

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



**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO TIPO
VRF DE 30 TON PARA EL CONFORT TÉRMICO EN LAS
OFICINAS DE LA ONG ANIQUEM – LIMA. 2021”**

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO

IVAN ROBINSON CORTEZ HERRERA
JESUS ALFREDO DAVID ALBIS GAMARRA

Two handwritten signatures in blue ink. The top one is for Ivan Robinson Cortez Herrera and the bottom one is for Jesus Alfredo David Albis Gamarra.

A handwritten signature in black ink for Juan Carlos Huamán Alfaro.

Juan Carlos Huamán Alfaro

DNI: 40607588

Asesor

Callao, 2021

PERÚ

HOJA DE REFERENCIA DEL JURADO Y APROBACIÓN

MIEMBROS DEL JURADO

Presidente del jurado de Tesis: Dr. Juan Manuel Palomino Correa

Secretario: Dr. Nelson Alberto Díaz Leiva

Vocal: Mg. Juan Guillermo Mancco Pérez

Suplente: Dr. Pablo Mamani Calla

Asesor: Mg. Juan Carlos Huamán Alfaro

N° de Libro: 001

N° de Folio: 089

N° de Acta: 063

Fecha de Aprobación de tesis: 07 de diciembre del 2021

DEDICATORIA

A nuestras familias por habernos brindado todo el apoyo y motivación en cada etapa de nuestras vidas.

Sentimos que este trabajo es el reflejo de todo lo que han dado y apostado por nosotros.

AGRADECIMIENTO

A todos aquellos que nos permitieron el desarrollo de la presente investigación, de manera muy especial a Dios por mantenernos firmes y evitar que decaigamos a pesar de las adversidades presentadas durante este gran esfuerzo y dedicación que comprendió nuestras carreras de Ingenieros Mecánicos, y a nuestros padres que colaboraron con nosotros, en las diferentes etapas de nuestras vidas.

ÍNDICE

RESUMEN.....	25
ABSTRACT.....	26
INTRODUCCIÓN.....	27
I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	29
1.1. Descripción de la realidad problemática	29
1.2. Formulación del problema	30
1.2.1. Problema general.....	30
1.2.2. Problemas específicos.....	30
1.3. Objetivos de la investigación	30
1.3.1. Objetivo general.....	30
1.3.2. Objetivos específicos.....	30
1.4. Limitaciones	31
1.4.1. Limitación teórica.....	31
1.4.2. Limitación temporal.....	31
1.4.3. Limitación espacial.....	31
II. MARCO TEÓRICO.....	32
2.1. Antecedentes del estudio	32
2.1.1. Antecedentes internacionales.....	32
2.1.2. Antecedentes nacionales.....	33
2.2. Bases Teóricas	35
2.2.1. Calor.....	35
2.2.2. Temperatura.....	36
2.2.3. Termodinámica y transferencia de calor.....	36
2.2.4. Aire acondicionado.....	42
2.2.5. Tipo de sistemas de acondicionamiento.....	43
2.2.6. Refrigerantes.....	51
2.2.7. Confort térmico.....	52
2.2.8. ASHRAE.....	53
2.2.9. Norma ASHRAE estándar 55.....	54

2.2.10. Norma ASHRAE estándar 62.1	54
2.2.11. Manual de ASHRAE - Fundamentos	54
2.2.12. Método de balance de calor (HB)	54
2.2.13. Método de series de tiempo radiante (RTS)	55
2.2.14. Cálculo de la carga de enfriamiento	56
2.2.15. Cálculos psicrométricos.....	87
2.3. Conceptual	98
2.3.1. Carga de enfriamiento	98
2.3.2. Selección del equipo de aire acondicionado	99
2.3.3. Dimensionamiento de la tubería de refrigeración.....	99
2.4. Definición de términos básicos	99
III. HIPOTESIS Y VARIABLES.....	101
3.1. Hipótesis	101
3.1.1. Hipótesis general.....	101
3.1.2. Hipótesis específica.....	101
3.2. Definición conceptual de variables	101
3.2.1. Variable	101
3.2.2. Operacionalización de variables	103
IV. DISEÑO METODOLÓGICO	104
4.1. Tipo y diseño de la investigación	104
4.1.1. Tipo de investigación.....	104
4.1.2. Diseño de investigación.....	104
4.2. Método de Investigación	105
4.3. Población y Muestra	105
4.4. Lugar de estudio y período de desarrollo	105
4.5. Técnicas e instrumentos para la recolección de la información	106
4.6. Análisis y procesamiento de datos	107
4.6.1. Etapa 1: Determinación de la carga de enfriamiento	114
4.6.2. Etapa 2: Selección del equipo de aire acondicionado	202
4.6.3. Etapa 3: Dimensionamiento de la tubería de refrigeración	231
V. RESULTADOS	252

5.1.1.	Zona de confort térmico.....	252
5.1.2.	Carga de enfriamiento	253
5.1.3.	Selección del equipo de aire acondicionado	254
5.1.4.	Dimensionamiento de la tubería de refrigeración.....	256
5.1.5.	Presupuesto del sistema de aire acondicionado.....	257
VI.	DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	258
6.1.1	Con referencia a la hipótesis general	258
6.1.2	Con referencia a las hipótesis específicas.....	258
	CONCLUSIONES	263
	RECOMENDACIONES	264
	REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	265
	ANEXOS.....	271

ÍNDICE DE TABLAS DE CONTENIDO

Tabla 1. Temperatura y humedad relativa interior de diseño.....	53
Tabla 2. Datos astronómicos aproximados para el día 21 de cada mes	58
Tabla 3. Valores de (LSM) de acuerdo a la zona horaria	58
Tabla 4. Orientaciones superficiales y azimuts, medidos desde el sur	61
Tabla 5. Reflectancia del suelo para varias superficies.....	66
Tabla 6. Valores de absorción solar para varias superficies.....	67
Tabla 7. Rango de fracción diaria de temperatura	69
Tabla 8. Datos de acristalamiento de 1 sola capa del vidrio simple.....	73
Tabla 9. Fuentes de ganancias de calor para el edificio.....	87
Tabla 10. Composición del aire seco	88
Tabla 11. Matriz de operacionalización de las variables	103
Tabla 12. Requerimientos para el diseño del sistema de aire acondicionado	108
Tabla 13. Características de la estructura del área de ADMISIÓN.....	122
Tabla 14. Resistencia térmica de transferencia de calor para paredes exteriores	125
Tabla 15. Resistencia térmica de transferencia de calor para paredes interiores	129
Tabla 16. Resistencia térmica de transferencia de calor para el techo interior	133
Tabla 17. Angulo de incidencia (θ) para cada hora	137
Tabla 18. irradiación superficial del haz solar ($E_{t,b}$) para cada hora del día ..	139
Tabla 19. Ganancia de calor difusa ($E_{t,d}$) y ($E_{t,r}$) para cada hora del día ...	141
Tabla 20. Irradiación total de la superficie (E_t) para cada hora del día	142
Tabla 21. Conducción de calor ($q_{i,\theta-n}$) para cada hora del día.....	144
Tabla 22. Ganancia de calor por conducción (q_{θ}) para cada hora del día.....	146
Tabla 23. Carga de enfriamiento por convección ($Q_{c,\theta}$) y radiación ($Q_{r,\theta}$) para cada hora del día	149
Tabla 24. Carga de enfriamiento de la pared exterior para cada hora del día	150
Tabla 25. Ganancia de calor de haz directo (q_b) para cada hora del día	152
Tabla 26. Ganancia de calor conductivo q_c para cada hora del día	154
Tabla 27. Ganancia de calor conductivo (q_d) para cada hora del día.....	155

Tabla 28. Carga de enfriamiento del haz solar (Q_b, θ) para la ventana.....	157
Tabla 29. Carga de enfriamiento por radiación (Q_r, θ) para cada hora del día.	160
Tabla 30. Carga de enfriamiento de la ventana exterior (Q_{vent}) para cada hora del día.....	161
Tabla 31. Carga de enfriamiento q para la pared interior 2 (SE)	163
Tabla 32. Carga de enfriamiento q para la pared interior 3 (NE)	164
Tabla 33. Carga de enfriamiento q para la pared interior 4 (NE)	165
Tabla 34. Carga de enfriamiento q para el techo interior (T)	166
Tabla 35. Ganancia de calor por iluminación (q_{el})	168
Tabla 36. Carga de enfriamiento para la iluminación por convección y por radiación.....	172
Tabla 37. Ganancia de calor total por iluminación (Q_{el})	173
Tabla 38. Ganancias de calor de los equipos de oficina	177
Tabla 39. Hora de mayor ganancia de calor para el área de ADMISIÓN	178
Tabla 40. Reporte resumen de todas las cargas de enfriamiento del área de ADMISIÓN – PISO 1.....	180
Tabla 41. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de SERVICIO SOCIAL – PISO 1	181
Tabla 42. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de TALLER DE PRESOTERAPIA – PISO 1	182
Tabla 43. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de HALL DE INGRESO – PISO 1	183
Tabla 44. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de CONSULTORIO PSICOLOGÍA – PISO 2	184
Tabla 45. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de CONSULTORIO REHABILITACIÓN – PISO 2.....	185
Tabla 46. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de TERAPIA OCUPACIONAL – PISO 2	186
Tabla 47. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de CONSULTORIO – PISO 2	187
Tabla 48. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de TERAPIA FISICA – PISO 2.....	188

Tabla 49. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de HALL DE ESPERA – PISO 2	189
Tabla 50. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de TERAPIA OCUPACIONAL 1 – PISO 2	190
Tabla 51. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de COMEDOR – PISO 2.....	191
Tabla 52. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de ADMINISTRACIÓN – PISO 3	192
Tabla 53. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de GERENCIA – PISO 3.....	193
Tabla 54. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de SALA DE REUNIONES – PISO 3	194
Tabla 55. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de RECAUDACIÓN DE FONDOS – PISO 3.....	195
Tabla 56. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de HALL CENTRAL – PISO 3.....	196
Tabla 57. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de TALLER ORTESIS – PISO 3	197
Tabla 58. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de DORMITORIO – PISO 3	198
Tabla 59. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de HALL – PISO 3	199
Tabla 60. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de OFICINA – PISO 3.....	200
Tabla 61. Carga de enfriamiento para las oficinas de la ONG ANIQUEM	201
Tabla 62. Propiedades de los puntos (E) y (S).....	204
Tabla 63. Propiedades del punto (i)	205
Tabla 64. Propiedades del punto (M)	208
Tabla 65. Propiedades del punto (X).....	209
Tabla 66. Caudal de aire exterior de cada oficina de la ONG ANIQUEM	214
Tabla 67. Capacidad de enfriamiento para las oficinas de la ONG ANIQUEM	215

Tabla 68. Resumen de las capacidades nominales de las unidades interiores del piso 1 seleccionadas en el programa DVM Pro 2.0.....	224
Tabla 69. Resumen de las capacidades nominales de las unidades interiores del piso 2 seleccionadas en el programa DVM Pro 2.0.....	224
Tabla 70. Resumen de las capacidades nominales de las unidades interiores del piso 3 seleccionadas en el programa DVM Pro 2.0.....	225
Tabla 71. Capacidad de enfriamiento nominal de los equipos de aire acondicionado para las oficinas de la ONG ANIQUEM.....	229
Tabla 72. Selección de los equipos de aire acondicionado interiores para las oficinas de la ONG ANIQUEM	230
Tabla 73. Selección del equipo de aire acondicionado exterior para las oficinas de la ONG ANIQUEM	230
Tabla 74. Tamaño de tuberías de acuerdo a la capacidad de la unidad exterior	238
Tabla 75. Tamaño de tuberías de acuerdo a la suma de capacidades de unidades interiores.....	239
Tabla 76. Tamaño de tuberías de acuerdo a la capacidad de la unidad interior	240
Tabla 77. Modelos de derivadores-Y entre unidades exteriores.....	241
Tabla 78. Modelos de derivadores-Y entre unidades exteriores.....	241
Tabla 79. Modelos de derivadores-Y entre unidades interiores.....	242
Tabla 80. Longitudes admisibles de las tuberías de refrigerante.....	243
Tabla 81. Derivadores-Y del sistema de aire acondicionado VRF.....	246
Tabla 82. Dimensionamiento de la tubería de refrigeración	247
Tabla 83. Presupuesto del sistema de aire acondicionado VRF	248
Tabla 84. Carga de enfriamiento para las oficinas de la ONG ANIQUEM	253
Tabla 85. Capacidad de enfriamiento para las oficinas de la ONG ANIQUEM	254
Tabla 86. Selección de los equipos de aire acondicionado interiores para las oficinas de la ONG ANIQUEM	255
Tabla 87. Selección del equipo de aire acondicionado exterior para las oficinas de la ONG ANIQUEM	256

Tabla 88. Dimensionamiento de la tubería de refrigeración	256
Tabla 89. Derivadores-Y del sistema de aire acondicionado VRF	257
Tabla 90. Presupuesto del sistema de aire acondicionado VRF	257

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Comportamiento del flujo de calor. Tomada de la página web de Atlas Copco.	35
Figura 2. Relación entre escala de temperatura Celsius y Fahrenheit. Tomado de la página web de Físicalab.....	36
Figura 3. Enunciado de Clausius (Segunda ley de la termodinámica). Tomado de la página web de Física con ordenador.....	37
Figura 4. Mecanismos de transferencia de calor. Tomado de la página web Wikipedia, Archivo: Método de transferencia de calor.	38
Figura 5. Red de resistencia térmica para la transferencia de calor en una pared plana, tomado de “Transferencia de Calor”, por Cengel y Ghajar, 2011, p.141.	40
Figura 6. Equipo de aire acondicionado generando confort humano dentro de un ambiente. Tomado de la página web SAMSUNG Newsroom Latinoamérica. ..	42
Figura 7. Diagrama típico del ciclo de refrigeración, Tomado de “Sistema de refrigeración tutorial para el trabajo en campo”, por Tecener, 2015, p. 24.	43
Figura 8. Esquema de componentes sistema split. Tomado de “Sistema de aire acondicionado tutorial para el trabajo en campo”, por Tecener, 2015, p. 61. ...	44
Figura 9. Esquema de armario de climatización con condensador de aire separado. Tomado de “Sistema de aire acondicionado tutorial para el trabajo en campo”, por Tecener, 2015, p.69.	45
Figura 10. Esquema de armario de climatización con torre de enfriamiento, tomado de “Sistema de aire acondicionado tutorial para el trabajo en campo”, por Tecener, 2015, p.71.	45
Figura 11. Esquema de un sistema VRF solo frío, frío o calor, tomado de “Sistema de aire acondicionado tutorial para el trabajo en campo”, por Tecener, 2015, p.73.	46
Figura 12. Arreglo de condensadores del sistema de aire acondicionado VRF DVMS, tomado de la página web de la marca SAMSUNG.....	47
Figura 13. Longitudes de la tubería de refrigeración del sistema de aire acondicionado VRF DVMS instalado en edificaciones, tomado de la página web de la marca SAMSUNG.	48

Figura 14. Ubicación de los equipos del sistema de aire acondicionado VRF DVMS en una edificación, tomado de la página web de la marca SAMSUNG.	48
Figura 15. Compresor inverter e intercambiador de calor de la unidad exterior del sistema de aire acondicionado VRF, tomado de la página web de la marca SAMSUNG.....	49
Figura 16. Control móvil del sistema de aire acondicionado VRF, tomado de la página web de la marca SAMSUNG.	49
Figura 17. Unidad manejadora de aire (UMA), tomado de “Sistema de aire acondicionado tutorial para el trabajo en campo”, por Tecener, 2015, p.82.	50
Figura 18. Unidad evaporadora tipo Fan Coil para agua helada, tomado de “Sistema de aire acondicionado tutorial para el trabajo en campo”, por Tecener, 2015, p.96.....	50
Figura 19. Datos de refrigerantes, tomado de la norma “ASHRAE Handbook - Refrigeration”, 2018, p. 3.1.	52
Figura 20. Zonas de Confort Humano para invierno y verano, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p.9.12.....	52
Figura 21. Métodos de cálculo de carga térmica, elaborado en base a la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.	55
Figura 22. Factores que contribuyen a la ganancia de calor del ambiente, tomado de “Análisis y diseño de sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado”, por Stanford III y Spach, 2019, p. 7.....	56
Figura 23. Ángulos solares para superficies verticales y horizontales, tomado de la norma “ASHRAE Handbook - Fundamentals”, 2021, p.14.9.....	59
Figura 24. Detalle de construcción de una ventana con doble acristalamiento, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 15.1.	74
Figura 25. Ganancias de calor para la ventana de acristalamiento iluminado por el sol, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 15.33.	76
Figura 26. Esquema del diagrama psicrométrico, tomado de “Manual de aire acondicionado”, por Carrier, 2009, p. I-80.....	90
Figura 27. Mezcla de dos flujos de aire húmedo, tomado de “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 1.21.	91

Figura 28. Mezcla de dos flujos de aire húmedo en la carta psicrométrica, tomado de “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 1.19.....	92
Figura 29. Esquema del sistema de aire acondicionado, elaborado en base a “Análisis y Diseño de Sistemas de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado”, por Stanford III y Spach, 2019, p.47.	94
Figura 30. Localización de la línea de condiciones del espacio, tomado de “Análisis y Diseño de Sistemas de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado”, por Stanford III y Spach, 2019, p.49.	96
Figura 31. Localización de la línea de condiciones del espacio, tomado de “Análisis y Diseño de Sistemas de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado”, por Stanford III y Spach, 2019, p.49.	97
Figura 32. ONG ANIQUEM, ubicado en el Jirón Santo Domingo 255, distrito de Jesús María, Lima – Perú, tomado de Google Earth, 2021.	106
Figura 33. Diagrama de técnicas e instrumentación para la recolección de datos utilizados en esta investigación.....	107
Figura 34. Método de la caja negra blanca elaborado en base al método de análisis sintético para el flujo de aire climatizado que permita el confort térmico.	109
Figura 35. Método de la caja blanca elaborado en base al método de análisis sintético para un sistema de aire acondicionado.	109
Figura 36. Diseño conceptual para el sistema de aire acondicionado, elaborado en base al modelo conceptual de nuestras dimensiones.	110
Figura 37. Alternativas de diseño para el sistema de aire acondicionado, elaborado en base a los sistemas de aire acondicionado que existen en la actualidad.	111
Figura 38. Matriz morfológica para el sistema de aire acondicionado, elaborado en base a las alternativas de solución del tipo de sistema de aire acondicionado.	112
Figura 39. Diagrama lógico de las etapas del proyecto, elaborado en base a las dimensiones de la matriz de operacionalización de variables.	113
Figura 40. Localización de la ONG ANIQUEM, tomado de Google Earth, 2021.	114

Figura 41. Datos climáticos generales para la ciudad de Lima-Perú, tomado de “ASHRAE Climatic Design Conditions”, 2017, p.1.....	115
Figura 42. Datos climáticos generales para la ciudad de Lima-Perú, tomado de “ASHRAE Climatic Design Conditions”, 2017, p.2.....	116
Figura 43. Selección de las condiciones de diseño interior, tomado de “Análisis y Diseño de Sistemas de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado”, Stanford III y Spach, 2019, p. 115.	116
Figura 44. Zona de confort térmico, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 9.12.	117
Figura 45. Punto de condiciones de diseño dentro de la Zona de confort térmico, elaborado en base al software CBE Thermal Confort.	118
Figura 46. Foto actual de la ONG ANIQUEM al 15-set-21, tomado por los autores de la investigación.	119
Figura 47. Plano vista de planta del piso 1 con la localización del área de ADMISIÓN, tomado de los planos de arquitectura brindados por el propietario de ANIQUEM.....	120
Figura 48. Vista de planta con la distribución del área de ADMISIÓN, tomado de los planos de arquitectura brindados por el propietario de ANIQUEM.....	121
Figura 49. Plano de vista de corte con la localización del área de ADMISIÓN, tomado de los planos de arquitectura brindados por el propietario de ANIQUEM.	121
Figura 50. Vista de corte con la distribución del área de ADMISIÓN, tomado de los planos de arquitectura brindados por el propietario de ANIQUEM.....	122
Figura 51. Corte de detalle de la pared exterior, elaborado en base a los materiales que conforman el techo interior y a la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.	123
Figura 52. Especificaciones técnicas del ladrillo King Kong, tomado de “Pirámide Book”, Ladrillos Pirámide, p. 18.	123
Figura 53. Selección del coeficiente de conductividad térmica de los materiales que conforman la pared exterior, Tomado de la “norma técnica EM.110”, Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE), 2014, p. 40.....	124

Figura 54. Selección de la resistencia de la película de aire interior y exterior, tomado de la “norma ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p.26.21. ...	125
Figura 55. Corte de detalle de la pared interior, elaborado en base a los materiales que conforman el techo interior y a la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.	126
Figura 56. Especificaciones técnicas del ladrillo pandereta, tomado de “Pirámide Book”, Ladrillos Pirámide, p. 15.	127
Figura 57. Selección de la resistencia de la película de aire interior, tomado de la “norma ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 26.21.	127
Figura 58. Selección del coeficiente de conductividad térmica de los materiales que conforman la pared interior, Tomado de la “norma técnica EM.110”, Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE), 2014, p. 40.....	128
Figura 59. Corte de detalle del techo interior, elaborado en base a los materiales que conforman el techo interior y a la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.	130
Figura 60. Especificaciones técnicas del ladrillo pandereta, tomado de “Pirámide Book”, Ladrillos Pirámide, p. 15.	130
Figura 61. Selección del coeficiente de conductividad térmica de los materiales que conforman el techo interior, Tomado de la “norma técnica EM.110”, Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE), 2014, p. 40.....	131
Figura 62. Selección del coeficiente de conductividad térmica de la baldosa cerámica que conforma la parte superior del techo interior, Tomado de la “norma técnica EM.110”, Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE), 2014, p. 41.	132
Figura 63. Selección de la resistencia de la película de aire interior, tomado de la “norma ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 26.21.	133
Figura 64. Selección del azimut de superficie para la pared 1, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 14.11.....	134
Figura 65. Selección de los datos de la posición solar, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 14.8.....	135
Figura 66. Signos de las funciones trigonométricas de un ángulo en posición normal, tomado de la página web de Físicalab.	136

