.21	0.21	0.19	0.17	0.16	0.15	0.23	0.36	0.54	0.66	0.68	0.6	0.25	0.2	0.17	
	150	0.12	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.09	0.19	0.42	0.65	0.81	0.85	0.74	0.3	0.19	0.13	
NO	750 y más	0.21	0.21	0.21	0.19	0.18	0.18	0.17	0.16	0.16	0.33	0.49	0.61	0.6	0.19	0.17	0.15	SO
	500	0.19	0.19	0.19	0.17	0.17	0.16	0.16	0.15	0.16	0.34	0.52	0.65	0.23	0.18	0.15	0.12	
	150	0.12	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.11	0.17	0.39	0.63	0.8	0.79	0.28	0.18	0.12	
N Y sombra	750 y más	0.23	0.28	0.75	0.79	0.8	0.8	0.81	0.82	0.83	0.84	0.86	0.87	0.88	0.39	0.35	0.31	S Y sombra
	500	0.25	0.46	0.73	0.78	0.82	0.82	0.83	0.84	0.85	0.87	0.88	0.89	0.9	0.4	0.34	0.29	
	150	0.07	0.22	0.69	0.8	0.86	0.93	0.94	0.95	0.97	0.98	0.98	0.99	0.99	0.35	0.23	0.16	

Ecuación : Carga de refrigeración kcal/h = [ Máxima aportación solar kcal/h.m<sup>2</sup> (Tabla6)] x [superficie acristalada, m<sup>2</sup>] x [factor de sombra, factor de atmósfera, etc, (cap. 4)] x [factor de almacenamiento (Tabla 7 a la hora deseada)].

\* Elemento de sombra interior es cualquier tipo de pantalla situada detrás de la superficie acristalada.

\*\* Estos factores se aplican cuando se mantiene una TEMPERATURA CONSTANTE en el interior del edificio durante el periodo de funcionamiento del equipo. Cuando se permite una variación de temperatura, resulta un almacenamiento adicional durante periodos de máxima carga. Véase la Tabla 13 para los factores de almacenamiento aplicables.

\*\*\* Peso por metro cuadrado de piso.

Fuente: Tomado de la (Escuela de Refrigeracion del Perú, 2020)

**ANEXO 8: TABLA (2 A) DE ASHRAE, CORRECCIONES DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA (°C).**

**TABLA- 2A CORRECCIONES DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA (°C)**

h para el mes considerado	VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 h																	
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
-16	-21.2	-21.7	-22.3	-22.8	-23.3	-23.8	-24.2	-24.7	-25.1	-25.6	-26.0	-26.5	-27.0	-27.4	-27.9	-28.8	-29.3	-29.8
-12	-17.2	-17.7	-18.3	-18.8	-19.3	-19.8	-20.2	-20.7	-21.1	-21.6	-22.0	-22.5	-23.0	-23.4	-23.9	-24.8	-25.3	-25.8
-8	-13.2	-13.7	-14.3	-14.8	-15.3	-15.8	-16.2	-16.7	-17.1	-17.6	-18.0	-18.5	-19.0	-19.4	-19.9	-20.8	-21.3	-21.8
-4	-9.2	-9.7	-10.3	-10.8	-11.3	-11.8	-12.2	-12.7	-13.1	-13.6	-14.0	-14.5	-15.0	-15.4	-15.9	-16.8	-17.3	-17.8
0	-5.0	-5.5	-6.1	-6.6	-7.1	-7.6	-8.0	-8.5	-8.9	-9.4	-9.8	-10.3	-10.8	-11.2	-11.7	-12.6	-13.1	-13.6
2	-3.1	-3.6	-4.2	-4.7	-5.2	-5.6	-6.1	-6.6	-7.0	-7.5	-7.9	-8.4	-8.9	-9.3	-9.8	-10.6	-11.1	-11.7
4	-1.1	-1.6	-2.2	-2.7	-3.2	-3.6	-4.1	-4.6	-5.0	-5.5	-5.9	-6.4	-6.9	-7.3	-7.8	-8.6	-9.1	-9.7
6	0.8	0.3	-0.3	-0.8	-1.3	-1.7	-2.2	-2.7	-3.1	-3.6	-4.0	-4.5	-5.0	-5.4	-5.9	-6.7	-7.2	-7.8
8	2.8	2.3	1.7	1.2	0.7	0.3	0	-0.7	-1.1	-1.6	-2.0	-2.5	-3.0	-3.4	-3.9	-4.7	-5.2	-5.8
10	4.7	4.2	3.6	3.1	2.6	2.2	1.7	1.2	0.8	0.3	-0.1	-0.6	-1.1	-1.5	-2.0	-2.8	-3.3	-3.9
12	6.8	6.3	5.7	5.2	4.7	4.3	3.8	3.3	2.9	2.4	1.8	1.3	0.8	0.4	-0.1	-0.7	-1.2	-1.8
14	8.8	8.3	7.7	7.2	6.7	6.3	5.8	5.3	4.9	4.4	3.8	3.3	2.8	2.4	1.9	1.3	0.8	0.2
16	10.8	10.3	9.7	9.2	8.7	8.3	7.8	7.3	6.9	6.4	5.8	5.3	4.8	4.4	3.9	3.3	2.8	2.2
18	12.8	12.3	11.7	11.2	10.7	10.3	9.8	9.3	8.9	8.4	7.8	7.3	6.8	6.4	5.9	5.3	4.8	4.2
20	14.8	14.3	13.7	13.2	12.7	12.3	11.8	11.3	10.9	10.4	9.8	9.3	8.8	8.4	7.9	7.3	6.8	6.2
22	16.9	16.4	15.8	15.3	14.8	14.4	13.9	13.4	13.0	12.5	11.9	11.4	10.9	10.5	10.0	9.4	8.9	8.3

Fuente: Tomado de la (Escuela de Refrigeracion del Perú, 2020)