Figura 67. Selección del rango de fracción diaria de temperatura (f) Tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 14.13.....	143
Figura 68. Selección de los factores de conducción de cada hora (CTF), tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.30.....	145
Figura 69. Selección de los factores de convección y radiación, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.24.....	147
Figura 70. Selección del tipo de construcción, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.40.	148
Figura 71. Selección de los factores de tiempo no solar, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.39.....	148
Figura 72. Interpolación en base a los datos del vidrio simple, Tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.19.....	151
Figura 73. Selección del coeficiente de transferencia de calor para la ventana, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 15.9.	153
Figura 74. Selección del coeficiente de ganancia de calor solar difusa, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.19.....	154
Figura 75. Selección de los factores de tiempo solar, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.39.....	156
Figura 76. Selección de los factores de convección y radiación, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.24.....	158
Figura 77. Selección de los factores de tiempo no solar, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.39.....	159
Figura 78. Selección de la densidad de potencia de iluminación, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.5.....	167
Figura 79. Selección del factor por radiación para la luminaria, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.6.....	169
Figura 80. Selección del tipo de construcción, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.40.	170
Figura 81. Selección de los factores de tiempo solar, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.39.....	171
Figura 82. Selección de las ganancias de calor por persona, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.4.....	174

Figura 83. Selección de la ganancia pico de calor de la computadora, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.12.	176
Figura 84. Selección de la ganancia pico de calor del monitor, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.13.	176
Figura 85. Selección de la ganancia pico de calor de la impresora, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.13.	177
Figura 86. Selección del rango de fracción diaria de temperatura (f) Tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 14.13.	179
Figura 87. Ubicación de condiciones para un equipo de aire acondicionado, elaborado en base al libro “Análisis y Diseño de Sistemas de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado, Stanford III y Spach, 2019, p. 47.	202
Figura 88. Ubicación de los puntos E y S en la carta psicrométrica, elaborado en base a la carta psicrométrica de “ASHRAE Handbook fundamentals”, 2021, p. 1.19.	203
Figura 89. Ubicación del punto (i) en la carta psicrométrica, elaborado en base a la carta psicrométrica de “ASHRAE Handbook fundamentals”, 2021, p. 1.19.	204
Figura 90. Selección de las tasas de aire exterior para las personas y por la superficie, tomado de la norma “ASHRAE estándar 62.1 - Ventilación para una calidad adecuada del aire interior”, 2019, p. 19.	206
Figura 91. Ubicación del punto (M) en la carta psicrométrica, elaborado en base a la carta psicrométrica de “ASHRAE Handbook fundamentals”, 2021, p. 1.19.	208
Figura 92. Ubicación del punto (X) en la carta psicrométrica, elaborado en base a la carta psicrométrica de “ASHRAE Handbook fundamentals”, 2021, p. 1.19.	209
Figura 93. Ubicación de las entalpías en la carta psicrométrica utilizadas para determinar la capacidad sensible y latente, elaborado en base a la carta psicrométrica de “ASHRAE Handbook fundamentals”, 2021, p. 1.19.	210
Figura 94. Psicrometría realizada para determinar las propiedades del aire en sus distintas condiciones que permitieron realizar el cálculo de la carga de enfriamiento del área de ADMISIÓN, elaborado en base a la carta psicrométrica de “ASHRAE Handbook fundamentals”, 2021, p. 1.19.	211

Figura 95. Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de ADMISIÓN, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.	212
Figura 96. Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de ADMISIÓN, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC. .	213
Figura 97. Equipos de aire acondicionado tipo VRF, tomado de “Tarifa y guía técnica”, por SAMSUNG, 2021, p. 76-77.	216
Figura 98. Equipos de aire acondicionado tipo VRF, tomado de “Tarifa y guía técnica”, SAMSUNG, 2021, p. 76-77.	217
Figura 99. Equipos de aire acondicionado tipo pared, tomado de los planos de arquitectura brindados por el propietario de ANIQUEM.	217
Figura 100. Ícono del programa DVM Pro 2.0 de la marca SAMSUNG.	219
Figura 101. Selección de tipo de sistema a emplear VRF (DVM), tomado del software DVM Pro 2.0, SAMSUNG.	219
Figura 102. Gestión de edificios, ingresando alturas de planta y techo en el caso de tener falso cielo, tomado del software DVM Pro 2.0, SAMSUNG.	220
Figura 103. Disposición de las alturas de los pisos de la ONG ANIQUEM plasmado en la vista de diseño, tomado del software DVM Pro 2.0, SAMSUNG.	220
Figura 104. Distribución de las ubicaciones de las unidades evaporadoras de acuerdo a planos del Anexo 76 al 78, mediante el uso de Derivadores–Y, tomado del software DVM Pro 2.0, SAMSUNG.	221
Figura 105. Selección del tipo de unidad interior montada en pared con tecnología WindFree, tomado del software DVM Pro 2.0, SAMSUNG.	222
Figura 106. Selección del tipo de unidad interior suspendido en techo, tomado del software DVM Pro 2.0, SAMSUNG.	222
Figura 107. Selección de la capacidad de enfriamiento total de una unidad interior de acuerdo a la carga de enfriamiento requerida, tomado del software DVM Pro 2.0, SAMSUNG.	223
Figura 108. Rangos para la correcta selección de unidades exteriores en función de sus RC. Tomada de la página web de Samsung DVM Pro 2.0.	226
Figura 109. Capacidad nominal de enfriamiento de unidades exteriores, tomado del “libro de datos técnicos DVMS VRF”, por SAMSUNG, 2019, p. 42.	226

Figura 110. Capacidad nominal de enfriamiento de unidades exteriores, tomado del “libro de datos técnicos DVMS VRF”, por SAMSUNG, 2019, p. 40.	227
Figura 111. Selección de unidad exterior de acuerdo a los requerimientos de carga total de enfriamiento y su relación de combinación, tomado del software DVM PRO 2.0, SAMSUNG.	228
Figura 112. Dimensiones, tolerancias y peso para tamaños nominales de tubos de cobre, tomado de la norma “ASTM B88”, 2009, p .3.	231
Figura 113. Tipos de tubos de cobre y sus aplicaciones. Tomado del “catálogo de tuberías de cobre”, por Nacobre, p. 4.....	232
Figura 114. Aplicaciones comunes de tuberías, accesorios y válvulas para aire acondicionado y calefacción. Tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 22.3.	233
Figura 115. Índices de condiciones estándar de los compresores de refrigerante, tomado de la norma “AHRI estándar 540”, 2020, p. 11.	234
Figura 116. Uso de la Tabla de presión – temperatura de los refrigerantes, tomado de “Uso de la tabla P-T como herramienta de servicio”, por Sporlan, 2011, p. 6.....	234
Figura 117. Tubo de cobre tipo L – Dimensiones, pesos y presión de acuerdo con la norma ASTM B88, tomado de “Tubos para agua, gas y refrigeración”, por Termomecánica, p. 3.	235
Figura 118. Portada del manual de aire acondicionado VRF, tomado del “Manual de instalación”, por SAMSUNG, p. 1.....	236
Figura 119. Disposición del sistema de aire acondicionado VRF, tomado del “libro de datos técnicos DVMS VRF”, por SAMSUNG, 2019, p. 96.	237
Figura 120. Modelo típico de instalación de equipos de aire acondicionado tipo VRF con sus respectivos derivadores-Y y tuberías de cobre. Tomado del “libro de datos técnicos DVMS VRF”, por SAMSUNG, 2019, p. 106.	242
Figura 121. Ubicación de equipos y trazo del recorrido de la tubería de refrigeración, elaborado en base a los planos de arquitectura brindados por el propietario de ANIQUEM.	244
Figura 122. Procedimientos para colocar la longitud y los codos presentes en el sistema, tomado del software DVM pro 2.0, SAMSUNG.	245

Figura 123. Procedimientos para colocar la longitud y los codos presentes en el sistema, tomado del software DVM Pro 2.0, SAMSUNG.	246
Figura 124. Esquema de distribución de las tuberías de cobre y derivadores-Y del sistema de aire acondicionado VRF, tomado del software DVM Pro 2.0, SAMSUNG.....	247
Figura 125. Punto de condiciones de diseño dentro de la Zona de confort térmico, elaborado en base al software CBE Thermal Confort.	252

INDICE DE ANEXOS

ANEXO 1: Matriz de consistencia	271
ANEXO 2: Datos climáticos generales para la ciudad de LIMA - PERÚ	272
ANEXO 3: Serie de tiempo de conducción (CTS) para paredes	274
ANEXO 4: Serie de tiempo de conducción (CTS) para techos.....	281
ANEXO 5: Valores recomendados de radiación y convección para ganancia de calor.....	285
ANEXO 6: Valores representativos de RTS no solares para construcción desde ligera a pesada	285
ANEXO 7: Valores representativos de RTS solares para construcción desde ligera a pesada	286
ANEXO 8: Construcción de zona representativa RTS	286
ANEXO 9: Factor (U) para diferentes tipos de ventana (Btu/h-ft ² -°F).....	287
ANEXO 10: Densidad de potencia de iluminación (LPD)	289
ANEXO 11: Parámetros de ganancia de calor de iluminación para condiciones de funcionamiento típico	290
ANEXO 12: Tasas representativas de calor sensible y latente expulsados por las personas en diferentes estados de actividad	291
ANEXO 13: Eficiencia media mínima a plena carga para motores eléctricos pequeños polifásicos	291
ANEXO 14: Eficiencia nominal mínima a plena carga para motores eléctricos de uso general de 60 Hz (subtipo I) con una potencia nominal de 600 V o menos	292
ANEXO 15: Valores recomendados de las tasas de ganancia de calor sensible y latente de aparatos eléctricos sin campana (Condición: listos para cocinar) ..	293
ANEXO 16: Valores recomendados de las tasas de ganancia de calor sensible y latente de aparatos eléctricos sin campana (Condiciones de cocción).....	293
ANEXO 17: Ganancia de calor recomendada para computadoras típicas	294
ANEXO 18: Ganancia de calor recomendada para computadoras típicas	294
ANEXO 19: Ganancia de calor recomendada para Tablet PC típicas	295
ANEXO 20: Ganancia de calor recomendada para monitores típicas	295
ANEXO 21: Ganancia de calor recomendada para impresoras típicas	296

ANEXO 22: Características de los materiales de construcción	297
ANEXO 23: Carta Psicrométrica	300
ANEXO 24: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de SERVICIO SOCIAL – PISO 1	301
ANEXO 25: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de ADMISIÓN – PISO 1.....	302
ANEXO 26: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de TALLER DE PRESOTERAPIA – PISO 1	303
ANEXO 27: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de HALL DE INGRESO – PISO 1	304
ANEXO 28: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de CONSULTORIO PSICOLOGÍA – PISO 2	305
ANEXO 29: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de CONSULTORIO REHABILITACIÓN – PISO 2.....	306
ANEXO 30: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de TERAPIA OCUPACIONAL 2 – PISO 2	307
ANEXO 31: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de CONSULTORIO – PISO 2	308
ANEXO 32: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de TERAPIA FÍSICA – PISO 2.....	309
ANEXO 33: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de HALL DE ESPERA – PISO 2	310
ANEXO 34: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de TERAPIA OCUPACIONAL 1 – PISO 2	311
ANEXO 35: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de COMEDOR – PISO 2.....	312
ANEXO 36: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de ADMINISTRACIÓN – PISO 3	313
ANEXO 37: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de GERENCIA – PISO 3.....	314
ANEXO 38: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de SALA DE REUNIONES – PISO 3	315

ANEXO 39: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de RECAUDACIÓN DE FONDOS – PISO 3.....	316
ANEXO 40: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de HALL CENTRAL – PISO 3.....	317
ANEXO 41: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de TALLER ORTESIS – PISO 3	318
ANEXO 42: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de DORMITORIO – PISO 3	319
ANEXO 43: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de HALL – PISO 3	320
ANEXO 44: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de OFICINA – PISO 3.....	321
ANEXO 45: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de SERVICIO SOCIAL – PISO 1	322
ANEXO 46: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de ADMISIÓN – PISO 1.....	323
ANEXO 47: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de TALLER DE PRESOTERAPIA – PISO 1	324
ANEXO 48: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de HALL DE INGRESO – PISO 1	325
ANEXO 49: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de CONSULTORIO PSICOLOGÍA – PISO 2	326
ANEXO 50: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de CONSULTORIO REHABILITACIÓN – PISO 2..	327
ANEXO 51: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de TERAPIA OCUPACIONAL 2 – PISO 2	328
ANEXO 52: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de CONSULTORIO – PISO 2.....	329
ANEXO 53: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de TERAPIA FISICA – PISO 2	330
ANEXO 54: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de HALL DE ESPERA – PISO 2.....	331

ANEXO 55: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de TERAPIA OCUPACIONAL – PISO 2	332
ANEXO 56: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de COMEDOR – PISO 2.....	333
ANEXO 57: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de ADMINISTRACIÓN – PISO 3	334
ANEXO 58: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de GERENCIA – PISO 3.....	335
ANEXO 59: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de SALA DE REUNIONES – PISO 3.....	336
ANEXO 60: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de RECAUDACION DE FONDOS – PISO 3.....	337
ANEXO 61: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de HALL CENTRAL – PISO 3.....	338
ANEXO 62: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de TALLER ORTESIS – PISO 3	339
ANEXO 63: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de DORMITORIO – PISO 3.....	340
ANEXO 64: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de HALL – PISO 3	341
ANEXO 65: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de OFICINA – PISO 3.....	342
ANEXO 66: Submittal de la unidad interior AM022TNDVDKH/EU (7,500 Btu/h)	343
ANEXO 67: Submittal de la unidad interior AM028TNDVDKH/EU (9,600 Btu/h)	344
ANEXO 68: Submittal de la unidad interior AM036TNDVDKH/EU (12,300 Btu/h)	345
ANEXO 69: Submittal de la unidad interior AM045TNDVDKH/EU (15,400 Btu/h)	346
ANEXO 70: Submittal de la unidad interior AM056TNDVDKH/EU (19,100 Btu/h)	347

ANEXO 71: Submittal de la unidad interior AM071TNDVDKH/EU (23,200 Btu/h)	348
ANEXO 72: Submittal de la unidad interior AM082TNDVDKH/EU (28,000 Btu/h)	349
ANEXO 73: Submittal de la unidad interior AM112JNC DKH/EU (28,000 Btu/h)	350
ANEXO 74: Submittal de la unidad exterior AM140MXVAF/AZ (136,500 Btu/h)	351
ANEXO 75: Submittal de la unidad exterior AM200MXVAF/AZ (191,100 Btu/h)	352
ANEXO 76: Submittal del derivador-Y	353
ANEXO 77: Plano 1 – Distribución de equipos de aire acondicionado (Primer Piso)	354
ANEXO 78: Plano 2 – Distribución de equipos de aire acondicionado (Segundo Piso)	355
ANEXO 79: Plano 3 – Distribución de equipos de aire acondicionado (Tercer Piso)	356
ANEXO 80: Plano 4 – Planta techo y corte AA	357
ANEXO 81: Plano 5 – Cuadro de equipos del sistema de aire acondicionado	358
ANEXO 82: Plano 6 – Detalle de instalación de equipos de aire acondicionado	359
ANEXO 83: Plano 7 – Plano eléctrico del sistema de aire acondicionado VRF	360
ANEXO 84: Carta de autorización de uso de datos	361
ANEXO 85: Ficha RUC del representante legal	362
ANEXO 86: DNI del representante legal	364
ANEXO 87: Programación de ejecución del proyecto sistema de aire acondicionado tipo VRF – ONG ANIQUEM	365
ANEXO 88: Procedimiento de operación del sistema de aire acondicionado tipo VRF	366

ANEXO 89: Procedimiento de mantenimiento del sistema de aire acondicionado tipo VRF.....367

RESUMEN

Esta investigación abordó el tema de la falta de confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM, debido a que esta dispone de ambientes cerrados, en la cual se presentan altos niveles de temperatura en épocas de verano, causado por las ganancias de calor proveniente de las personas, aparatos eléctricos, luminarias, entre otros, que se dan al interior de cada ambiente, lo cual genera incomodidad o malestar en los ocupantes.

Es por ello que, el propósito de esta investigación fue diseñar un sistema de aire acondicionado tipo VRF de 30 TON de refrigeración con la finalidad de alcanzar el confort térmico para los ocupantes de las oficinas de la ONG ANIQUEM, teniendo como objetivos específicos: calcular la carga de enfriamiento, seleccionar los equipos de aire acondicionado y dimensionar las tuberías de refrigeración.

La presente investigación fue del tipo tecnológica, de diseño no experimental y método analítico - sintético, así mismo el análisis de datos se dividió en: Identificación de requisitos, diseño conceptual y diseño de detalle, siendo este último en donde se utilizó el método de cálculo de serie de tiempo radiante (RTS), recomendado por la norma ASHRAE.

El resultado fue el diseño del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 30 TON de refrigeración, lo cual comprendió determinar las cargas de enfriamiento de todas las oficinas, seleccionar los equipos de aire acondicionado para cada ambiente y dimensionar las tuberías de refrigeración, permitiendo realizar el presupuesto del sistema.

La conclusión de esta investigación fue el diseño del sistema de aire acondicionado tipo VRF de 30 TON de refrigeración, que permitirá alcanzar el confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM.

Palabras claves: Diseño de un sistema de aire acondicionado, confort térmico, sistema VRF.

ABSTRACT

This research addressed the issue of the lack of thermal comfort in the offices of the NGO ANIQUEM, because it has closed environments, in which high temperature levels occur in summer times, caused by heat gains from people, electrical appliances, luminaries, among others, that are given to the interior of each environment, which generates discomfort or discomfort in the occupants.

That is why, the purpose of this research was to design a VRF-type air conditioning system of 30 TON of refrigeration with the aim of achieving thermal comfort for the occupants of the offices of the ANIQUEM NGO, having as specific objectives: calculate cooling load, select air conditioning equipment, and size cooling lines.

The present research was of the technological type, of non-experimental design (descriptive level) and analytical - synthetic method, likewise the data analysis was divided into: Identification of requirements, conceptual design and detail design, the latter being where the Radiant Time Series (RTS) calculation method, recommended by the ASHRAE standard, was used.

The result was the design of the 30 TON VRF-type cooling air conditioning system, which included determining cooling loads for all offices, selecting air conditioning equipment for each environment and sizing the cooling pipes, allowing the system to be budgeted.

The conclusion of this research was the design of the VRF type air conditioning system of 30 TON of refrigeration, which will allow to achieve thermal comfort in the offices of the NGO ANIQUEM.

Keywords: Design of an air conditioning system, thermal comfort, VRF system.

INTRODUCCIÓN

Hoy en día el uso del sistema de aire acondicionado a nivel mundial ha ido en aumento, debido a que es la solución climática que dispone de una avanzada tecnología, la cual permite alcanzar el confort térmico dentro de todo edificio moderno de oficinas, edificio residencial, centros comerciales, hoteles, hospitales, centros de educación, entre otros.

Es así que, en el Perú, existe una alta demanda de los sistemas de aire acondicionado, siendo las del tipo de flujo de refrigerante variable por sus siglas (VRF), la solución climática que lidera nuestro mercado nacional, el cual brinda una alta eficiencia y optimiza al mínimo el uso de los espacios del edificio, logrando así, alcanzar eficientemente el confort térmico de los ocupantes, puesto que en algunas épocas del año, como por ejemplo en verano, se presentan mayores valores tanto de temperatura, como de humedad, lo que trae como consecuencia en los seres humanos, sensaciones de incomodidad, mareos, dolores de cabeza, sudoración, malos olores, falta de atención, entre otros síntomas.

Enescu (2017), en su artículo científico “Una revisión de los modelos e indicadores de confort térmico para ambientes interiores “, menciona que, el confort térmico en el interior de los edificios depende en gran medida del funcionamiento de tecnologías controladas como los sistemas de aire acondicionado.

Es por ese motivo, que la presente investigación: “Diseño de un sistema de aire acondicionado tipo VRF de 30 TON de refrigeración, tiene como propósito brindar los procedimientos de ingeniería que permitan alcanzar el confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM ubicada en la ciudad de Lima”, siendo elaborado de acuerdo a los parámetros del confort térmico obtenidos del estándar 55 de la norma ASHRAE, el cual se titula “Condiciones para la ocupación humana” en su última edición que corresponde al año 2020, con la

finalidad de evitar que el rendimiento y la productividad de los ocupantes dentro de las oficinas se vean afectados.

El desarrollo metodológico de esta tesis consistió en realizar una investigación del tipo tecnológica y diseño no experimental, la cual está estructurada por los siguientes capítulos:

El capítulo I, se desarrolla el planteamiento del problema, el cual se enfoca en el diseño de un sistema de aire acondicionado Tipo VRF que permita alcanzar el confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM.

En el capítulo II, se lleva a cabo la elaboración del marco teórico y conceptual, donde se abordan las bases para los cálculos térmicos y psicrométricos, así mismo los antecedentes que presentan como problema principal la falta de confort térmico.

En el capítulo III, se plantean las hipótesis y variables de la presente investigación, los que permitieron realizar la matriz de operacionalización.

En el capítulo IV, se describe la metodología planteada, la cual señala el tipo y el diseño de la investigación, la población, la muestra, el lugar de estudio y el análisis de datos.

En el capítulo V, se hace constar los resultados de la investigación.

En el capítulo VI, se realiza la discusión y la contrastación de los resultados con las investigaciones planteadas en los antecedentes, finalizando con las conclusiones y recomendaciones.

I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1. Descripción de la realidad problemática

En la actualidad, en muchas partes del mundo, la falta de confort térmico se ha vuelto un tema cotidiano, siendo muy común esta situación para los empleados que laboran en oficinas de las diferentes empresas, los cuales pasan la mayor parte del tiempo (8 horas aproximadamente), en constante actividad y estrés dentro de espacios cerrados, provocando en ellos: dolores de cabeza, mareos o desmayo, debilidad y piel húmeda, irritabilidad o confusión, sed, náuseas o vómitos, entre otros síntomas, tal como lo menciona la “Administración de Seguridad y Salud Ocupacional” (OSHA).

En el Perú, la mayoría de las oficinas presenta una elevada afluencia de personas, de modo que, para desempeñar un trabajo eficiente, es necesario brindar las condiciones de confort necesarias, sobre todo, en épocas de verano, donde la temperatura ambiente en Lima, alcanza valores según el Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología del Perú (SENAMHI) alrededor de 30°C, de igual modo se observan valores similares en la norma ASHRAE.

Los sistemas de aire acondicionado permiten brindar soluciones a estos problemas, que se manifiestan en las distintas organizaciones peruanas, como por ejemplo la ONG ANIQUEM que se encuentra ubicada en el distrito de Jesús María, Jirón Santo Domingo N° 255, de la ciudad de Lima, la cual se dedica a brindar rehabilitación integral gratuita a los niños con secuelas de quemaduras y promover una cultura de prevención de estas lesiones, la cual posee ambientes con una gran concurrencia de personas entre médicos, pacientes, personal administrativo, sumado a esto los espacios son cerrados, ocasionando un incremento en la temperatura del medio interior, siendo la época de verano en donde se alcanza elevados niveles de temperatura.

Por esta razón, la ONG ANIQUEM solicitó el diseño de un sistema de aire acondicionado, que permita mitigar las sensaciones de insatisfacción, alcanzando una temperatura deseada de 23°C en corto tiempo y mantenerla así

dentro de los rangos mínimos de variación ($\pm 1^{\circ}\text{C}$), los cuales finalmente proporcionarán confort al personal de oficina.

1.2. Formulación del problema

1.2.1. Problema general

¿Como diseñar un sistema de aire acondicionado tipo VRF de 30 TON para el confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM de la ciudad de Lima?

1.2.2. Problemas específicos

- ¿Cómo determinar la carga de enfriamiento a fin de realizar la selección de los equipos de aire acondicionado y obtener la capacidad nominal de enfriamiento?
- ¿Cómo seleccionar los equipos de aire acondicionado que permitan el dimensionamiento de las tuberías de refrigeración?
- ¿Cómo determinar las dimensiones de las tuberías de refrigeración que permitan realizar el presupuesto del diseño del sistema de aire acondicionado para el confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM de la ciudad de Lima?

1.3. Objetivos de la investigación

1.3.1. Objetivo general

Diseñar un sistema de aire acondicionado tipo VRF de 30 TON para el confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM de la ciudad de Lima.

1.3.2. Objetivos específicos

- Determinar la carga de enfriamiento a fin de realizar la selección de los equipos de aire acondicionado y obtener la capacidad nominal de enfriamiento.

- Seleccionar los equipos de aire acondicionado que permitan el dimensionamiento de las tuberías de refrigeración.
- Determinar las dimensiones de las tuberías de refrigeración que permitan realizar el presupuesto del sistema de aire acondicionado para el confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM de la ciudad de Lima.

1.4. Limitaciones

1.4.1. Limitación teórica

No se tuvo limitación teórica, puesto que se contó con las fuentes necesarias para realizar la investigación.

1.4.2. Limitación temporal

Nuestro trabajo de investigación se vio limitado a un período de 3 meses, para realizar la recolección de datos y el diseño del sistema.

1.4.3. Limitación espacial

La presente investigación se limita al estudio realizado en las oficinas de la ONG ANIQUEM, que se encuentra ubicada en el Jirón Santo Domingo 255, Jesús María – Lima.

II. MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes del estudio

2.1.1. Antecedentes internacionales

Cabrera (2019), en su tesis titulada: “Diseño de un sistema de aire acondicionado VRF con Reporte del Software Hisense para el edificio de la biblioteca general de la UCSG”, para optar al título de ingeniero eléctrico - mecánica de la Universidad Católica de Santiago de Guayaquil, Ecuador, tuvo como objetivo general diseñar un sistema de aire acondicionado VRF para el nuevo edificio donde se ubicará la biblioteca general de la UCSG, empleando una metodología descriptiva, analítica y empírica. Entre sus conclusiones menciona que, si un sistema de aire acondicionado tipo VRF está diseñado en función de los requerimientos máximos del proyecto (temperatura de bulbo seco de 92°F y temperatura de bulbo húmedo de 82°F), favorece al confort de los usuarios y aumenta la vida útil de los equipos ya que opera de acuerdo a la demanda de la carga térmica del edificio, permitiendo operar por debajo del 100% de su capacidad.

Esta investigación ha permitido abordar correctamente el proceso de selección de los equipos de aire acondicionado comerciales, mediante el uso de un software computacional.

Murillo (2019), en su tesis titulada: “Diseño de un sistema de acondicionamiento de aire y extracción mecánica para la sucursal del Instituto Nacional de Seguros de Jacó, Puntarenas”, para optar al título de ingeniero en mantenimiento industrial en el Instituto Tecnológico de Costa Rica. Tuvo como objetivo general diseñar un sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica para el edificio del Instituto Nacional de Seguros de Jacó, Puntarenas, según las normas de ASHRAE, AHRI y SMACNA. Dentro de sus conclusiones, que conectan directamente con la presente investigación, menciona la relevancia de usar las normas ASHRAE, AHRI y SMACNA; adicionalmente proporciona los procedimientos del estudio de carga térmica para cada ambiente, usando las normas anteriormente mencionadas, hallando la carga de enfriamiento total de

49.94 TON de refrigeración y a su vez seleccionar la tecnología VRF de un sistema de aire acondicionado, la cual se adapta de mejor forma con las necesidades del edificio.

Esta investigación ha permitido plantear de manera correcta, la selección de la tecnología de aire acondicionado tipo VRF y los lineamientos para la selección del equipamiento adecuado.

Flores (2017), en su tesis titulada: “Optimización del sistema de aire acondicionado en el área de patio de comidas para el centro comercial San Marino, utilizando equipos de flujo de refrigerante variable”, para optar al título de ingeniero eléctrico – mecánico de la Universidad Católica de Santiago de Guayaquil, Ecuador. Tuvo como objetivo general realizar el nuevo diseño del sistema de aire acondicionado en el área de ampliación del patio de comidas del Centro Comercial San Marino con la optimización de equipos VRF. Entre sus conclusiones menciona que, la ciudad de Santiago de Guayaquil, está en una zona costera donde se percibe el incremento de temperatura, por este motivo, se debe de realizar los estudios de carga térmica adecuados obteniendo como resultado un valor de 369,855.64 Btu/h, para brindar ambientes climatizados. Esta investigación ha permitido abordar el proceso de selección del diámetro de las tuberías de refrigeración del sistema de aire acondicionado VRF, el cual está basado en los diámetros que solicita emplear cada fabricante para la operatividad de su sistema.

2.1.2. Antecedentes nacionales

Alpaca (2019), en su tesis titulada: “Cálculo y selección de equipos de un sistema de aire acondicionado para salas blancas en instalaciones hospitalarias”, para optar al título de ingeniero mecánico de fluidos de la Universidad Nacional Mayor de San Marcos de Lima. Tuvo como objetivo general calcular y dimensionar todos los elementos que constituyen un modelo de climatización para sala limpia Clase ISO 8, del Hospital San Juan Bautista en la provincia de Chancay, Lima. Entre sus conclusiones sostiene que, los cálculos de las cargas de enfriamiento para verano alcanzan un valor de 96,614.8 Btu/h, siendo la base para realizar la

selección de los equipos de aire acondicionado, que permita mantener las condiciones de confort térmico.

Esta investigación ha permitido abordar el uso de la psicrometría como método manual para calcular la capacidad de enfriamiento.

Montero (2017), en su tesis titulada: "Diseño de un sistema de climatización para el almacén de la distribuidora droguería DIFARLIB S.R.L de 4063.2 m², Trujillo 2017", para optar al título de ingeniero mecánico electricista de la Universidad César Vallejo de Trujillo - La Libertad. Tuvo como objetivo general diseñar un sistema de aire acondicionado para el almacén de la distribuidora droguería DIFARLIB S.R.L en la ciudad de Trujillo - La Libertad. La metodología es del tipo no experimental, transeccional y correlacional causal. Entre sus conclusiones, menciona que, se realizó el cálculo de carga térmica de la edificación para determinar las ganancias máximas de calor sensible y latente debido a fuentes internas, superficies exteriores, entre otros, obteniendo un valor total de 1'133,597 Btu/h, para así determinar la carga de enfriamiento.

Esta investigación ha permitido plantear de manera adecuada las consideraciones que se deben de tener para calcular los coeficientes de transferencia de calor de los materiales utilizados en las superficies que conforman la edificación.

Sánchez (2017), en su tesis titulada: "Diseño de un sistema de aire acondicionado con volumen de refrigerante variable de 1140m² para el ahorro de energía eléctrica. SUNAT de Villa el Salvador", para optar el título de ingeniero mecánico en la Universidad Nacional del Callao. Tuvo como objetivo diseñar un sistema de aire acondicionado con volumen de refrigerante variable en 1140 m² para obtener un ahorro de energía eléctrica en la SUNAT de Villa El Salvador. La metodología es de tipo tecnológico. Entre sus conclusiones menciona que, se logró determinar la capacidad de enfriamiento de los equipos mediante las recomendaciones de ventilación de la norma ASHRAE estándar 62.1 y el procedimiento psicrométrico del manual de aire acondicionado de Carrier, obteniendo un valor de 457,593 Btu/h para el sistema del piso 1 y de 495.905

Btu/h para el sistema del piso 2, siendo estos resultados de vital importancia a la hora de seleccionar los equipos de enfriamiento.

Esta investigación ha permitido abarcar correctamente el proceso de comprobación de la capacidad de enfriamiento mediante el uso de un software computacional (ELITE CHVAC).

2.2. Bases Teóricas

2.2.1. Calor

El calor es una forma de energía que fluye de un cuerpo a otro como resultado de una diferencia de temperatura entre los dos cuerpos. (Cengel y Ghajar, 2011).

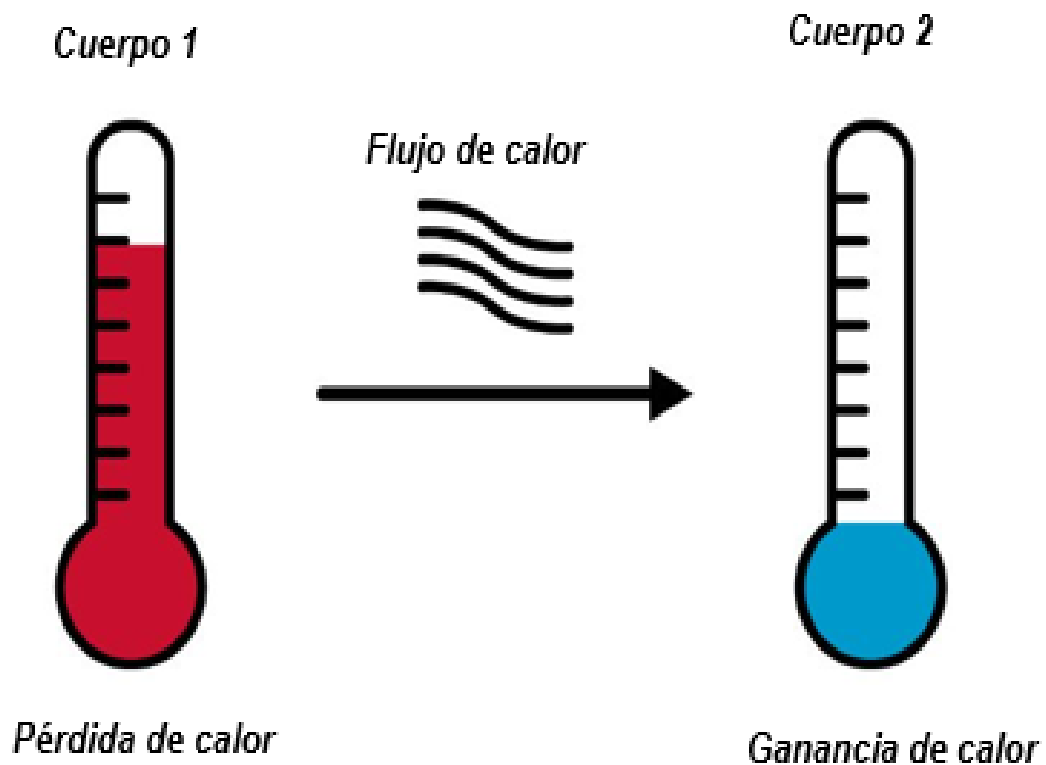


Figura 1. Comportamiento del flujo de calor. Tomada de la página web de Atlas Copco.

En equipos de aire acondicionado emplea principalmente la unidad de medición BTU (British Thermal Unit), la cual indica la cantidad de calor necesaria para incrementar la temperatura de una libra de agua a un grado Fahrenheit. (Pita, 2006).

2.2.2. Temperatura

Es una magnitud física y escalar que depende del estado calorífico de un cuerpo, por ejemplo, cuando le agregamos o quitamos calor, gradualmente aumenta o disminuye su temperatura respectivamente, es por ello que está relacionado con la velocidad del desplazamiento molecular. Se dispone así de una unidad práctica que nos brinda una idea del grado de calor que presenta un cuerpo determinado. (Díaz y Barreneche, 2005)

La temperatura es medida con un instrumento llamado termómetro. La escala de temperatura más usada en el Perú y en el mundo es la escala Celsius ($^{\circ}\text{C}$), pero para fines prácticos en la presente investigación se usará la escala Fahrenheit ($^{\circ}\text{F}$), utilizando la siguiente relación con la escala Celsius:

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

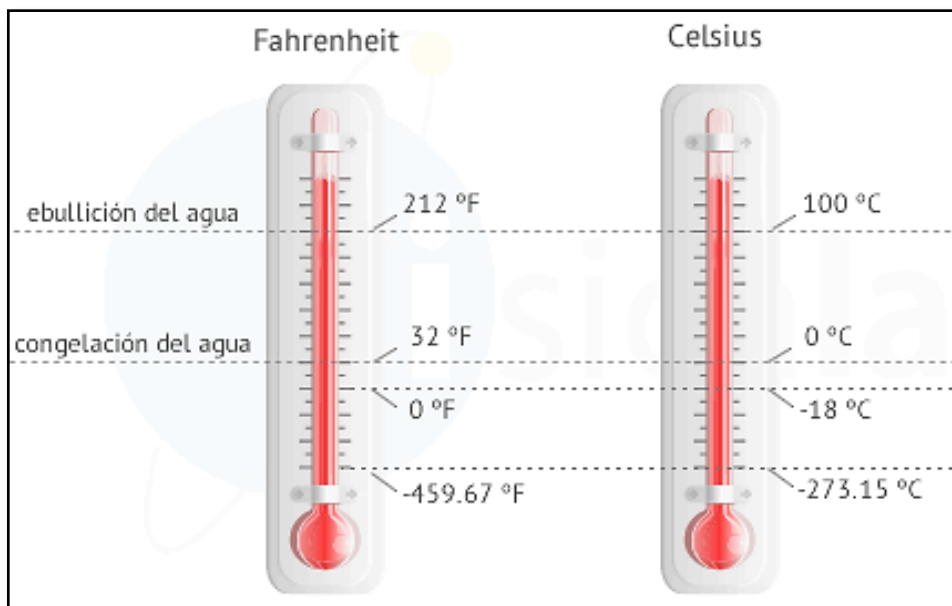


Figura 2. Relación entre escala de temperatura Celsius y Fahrenheit. Tomado de la página web de Físicalab.

2.2.3. Termodinámica y transferencia de calor

La termodinámica trata de los estados de equilibrio y las variaciones desde un sistema en equilibrio térmico hacia otro. Por otro lado, la transferencia de calor involucra sistemas que carecen de equilibrio térmico, por tanto, existe un

fenómeno de desequilibrio. Es por ello que el estudio de la transferencia de calor no puede basarse solamente en los principios de la termodinámica; sin embargo, estas leyes constituyen las bases en la ciencia de la transferencia de calor.

La primera ley de la termodinámica requiere que la tasa de transferencia de energía de un sistema a otro sea igual a la tasa de aumento de energía en ese sistema. (Cengel y Ghajar, 2011)

La segunda ley de la termodinámica enunciada por Clausius (ver figura 3), manifiesta que el calor se transfiere en la dirección de la temperatura decreciente y fluye espontáneamente hasta alcanzar el equilibrio. (Díaz y Barreneche, 2005)

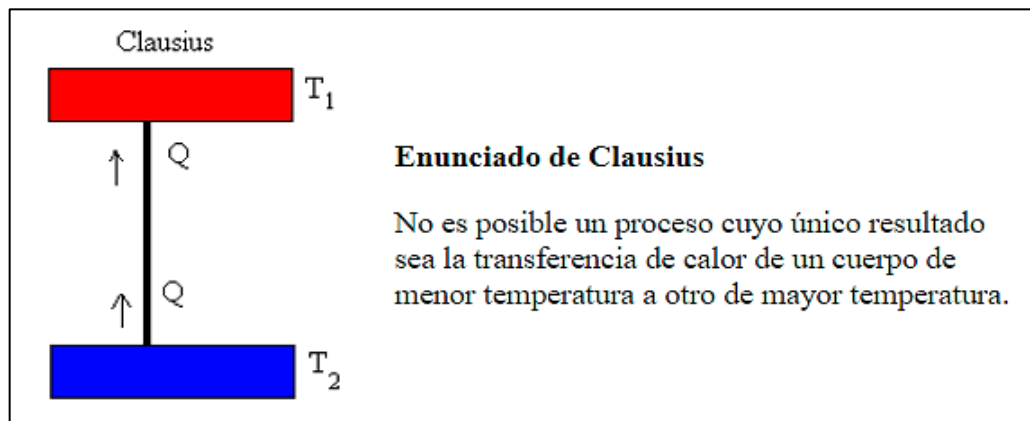


Figura 3. Enunciado de Clausius (Segunda ley de la termodinámica). Tomado de la página web de Física con ordenador.

a) Mecanismos de transferencia de calor

La transferencia de energía en forma de calor siempre se produce desde el medio que posee la temperatura más alta hacia el de temperatura más baja, y la transferencia de calor se detiene cuando ambos medios están a la misma temperatura. Existen tres formas distintas de transferir el calor: conducción, convección y radiación. (Cengel y Ghajar, 2011)

- **Conducción**

La transferencia de calor por conducción se manifiesta desde una molécula a otra en el interior del cuerpo, en la dirección decreciente de las temperaturas. Existen materiales que conducen con mayor rapidez

el calor, esto depende de la conductividad de cada material. (Díaz y Barreneche, 2005)

- **Convección**

Es la forma de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacente que está en movimiento e incluye los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. (Cengel y Ghajar, 2011)

- **Radiación**

La radiación ocurre cuando se transfiere calor de un cuerpo a otro sin tener contacto directo con el otro cuerpo, se produce de manera similar que la radiación de la luz en forma de ondas electromagnéticas, sin la necesidad de fluido alguno. (Díaz y Barreneche, 2005)

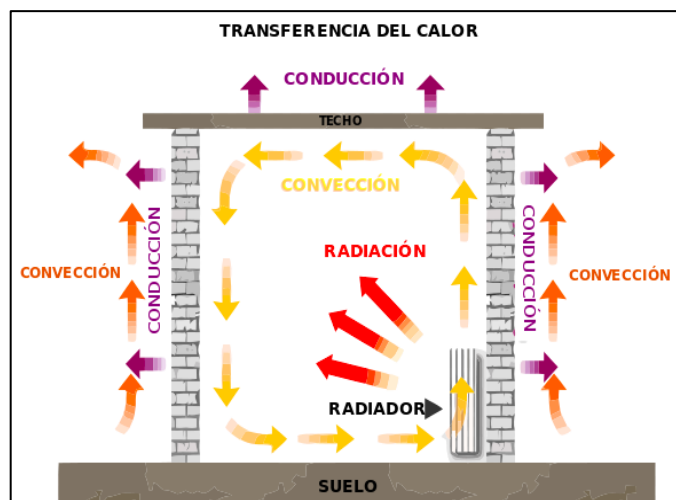


Figura 4. Mecanismos de transferencia de calor. Tomado de la página web Wikipedia, Archivo: Método de transferencia de calor.

b) Transferencia de calor en la ingeniería

El análisis de la transferencia de calor es considerado al diseñar intercambiadores de calor, radiadores, refrigeradores, condensadores y calderas. Es por ello que la dificultad que comúnmente hallan en la práctica los ingenieros, son dos específicamente:

- La capacidad nominal: Determinar la tasa de transmisión de calor para un sistema existente que posee un delta de temperatura concreto.
- El dimensionamiento: Determinar el tamaño idóneo para un sistema con el fin de transmitir calor a una tasa determinada para un delta de temperatura específico.