**ANEXO 9: TABLA (1) DE ASHRAE, DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C) EN Muros soleados o en Sombra**

**TABLA 1**

TABLA 1.- DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)																												
Muros soleados o en Sombra*																												
Valedero para muros de color oscuro, 35°C de temperatura exterior, 27°C de temperatura interior; 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 horas, mes de Julio y 40° de Latitud Norte.																												
ORIENTACIÓN (Latitud Norte)	PESO DEL MURO ***	HORA SOLAR																				ORIENTACIÓN (Latitud Sur)						
		MAÑANA					TARDE										MAÑANA											
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5			
NE	100	2.8	8.3	12.2	12.8	13.3	10.6	7.8	7.2	6.7	7.2	7.8	7.8	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-1.1	-1.7	-2.2	-1.1	SE	ΔTem	
	300	-0.5	-1.1	-1.1	2.8	13.3	12.2	11.1	8.3	5.5	6.1	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	-0.5			
	500	2.2	1.7	2.2	2.2	2.2	5.5	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	6.1	6.7	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	3.9	3.3	3.3	2.8	2.8				
	700	2.8	2.8	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	5.5	7.8	8.9	7.8	6.7	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	3.9	3.9				
E	100	0.5	9.4	16.7	18.3	20.0	19.4	17.8	11.1	6.7	7.2	7.8	7.8	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-1.1	-1.7	-1.7	E	ΔTem	
	300	-0.5	-0.5	0	11.7	16.7	17.2	17.2	10.6	7.8	7.2	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	2.8	2.2	1.7	0.5	0.5	0			
	500	2.8	2.8	3.3	4.4	7.8	11.1	13.3	13.9	13.3	11.1	10.0	8.9	7.8	7.8	7.2	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	7.2	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	3.9	3.9	3.3				
SE	100	5.5	3.3	7.2	10.6	14.4	15.0	15.6	14.4	13.3	10.6	8.9	8.3	7.8	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1	NE	ΔTem	
	300	0.5	0.5	0	7.2	11.1	13.3	15.6	14.4	13.9	11.7	10.0	8.3	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.8	2.2	1.7	1.7	1.1			
	500	3.9	3.9	3.3	3.3	3.3	6.1	8.9	9.4	10.0	10.6	10.0	9.4	7.8	7.2	6.7	6.1	5.5	5.5	5.5	5.0	4.4	4.4	3.9				
	700	5.0	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	3.1	7.8	8.3	8.9	10.0	8.9	8.3	7.8	7.2	6.7	6.7	6.1	5.5	5.0	4.4	4.4				
S	100	-0.5	-1.1	-2.2	0.5	2.2	7.8	12.2	15.0	16.7	15.6	14.4	11.1	8.9	6.7	5.5	3.9	3.3	1.7	1.1	0.5	0.5	0	0	-0.5	N	ΔTem	
	300	-0.5	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	3.9	6.7	11.1	13.3	13.9	14.4	12.8	11.1	8.3	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0.5	0	-0.5			
	500	2.2	2.2	1.1	1.1	1.1	1.7	2.2	4.4	6.7	8.3	8.9	10.0	10.0	8.3	7.8	6.1	5.5	5.0	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	2.8			
	700	3.9	3.3	3.3	2.8	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	3.9	5.5	7.2	7.8	8.3	8.9	8.9	7.8	6.7	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	3.9			
SO	100	-1.1	-2.2	-2.2	-1.1	0.0	2.2	3.3	10.6	14.4	18.9	22.2	22.8	23.3	16.7	13.3	6.7	3.3	2.2	1.1	0.5	0.5	0	-0.5	-0.5	NO	ΔTem	
	300	1.1	0.5	0	0	0.0	0.5	1.1	4.4	6.7	13.3	17.8	19.4	20.0	19.4	18.9	11.1	5.5	3.9	3.3	2.8	2.2	2.2	1.7	1.7			
	500	3.9	2.8	3.3	2.8	2.2	2.8	3.3	3.9	4.4	6.7	7.8	10.6	12.2	12.8	13.3	12.8	8.3	5.5	5.5	5.0	5.0	4.4	4.4	3.9			
	700	4.4	4.4	4.4	4.4	4.4	3.9	3.3	3.3	3.3	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				
O	100	-1.1	-1.7	-2.2	-1.1	0	1.7	3.3	7.8	11.1	17.8	22.2	25.0	26.7	18.9	12.2	7.8	4.4	2.8	1.1	0.5	0	0	-0.5	-0.5	O	ΔTem	
	300	1.1	0.5	0	0	0	1.1	2.2	3.9	5.5	10.6	14.4	18.9	22.2	22.8	20.0	15.6	8.9	5.5	3.3	2.8	2.2	1.7	1.7	1.1			
	500	3.9	3.9	3.3	3.3	3.3	3.3	3.3	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	7.8	8.9	11.7	12.2	12.8	12.2	11.1	10.0	8.9	8.3	7.2			
NO	100	-1.7	-2.2	-2.2	-1.1	0.0	1.7	3.3	5.5	6.7	10.6	13.3	18.3	22.2	20.6	18.9	10.0	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1	SO	ΔTem	
	300	-1.1	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	0	1.1	3.3	4.4	5.5	6.7	11.7	16.7	17.2	17.8	11.7	6.7	4.4	3.3	2.2	1.7	0.5	0	-0.5			
	500	2.8	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	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	-0.5	-0.5	-1.1	-1.1	S (en la sombra)	Δtes	
	300	-1.7	-1.7	-2.2	-1.7	-1.1	-0.5	0	1.7	3.3	4.4	5.5	6.1	6.7	6.7	6.7	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0.5	0	-0.5	-1.1			
	500	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0.5	1.1	1.7	2.2	2.8	2.8	2.8	4.4	3.9	3.3	2.8	2.2	1.7	1.7	1.1	1.1	0.5			
	700	0.5	0.5	0	0	0	0	0	0	0.5	1.1	1.7	2.2	2.8	3.3	3.9	4.4	3.9	3.3	2.2	1.7	1.1	1.1	1.1	0.5			
		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 de los muros (kcal/h) = Área (m<sup>2</sup>) x (Diferencia equivalente de temperatura) x (Coeficiente de transmisión global, tablas 21 a 25).

\* Válido tanto si el muro tiene o no aislamiento.

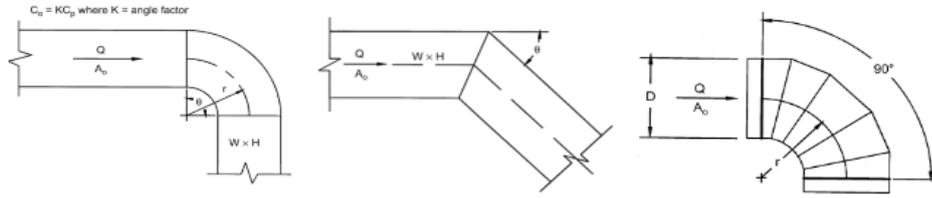
\*\* Para condiciones diferentes, aplicar las correcciones indicadas en el texto.

\*\*\* El peso por m<sup>2</sup> de los tipos de construcción clásicos están indicados en las tablas 21 a 25.  
Para pesos por m<sup>2</sup> inferiores a 100 kg/m<sup>2</sup>, tomar los valores correspondientes a 100 kg/m<sup>2</sup>

Fuente: Tomado de la (Escuela de Refrigeracion del Perú, 2020)



## ANEXO 11. COEFICIENTE DE PÉRDIDAS EN ACCESORIOS CONTINUOS DE ÁREAS IGUALES

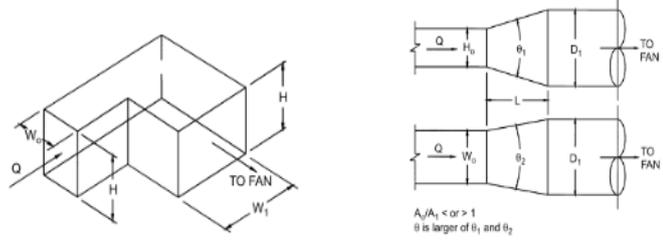


**Coeficientes para codos de 90° (ver nota)**

R/D	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	2.5
C	0.71	0.33	0.22	0.15	0.13	0.12

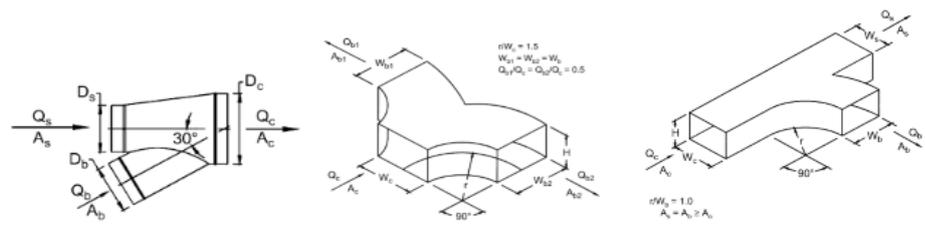
**Nota:** Para ángulos distintos de 90°, multiplicar por los siguientes factores:

$\theta$	0°	20°	30°	45°	60°	75°	90°	110°	130°	150°	180°
K	0	0.31	0.45	0.60	0.78	0.90	1.00	1.13	1.20	1.28	1.40



**Coeficiente C (ver nota)**

$A_1/A_2$	$\theta$						
	10°	15°-40°	50°-60°	90°	120°	150°	180°
2	0.05	0.05	0.06	0.12	0.18	0.24	0.26
4	0.05	0.04	0.07	0.17	0.27	0.35	0.41
6	0.05	0.04	0.07	0.18	0.28	0.36	0.42
10	0.05	0.05	0.08	0.19	0.29	0.37	0.43



**Ramal, coeficiente C (ver nota)**

$A_j/A_i$	$A_j/A_c$	$Q_j/Q_i$								
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.25	0.25	0.55	0.50	0.60	0.85	1.2	1.8	3.1	4.4	6.0
0.33	0.25	0.35	0.35	0.50	0.80	1.3	2.0	2.8	3.8	5.0
0.5	0.5	0.62	0.48	0.40	0.40	0.48	0.60	0.78	1.1	1.5
0.67	0.5	0.52	0.40	0.32	0.30	0.34	0.44	0.62	0.92	1.4
1.0	0.5	0.44	0.38	0.38	0.41	0.52	0.58	0.92	1.2	1.8
1.0	1.0	0.67	0.55	0.46	0.37	0.32	0.29	0.29	0.30	0.37
1.33	1.0	0.70	0.60	0.51	0.42	0.34	0.28	0.26	0.26	0.29
2.0	1.0	0.60	0.52	0.43	0.33	0.24	0.17	0.15	0.17	0.21

**Cabezal, coeficiente C (ver nota)**

$A_j/A_i$	$A_j/A_c$	$Q_j/Q_i$								
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.25	0.25	-0.1	-0.3	-0.1	0.05	0.13	0.21	0.29	0.38	0.46
0.33	0.25	0.08	0	-0.2	-0.1	0.02	0.08	0.16	0.24	0.34
0.5	0.5	-0.3	-0.6	-0.5	0	0.06	0.12	0.19	0.27	0.35
0.67	0.5	0.04	-0.2	-0.4	-0.3	-0.1	0.04	0.12	0.23	0.37
1.0	0.5	0.72	0.48	0.28	0.13	0.05	0.04	0.09	0.18	0.30
1.0	1.0	-0.2	-0.4	-0.4	-0.1	0.06	0.13	0.22	0.30	0.38
1.33	1.0	0.10	0	0.01	-0.3	-0.1	0.03	0.10	0.20	0.30
2.0	1.0	0.62	0.38	0.23	0.13	0.08	0.05	0.06	0.10	0.20

**Fuente:** Tomado del libro acondicionamiento del aire de (Eduardo Pita, 2000 pág. 182)

## ANEXO 12. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE EQUIPOS FAN COIL DE LA MARCA PRO AIR.

### Fan Coil Para Agua Helada

Capacidades: 12,000/18,000/24,000/36,000/48,000/60,000 BTU/h

#### Características



TEMPORIZADOR



BAJO CONSUMO ENERGÉTICO



MODO SILECIOSO



AUTO ENCENDIDO



			12	18	24	36	48	60
Volumen de flujo de aire	alto - medio - bajo	m <sup>3</sup> /h	680/494/330	1020/788/525	1360/1094/729	2040/1573/1050	2720/2100/1475	3400/2380/1380
	alto - medio - bajo	CFM	400.18/291/194	600.27/464/309	800.36/644/429	1200.54/926/618	1600.72/1235.85/868.038	2000.9/1400.63/812.13
Presión estática externa		Pa	30	30	30	30	30	30
Capacidad Enfriamiento total		kW - Btu/h	4.28 / 14603.36	6.46 / 22041.52	8.17 / 27876.04	12.16 / 41489.92	16 / 54592	19.8 / 67557.6
Datos eléctricos		V-Ph-Hz	220-230V-60Hz / 60	220-230V-60Hz / 60	220-230V-60Hz / 60	220-230V-60Hz / 60	220-230V-1Ph-60Hz-1/60	220-230V-1Ph-60Hz-1/60
Entrada		kW	0.072	0.108	0.156	0.212	0.475	0.64
Volumen de flujo de agua de enfriamiento		l/s - GPM	0.215 / 3	0.325 / 5	0.370 / 6	0.57 / 9	0.65 / 10.317	0.84 / 13.316
Caída de presión de enfriamiento		kPa - Pie c. a.	25.00 / 8.20	40.00 / 13.12	20.00 / 6.56	45 / 14.76	26.6 / 8.725	46.4 / 15.219
Bobina	Fila		3	3	3	3	4	4
	Espacio de aleta	mm	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8	1.8
	Dimensiones (largo, ancho, alto)	mm	740×213×66	980×213×66	1400×213×66	1500×213×66	1250×304.8×88	1500×304.8×88
	Presión operacional	MPa	<1.6	<1.6	<1.6	<1.6	<1.6	<1.6
Fusible		A	0.33	0.49	0.71	0.96		
Motor	Cantidad		1	1	1	2	2	2
	Modelo		PG20F	PG40F	PG40F/PG10G	PG50F	PG190A/PG90A	PG240A/PG120A
	Condensador	uF	2.00	3.00	2.5/1.5	3/3	6/4	12/5
Cantidad de rodetes			2	2	3	4	3	3
Nivel de presión de sonido (alto)		DB (A)	42	46	47	52	58	61
Tamaño de la tubería de conexión								
Diámetro de entrada y salida de agua (2 tubos)		PULGADAS	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"	3/4"
Dimensiones aparato (largo, ancho, alto)		mm	1088×510×245	1328×510×245	1718×510×245	1878×510×245	1671×595×354	1921×595×354
Dimensiones caja (largo, ancho, alto)		mm	1153×278×575	1393×278×575	1783×278×575	1943×278×575	1753×653×395	1953×653×395
Peso neto		kg	18	21	30	34	52	59
Peso bruto		kg	23	26	35	39.5	60	66

■ Fan Coil (12,000/18,000/24,000/36,000/48,000/60,000 BTU/h) | Agua helada | 60Hz