Los procesos de ingeniería pueden estudiarse empíricamente (mediante pruebas y mediciones) o analíticamente (mediante análisis o cálculos). (Cengel y Ghajar, 2011)

c) Calor sensible y latente

- **Calor Sensible**

De acuerdo con Díaz y Barreneche (2005), para aumentar o disminuir la temperatura de una sustancia, debemos añadirle o sustraerle una cierta cantidad de calor, a esto se le llama calor sensible.

- **Calor Latente**

De acuerdo con Díaz y Barreneche (2005), debemos suministrarle o sustraerle una cierta cantidad de calor a una sustancia para transitar de un estado físico a otro sin variación de temperatura, a esto se le llama calor latente.

d) Velocidad de la transferencia de calor (Q)

Pita (2006) sostiene que, la velocidad de la transferencia de calor que se transmite a través de la superficies interiores y exteriores, depende de 3 factores:

- Diferencia de temperatura
- Área de la superficie
- Resistencia térmica (R)

La velocidad de la transferencia de calor se puede representar mediante la ecuación 2.2:

$$Q = \frac{1}{R} * A * \Delta t \dots \dots \dots (2.2)$$

Donde:

- Q = Velocidad de la transmisión de calor, [Btu/h]
- R = Resistencia térmica del material, [h-ft²-°F/Btu]
- A = Área de la superficie por donde fluye el calor, [ft²]
- Δt = Diferencia de temperatura por la que fluye el calor, [°F]

e) Resistencia térmica (R)

Pita (2006, p.50) sostiene que, “La resistencia térmica R de un material es su capacidad para resistir el flujo de calor que la atraviesa”, en el que los materiales con alto valor de R transmitirán menos calor siendo considerados buenos aisladores térmicos.

Pita (2006) sostiene que, la transferencia de calor en las superficies interiores y exteriores: paredes, piso, techo, entre otros; se da a través de la capa de aire de un lado de la superficie sólida y después de la capa de aire del otro lado de la superficie, en donde la superficie sólida frecuentemente se compone de varias de capas de diferentes materiales.

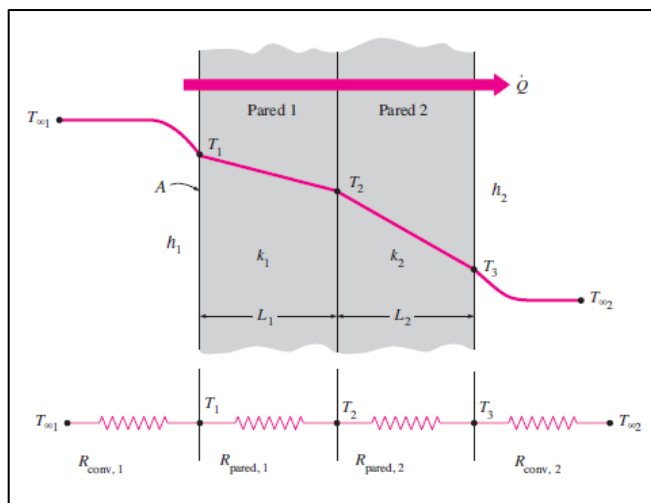


Figura 5. Red de resistencia térmica para la transferencia de calor en una pared plana, tomado de “Transferencia de Calor”, por Cengel y Ghajar, 2011, p.141.

La resistencia térmica total se puede representar mediante las ecuaciones 2.3 y 2.4:

$$R_T = \sum_{i=1}^{i=n} R_o \dots \dots \dots (2.3)$$

$$R_T = R_{conv,1} + R_{pared,1} + R_{pared,2} + \dots R_{pared,n} + R_{conv,2}$$

$$R_T = R_1 + \frac{L_1}{k_1} + \frac{L_2}{k_2} + \dots + \frac{L_n}{k_n} + R_2 \dots \dots \dots (2.4)$$

Donde:

- R_T = Resistencia térmica total, [h-ft²-°F/Btu]
- R_1, R_2 = Resistencia térmica del aire, [h-ft²-°F/Btu] o [m²-°K/W]
- k = Conductividad térmica del material, [Btu/h-ft-°F] o [W/m-°K]
- L_n = Espesor del material, [pulg] o [cm]

f) Coeficiente global de transferencia de calor (U)

Pita (2006) sostiene que, el coeficiente global de transferencia de calor no es más que la inversa de la resistencia térmica, así mismo también se entiende como la capacidad de un material para transmitir calor, el cual se puede representar mediante la ecuación 2.5:

$$U = \frac{1}{R_T} \dots \dots \dots (2.5)$$

La ecuación de la velocidad de calor se puede representar mediante la ecuación 2.6:

$$Q = U * A * \Delta t \dots \dots \dots (2.6)$$

Donde:

- Q = Velocidad de la transmisión de calor, [Btu/h]
- U = Coeficiente global de transferencia de calor, [Btu/h-ft²-°F]
- A = Área de la superficie por donde fluye el calor, [ft²]
- Δt = Diferencia de temperatura por la que fluye el calor, [°F]

2.2.4. Aire acondicionado

En un sentido más amplio, el aire acondicionado es una tecnología científica que radica en el diseño de mecanismos para controlar el aire en el entorno humano a determinadas condiciones de temperatura, humedad y calidad del aire, por consiguiente, su finalidad es garantizar el confort y la salud de los ocupantes. Este campo extenso adiciona temas como el control de humedad, la calefacción, y así como el enfriamiento. (Stanford III y Spach, 2019)

La eficacia del diseño y el análisis de los sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado (HVAC), depende del conocimiento de las propiedades del aire húmedo y la familiaridad con las herramientas de la psicrometría.

En el subcapítulo de psicrometría, definimos ciertas propiedades del aire para realizar el diseño del sistema de aire acondicionado, además se presentan los métodos recomendados por la norma ASHRAE para analizar los procesos de climatización en los sistemas HVAC.



Figura 6. Equipo de aire acondicionado generando confort humano dentro de un ambiente. Tomado de la página web SAMSUNG Newsroom Latinoamérica.

2.2.5. Tipo de sistemas de acondicionamiento

Tecener (2015) sostiene que, los sistemas de aire acondicionado se pueden dividir en 3 tipos de sistemas, siendo los sistemas de expansión directa, sistemas todo aire y sistemas todo agua.

a) Sistemas de expansión directa

- **Climatizador individual**

Tecener (2015) sostiene que, es un sistema cuya función es la de extraer el calor de los recintos para expulsarlos al ambiente exterior, en el cual ocurre lo siguiente:

- En el evaporador, el fluido toma el calor del aire del local y se evapora.
- En el condensador, el fluido en contacto con el ambiente exterior, se enfría y se condensa.

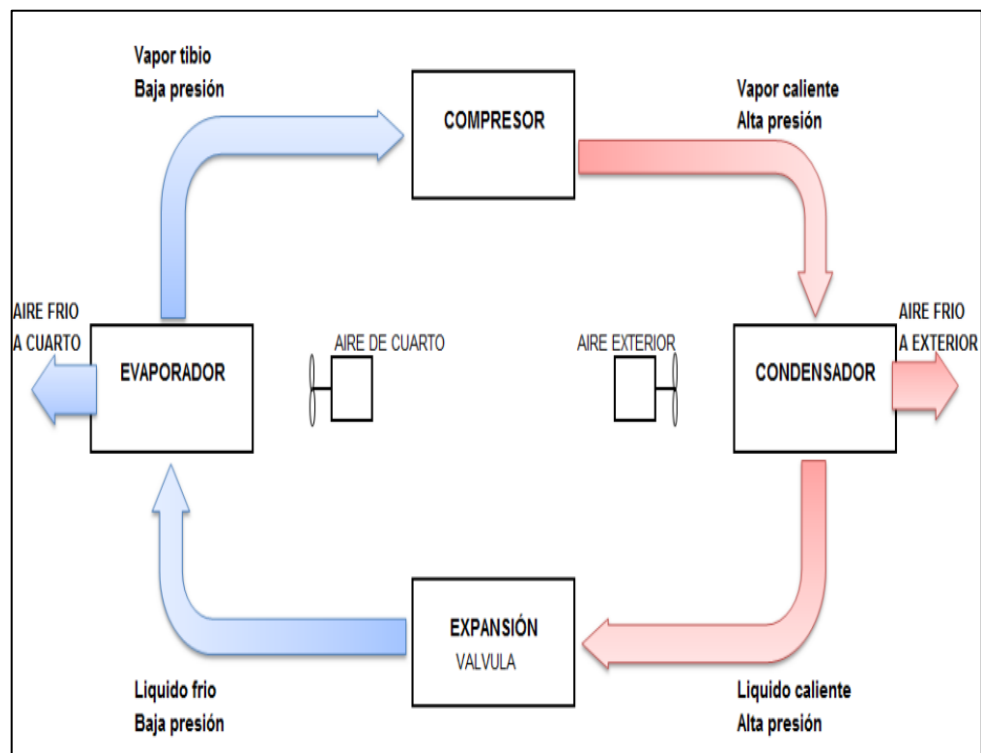


Figura 7. Diagrama típico del ciclo de refrigeración, Tomado de “Sistema de refrigeración tutorial para el trabajo en campo”, por Tecener, 2015, p. 24.

Entre estos tipos sistemas, están los equipos tipo ventana, portátiles, sistema split, entre otros.

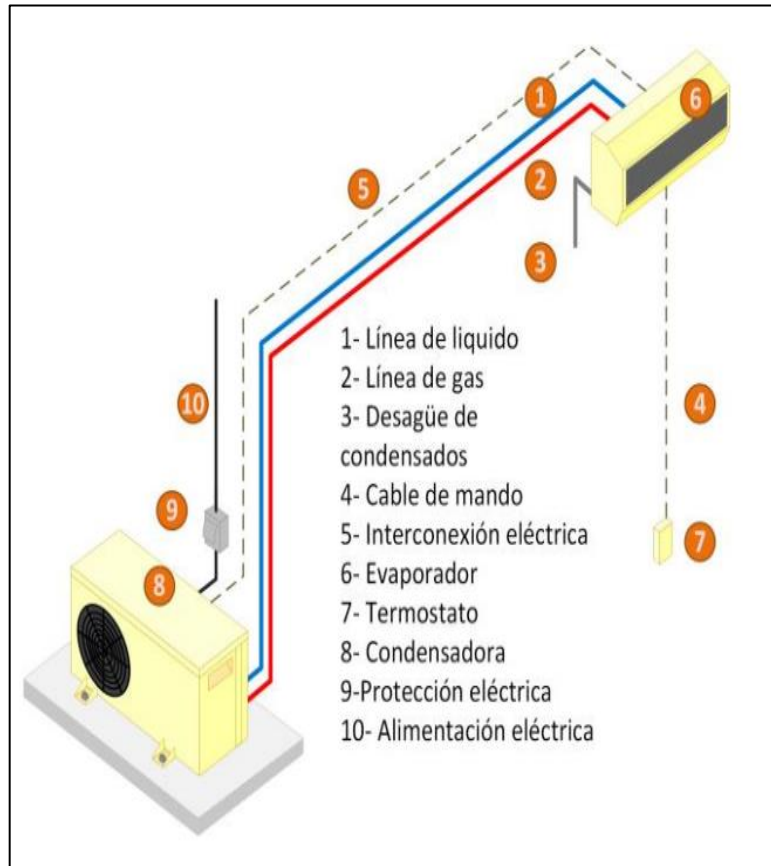


Figura 8. Esquema de componentes sistema split. Tomado de “Sistema de aire acondicionado tutorial para el trabajo en campo”, por Tecener, 2015, p. 61.

- **Armarios de climatización**

Tecener (2015), sostiene que, es un sistema de tipo vertical en donde su ubicación de instalación es dentro del ambiente a climatizar, normalmente son empleados en salas de informática y data centers, ya que están diseñados exclusivamente para mantener las condiciones tanto de temperatura como de humedad relativa.

Entre estos tipos de equipos están los armarios de climatización con condensador de aire separado, con condensador de agua, con torre de enfriamiento, entre otros.

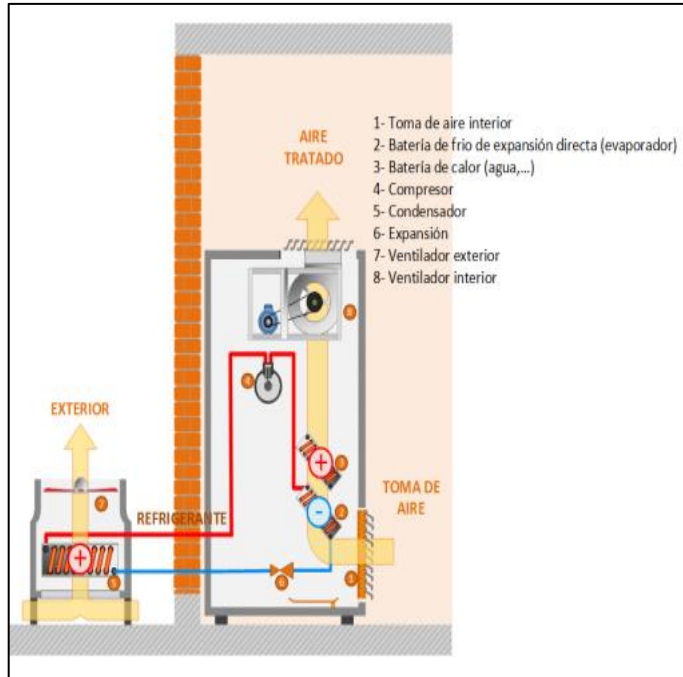


Figura 9. Esquema de armario de climatización con condensador de aire separado. Tomado de “Sistema de aire acondicionado tutorial para el trabajo en campo”, por Tecener, 2015, p.69.

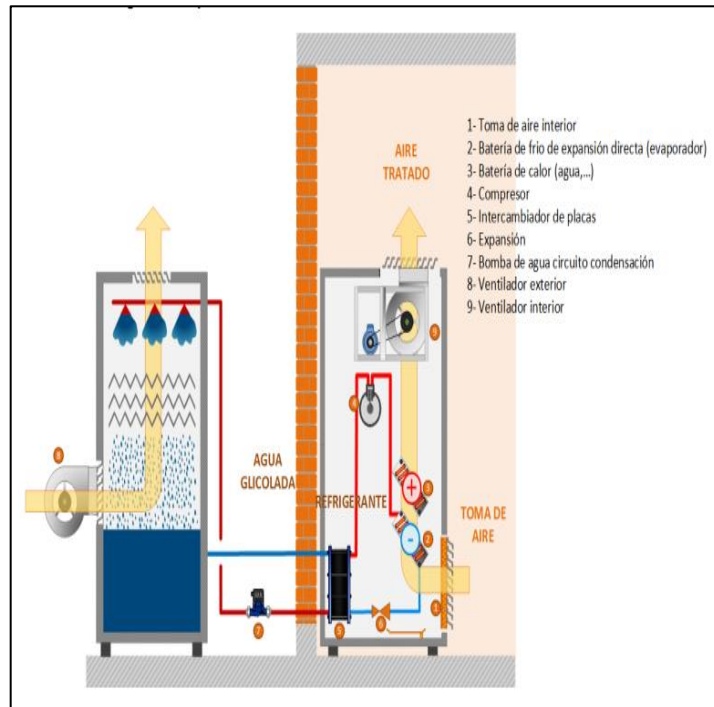


Figura 10. Esquema de armario de climatización con torre de enfriamiento, tomado de “Sistema de aire acondicionado tutorial para el trabajo en campo”, por Tecener, 2015, p.71.

- **Sistema de flujo de refrigerante variable (VRF)**

Tecener (2015) sostiene que, es un sistema donde el aire es enfriado directamente en cada ambiente por medio de unidades interiores en donde el fluido (refrigerante) intercambia calor con el aire interior, pudiendo funcionar de 3 modos: solo frío, frío o calor, frío y calor simultáneo.

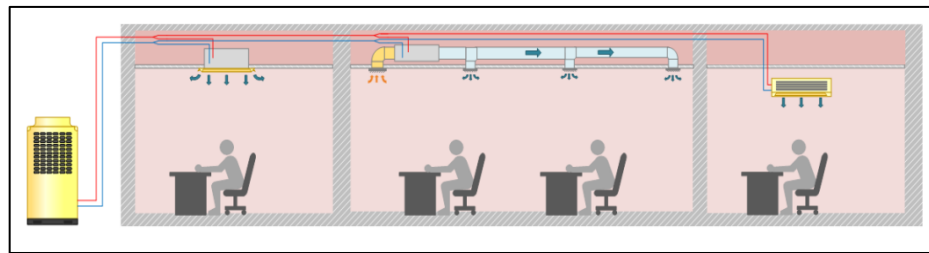


Figura 11. Esquema de un sistema VRF solo frío, frío o calor, tomado de “Sistema de aire acondicionado tutorial para el trabajo en campo”, por Tecener, 2015, p.73.

Además, Tecener (2015) nos indica que, las unidades exteriores pueden contener de uno a más compresores, esto permite que el sistema pueda trabajar a cargas parciales a través de variadores de velocidad, dependiendo de cómo está avanzado la tecnología del fabricante, para saber la cantidad de variadores de velocidad integrados en el sistema para así permutar el pico de arranque en los compresores.

Entre las marcas comerciales que se encuentran en el mercado y fabrican los equipos de aire acondicionado tipo VRF, se encuentra la marca SAMSUNG, LG, MIDEA, LENNOX, CARRIER, DAIKIN, YORK, entre otros, para lo cual en esta investigación se abarcó el diseño en base a los equipos de aire acondicionado tipo VRF en la marca SAMSUNG.

➤ **Aire acondicionado tipo VRF SAMSUNG (DVM S)**

SAMSUNG, es una marca muy reconocida en el ámbito de los sistemas de climatización, siendo sus principales características,

las que se tomaron de su página WEB, dado que contiene la información comercial actualizada, el cual se describen a continuación:

- **Capacidad gigantesca**

Estos equipos permiten realizar el trabajo de 2 o más sistemas independientes, siendo uno de los más compactos y de mayor capacidad en el mercado, además son altamente eficientes brindando un gran ahorro de energía.



Figura 12. Arreglo de condensadores del sistema de aire acondicionado VRF DVMS, tomado de la página web de la marca SAMSUNG.

- **Instalación flexible**

La instalación de la tubería de cobre puede alcanzar altos niveles de altura (110 metros) y de longitud (220 metros), proporcionando mayor flexibilidad para poder instalar las

unidades exteriores en cualquier lugar del edificio, independientemente de tan alto y alejado se encuentre de los equipos al interior de cada ambiente.



Figura 13. Longitudes de la tubería de refrigeración del sistema de aire acondicionado VRF DVMS instalado en edificaciones, tomado de la página web de la marca SAMSUNG.

- **Más espacio útil**

Los sistemas de aire acondicionado cuentan con una alta gama de tecnologías inteligentes que se combinan para así obtener eficiencia energética, permitiendo esto reducir los espacios de instalación y costos.



Figura 14. Ubicación de los equipos del sistema de aire acondicionado VRF DVMS en una edificación, tomado de la página web de la marca SAMSUNG.

- **Alta eficiencia**

Su avanzada tecnología permite mejorar el rendimiento y reduce la energía desperdiciada, el cual está compuesto por un compresor Inverter, un intercambiador de calor híbrido y un difusor de calor de alta capacidad.



Figura 15. Compresor inverter e intercambiador de calor de la unidad exterior del sistema de aire acondicionado VRF, tomado de la página web de la marca SAMSUNG.

- **Control desde cualquier lugar**

Estos sistemas pueden contar con un Kit Wi-Fi, el cual permite controlar a distancia las unidades interiores mediante una aplicación en el teléfono móvil, pudiendo seleccionar el modo de funcionamiento, la temperatura, entre otros.



Figura 16. Control móvil del sistema de aire acondicionado VRF, tomado de la página web de la marca SAMSUNG.

b) Sistemas todo aire

Tecener (2015) sostiene que, en este tipo de sistemas el aire ingresa al ambiente tratado exteriormente (enfriado, humidificado, entre otros), a través de las unidades manejadoras de aire (UMA) por medio de ductos.



Figura 17. Unidad manejadora de aire (UMA), tomado de “Sistema de aire acondicionado tutorial para el trabajo en campo”, por Tecener, 2015, p.82.

c) Sistemas toda agua

Tecener (2015) sostiene que, a este tipo de sistemas le corresponde las evaporadoras con funcionamiento a través de agua helada o caliente, el cual se encuentran equipados con ventiladores que favorecen al intercambio de calor y a la difusión del aire.



Figura 18. Unidad evaporadora tipo Fan Coil para agua helada, tomado de “Sistema de aire acondicionado tutorial para el trabajo en campo”, por Tecener, 2015, p.96.

2.2.6. Refrigerantes

ASHRAE (2018) sostiene que, la refrigeración es el proceso de trasladar el calor de una ubicación a otra mediante el uso de refrigerantes en un ciclo cerrado. Las aplicaciones incluyen el aire acondicionado, la refrigeración comercial y la refrigeración industrial.

Esta investigación se enfoca en los sistemas que utilizan halocarbonos (hidrocarburos halogenados) como refrigerantes.

ASHRAE (2018) menciona que, el desarrollo de los refrigerantes de halocarbono se remonta a la década de 1920, los cuales eran tóxicos e inflamables. Es por ello se optó por una segunda generación llamada los CFC (Clorofluorocarbonos) y HCFC (Hidroclorofluorocarbonos) los cuales cesaron su uso en EEUU a inicios del año 1996, dado que estos eran dañinos para la capa de ozono de la estratósfera debido a la presencia de cloro en sus componentes.