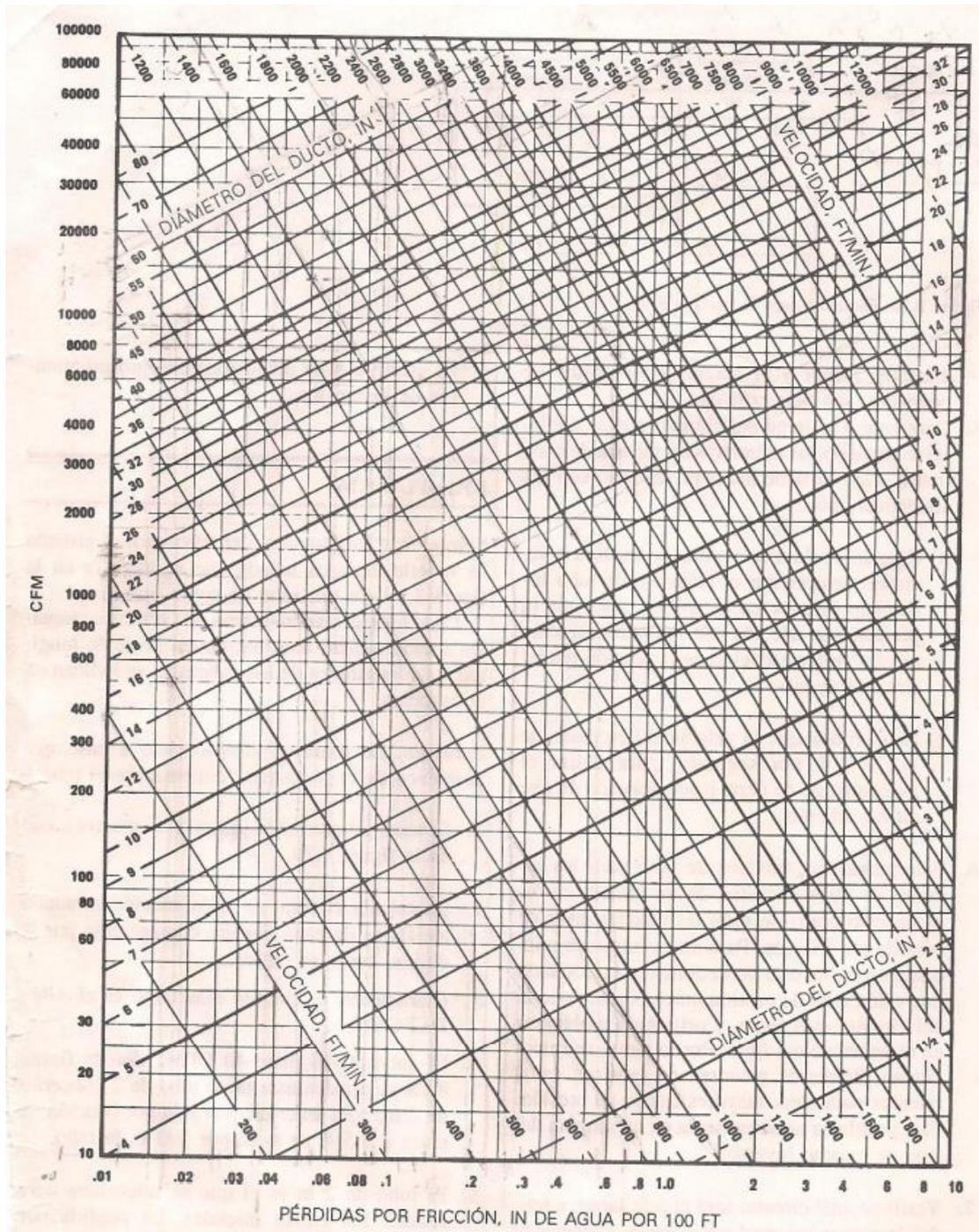


ÚNICO EQUIPO CON  
CERTIFICACIÓN PERUANA



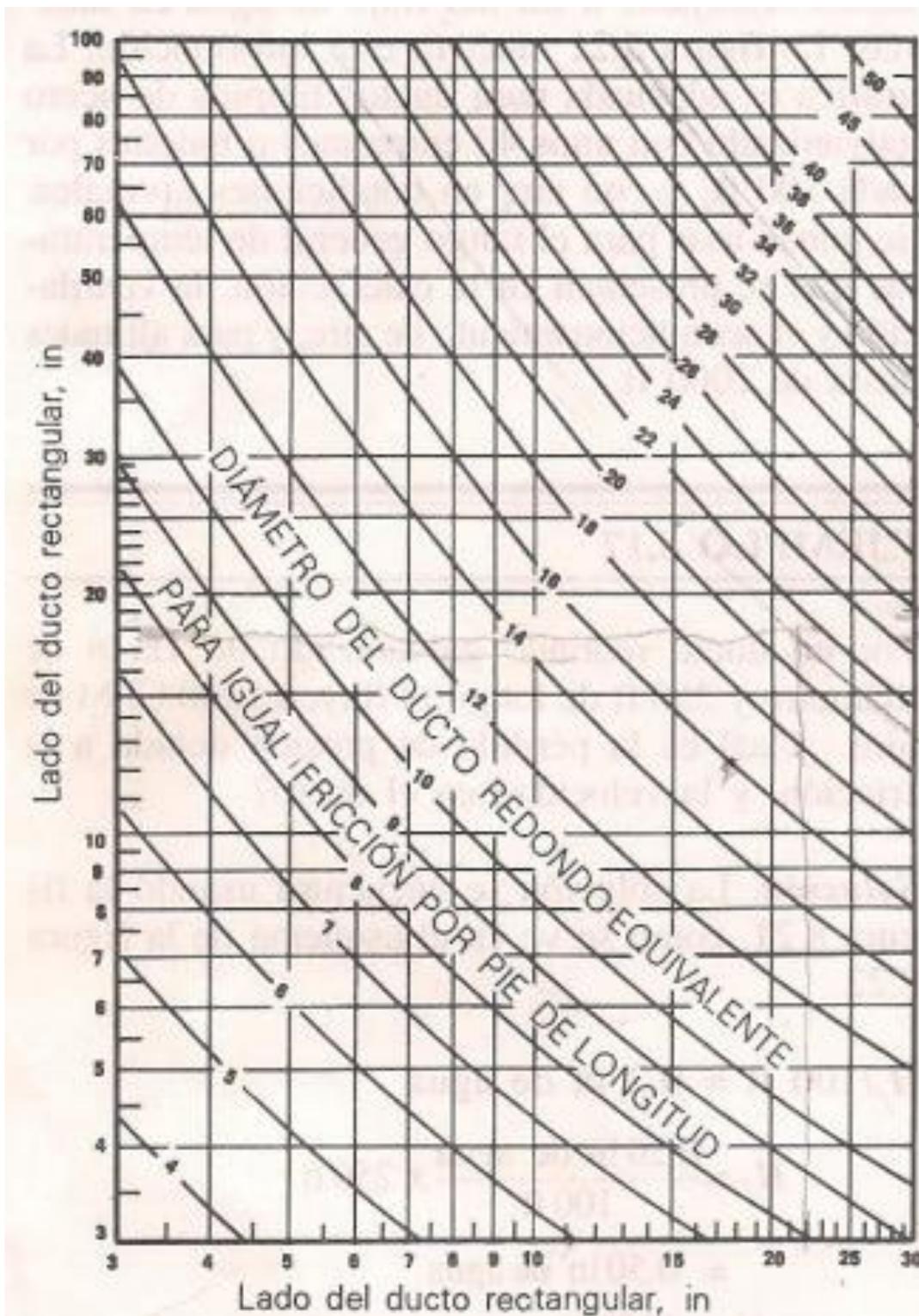
**Fuente:** Tomado del manual (PRO AIR, 2020)

**ANEXO 13. ABACO PERDIDAS POR FRICCIÓN, IN DE AGUA POR 100 FT  
EN DUCTOS CIRCULARES**



**Fuente:** Tomado del libro acondicionamiento del aire de (Eduardo Pita, 2000 pág. 234)

**ANEXO 14. ABACO PARA DIÁMETRO DE DUCTOS REDONDOS EQUIVALENTES**



**Fuente:** Tomado del libro acondicionamiento del aire de (Eduardo Pita, 2000 pág. 236)

## ANEXO 15. ANÁLISIS DE RENTABILIDAD PARA EL PROYECTO

Se presenta 3 alternativas con sus respectivos análisis económicos de costo de utilización, flujo de efectivo, rentabilidad y retorno de inversión.

- Horas de operación: 16 horas diarias, de lunes a viernes, las 49 semanas del año, 3920 horas.
- Tipo de área: Oficinas corporativas.
- Tarifa eléctrica: 0.135 \$/kW h.
- Inflación energética: 5% anual.
- Inflación país: 3.5% anual.

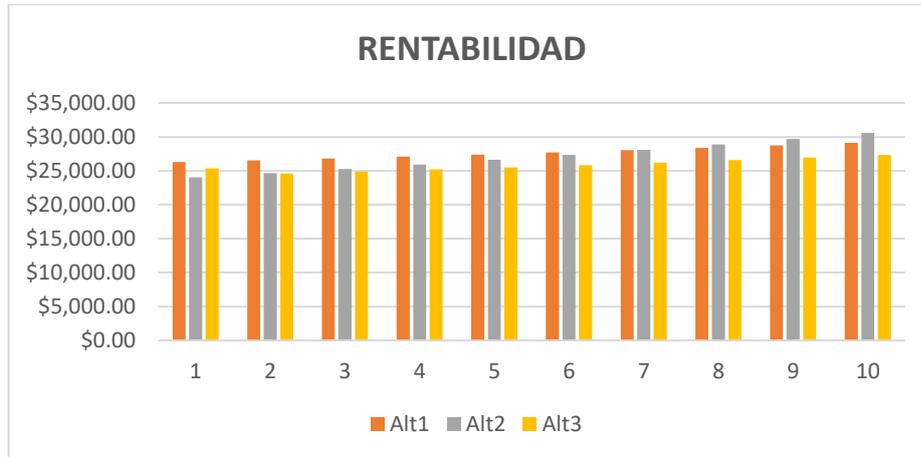
Años de operación 10 años. Se añade los costos de operación y mantenimiento para cada sistema.

- Sistema de enfriamiento Alternativa 1.....Sistema de expansión ...Inversión \$26 293
- Sistema de enfriamiento Alternativa 2.....VRV (Volumen de Refrigerante Variable) ...Inversión \$24 039.
- **Sistema de enfriamiento Alternativa 3.....Sistema de agua helada...Inversión \$23 345.**

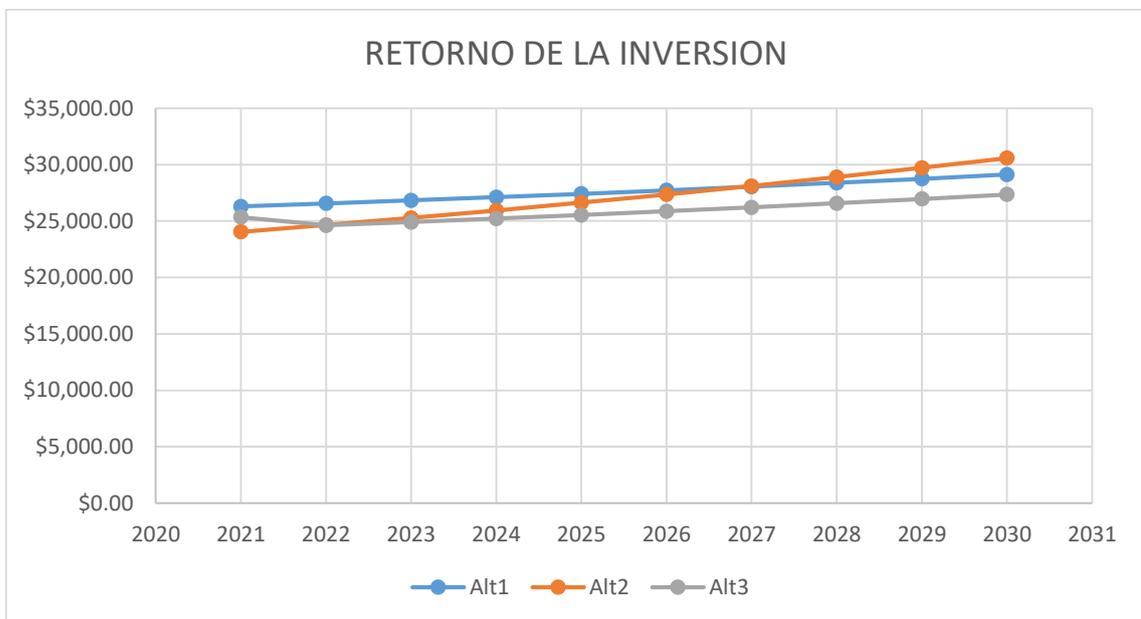
### INVERSIÓN POR SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

COSTO DE UTILIZACIÓN POR SISTEMA										
AÑOS	2021	2022	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029	2030
Alt 1	\$26,293.00	\$26,553.00	\$26,824.00	\$27,108.00	\$27,406.00	\$27,717.00	\$28,043.00	\$28,385.00	\$28,742.00	\$29,117.00
Alt 2	\$24,039.00	\$24,644.00	\$25,276.00	\$25,936.00	\$26,627.00	\$27,348.00	\$28,103.00	\$28,891.00	\$29,716.00	\$30,578.00
Alt 3	\$25,345.00	\$24,621.00	\$24,909.00	\$25,212.00	\$25,529.00	\$25,860.00	\$26,208.00	\$26,571.00	\$26,952.00	\$27,351.00
FLUJO EFECTIVO POR SISTEMA										
1 vs 2	\$2,254.00	\$1,909.00	\$1,548.00	\$1,172.00	\$779.00	\$369.00	-\$60.00	-\$506.00	-\$974.00	-\$1,461.00
3 vs 2	\$1,306.00	-\$23.00	-\$367.00	-\$724.00	-\$1,098.00	-\$1,488.00	-\$1,895.00	-\$2,320.00	-\$2,764.00	-\$3,227.00
1 vs 3	\$948.00	\$1,932.00	\$1,915.00	\$1,896.00	\$1,877.00	\$1,857.00	\$1,835.00	\$1,814.00	\$1,790.00	\$1,766.00

## RENTABILIDAD DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO



## RETORNO DE INVERSIÓN



El sistema **Alt. 1** representa un mejor rendimiento al cabo de 7 años respecto al sistema **Alt. 2**, sin embargo, el retorno de inversión del sistema **Alt. 1** respecto al sistema **Alt. 2** no es viable. Por otro lado, el sistema **Alt. 3** al compararlo con el sistema **Alt. 2** tiene un retorno de inversión al cabo de 1.2 años aproximadamente y un ahorro proyectado de \$/3 220 al cabo de los 7 primeros años de operación, por lo que la rentabilidad y los beneficios del sistema **Alt. 3** (Sistema de agua helada con fan Coils) justifican la inversión del acondicionamiento de aire de esta investigación.