ASHRAE (2018) menciona que, se optó por desarrollar una tercera generación que no tiene impacto negativo con la capa de ozono, pero su punto desfavorable es presentar un nivel de PCG (Potencial de calentamiento global) elevado, por este motivo, gradualmente se piensa reducir hasta un quinto las ventas de HFC entre los años 2014 y 2030.

ASHRAE (2018) sostiene que, una alternativa más amigable con el medio ambiente y con menor PCG, son los refrigerantes HFO (Hidro-fluoro-olefina), pero el motivo por el cual siguen siendo usados los HFC y seguirán durante la transición a refrigerantes de bajo GWP es porque los HFO son ligeramente inflamables, por lo tanto, son más peligrosos al momento de realizar la instalación de un sistema de aire acondicionado.

ASHRAE (2018) menciona que, el refrigerante más usado en aire acondicionado, es el refrigerante R-410A.

A continuación, en la figura 19, se presentan las características de los refrigerantes.

Refrigerant Number	Refrigerant Group	Chemical Formula	Temperature at 101.3 kPa, °C	Safety Group	GWP at 100 Years
R-22	HCFC	CHClF ₂	-40.8	A1	1700
R-134a	HFC	CF ₃ CH ₂ F	-26.1	A1	1300
R-410A	HFC blend	HFC-32 (50%) HFC-125 (50%)	-52.3	A1/A1	2000
R-507A	HFC blend	HFC-125 (50%) HFC-143a (50%)	-47.1	A1	3900
R-717	Ammonia	NH ₃	-33.3	B2	0
R-744	Carbon dioxide	CO ₂	-78.4	A1	1

Source: Adapted from ANSI/ASHRAE Standard 34-2007.

Figura 19. Datos de refrigerantes, tomado de la norma "ASHRAE Handbook - Refrigeration", 2018, p. 3.1.

2.2.7. Confort térmico

El propósito principal de los sistemas de aire acondicionado es brindar las condiciones necesarias que permitan alcanzar el confort térmico humano, así mismo ASHRAE lo define como "esa condición mental que expresa satisfacción con el ambiente térmico". (ASHRAE Handbook, 2021, p. 9.1)

ASHRAE (2021) sostiene que, el confort térmico humano ocurre cuando la temperatura corporal se mantiene dentro de rangos estrechos, la humedad de la piel es baja y el esfuerzo fisiológico de regulación se minimiza. Para mayor detalle se presenta la figura 20:

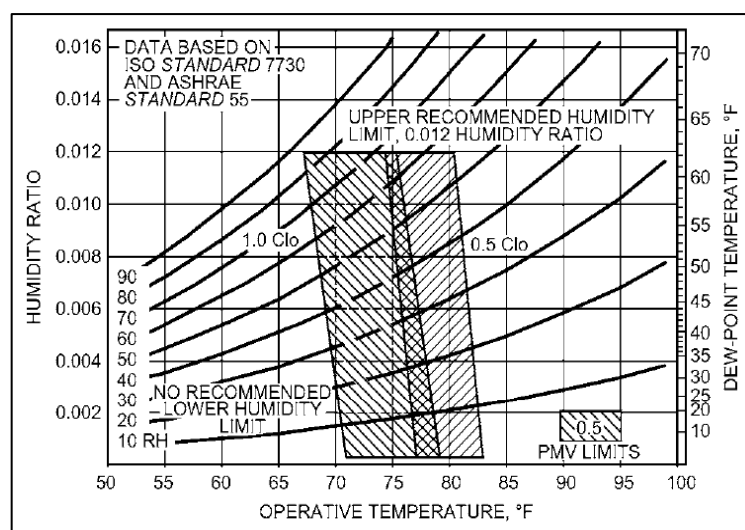


Figura 20. Zonas de Confort Humano para invierno y verano, tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p.9.12.

Stanford III y Spach (2019) indican que, la ASHRAE Standard 55 define los parámetros de la zona de confort para una persona con ropa ligera generalmente cómoda, mediante la tabla 1:

Tabla 1. *Temperatura y humedad relativa interior de diseño*

Temperatura (°F) [°C]	Humedad Relativa (% HR)
70 [21]	50
71 [22]	50
72 [22]	50
73 [23]	50
74 [23]	50
75 [24]	50
76 [24]	50
77 [25]	50
78 [26]	50
79 [26]	45
80 [27]	40

Fuente: Tomado de “Análisis y Diseño de Sistemas de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado”, por Stanford III y Spach, 2019, p. 115.

2.2.8. ASHRAE

Fue fundada en 1894, es la asociación líder mundial en la industria de refrigeración y aire acondicionado. Su objetivo principal es promover el confort humano mediante la aplicación de tecnologías sostenibles al entorno construido.

Las prioridades de ASHRAE y sus miembros son los sistemas de edificios, la calidad del aire, la refrigeración, la eficiencia energética y sostenibilidad en la industria de la construcción.

ASHRAE modela la edificación de entornos mediante investigaciones, publicaciones y desarrollos de estándares.

2.2.9. Norma ASHRAE estándar 55

El estándar 55 de ASHRAE, tiene por objetivo definir con mayor precisión las combinaciones de las condiciones térmico-ambientales en interiores y los factores personales con el fin de lograr un confort térmico aceptable para los ocupantes de los edificios.

2.2.10. Norma ASHRAE estándar 62.1

El estándar 62.1 de ASHRAE, es adecuado para definir la calidad de aire interior aceptable para los ocupantes y además de brinda requerimientos de diseño para sistemas de ventilación, ya que especifica tasas de ventilación mínimas y otras medidas para reducir los impactos desfavorables para la salud de las personas.

2.2.11. Manual de ASHRAE - Fundamentos

Este manual abarca temas muy utilizados en la industria HVAC&R tal como psicometría, cálculos de cargas térmicas para edificios residenciales y no residenciales, etc. Los cuales son elaborados por comités técnicos de ASHRAE que proporcionan las herramientas necesarias tales como la aclaración de contenidos existentes, la eliminación de material obsoleto, investigaciones actuales y la reestructuración de los capítulos para una mejor comprensión del diseñador.

2.2.12. Método de balance de calor (HB)

La estimación de la carga de enfriamiento involucra los procedimientos de cálculo del balance de calor por conducción, convección y radiación por las superficies del espacio a acondicionar, siendo la base de todos los métodos de cálculo.

Las ventajas de este método es que no contiene parámetros arbitrarios, siendo requerido el uso de computadoras para aproximaciones que involucren procesos muy rigurosos de cálculo.

2.2.13. Método de series de tiempo radiante (RTS)

El método de series de tiempo radiantes (RTS), es un método relativamente nuevo, que apareció en el año 2001, siendo un método simplificado del método de balance de calor (HB), para realizar los cálculos de carga de refrigeración, el cual sustituye de forma eficaz todos los demás métodos simplificados (sin balance de calor), como el método de la función de transferencia (TFM) del año 1977, el método de diferencia de temperatura de la carga de refrigeración o método del factor de carga de refrigeración (CLTD/CLF) del año 1992, y el método del promedio de temperatura o tiempo equivalente total (TETD/TA) del año 1967.

Este método fue desarrollado para ofrecer un enfoque riguroso, el cual no requiere cálculos iterativos, y cuantifica la contribución de cada componente a la carga total de enfriamiento.

Además, permite al usuario poder inspeccionar y comparar los coeficientes para diferentes tipos de construcción y zona, en una forma que muestre su efecto relativo sobre el resultado, facilitando la aplicación de los criterios de ingeniería durante el cálculo de la carga de refrigeración.

Este método se basa en la suposición de condiciones periódicas estables, por consiguiente, la ganancia de calor concreta a una hora específica es la misma que 24 horas antes, y es la misma que 48 horas antes, etc. Esta suposición es la base de la derivación del RTS a partir del método HB.

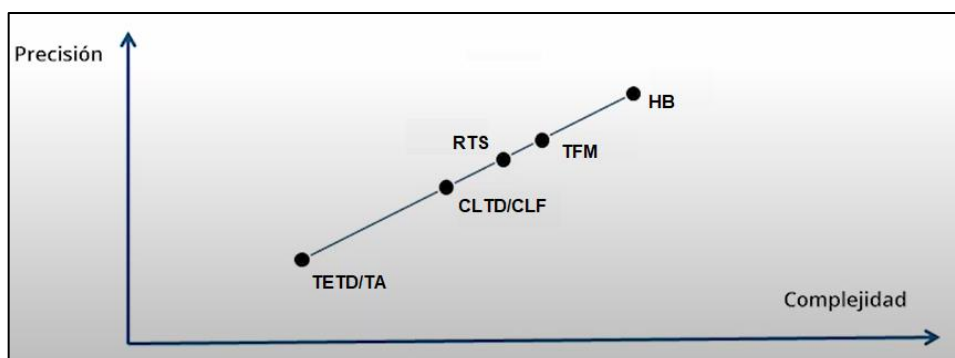


Figura 21. Métodos de cálculo de carga térmica, elaborado en base a la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

2.2.14. Cálculo de la carga de enfriamiento

ASHRAE (2021) sostiene que, la carga de enfriamiento es el resultado de los procesos de conducción, convección y transferencia de calor por radiación que se da a través de la edificación, por fuentes de calor generadas al interior y por componentes del mismo sistema, siendo estas las siguientes:

- **Fuentes externas:** Paredes, techos, ventanas, claraboyas, puertas, tabiques, techos y pisos.
- **Fuentes internas:** Luces, personas, electrodomésticos y equipos.
- **Infiltración:** Fuga de aire y migración de la humedad.
- **Sistema:** Aire exterior, fuga en ductos y ganancia de calor, recalentamiento, energía del ventilador, energía de la bomba y recuperación de energía.

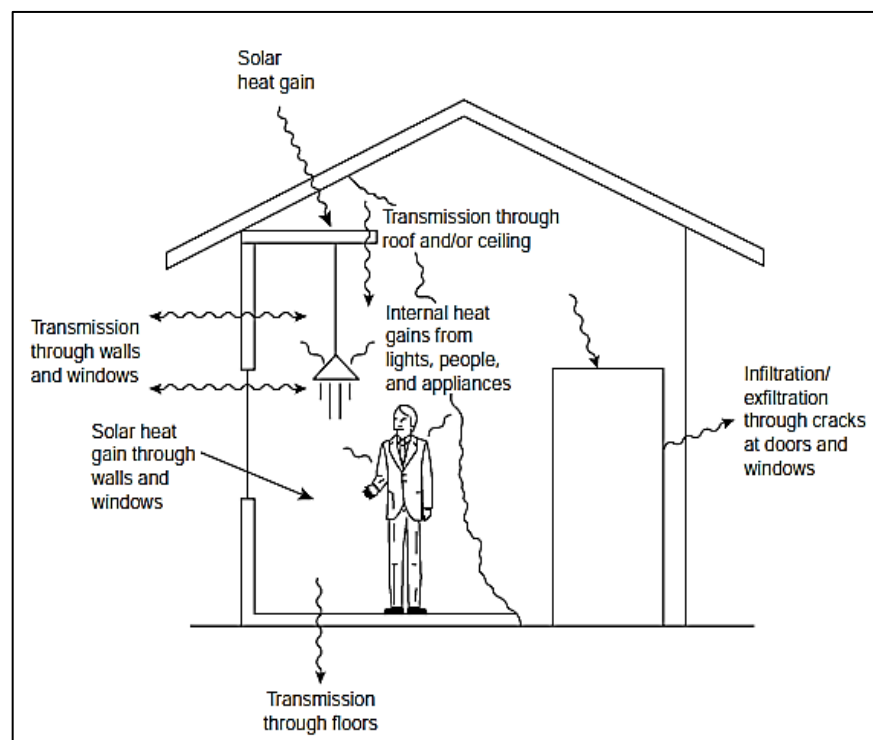


Figura 22. Factores que contribuyen a la ganancia de calor del ambiente, tomado de “Análisis y diseño de sistemas de calefacción, ventilación y aire acondicionado”, por Stanford III y Spach, 2019, p. 7.

A continuación, se muestra el procedimiento para determinar todas las ganancias de calor siguiendo el METODO RTS planteado por la ASHRAE:

a) Carga de enfriamiento a través de las superficies exteriores

ASHRAE (2021) sostiene que, la ganancia de calor a través de las superficies exteriores se deriva de los elementos de radiación solar y de la ganancia de calor por convección, dependiendo de la masa del aire y de la naturaleza de los materiales con los que fueron construidos las superficies que son las paredes y el techo, por lo que para poder realizar el cálculo de la carga de enfriamiento se determina mediante el siguiente procedimiento:

- **Cálculo de la hora solar aparente (AST)**

ASHRAE (2021) sostiene que, la velocidad orbital de la Tierra varía a lo largo del año, por lo que la hora solar aparente (AST) según lo determinado por un reloj solar de tiempo, varía un poco de la hora medida por un reloj convencional. Esta variación se denomina ecuación del tiempo (*ET*), por lo que la hora solar aparente (AST) se aproxima mediante la ecuación 2.7:

$$AST = LST + \frac{ET}{60} + \frac{(LON - LSM)}{15} \dots \dots \dots (2.7)$$

Donde:

- AST* = Hora solar aparente, [h]
- LST* = Hora local standard, [h]
- LON* = Longitud del sitio, [°E], (Ver ANEXO 2)
- LSM* = Latitud del meridiano de hora local estándar, [°E] (Ver tabla 3)
- ET* = Ecuación del tiempo, [min] (Ver tabla 2)

Los valores de la ecuación del tiempo (ET) que se pueden utilizar para reemplazar en la ecuación 2.7, se obtienen de la tabla 2:

Tabla 2. *Datos astronómicos aproximados para el día 21 de cada mes*

MES	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SET	OCT	NOV	DIC
Día del año	21	52	80	111	141	172	202	233	264	294	325	355
E_o , (Btu/h-ft ²)	447	443	437	429	423	419	420	424	430	437	444	447
Ecuación del tiempo (ET), min	-10.6	-14.0	-7.9	1.2	3.7	-1.3	-6.4	-3.6	6.9	15.5	13.8	2.2
Declinación δ , (°)	-20.1	-11.2	-0.4	11.6	20.1	23.4	20.4	11.8	-0.2	-11.8	-20.4	-23.4

Fuente: Tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 14.8.

El valor de la latitud del meridiano de hora local estándar (LSM), se pueden ver en la tabla 3:

Tabla 3. *Valores de (LSM) de acuerdo a la zona horaria*

NOMBRE DE LA ZONA HORARIA	TZ (HORA \pm UTC)	Latitud del meridiano de hora local estándar (°E)
Hora estándar de Terranova	-3.5	-52.5
Hora estándar del Atlántico	-4	-60
Hora estándar del este	-5	-75
Hora estándar del centro	-6	-90
Hora estándar de montaña	-7	-105
Hora estándar del Pacífico	-8	-120
Hora estándar de Alaska	-9	-135
Hora estándar de Hawái-Aleutiano	-10	-150

Fuente: Tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 14.8.

- **Cálculo del ángulo horario (H)**

ASHRAE (2021) sostiene que, el ángulo horario H se define como el desplazamiento angular del sol hacia el este o hacia el oeste del meridiano local debido a la rotación de la Tierra, el cual se calcula mediante la ecuación 2.8:

$$H = 15 * (AST - 12) \dots \dots \dots (2.8)$$

Donde:

H = Ángulo horario, [°]

AST = Hora solar aparente, [h]

- **Cálculo del ángulo de altitud solar (β)**

ASHRAE (2021) sostiene que, el ángulo de altitud solar β se define como el ángulo entre el plano horizontal y una línea que emana del sol. Su valor va desde 0° cuando está en el horizonte, hasta los 90° cuando el sol está directamente arriba, los valores negativos corresponden a los horarios nocturnos, el cual se calcula mediante la ecuación 2.9:

$$\sin \beta = \cos L * \cos \delta * \cos H + \sin L * \sin \delta \dots \dots \dots (2.9)$$

Donde:

β = Ángulo de altitud solar, [°]

L = Latitud del sitio, [°N]

δ = Declinación, [°] (Ver tabla 2)

H = Ángulo horario, [°]

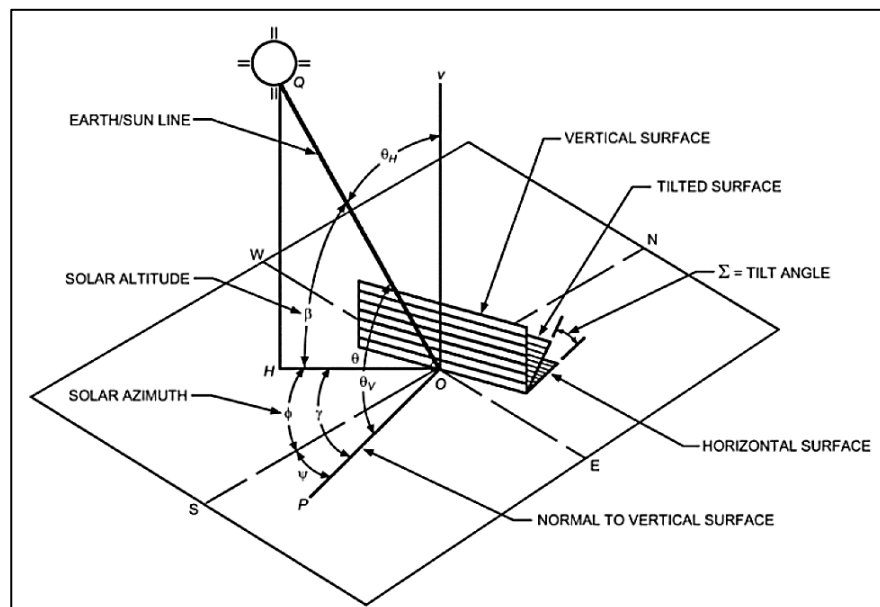


Figura 23. Ángulos solares para superficies verticales y horizontales, tomado de la norma "ASHRAE Handbook - Fundamentals", 2021, p.14.9.

En la figura 23 se presentan los ángulos que son calculados para determinar las ganancias de calor de las superficies.

- **Cálculo del ángulo de azimut solar (Φ)**

ASHRAE (2021) sostiene que, el ángulo de azimut solar Φ se define como el desplazamiento angular desde el sur de la proyección, en la horizontal plano, de la línea tierra-sol. Por convención, se contabiliza como positivo para las horas de la tarde y negativo para las horas de la mañana, el cual se calcula mediante las ecuaciones 2.10 y 2.11:

$$\cos \Phi = \left(\frac{\sin \beta * \sin L - \sin \delta}{\cos \beta * \cos L} \right) \dots \dots \dots (2.10)$$

$$\sin \Phi = \sin H * \frac{\cos \delta}{\cos \beta} \dots \dots \dots (2.11)$$

Donde:

- Φ = Ángulo de azimut solar, [°]
- β = Ángulo de altitud solar, [°]
- L = Latitud del sitio, [°N]
- δ = Declinación, [°] (Ver tabla 2)
- H = Ángulo horario, [°]

- **Cálculo del ángulo superficial solar (Υ)**

ASHRAE (2021) sostiene que, el ángulo superficial solar Υ es definido como como la diferencia angular entre el azimut solar Φ y el azimut superficial Ψ , así mismo los valores de más de 90° o menos de -90° indican que la superficie está a la sombra, el cual se calcula mediante la ecuación 2.12:

$$\Upsilon = \Phi - \Psi \dots \dots \dots (2.12)$$

Donde:

- Υ = Ángulo superficial solar, [°]
- Φ = Ángulo de azimut solar, [°]
- Ψ = Ángulo de azimut superficial, [°] (Ver tabla 4)

Los valores del ángulo de azimut superficial se muestran en la tabla 4:

Tabla 4. *Orientaciones superficiales y azimuts, medidos desde el sur*

Orientación	N	NE	E	SE	S	SO	O	NO
Azimut superficial	180°	-135°	-90°	-45°	0°	45°	90°	135°

Fuente: Tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 14.1.

- **Cálculo del ángulo de incidencia (θ)**

ASHRAE (2021) sostiene que, el ángulo de incidencia es el ángulo formado entre la línea norma a la superficie irradiada y la línea tierra-sol, siendo uno de los más importante para los cálculos, el cual se calcula mediante la ecuación 2.13:

$$\cos \theta = \cos \beta * \cos \gamma * \sin \Sigma + \sin \beta * \cos \Sigma \dots \dots \dots (2.13)$$

Donde:

- θ = Ángulo de incidencia, [°]
- β = Ángulo de altitud solar, [°]
- γ = Ángulo superficial solar, [°]
- Σ = Superficie inclinada desde la horizontal (donde la horizontal es 0° y la vertical es 90°)

- **Cálculo de la irradiación solar de cielo despejado (E_b) y (E_d)**

ASHRAE (2021) sostiene que, la radiación solar de cielo despejado se define por sus componentes de haz (directo) y difuso. El componente directo representa la parte de la radiación solar que emana directamente del disco solar, mientras que el componente difuso es la parte de la radiación que emana del resto del cielo, el cual se calculan mediante las ecuaciones 2.14 y 2.15:

$$E_b = E_o * e^{(-\tau_b * m^{ab})} \dots \dots \dots (2.14)$$

$$E_d = E_o * e^{(-\tau_d * m^{ad})} \dots \dots \dots (2.15)$$

Donde:

- E_b = Irradiación directa normal, medido perpendicularmente a los rayos del sol, [Btu/h-ft²]
- E_d = Irradiación difusa horizontal, medido en la superficie horizontal, [Btu/h-ft²]
- E_o = Flujo radiante espacial, [Btu/h-ft²] (Ver tabla 2)
- m = Masa relativa del aire
- τ_b = Profundidad óptica del haz solar (Ver ANEXO 2)
- τ_d = Profundidad óptica de difusión (Ver ANEXO 2)
- ab = Exponente de la masa de aire del haz solar
- ad = Exponente de la masa de aire difuso

ASHRAE (2021), define al flujo radiante espacial E_o como la intensidad de la radiación solar en una superficie normal a los rayos del sol, justo más allá de la atmósfera terrestre, a la distancia media entre la tierra y el sol, variando su valor durante el año, dado que la órbita de la tierra es ligeramente elíptica, sus valores se toman de acuerdo al mes de la tabla 2.

ASHRAE (2021), define a la masa relativa del aire, como la relación de la masa de la atmósfera en el camino de la tierra al sol y la masa que existiría si el sol estuviera directamente sobre el cielo, el cual se calcula mediante la ecuación 2.16:

$$m = \frac{1}{[\sin \beta + 0.50572 * (6.07995 + \beta)^{-1.6364} \dots \dots \dots]} \quad (2.16)$$

Donde:

- m = Masa relativa del aire
- β = Ángulo de altitud solar, [°]

ASHRAE (2021) sostiene que, los valores de la profundidad óptica del haz solar y la profundidad óptica de difusión, dependen de la ubicación y varían durante el año, siendo representados sus valores promedio

durante los meses del año a través de ASHRAE, como por ejemplo se ve en el ANEXO 2, donde sus valores promedio se ven representados durante los meses del año para la ciudad de Lima (Perú).

ASHRAE (2021) sostiene que, los exponentes de la masa del aire (ab) y (ad) están correlacionadas con las profundidades ópticas (τ_b) y (τ_d), el cual se calculan mediante las ecuaciones 2.17 y 2.18:

$$ab = 1.219 - 0,043 * \tau_b - 0.151 * \tau_d - 0.204 * \tau_b * \tau_d \dots \dots (2.17)$$

$$ad = 0.202 - 0,852 * \tau_b - 0.007 * \tau_d - 0.357 * \tau_b * \tau_d \dots \dots (2.18)$$

Donde:

τ_b = Profundidad óptica del haz solar (Ver ANEXO 2)

τ_d = Profundidad óptica de difusión (Ver ANEXO 2)

ab = Exponente de la masa de aire del haz solar

ad = Exponente de la masa de aire difuso

- **Cálculo de la irradiación solar del cielo despejado sobre la superficie (E_t)**

ASHRAE (2021) sostiene que, la irradiación total del cielo despejado sobre la superficie es la suma de 3 componentes: el componente que se origina en el disco solar ($E_{t,b}$), el componente difuso que se origina en la cúpula del cielo ($E_{t,d}$) y el componente reflejado en el suelo, el cual se encuentra delante de la superficie ($E_{t,r}$), calculado mediante la ecuación 2.19:

$$E_t = E_{t,b} + E_{t,d} + E_{t,r} \dots \dots \dots (2.19)$$

Donde:

E_t = Irradiación total sobre la superficie, [Btu/hr-ft²]

$E_{t,b}$ = Irradiación superficial del haz solar, [Btu/hr-ft²]

$E_{t,d}$ = Irradiación superficial difusa, [Btu/hr-ft²]

$E_{t,r}$ = Irradiación superficial reflejada por el suelo, [Btu/hr-ft²]

ASHRAE (2021) sostiene que, la irradiación superficial del haz solar ($E_{t,b}$), se calcula mediante la ecuación 2.20:

$$E_{t,b} = E_b * \cos \theta \dots \dots \dots (2.20)$$

Donde:

$E_{t,b}$ = Irradiación superficial del haz solar, [Btu/hr-ft²]

E_b = Irradiación directa normal, medido perpendicularmente a los rayos del sol [Btu/hr-ft²]

θ = Ángulo de incidencia, [°]

ASHRAE (2021) nos indica que, el ($\cos \theta > 0$) para que sea válido el valor de la irradiación superficial del haz solar ($E_{t,b}$), de ser ($\cos \theta < 0$) el valor se considera igual a 0.

ASHRAE (2021) sostiene que, la irradiación superficial difusa ($E_{t,d}$), se calcula mediante las ecuaciones 2.21 y 2.22, el cual solo se calcula utilizando una de las 2 ecuaciones, eso dependerá de la posición de la superficie (Σ):

$$E_{t,d} = E_d * (Y * \sin \Sigma + \cos \Sigma), \text{ si } \Sigma \leq 90^\circ \dots \dots \dots (2.21)$$

$$E_{t,d} = E_d * Y * \sin \Sigma, \text{ si } \Sigma > 90^\circ \dots \dots \dots (2.22)$$

Donde:

$E_{t,d}$ = Irradiación superficial difusa, [Btu/hr-ft²]

E_d = Irradiación difusa horizontal, medido en la superficie horizontal, [Btu/h-ft²]

Y = Relación de irradiancia difusa de cielo despejado

Σ = Superficie inclinada desde la horizontal (donde la horizontal es 0° y la vertical es 90°)

ASHRAE (2021) sostiene que, la relación (Y) de irradiancia difusa de cielo despejado sobre la superficie vertical y la irradiancia difusa de cielo despejado sobre la superficie horizontal, es una función simple del ángulo de incidencia (θ), el cual se calcula mediante la ecuación 2.23:

$$Y = \max[0.45 ; 0.55 + 0.437 * \cos \theta + 0.313 * (\cos \theta)^2] \dots \dots (2.23)$$

Donde:

- Y = Relación de irradiancia difusa de cielo despejado
- θ = Ángulo de incidencia, [°]

ASHRAE (2021), sostiene que, la irradiación superficial reflejada por el suelo ($E_{t,r}$), se calcula mediante la ecuación 2.24:

$$E_{t,r} = \frac{(E_b * \sin \beta + E_d) * \rho_g * (1 - \cos \Sigma)}{2} \dots \dots \dots (2.24)$$

Donde:

- $E_{t,r}$ = Irradiación superficial reflejada por el suelo, [Btu/hr-ft²]
- E_b = Irradiación directa normal, medido perpendicularmente a los rayos del sol, [Btu/hr-ft²]
- β = Ángulo de altitud solar, [°]
- ρ_g = Reflectancia del suelo, (Ver tabla 5)
- Σ = Superficie inclinada desde la horizontal (donde la horizontal es 0° y la vertical es 90°)

ASHRAE (2021) sostiene que, la reflectancia del suelo (ρ_g) usualmente se considera un valor de 0.2 para una mezcla típica de superficie del suelo.

ASHRAE (2021) sostiene que, los valores para la reflectancia del suelo (ρ_g) para otras superficies, se pueden tomar de la tabla 5:

Tabla 5. *Reflectancia del suelo para varias superficies*

SUPERFICIE	REFLECTANCIA
Agua (ángulo grande de incidencia)	0.07
Bosque de coníferas (invierno)	0.07
Techo bituminoso y de grava	0.13
Suelo seco y desnudo	0.2
Concreto desgastado	0.22
Césped verde	0.26
Pastizal seco	0.2 a 0.3
Arena del desierto	0.4
Superficies de construcción ligera	0.6
<hr/>	
Superficies cubiertas de nieve	
Centro típico de la ciudad	0.2
Sitio urbano típico	0.4
Sitio rural típico	0.5
Sitio rural aislado	0.7

Fuente: Tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 14.12.

- **Cálculo de la temperatura Sol-Aire (t_e)**

ASHRAE (2021, p.18.25) sostiene que, “La temperatura sol-aire es la temperatura del aire exterior que, en ausencia de todos los cambios de radiación, proporciona la misma ganancia de calor en la superficie que la combinación de: radiación solar incidente, intercambio de energía radiante con el cielo y otros entornos externos, e intercambio de calor por convección con el aire exterior”, calculado mediante la ecuación 2.25:

$$t_e = t_o + \alpha * \frac{E_t}{h_o} - \varepsilon * \frac{\Delta R}{h_o} \dots \dots \dots (2.25)$$

Donde:

- t_e = Temperatura sol-aire, [°F]
- t_o = Temperatura exterior del aire, [°F]
- α = Absortancia de la superficie para la radiación solar, [°]
- E_t = Radiación total incidente sobre la superficie, [Btu/hr-ft²]

- h_o = Coeficiente de transferencia de calor de onda-larga por convección y radiación en las superficies externas, [Btu/hr-ft²-°F]
- ε = Emitancia hemisférica de la superficie
- ΔR = Diferencia entre la radiación incidente de onda-larga sobre la superficie, proveniente del cielo y los alrededores, y la radiación emitida por los cuerpos negros en el exterior, [Btu/hr-ft²]

➤ ASHRAE (2021) sostiene que, según los colores de la superficie, el valor de la absorción solar ($\frac{\alpha}{h_o}$):

- Es igual a un valor de 0.15 para una superficie de color claro.
- Es igual a un valor de 0.30 para una superficie de color oscuro o cualquier superficie para la que no se pueda anticipar de forma fiable la luminosidad permanente.

Tabla 6. *Valores de absorción solar para varias superficies*

SUPERFICIE	ABSORCIÓN SOLAR
Ladrillo, rojo	0.63
Pintura	
Rojo	0.63
Negro, mate	0.94
Arenisca	0.50
Blanco acrílico	0.26
Chapa metálica, galvanizado	
Nuevo	0.65
Desgastado	0.80
Tejas	
Gris	0.82
Marrón	0.91
Negro	0.97
Blanco	0.75
Concreto	0.60 a 0.83

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.25.

En la tabla 6, se mostraron los valores de absorción para otros tipos de superficies, el cual previo a ello se debe de verificar el color real de la superficie que será considerada en los cálculos.

➤ ASHRAE (2021), sostiene que, según los valores de temperatura tabulados, el valor de intensidad solar ($\varepsilon * \frac{\Delta R}{h_o}$):

- Es igual a un valor de 7°F para superficies horizontales.
- Es igual a un valor de 0°F para superficies verticales.

ASHRAE (2021) sostiene que, la temperatura exterior del aire (t_o) se calcula dependiendo de la hora local estándar, el cual se calcula mediante la ecuación 2.26:

$$t_o = DB - MCDBR * f \dots \dots \dots (2.26)$$

Donde:

- t_o = Temperatura exterior del aire, [°F]
- DB = Temperatura de diseño de bulbo seco según el mes del año, [°F] (Ver ANEXO 2)
- $MCDBR$ = Rango de temperatura principal coincidente de bulbo seco según el mes del año, [°F] (Ver ANEXO 2)
- f = Rango de fracción diaria de temperatura, [°F] (Ver tabla 7)

ASHRAE (2021) sostiene que, la selección del rango de fracción diaria de temperatura, dependerá de la hora local estándar en la cual se realizan los cálculos.

Los valores del rango de fracción durante el día, se presentan en la tabla 7:

Tabla 7. Rango de fracción diaria de temperatura

TIEMPO (h)	FRACCIÓN	TIEMPO (h)	FRACCIÓN	TIEMPO (h)	FRACCIÓN
1	0.88	9	0.55	17	0.14
2	0.92	10	0.38	18	0.24
3	0.95	11	0.23	19	0.39
4	0.98	12	0.13	20	0.50
5	1.00	13	0.05	21	0.59
6	0.98	14	0.00	22	0.68
7	0.91	15	0.00	23	0.75
8	0.74	16	0.06	24	0.82

Fuente: Tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 14.13.

- **Cálculo de la ganancia de calor por conducción (q_{θ}) usando el método CTS**

ASHRAE (2021) sostiene que, en el método RTS (Serie de tiempo radiante), la conducción a través de las superficies exteriores (paredes y techos), se calcula utilizando el método CTS (Serie de tiempo de conducción), para lo cual se inicia calculando la ganancia de calor que ingresa a través de la superficie “n” horas atrás mediante la ecuación 2.27:

$$q_{i,\theta-n} = U * A * (t_{e,\theta-n} - t_{r,c}) \dots \dots \dots (2.27)$$

Donde:

- $q_{i,\theta-n}$ = Ganancia de calor que ingresa a través de la superficie “n” horas atrás, [Btu/h]
- U = Coeficiente global de transferencia de calor, [Btu/hr-ft²-°F]
- A = Área de la superficie, [ft²]
- $t_{e,\theta-n}$ = Temperatura sol-aire “n” horas atrás, [°F]
- $t_{r,c}$ = Temperatura del aire constante del espacio a acondicionar, [°F]

ASHRAE (2021) sostiene que, la ganancia de calor conductiva a través de la superficie se puede calcular utilizando entradas de calor

conductivas para las horas locales actuales y el método CTS (serie de tiempo de conducción), el cual se calcula mediante la ecuación 2.28:

$$q_{\theta} = C_o * q_{i,\theta} + C_1 * q_{i,\theta-1} + C_2 * q_{i,\theta-2} + \dots + C_{23} * q_{i,\theta-23} \dots (2.28)$$

Donde:

- q_{θ} = Ganancia de calor conductiva por hora para la superficie, [Btu/h]
- $q_{i,\theta}$ = Ganancia de calor para la hora local, [Btu/h]
- $q_{i,\theta-n}$ = Ganancia de calor “n” horas atrás, [Btu/h]
- C_o, \dots, C_n = Factor de tiempo de Conducción (Ver ANEXO 3 y 4)

ASHRAE (2021) sostiene que, los valores del factor de tiempo de conducción se calculan en función de la transferencia de conducción para cada construcción de pared y techo, el cual son representados en las tablas de los ANEXOS 3 y 4.

- **Cálculo de la carga de enfriamiento de la superficie exterior ($Q_{t,\theta}$) usando el método RTS**

ASHRAE (2021) sostiene que, la carga de enfriamiento para una hora local en particular es la suma de parte convectiva de la ganancia de calor para esa hora más la parte tiempo-retrasada de la ganancia de calor por radiación para esa hora local y las otras 23 horas, el cual ASHRAE recomienda dividir cada una de las partes de acuerdo a la tabla del ANEXO 5, la carga de enfriamiento de la superficie exterior se calcula mediante la ecuación 2.29:

$$Q_{t,\theta} = Q_{c,\theta} + Q_{r,\theta} \dots \dots \dots (2.29)$$

Donde:

- $Q_{t,\theta}$ = Carga de enfriamiento total por hora de la superficie, [Btu/h]
- $Q_{c,\theta}$ = Carga de enfriamiento convectiva por hora para la superficie, [Btu/h]

$Q_{r,\theta}$ = Carga de enfriamiento por radiación por hora para la superficie, [Btu/h]

ASHRAE (2021) sostiene que, la parte convectiva se convierte inmediatamente en carga de enfriamiento para esa hora local en que se produce esa ganancia de calor, calculado mediante la ecuación 2.30:

$$Q_{c,\theta} = q_{c,\theta} = q_{\theta} * F_c \dots \dots \dots (2.30)$$

Donde:

$Q_{c,\theta}$ = Carga de enfriamiento convectiva por hora para la superficie, [Btu/h]

$q_{c,\theta}$ = Ganancia de calor convectiva por hora para la superficie, [Btu/h]

q_{θ} = Ganancia de calor conductiva por hora para la superficie, [Btu/h]

F_c = Factor de convección (ver ANEXO 5)

ASHRAE (2021) sostiene que, el método RTS se utiliza para convertir la porción radiante de la ganancia de calor conductiva por hora, en carga de enfriamiento por hora, el cual se calcula mediante la ecuación 2.31:

$$Q_{r,\theta} = r_0 * q_{r,\theta} + r_1 * q_{r,\theta-1} + r_2 * q_{r,\theta-2} + \dots + r_{23} * q_{r,\theta-23} \dots (2.31)$$

Donde:

$Q_{r,\theta}$ = Carga de enfriamiento por radiación por hora para la superficie, [Btu/h]

$q_{r,\theta}$ = Ganancia de calor por radiación por hora para la superficie, [Btu/h]

r_n = Factor del tiempo de radiación no solar (Ver ANEXO 6)

ASHRAE (2021) sostiene que, son usados dos series de tiempo radiantes diferentes, el cual se debe considerar el tipo de construcción que se puede apreciar en el ANEXO 8:

- Una de ellas es la **solar**, usada para la ganancia de calor solar de transmisión directa (energía radiante asumida que se distribuirá al piso y al mobiliario por medio de las ventanas) el cual sus valores se pueden ver en el ANEXO 6.
- La otra es la **no solar**, para todos los otros tipos de ganancia de calor (energía radiante asumida que se distribuirá uniformemente en todas las superficies internas siendo entre ellas las personas, luces, electrodomésticos, paredes, techos y pisos) el cual se puede ver en el ANEXO 7.

ASHRAE (2021) sostiene que, la ganancia de calor por radiación, se calcula mediante la ecuación 2.32:

$$q_{r,\theta} = q_{\theta} * F_r \dots \dots \dots (2.32)$$

Donde:

- $q_{r,\theta}$ = Ganancia de calor convectiva por hora para la superficie, [Btu/h]
- q_{θ} = Ganancia de calor conductiva por hora para la superficie, [Btu/h]
- F_r = Factor de radiación (ver ANEXO 5)

b) Carga de enfriamiento por las ventanas exteriores

ASHRAE (2021) sostiene que, las ganancias de calor de las ventanas se calculan mediante el siguiente procedimiento:

- **Ganancia de calor solar de haz directo (q_b)**

ASHRAE (2021) sostiene que, la ganancia de calor solar de haz directo, se calcula mediante la ecuación 2.33:

$$q_b = A * E_{t,b} * SCHG(\theta) * IAC(\theta, \Omega) \dots \dots \dots (2.33)$$

Donde:

- q_b = Ganancia de calor solar de haz directo, [Btu/h]

- A = Área de la ventana, [ft²]
 $E_{t,b}$ = Irradiación superficial del haz solar, [Btu/hr-ft²]
 $SCHG(\theta)$ = Coeficiente de ganancia de calor de la emisión solar como función del ángulo de la incidencia θ , el cual debe ser interpolada entre los valores establecidos en la tabla 8.
 $IAC(\theta, \Omega)$ = Coeficiente de atenuación solar al interior es igual a 1 si no existen dispositivos que generen sombra en el interior, además está en función del tipo de sombra y dependiendo del tipo, también en función del ángulo de incidencia θ .

Tabla 8. Datos de acristalamiento de 1 sola capa del vidrio simple

Parámetros	Angulo de incidencia θ										Difuso (Hemis.)
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	
V_{tc}	0.899	0.899	0.898	0.896	0.899	0.870	0.822	0.705	0.441	0	0.822
R_{fv}	0.083	0.083	0.083	0.085	0.091	0.109	0.156	0.272	0.536	1	0.148
R_{bv}	0.083	0.833	0.083	0.085	0.091	0.109	0.156	0.272	0.536	1	0.148
T_{sol}	0.834	0.833	0.831	0.827	0.818	0.797	0.749	0.637	0.389	0	0.753
R_f	0.075	0.075	0.075	0.077	0.082	0.099	0.143	0.253	0.506	1	0.136
R_b	0.075	0.075	0.075	0.077	0.082	0.099	0.143	0.253	0.506	1	0.136
A_{bsl}	0.091	0.092	0.094	0.096	0.100	0.104	0.108	0.110	0.105	0	0.101
$SHGC$	0.861	0.860	0.859	0.855	0.847	0.827	0.781	0.669	0.424	0	0.783

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.19.

- **Ganancia de calor conductiva (q_c)**

ASHRAE (2021) sostiene que, la ganancia de calor conductiva, se calcula mediante la ecuación 2.34:

$$q_c = U * A * (T_{out} - T_{in}) \dots \dots \dots (2.34)$$

Donde:

- q_c = Ganancia de calor conductiva, [Btu/h]
- U = Coeficiente global de transferencia de calor de la ventana, [Btu/hr-ft²-°F] (Ver ANEXO 9)
- A = Área de la ventana, [ft²]
- T_{out} = Temperatura exterior para la hora estándar local, [°F]
- T_{in} = Temperatura interior, [°F]

Como muestra de la construcción de una ventana típica, se presenta la figura 24:

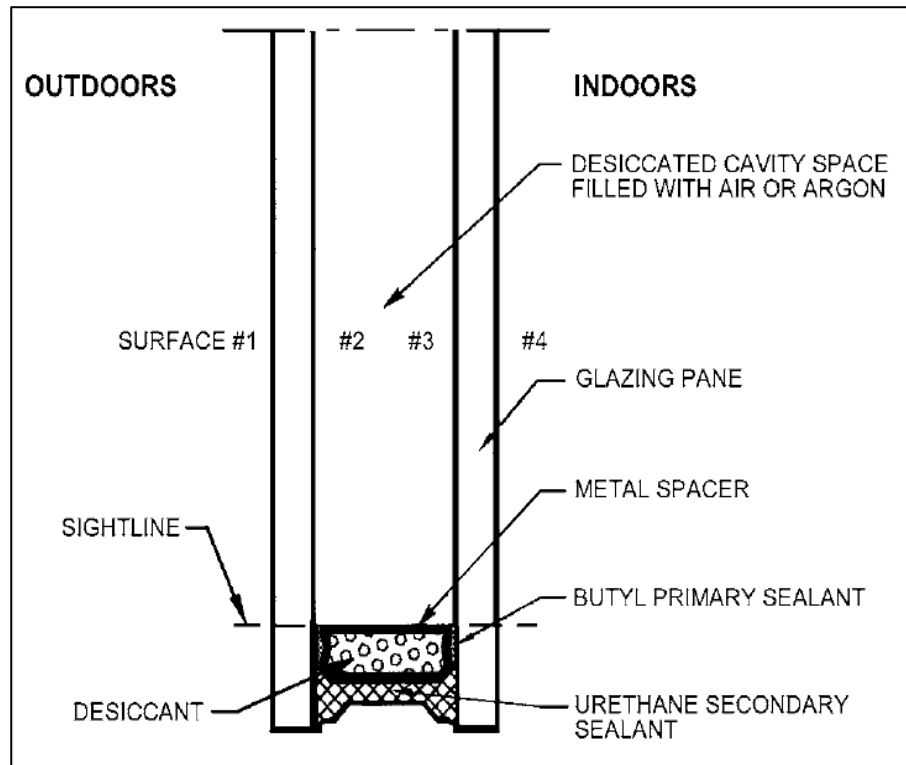


Figura 24. Detalle de construcción de una ventana con doble acristalamiento, tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 15.1.