ANEXO 16. PLANO DE EQUIPOS FAN COIL CON SISTEMA DE DUCTOS DE AIRE ACONDICIONADO DE LA OFICINA MITSUI & CO.



PROYECTO:  
SISTEMA DE AIRE  
ACONDICIONADO  
DISTRIBUCION DE EQUIPOS

UBICACION:  
Av. Javier Prado Pto. 07 - San Pedro -  
Tercer Cuadrante, San Pedro AA-01

PROYECTISTA:  
CRISTIAN MICHAEL FIERRO CARRASCO

FECHA:  
DICIEMBRE 2020

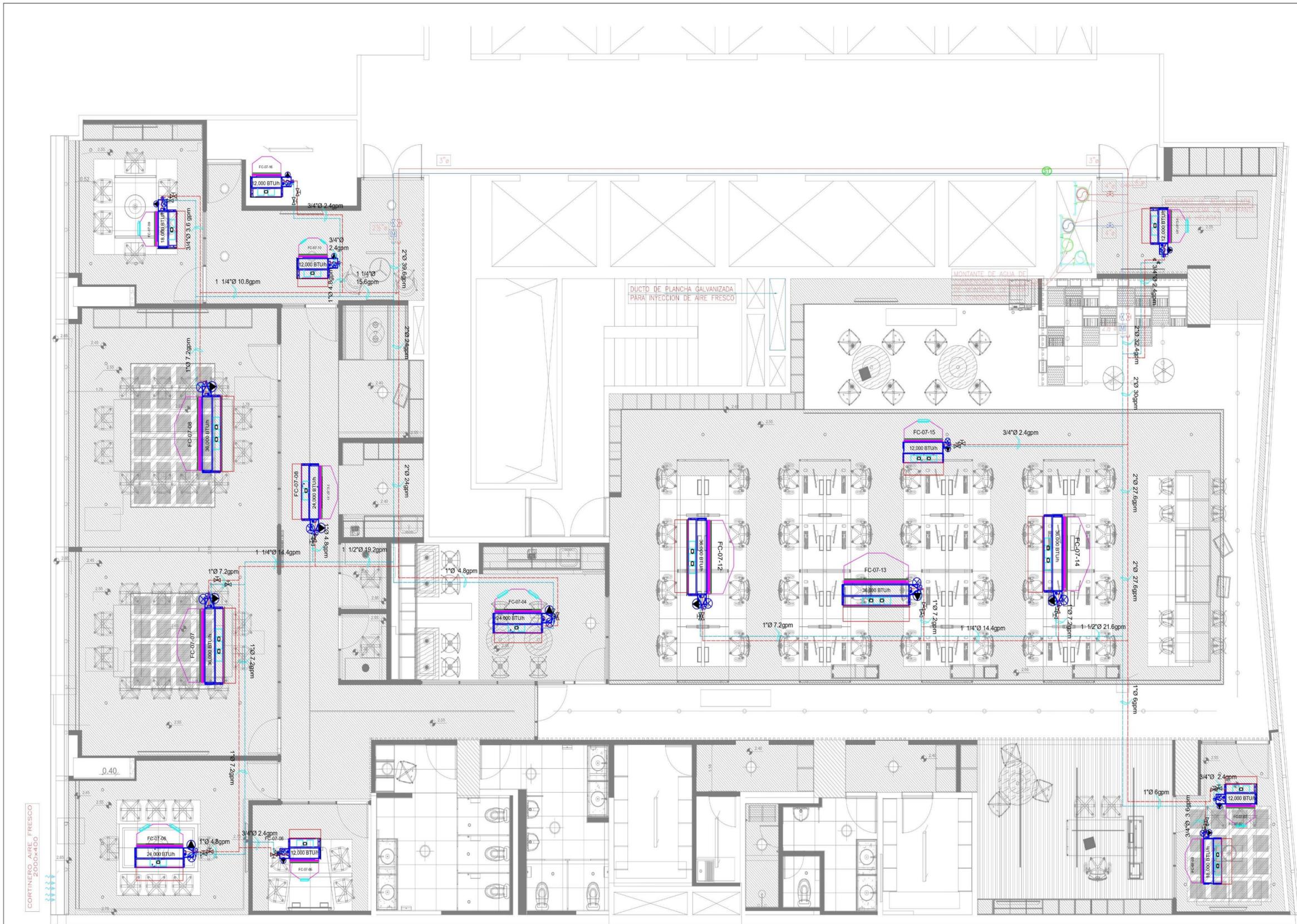
ESCALA:  
1/75

ESPECIALIDAD:  
INSTALACIONES MECANICAS

CLIENTE:



ANEXO 17. PLANO DEL SISTEMA DE TUBERÍAS DE AGUA HELADA DE LA OFICINA MITSUI & CO.