- **Ganancia de calor solar difusa (q_d)**

ASHRAE (2021) sostiene que, la ganancia de calor difusa, se calcula mediante la ecuación 2.35:

$$q_d = A * (E_{t,d} - E_{t,r}) * <SCHG >_D * IAC_D \dots \dots \dots (2.35)$$

Donde:

- q_d = Ganancia de calor solar difusa, [Btu/h]
- A = Área de la ventana, [ft²]
- $E_{t,d}$ = Irradiación superficial difusa, [Btu/hr-ft²]
- $E_{t,r}$ = Irradiación superficial reflejada por el suelo, [Btu/hr-ft²]
- $\langle SCHG \rangle_D$ = Coeficiente de ganancia de calor difusa, ver tabla 8.
- IAC_D = Coeficiente de atenuación solar al interior para la ganancia de calor solar difusa, es igual a 1 si no existen dispositivos que generen sombra en el interior, está en función del tipo de sombra y dependiendo del tipo, también puede estar en función de la geometría de la sombra.

ASHRAE (2021) sostiene que, la carga de enfriamiento total de las ventanas y parabrisas, se calculan sumando las porciones por convección y radiación, por lo que la suma de las ganancias de calor tanto conductiva (q_c) como difusa (q_d) se dividen en estas 2 porciones de acuerdo al ANEXO 5, donde la parte radiante se calcula considerando los factores RTS no solares, mientras que la ganancia de calor solar de haz directo (q_b), sin sombras en el interior, se considera 100% radiante, donde los factores RTS se consideran solares.

- **Cálculo de la carga de enfriamiento para la ventana**

ASHRAE (2021) sostiene que, la carga de enfriamiento para la ventana, se calcula mediante la ecuación 2.36:

$$Q_{ventana,\theta} = Q_{b,\theta} + Q_{c,\theta} + Q_{r,\theta} \dots \dots \dots (2.36)$$

Donde:

- $Q_{b,\theta}$ = Carga de enfriamiento por radiación del haz directo solar por hora para la ventana, [Btu/h]

$Q_{c,\theta}$ = Carga de enfriamiento por convección de la “suma de la ganancia de calor difusa y por conducción” por hora para la ventana, [Btu/h]

$Q_{r,\theta}$ = Carga de enfriamiento por radiación de la “suma de la ganancia de calor difusa y por conducción” por hora para la ventana, [Btu/h]

Así mismo de forma gráfica se presentan las ganancias de calor para la ventana se presentan en la figura 25:

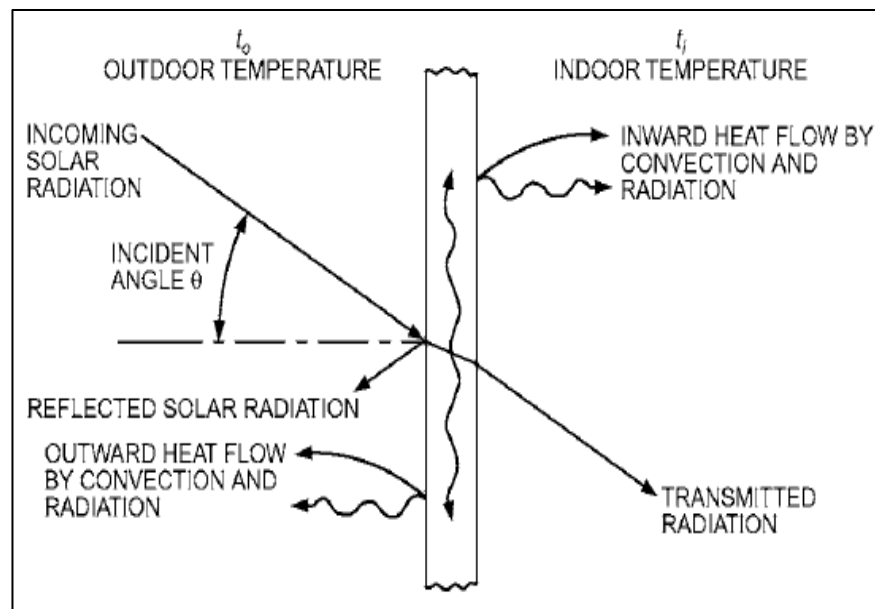


Figura 25. Ganancias de calor para la ventana de acristalamiento iluminado por el sol, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 15.33.

- **Cálculo de la carga de enfriamiento por radiación del haz directo solar ($Q_{b,\theta}$)**

ASHRAE (2021) sostiene que, el cálculo de la carga de enfriamiento por radiación del haz directo solar ($Q_{b,\theta}$), el cual se calcula mediante la ecuación 2.37:

$$Q_{b,\theta} = r_0 * q_\theta + r_1 * q_{\theta-1} + r_2 * q_{\theta-2} + \dots + r_{23} * q_{\theta-23} \dots \dots (2.37)$$

Donde:

- $Q_{b,\theta}$ = Carga de enfriamiento por radiación del haz directo solar por hora para la ventana, [Btu/h]
- q_{θ} = Ganancia de calor por radiación del haz directo solar por hora para la ventana, [Btu/h]
- r_n = Factor del tiempo de radiación solar (Ver ANEXO 7)

ASHRAE (2021) sostiene que, la ganancia de calor por radiación del haz directo solar por hora para la ventana (q_{θ}), se calcula mediante la ecuación 2.38:

$$q_{\theta} = q_b * F_r \dots \dots \dots (2.38)$$

Donde:

- q_{θ} = Ganancia de calor por radiación del haz directo solar por hora para la ventana, [Btu/h]
- q_b = Ganancia de calor solar de haz directo, [Btu/h]
- F_r = Factor de radiación es igual a 1 (100%)

ASHRAE (2021) sostiene que, para la suma de ganancias de calor difusa (q_d) y por conducción (q_c), la fracción por convección y por radiación se seleccionan de acuerdo al ANEXO 5.

- **Cálculo de la carga de enfriamiento por convección ($Q_{c,\theta}$)**

ASHRAE (2021) sostiene que, la ganancia de calor por convección ($Q_{c,\theta}$), será igual a la carga de enfriamiento por convección, el cual se calcula mediante la ecuación 2.39:

$$Q_{c,\theta} = q_{dif+cond} * F_c \dots \dots \dots (2.39)$$

Donde:

- $Q_{c,\theta}$ = Carga de enfriamiento por convección de la “suma de la ganancia de calor difusa y por conducción” por hora para la ventana, [Btu/h]

$q_{dif+cond}$ = suma de la ganancia de calor difusa y por conducción, [Btu/h]

F_c = Factor de convección (ver ANEXO 5)

• **Cálculo de la carga de enfriamiento por radiación ($Q_{r,\theta}$)**

ASHRAE (2021) sostiene que, el cálculo de la carga de enfriamiento por radiación ($Q_{r,\theta}$) se realiza con la ecuación 2.40:

$$Q_{r,\theta} = r_0 * q_{r,\theta} + r_1 * q_{r,\theta-1} + r_2 * q_{r,\theta-2} + \dots + r_{23} * q_{r,\theta-23} \dots \dots (2.40)$$

Donde:

$Q_{r,\theta}$ = Carga de enfriamiento por radiación de la “suma de la ganancia de calor difusa y por conducción” por hora para la ventana [Btu/h]

$q_{r,\theta}$ = Ganancia de calor por radiación de la “suma de la ganancia de calor difusa y por conducción” por hora para la ventana, [Btu/h]

r_n = Factor del tiempo de radiación solar (Ver ANEXO 7)

ASHRAE (2021) sostiene que, la ganancia de calor por radiación ($q_{r,\theta}$), necesaria para determinar la carga de enfriamiento por radiación, se calcula mediante la siguiente ecuación 2.41:

$$q_{r,\theta} = q_{dif+cond} * F_r \dots \dots \dots (2.41)$$

Donde:

$q_{r,\theta}$ = Ganancia de calor por radiación de la “suma de la ganancia de calor difusa y por conducción” por hora para la ventana, [Btu/h]

$q_{dif+cond}$ = Suma de la ganancia de calor difusa y por conducción, [Btu/h]

F_r = Factor de radiación (ver ANEXO 5)

c) Carga de enfriamiento a través de las superficies interiores

ASHRAE (2021) sostiene que, la carga de enfriamiento a través de las superficies interiores, se calcula mediante la ecuación 2.42:

$$q = U * A * (t_b - t_i) \dots \dots \dots (2.42)$$

Donde:

- q = Carga de enfriamiento para la superficie interior, [Btu/h]
- U = Coeficiente global de transferencia de calor de la superficie interior, [Btu/hr-ft²-°F]
- t_b = Temperatura media del aire en el espacio adyacente, [°F]
- t_i = Temperatura media del aire en el espacio acondicionado, [°F]

ASHRAE (2021) sostiene que, la temperatura del aire del espacio adyacente puede ser considerado como la diferencia entre la temperatura del aire exterior menos 5°F, esto se realiza para cada hora del día, el cual se calcula mediante las ecuaciones 2.43 y 2.44:

$$t_b = t_o - 5^\circ F \dots \dots \dots (2.43)$$

$$t_o = DB - MCDBR * f \dots \dots \dots (2.44)$$

Donde:

- t_b = Temperatura media del aire en el espacio adyacente, [°F]
- t_o = Temperatura exterior del aire, [°F]
- DB = Temperatura de diseño de bulbo seco según el mes del año, [°F] (Ver ANEXO 2)
- $MCDBR$ = Rango de temperatura principal coincidente de bulbo seco según el mes del año, [°F] (Ver ANEXO 2)
- f = Rango de fracción diaria de temperatura, [°F] (Ver tabla 7)

d) Carga de enfriamiento por iluminación

ASHRAE (2021) sostiene que, la carga de enfriamiento por iluminación se calcula mediante el siguiente procedimiento:

- **Cálculo de la ganancia de calor por iluminación (q_{el})**

ASHRAE (2021) sostiene que, la ganancia de calor por iluminación se calcula mediante la ecuación 2.45:

$$q_{el} = 3.41 * W * F_{ul} * F_{sa} \dots \dots \dots (2.45)$$

Donde:

- q_{el} = Ganancia de calor por iluminación, [Btu/h]
- W = Potencia total de la iluminación, [W]
- F_{ul} = Factor de uso de iluminación
- F_{sa} = Factor de asignación especial de iluminación

ASHRAE (2021) sostiene que, el factor de uso de iluminación (F_{ul}) es la relación que hay entre la potencia de iluminación que se usa y la potencia de iluminación que se instaló, ambos del mismo ambiente, siendo considerado comercialmente el factor de uso de iluminación igual a 1 durante las horas de ocupación.

ASHRAE (2021) sostiene que, el factor de asignación especial (F_{sa}) es la relación entre el consumo de energía de los dispositivos de iluminación y el consumo de energía nominal de las lámparas, siendo considerado este factor igual a 1 para luces incandescentes. Este factor puede ser considerado menor a 1 para dispositivos de iluminación electrónicos debido a que reducen el consumo eléctrico a niveles inferiores del consumo de energía nominal de la lámpara.

ASHRAE (2021) sostiene que, una alternativa para estimar la potencia total de la iluminación (W) por pie cuadrado (ft^2) cuando no se tienen los valores disponibles, es utilizando la tabla de densidades de potencia de iluminación del ANEXO 10, así mismo dicho valor se reemplaza en la ecuación 2.46:

$$W = A * LPD \dots \dots \dots (2.46)$$

Donde:

- W = Potencia total de la iluminación, [W]
- A = Área del ambiente, [ft²]
- LPD = Densidades de potencia de iluminación, [W/ft²] (Ver ANEXO 10)

- **Cálculo de la carga de enfriamiento por iluminación (Q_{el})**

ASHRAE (2021) sostiene que, la carga de enfriamiento por iluminación se calcula mediante la ecuación 2.47:

$$Q_{el,\theta} = Q_{c,\theta} + Q_{r,\theta} \dots \dots \dots (2.47)$$

Donde:

- $Q_{el,\theta}$ = Carga de enfriamiento de la iluminación por hora, [Btu/h]
- $Q_{c,\theta}$ = Carga de enfriamiento por convección de la iluminación por hora, [Btu/h]
- $Q_{r,\theta}$ = Carga de enfriamiento por radiación de la iluminación por hora, [Btu/h]

- **Cálculo de la carga de enfriamiento por convección ($Q_{c,\theta}$)**

ASHRAE (2021) sostiene que, la ganancia de calor por convección ($Q_{c,\theta}$), será igual a la carga de enfriamiento por convección, el cual se calcula mediante la ecuación 2.48:

$$Q_{c,\theta} = q_{el} * F_c \dots \dots \dots (2.48)$$

Donde:

- $Q_{c,\theta}$ = Carga de enfriamiento por convección de la iluminación por hora, [Btu/h]
- q_{el} = Ganancia de calor por iluminación, [Btu/h]
- F_c = Factor de convección (ver ANEXO 11)

- **Cálculo de la carga de enfriamiento por radiación ($Q_{r,\theta}$)**

ASHRAE (2021) sostiene que, la carga de enfriamiento por radiación ($Q_{r,\theta}$) se calcula mediante la ecuación 2.49:

$$Q_{r,\theta} = r_0 * q_{r,\theta} + r_1 * q_{r,\theta-1} + r_2 * q_{r,\theta-2} + \dots + r_{23} * q_{r,\theta-23} \dots \dots (2.49)$$

Donde:

$Q_{r,\theta}$ = Carga de enfriamiento por radiación de la iluminación por hora, [Btu/h]

$q_{r,\theta}$ = Ganancia de calor por radiación de la iluminación por hora, [Btu/h]

r_n = Factor del tiempo de radiación no solar (Ver ANEXO 7)

ASHRAE (2021) sostiene que, la ganancia de calor por radiación ($q_{r,\theta}$), se calcula mediante la ecuación 2.50:

$$q_{r,\theta} = q_{el} * F_r \dots \dots \dots (2.50)$$

Donde:

$q_{r,\theta}$ = Ganancia de calor por radiación de la iluminación por hora, [Btu/h]

q_{el} = Ganancia de calor por iluminación, [Btu/h]

F_r = Factor de radiación (ver ANEXO 11)

e) Ganancia de calor generada por las personas

ASHRAE (2021) sostiene que, la ganancia de calor generada por las personas, se calcula mediante las ecuaciones 2.51 y 2.52:

$$q_s = q_{s,per} * N \dots \dots \dots (2.51)$$

$$q_l = q_{l,per} * N \dots \dots \dots (2.52)$$

Donde:

q_s = Ganancia de calor sensible de las personas, [Btu/h]

- q_l = Ganancia de calor latente de las personas, [Btu/h]
- $q_{s,per}$ = Ganancia de calor sensible por persona, [Btu/h.persona]
(Ver ANEXO 12)
- $q_{l,per}$ = Ganancia de calor latente por persona, [Btu/h.persona] (Ver ANEXO 12)
- N = Número de personas

ASHRAE (2021) sostiene que, los valores de las ganancias de calor sensible y latente que emiten las personas para diferentes estados de actividad, se pueden considerar del ANEXO 12.

f) Ganancia de calor generada por los motores eléctricos

ASHRAE (2021) sostiene que, la ganancia de calor generada por los motores eléctricos, se calcula mediante la ecuación 2.53:

$$q_{em} = 2545 * \left(\frac{P}{EM}\right) * F_{UM} * F_{LM} \dots \dots \dots (2.53)$$

Donde:

- q_{em} = Ganancia de calor equivalente al funcionamiento del equipo, [Btu/h]
- P = Potencia nominal del motor, [HP]
- EM = Eficiencia del motor < 1.0 (Ver ANEXO 13 y 14)
- F_{UM} = Factor de uso del motor
- F_{LM} = Factor de carga del motor

ASHRAE (2021) nos indica que, los valores de eficiencia mínima de motores típicos se muestran en los ANEXOS 13 y 14.

ASHRAE (2021) sostiene que, el factor de uso del motor (F_{UM}) se puede aplicar cuando sabemos que el uso de motor es discontinuo, con una falta de uso significativa durante las horas en que funciona el motor, siendo considerado para aplicaciones comerciales igual a 1.

ASHRAE (2021) sostiene que, el factor de carga del motor (F_{LM}) es la fracción de la carga nominal con la que funciona el motor.

ASHRAE (2021) sostiene que, en la ecuación 2.53 se asumen que tanto el motor como el equipo impulsado se encuentra dentro del mismo espacio acondicionado, sin embargo, se pueden dar 2 casos más adicionales representados en las ecuaciones 2.54 y 2.55:

- Si el motor está afuera y el equipo impulsado está dentro del espacio acondicionado.

$$q_{em} = 2545 * P * F_{UM} * F_{LM} \dots \dots \dots (2.54)$$

- Si el motor está dentro y el equipo impulsado está fuera del espacio acondicionado.

$$q_{em} = 2545 * \left(\frac{1 - EM}{EM} \right) * F_{UM} * F_{LM} \dots \dots \dots (2.55)$$

Donde:

- q_{em} = Ganancia de calor equivalente al funcionamiento del equipo, [Btu/h]
- P = Potencia nominal del motor, [HP]
- EM = Eficiencia del motor < 1.0 (Ver ANEXO 13 y 14)
- F_{UM} = Factor de uso del motor
- F_{LM} = Factor de carga del motor

g) Ganancia de calor por los equipos de cocina

ASHRAE (2021) sostiene que, la ganancia de calor generada por los equipos de cocina, dependen de las tasas de ganancia de calor sensible (radiación y convección) y de ganancia de calor latente de los aparatos de cocina, calculados mediante las ecuaciones 2.56 y 2.57:

$$q_s = q_{input,s} * F_u * F_R \dots \dots \dots (2.56)$$

$$q_l = q_{imput,l} * F_u * F_R \dots \dots \dots (2.57)$$

Donde:

- q_s = Ganancia de calor sensible por aparatos de cocina, [Btu/h]
- q_l = Ganancia de calor latente por aparatos de cocina, [Btu/h]
- $q_{imput,s}$ = Tasa de ganancia de calor sensible del aparato de cocina, [Btu/h] (Ver ANEXO 15 y 16)
- $q_{imput,l}$ = Tasa de ganancia de calor latente del aparato de cocina, [Btu/h] (Ver ANEXO 15 y 16)
- F_u = Factor de uso (Ver ANEXO 15 y 16)
- F_R = Factor de radiación (Ver ANEXO 15 y 16)

ASHRAE (2021) sostiene que, los valores recomendados de las tasas de ganancia de calor sensible y latente de aparatos eléctricos sin campana en condiciones de: listos para cocinar y momento de cocción, se pueden tomar de los ANEXOS 15 y 16, al igual que los valores para el factor de uso (F_u) y factor de radiación (F_R).

h) Ganancia de calor generada por los equipos de oficina

ASHRAE (2021) sostiene que, la ganancia de calor generada por los equipos de oficina, dependen de las ganancias pico de calor de las computadoras, monitores, impresoras, entre otros, el cual se calcula mediante la ecuación 2.58:

$$q_{eq} = 3.41 * q_{pico} * N_{eq} \dots \dots \dots (2.58)$$

Donde:

- q_{eq} = Ganancia de calor por los equipos de oficina, [Btu/h]
- q_{pico} = Ganancia de calor pico de los equipos de oficina, [W] (Ver ANEXOS 17 al 21)
- N_{eq} = Número de equipos de oficina

ASHRAE (2021) sostiene que, los valores recomendados de las ganancias pico para las computadoras, monitores, laptops, tablets e impresoras, se pueden ver desde el ANEXO 17 al ANEXO 21.

i) Ganancia de calor generada por infiltración del aire exterior a través de aberturas

ASHRAE (2021) sostiene que, la infiltración es el aire exterior que ingresa a través de aberturas en una edificación, normalmente, el diseño mecánico del edificio, mantienen una presión positiva en los espacios acondicionados, por lo que no es necesario considerar las ganancias de calor por infiltración de aire tomando un valor de 0 Btu/h.

$$q_{inf} = 0 \frac{Btu}{h} \dots \dots \dots (2.59)$$

La infiltración de aire a través de las fisuras en las ventanas o puertas ocasionan una ganancia de calor, tanto sensible como latente. La mayor parte de los sistemas de acondicionamiento de aire en el verano tienen ventilación mecánica que emplea algo de aire exterior, con lo cual se reduce o se elimina la infiltración porque se crea una presión positiva de aire (Pita, 2006, p.156).

Al igual que, Stanford III y Spach (2019) sostienen que, la infiltración es el flujo de aire exterior que ingresa a un edificio a través de grietas y aberturas, de igual manera a través de puertas y ventanas, así mismo indica que, si el nivel del aire positivo es lo suficientemente alto, la presión al interior será igual o superior a la presión exterior, eliminando la diferencia de presión, por consecuencia se eliminará la infiltración.

Por lo general el flujo de aire de ventilación excede aproximadamente el 10% del flujo de aire total, indicando que se puede suponer que la infiltración es cero para fines de cálculo de la carga de enfriamiento (Stanford III y Spach, 2019).