PROYECTO:  
DISTRIBUCION DE TUBERIAS DE AGUA HELADA

PROYECTISTA:  
CRISTIAN MICHAEL FIERRO CARRASCO

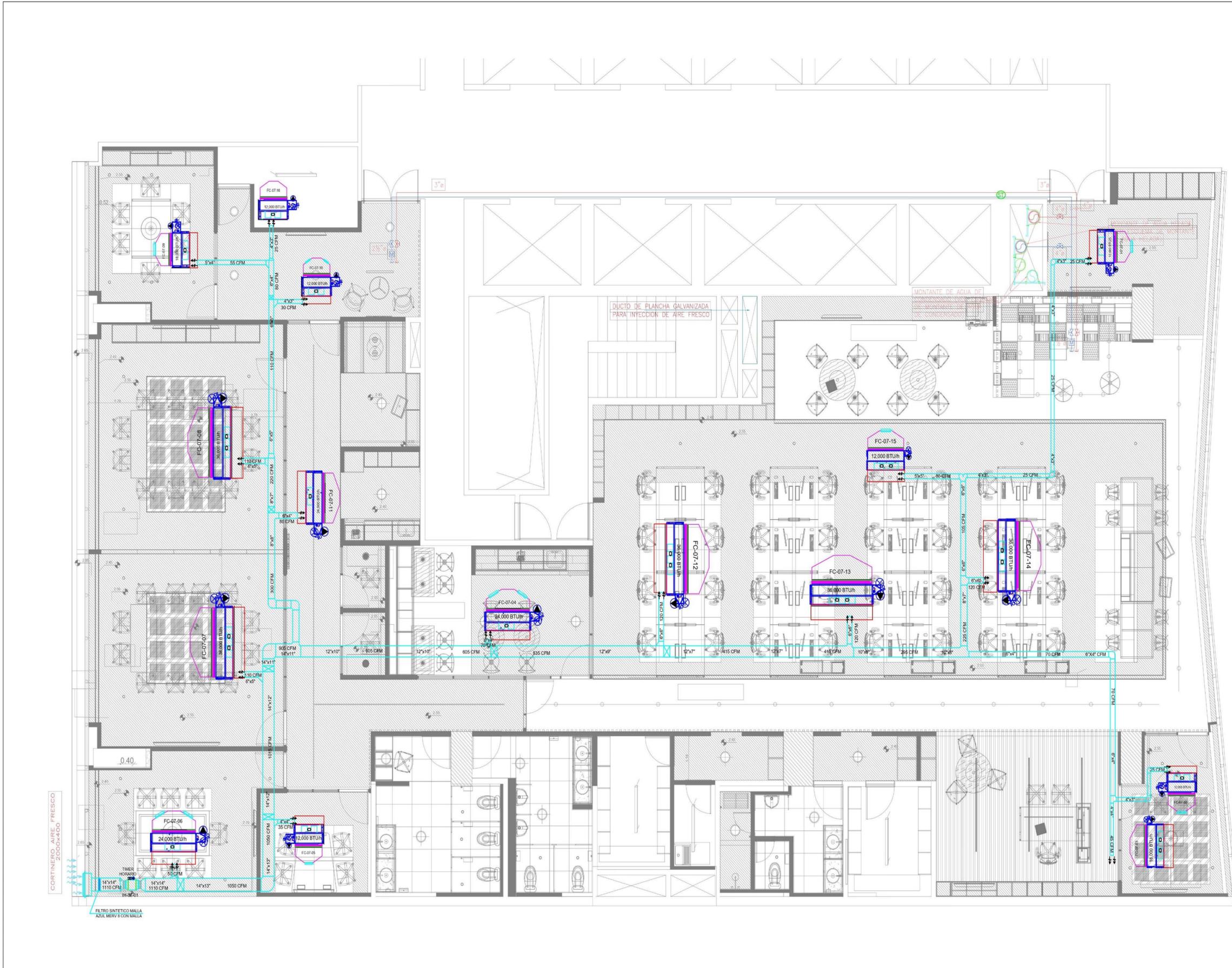
FECHA:  
DICIEMBRE 2020

ESCALA:  
1/75

ESPECIALIDAD:  
INSTALACIONES MECANICAS

CLIENTE:  
**MITSUI & CO.**

ANEXO 18. PLANO DEL SISTEMA DE RENOVACIÓN DE AIRE EXTERIOR PARA LA OFICINA MITSUI & CO.



PROYECTO:  
SISTEMA DE AIRE  
AIRE FRESCO

UBICACION:  
Av. Javier Prado Plus 07 - San Isidro -  
Torre Corporativa Javier Prado AA-03

PROYECTISTA:  
CRISTIAN MICHAEL FIERRO CARRASCO

FECHA:  
DICIEMBRE 2020

ESCALA:  
1/75

ESPECIALIDAD:  
INSTALACIONES MECANICAS

CLIENTE:  
**MITSUI & CO.**

ANEXO 19. PLANO DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE LA OFICINA MITSUI & CO.



PROYECTO:  
SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO

PROYECTISTA:  
CRISTIAN MICHAEL FIERRO CARRASCO

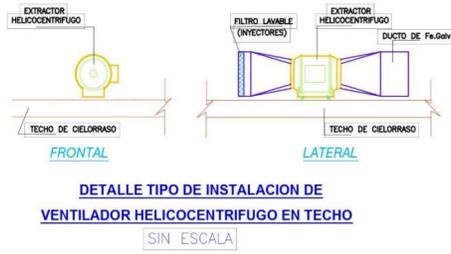
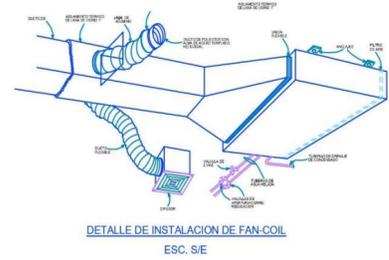
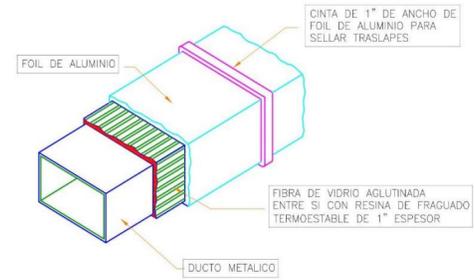
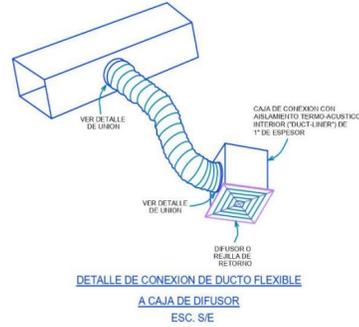
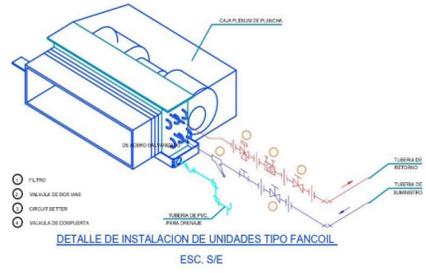
FECHA:  
DICIEMBRE 2020

ESCALA:  
1/75

ESPECIALIDAD:  
INSTALACIONES MECANICAS

CLIENTE:  
MITSUI & CO.

ANEXO 20. PLANO DE DETALLES DEL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO DE LA OFICINA MITSUI & CO.

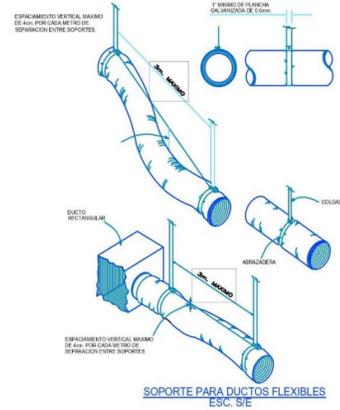


LISTA DE EQUIPOS PISO 07

CUADRO DE UNIDAD FAN COIL PRO AIR - AGUA HELADA						
UNIDAD CODIGO	CARACTERISTICAS ELECTRICAS	TIPO	CAPACIDAD DE ESPESOR DE TECHO	CAPACIDAD DE AIRE (CFM)	CAJAL DE AIRE (CFM)	POTENCIA APROXIMADA (W)
FC-07-01	220V/60Hz	FAN COIL	1 TON	12,000 BTU/h	400 CFM	74 W
FC-07-02	220V/60Hz	FAN COIL	1 TON	12,000 BTU/h	400 CFM	74 W
FC-07-03	220V/60Hz	FAN COIL	1.5 TON	18,000 BTU/h	600 CFM	106 W
FC-07-04	220V/60Hz	FAN COIL	2 TON	24,000 BTU/h	800 CFM	148 W
FC-07-05	220V/60Hz	FAN COIL	1 TON	12,000 BTU/h	400 CFM	74 W
FC-07-06	220V/60Hz	FAN COIL	2 TON	24,000 BTU/h	800 CFM	148 W
FC-07-07	220V/60Hz	FAN COIL	3 TON	36,000 BTU/h	1200 CFM	240 W
FC-07-08	220V/60Hz	FAN COIL	3 TON	36,000 BTU/h	1200 CFM	240 W
FC-07-09	220V/60Hz	FAN COIL	1.5 TON	18,000 BTU/h	600 CFM	106 W
FC-07-10	220V/60Hz	FAN COIL	1 TON	12,000 BTU/h	400 CFM	74 W
FC-07-11	220V/60Hz	FAN COIL	2 TON	24,000 BTU/h	800 CFM	148 W
FC-07-12	220V/60Hz	FAN COIL	3 TON	36,000 BTU/h	1200 CFM	240 W
FC-07-13	220V/60Hz	FAN COIL	3 TON	36,000 BTU/h	1200 CFM	240 W
FC-07-14	220V/60Hz	FAN COIL	3 TON	36,000 BTU/h	1200 CFM	240 W
FC-07-15	220V/60Hz	FAN COIL	1 TON	12,000 BTU/h	400 CFM	74 W
FC-07-16	220V/60Hz	FAN COIL	1 TON	12,000 BTU/h	400 CFM	74 W

CUADRO DE EQUIPOS DE INYECCION PISO 07

UNIDAD CODIGO	CARACTERISTICAS ELECTRICAS	TIPO	CAUDAL DE DESCARGA LIBRE (CFM)	POTENCIA APROX.	CADA PRESION (Pulg. C.A.)	TRANSMISION	MODELO
HI-07-01	220V/60Hz	HELICOCENTRIFUGO	1100 CFM	420 W	1.108	DIRECTA	TD-4000

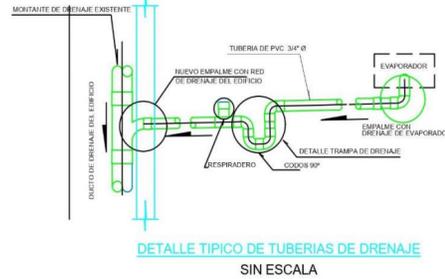
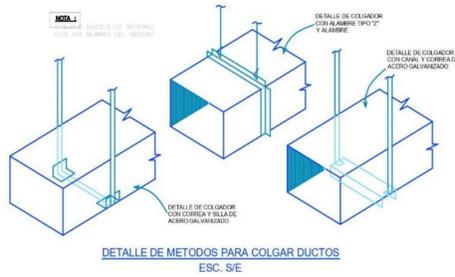


NOTAS:

- CORRERA POR CUENTA DE AL OBRA CIVIL LO SIGTE:
  - PUNTO DE ALIMENTACION ELECTRICA CERCANO A CADA EQUIPO (MAX. A 1m DE DISTANCIA).
  - PUNTO DE DRENAJE CERCANO A CADA EQUIPO INDICADO (MAX. A 1m DE DISTANCIA).
  - REJILLAS EN PUERTAS PARA BAÑOS
  - RECUBRIMIENTO CON DRYWALL DE DUCTO VERTICAL DE VENTILACION HACIA EXTERIORES
  - TODO TIPO DE PICADO, CALADO, RESANE Y PINTURA
- EL SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO SE COORDINO CON LOS OTROS SISTEMAS EN TODO EL EL RECORRIDO DE SU INSTALACION
- LA UBICACION FINAL DE LOS TERMOSTATOS SE COORDINO CON EL PROPIETARIO Y EL ARQUITECTO.
- EL NIVEL DE RUIDO DE LOS EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO Y EXTRACTORES DENTRO DE LOS AMBIENTES ACONDICIONADOS NO DEBERA EXCEDER DE 60 DECIBELES (Db.).
- TODOS LOS DUCTOS Y TUBERIAS EN GENERAL IRAN EXPUESTOS Y EN ALGUNOS RECORRIDOS PASARAN SOBRE EL FALSO CIELO RASO
- LOS DUCTOS LLEVARAN INTERIORMENTE DAMPERS EN EL SISTEMA DE VENTILACION MECANICA
- LOS DUCTOS QUE VAN DENTRO DE FALSO TECHO IRAN AISLADOS CON LANA DE VIDRIO DE 1 1/2" DE ESPESOR Y FOIL DE ALUMINIO, CUYA CONDUCTIVIDAD TERMICA SEA MENOR O IGUAL A 0.27 BTU x Pulg./h x pie<sup>2</sup> x °F, DENSIDAD 1.5lb/pe<sup>3</sup>.
- LOS DUCTOS QUE VAN EXPUESTOS IRAN AISLADOS INTERIORMENTE CON DUCT LINNER DE 1" DE ESPESOR Y DENSIDAD DE 3 lb/pe<sup>3</sup>.
- TODO LOS TAMAÑOS DE LOS DUCTOS MOSTRADOS EN LOS PLANOS INDICAN DIMENSIONES INTERIORES DE LOS DUCTOS.
- LA UNION FLEXIBLE PARA DUCTOS SERAN DE LONA DE VINYL PESADO
- SE CONSIDERA SENSOR DE FLUJO DE AIRE CON UNA PRECISION DE +15% CON SEÑAL VISUAL O AUDIBLE CONECTADO AL SISTEMA BMS CUANDO EL CAUDAL DE AIRE VARIE EN MAS DEL 15% DEL CAUDAL DISEÑADO
- LAS LINEA DE SUMINISTRO EN LAS ACOMETIDAS DE AGUA HELADA CONTARA CON UN CIRCUIT SETTER Y UN FILTRO DE AGUA
- SE NECESITARA 2 TIMER HORARIO QUE PUEDAN PROGRAMARCE PARA UN FUNCIONAMIENTO DE 12 HORAS Y DE LUNES A SABADO, TANTO PARA UN INYECTO COMO PARA UN EXTRACTOR, QUE DEBERA SER SUMINISTRADO POR LA PARTIDA ELECTRICA

LEYENDA

SIMBOLO	DESCRIPCION
[Icono]	EQUIPO FAN COIL
[Icono]	VENTILADOR HELICOCENTRIFUGO
[Icono]	DIFUSOR 4 Vias
[Icono]	REJILLA DE RETORNO
[Icono]	DIFUSOR LINEAL
[Icono]	REJILLA DE RETORNO LINEAL
[Icono]	SUMINISTRO DE AGUA HELADA
[Icono]	RETORNO DE AGUA HELADA
[Icono]	PLANTO ELECTRICO DE FUERZA
[Icono]	PUNTO DE DRENAJE
[Icono]	DUCTOS RIGIDOS AIRE FRESCO
[Icono]	DUCTOR DE AIRE
[Icono]	DUCTOS RIGIDOS EXTRACTOR
[Icono]	TERMOSTATO
[Icono]	VALVULA ESFERICA
[Icono]	TIMER HORARIO
[Icono]	DUCTOS FLEXIBLES
[Icono]	DAMPERS MANUALES



PROYECTO:  
**DETALLES DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO**

UBICACION:  
Av. Arce Piso 07, San Isidro, Torre Copacabana Jover Prado

PROYECTISTA:  
CRISTIAN FIERRO CARRASCO

FECHA:  
DICIEMBRE 2020

ESCALA:  
1/75

ESPECIALIDAD:  
INSTALACIONES MECANICAS

CLIENTE:

MITSUI & CO.