Teniendo todas las fuentes de ganancias de calor para un espacio ambiente de personas, se realizó la tabla 9 a manera de resumen:

Tabla 9. *Fuentes de ganancias de calor para el edificio*

It	Descripción	Calor sensible (Btu/h)	Calor latente (Btu/h)
1	Superficies exteriores	X	
2	Ventanas exteriores	X	
3	Superficies interiores	X	
4	Iluminación	X	
5	Personas	X	X
6	Motores eléctricos	X	
7	Equipos de cocina	X	X
8	Equipos de oficina	X	
9	Infiltración	-	-
TOTAL		$Q_{sensible}$	$Q_{Latente}$

Fuente: Elaborado en base a las fuentes de ganancias de calor de acuerdo a la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

2.2.15. Cálculos psicrométricos

Es necesario realizar los cálculos psicrométricos, ya que es el camino que nos llevará a determinar la capacidad del equipo de aire acondicionado.

a) Composición del aire seco

ASHRAE (2021) sostiene que, la composición del aire seco es relativamente constante, sin embargo, con el pasar del tiempo, la ubicación geográfica de la edificación y la altitud, determinan pequeñas variaciones en la cantidad de sus componentes individualmente.

La composición del aire seco, al nivel del mar, se puede representar mediante la tabla 10:

Tabla 10. *Composición del aire seco*

Sustancia	Fórmula	Masa molecular	Porcentaje en volumen (moles / 100 moles)
Nitrógeno	N ₂	28,016	78,084%
Oxígeno	O ₂	32,000	20,9496%
Argón	Ar	39,948	0.934%
Dióxido de carbono	CO ₂	44,010	0.0314%
Neón	Ne	20,183	0.001818%
Helio	He	4,0026	0.000524%
Metano	CH ₄	16,03188	0.00015%
Dióxido de azufre	SO ₂	64,064	0.0001%
Hidrógeno	H ₂	2,01594	0.00005%
Criptón	Kr	83,800	0.0002%
Ozono	O ₃	48,000	0.0002%
Xenón	Xe	131,300	0.0002%

Fuente: Elaborado en base al capítulo 1 de Psicrometría de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 1.1.

b) Composición del aire Húmedo

ASHRAE (2021) sostiene que, el aire húmedo es una mezcla del aire seco y el vapor de agua, el cual se aprecia en la ecuación 2.60:

$$m = m_a + m_w \dots \dots \dots (2.60)$$

Donde:

m_a = Masa del aire seco

m_w = Masa del vapor de agua

c) Propiedades físicas del aire

Pita (2006) sostiene que, las propiedades físicas del aire atmosférico se definen de la siguiente forma:

- **Temperatura de bulbo seco (BS)**

Es la temperatura del aire tal cual como se indica en el termómetro, expresado en °C (°F).

- **Temperatura de bulbo húmedo (BH)**

Es la temperatura que indica un termómetro cuyo bulbo está envuelto en una mecha empapada en agua, expresado en °C (°F).

- **Temperatura del punto de rocío (PR)**

Es la temperatura a la cual el vapor de agua en el aire se comienza a condensar si se enfría el aire a presión constante, expresado en °C (°F).

- **Humedad relativa (HR)**

Es 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, se expresa en por ciento (%).

- **Humedad específica (W)**

Es el peso de vapor de agua por libra de aire seco, expresado en (lb_w/lb).

- **Volumen específico (v)**

Es el volumen de aire por unidad de peso de aire seco, expresado en (ft³/lb).

- **Entalpía específica (h)**

Es el contenido de calor del aire, por unidad de peso, expresado en (Btu/lb).

d) Localización de la condición del aire en la carta psicrométrica

Pita (2006) sostiene que, la localización de cualquier condición del aire se puede representar como un punto en la carta psicrométrica, producto de la intersección de dos propiedades del aire mediante líneas (ver figura 26).

Una vez localizado el punto en la carta, se podrán definir las demás propiedades del aire.

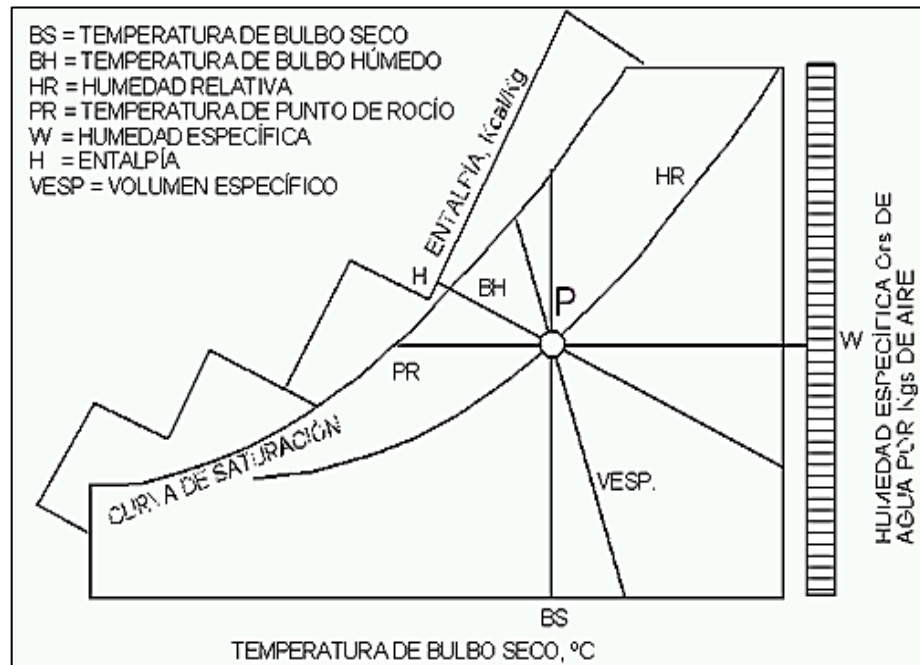


Figura 26. Esquema del diagrama psicrométrico, tomado de “Manual de aire acondicionado”, por Carrier, 2009, p. 1-80.

- Temperatura de Bulbo Seco: BS (DB) [$^{\circ}C$] o [$^{\circ}F$]
- Temperatura de Bulbo Húmedo: BH (WB) [$^{\circ}C$] 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 Específico: V [ft^3/Lb] o [m^3/kg]

e) Procesos típicos de aire acondicionado

ASHRAE (2021) sostiene que, la carta psicrométrica puede utilizarse para resolver diversos problemas de procesos con aire húmedo, siendo el procedimiento de enfriamiento y deshumidificación, y el proceso de la mezcla adiabática de 2 corrientes de aire, los procesos que corresponde a los sistemas de aire acondicionado.

f) Mezcla de dos corrientes de aire húmedo

ASHRAE (2021) sostiene que, la mezcla de 2 corrientes de aire húmedo es un proceso común que se da en los sistemas de aire acondicionado, el cual se puede apreciar en la figura 27:

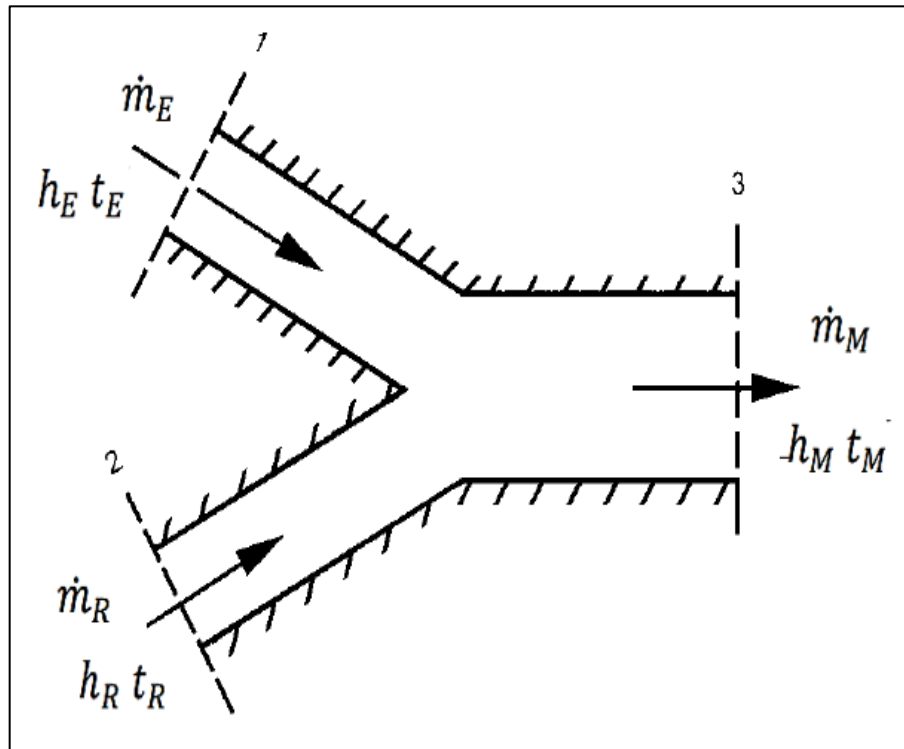


Figura 27. Mezcla de dos flujos de aire húmedo, tomado de “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 1.21.

ASHRAE (2021) sostiene que, el punto de estado de la mezcla se encontrará en la línea recta que une los 2 puntos de estado de las corrientes de aire húmedo, dividiéndolas en 2 segmentos proporcionales al flujo de masa de aire seco de cada uno, el cual se rige mediante las ecuaciones 2.61, 2.62 y 2.63:

- **De la primera ley de la termodinámica (Conservación de la energía), tenemos:**

Energía del Aire Exterior + Energía del Aire que Retorna = Energía de la Mezcla de Aire

$$\dot{m}_E \times h_E + \dot{m}_R \times h_R = \dot{m}_M \times h_M \dots \dots \dots (2.61)$$

- **De la conservación de la masa para el aire seco, tenemos:**
Masa de aire seco Exterior + Masa de aire seco de Retorno = Masa de aire seco de la Mezcla.

$$\dot{m}_E + \dot{m}_R = \dot{m}_M \dots \dots \dots (2.62)$$

- **De la conservación de la masa para el vapor de agua, tenemos:**
Masa de vapor Exterior + Masa de vapor de Retorno = Masa de vapor de la Mezcla.

$$\dot{m}_E * W_E + \dot{m}_R * W_R = \dot{m}_M * W_M \dots \dots \dots (2.63)$$

- **De la mezcla adiabática de 2 corrientes de aire tenemos:**

$$\frac{h_M - h_R}{h_E - h_R} = \frac{W_M - W_R}{W_E - W_R} = \frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_E + \dot{m}_R} \dots \dots \dots (2.64)$$

Estas relaciones se ingresan a la carta psicrométrica para poder relacionarlo con las temperaturas mediante la figura 28:

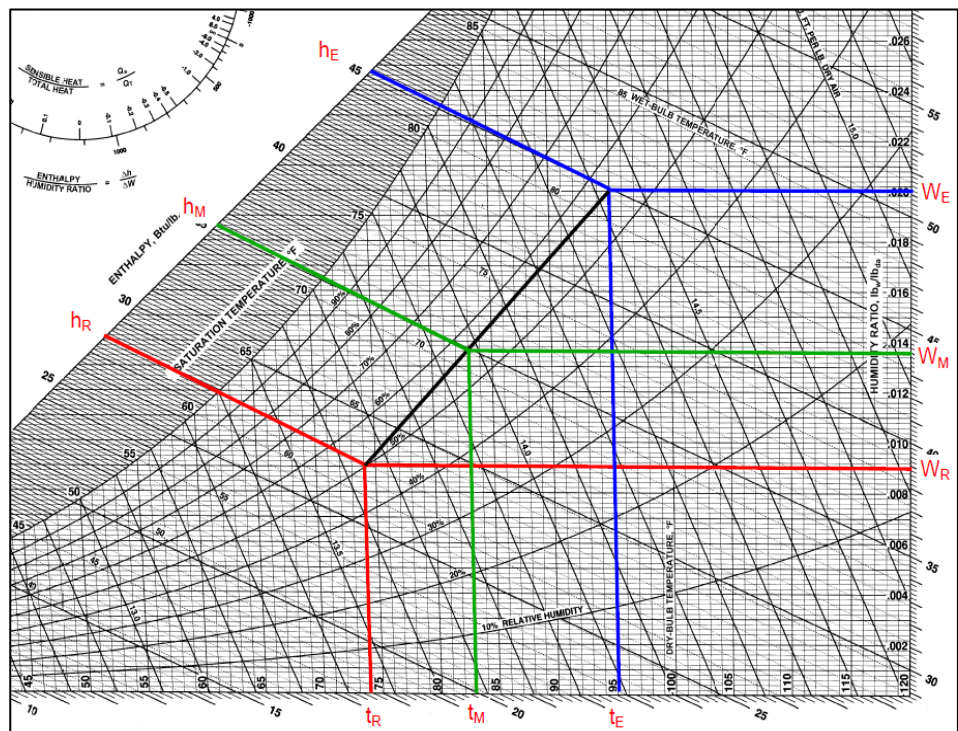


Figura 28. Mezcla de dos flujos de aire húmedo en la carta psicrométrica, tomado de “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 1.19.

De la figura 28, podemos complementar las relaciones para la mezcla adiabática de las 2 corrientes de aire:

$$\frac{h_M - h_R}{h_E - h_R} = \frac{W_M - W_R}{W_E - W_R} = \frac{t_M - t_R}{t_E - t_R} = \frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_E + \dot{m}_R} \dots \dots \dots (2.65)$$

Despejando las relaciones de la ecuación 2.65 podemos obtener las ecuaciones 2.66, 2.67 y 2.68 para el punto de mezcla (M):

$$h_M = h_R + \left(\frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_E + \dot{m}_R} \right) \times (h_E - h_R) \dots \dots \dots (2.66)$$

$$W_M = W_R + \left(\frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_E + \dot{m}_R} \right) \times (W_E - W_R) \dots \dots \dots (2.67)$$

$$T_M = T_R + \left(\frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_E + \dot{m}_R} \right) \times (T_E - T_R) \dots \dots \dots (2.68)$$

El flujo de masa del aire exterior (\dot{m}_E) se calcula mediante el caudal de aire fresco, el cual se determina siguiendo la norma ASHRAE estándar 62.1 (2019)

g) Caudal de aire exterior (\dot{V}_E)

ASHRAE (2019) sostiene que, el caudal de aire exterior al edificio, es el aire impulsado por un sistema mecánico de ventilación, el cual es calculado mediante la ecuación 2.69:

$$\dot{V}_E = (R_p * P_z + R_a * A_z) \dots \dots \dots (2.69)$$

Así mismo se debe de cumplir con la certificación LEED (2019), el cual recomienda que el caudal de aire exterior debe incrementarse en un 30% como requisito mínimo de rendimiento de calidad de aire al interior de cada ambiente.

Con el caudal de aire exterior determinado, permite determinar el flujo de masa del aire exterior (\dot{m}_E), mediante la ecuación 2.70:

$$v_E = \frac{\dot{V}_E}{\dot{m}_E} * 60 \dots \dots \dots (2.70)$$

Donde:

- \dot{m}_E = Flujo del aire exterior, [lb/h]
- \dot{V}_E = Caudal del aire exterior, [CFM]
- v_E = Volumen específico del aire exterior, [ft³/lb]

h) Cálculo de la capacidad de enfriamiento

ASHRAE (2013) sostiene que, para realizar el cálculo de capacidad de enfriamiento, debemos utilizar la psicrometría y los cálculos de carga de enfriamiento.

Stanford III y Spach (2019) sostienen que, el equipo de aire acondicionado es el encargado de extraer las ganancias de calor del espacio a tratar para mantener las condiciones deseadas de temperatura y humedad.

Este proceso de extraer las ganancias de calor del espacio a tratar, se aprecian en la figura 29:

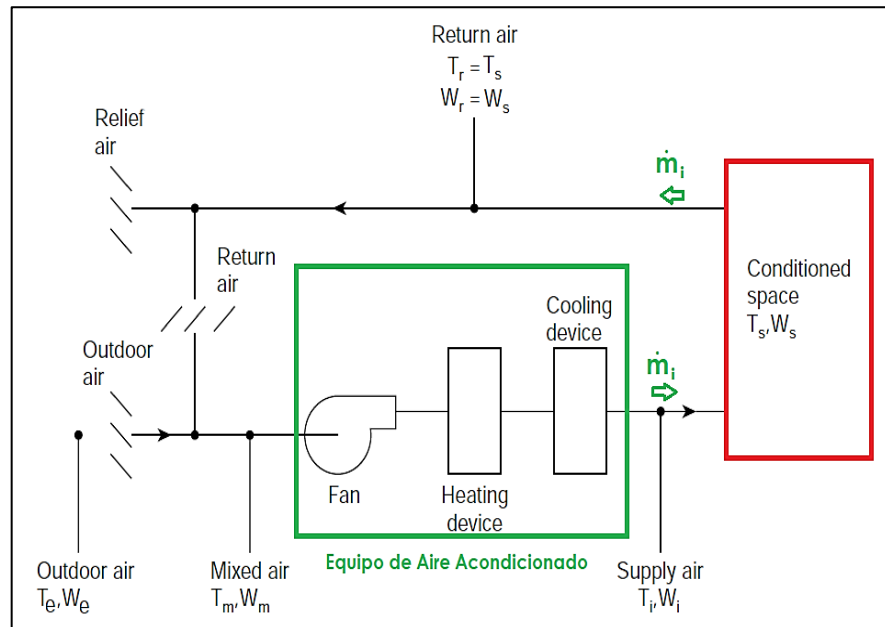


Figura 29. Esquema del sistema de aire acondicionado, elaborado en base a “Análisis y Diseño de Sistemas de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado”, por Stanford III y Spach, 2019, p.47.

De la figura 29, se observa que las condiciones del punto de la sala serán las mismas que las condiciones del punto de retorno de aire, así mismo, se obtiene la ecuación 2.72:

$$Q_T = \dot{m}_i * (h_s - h_i) \dots \dots \dots (2.71)$$

Donde:

- Q_T = Carga de enfriamiento total, [Btu/h]
- \dot{m}_i = Flujo de masa del suministro de aire del equipo, [Lb/h]
- h_s = Entalpía específica de la sala, [Btu/lb]
- h_i = Entalpía específica del suministro de aire del equipo, [Btu/lb]

Así mismo Stanford III y Spach (2019) sostienen que, se debe de verificar que la diferencia de la temperatura de bulbo seco del punto (S) y el punto (i) se encuentre entre 15°F y 30°F que es rango típico de diferencia de temperatura que tiene para así evitar el choque térmico.

Determinado el flujo de masa del suministro de aire del equipo, la capacidad de enfriamiento del equipo (Q_{eq}) se calcula mediante la ecuación 2.73:

$$Q_{eq} = \dot{m}_i * (h_M - h_i) \dots \dots \dots (2.72)$$

i) Representación gráfica de las condiciones del espacio a acondicionar

Stanford III y Spach (2019) sostienen que, para determinar el caudal y la temperatura de suministro de aire, las cargas de enfriamiento tanto sensibles y latentes, se deben satisfacer simultáneamente estando siempre en la misma relación independientemente del flujo de masa del aire, esto significa que la condición de suministro de aire debe estar en una línea recta con la misma pendiente que la línea de la recta de la relación de carga de enfriamiento (SHR: factor de calor sensible), pudiendo todo este proceso ser representado en la carta psicrométrica.

ASHRAE (2013) sostiene que, el factor de calor sensible (FCS) o en sus siglas en inglés (SHR) es la diferencia entre la entalpía sensible y la entalpía total del proceso, siendo el flujo de masa el mismo, se puede representar mediante la ecuación 2.74:

$$FCS = \frac{Q_s}{Q_t} \dots \dots \dots (2.73)$$

Para mayor detalle se presenta la siguiente figura 30, en el cual se representa la recta de condiciones y la recta SHR, en el cual podemos apreciar que se encuentran ambas rectas paralelas una de la otra:

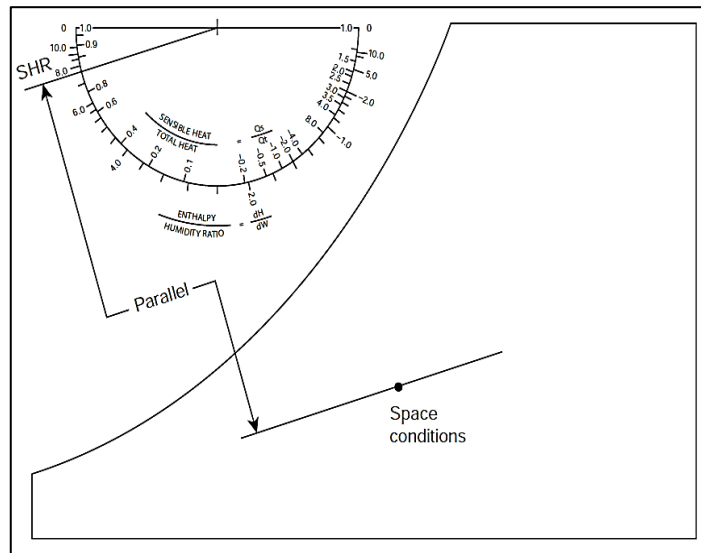


Figura 30. Localización de la línea de condiciones del espacio, tomado de “Análisis y Diseño de Sistemas de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado”, por Stanford III y Spach, 2019, p.49.

ASHRAE (2013) sostiene que, la humedad relativa con la que deja el aire de suministro del equipo (después de pasar por el serpentín), está en función al número de aletas y el espaciado entre ellas, al número de filas del serpentín, la velocidad del aire, la velocidad del refrigerante y la diferencia de temperatura media de la entrada y salida del refrigerante al equipo, como aproximación se considera una velocidad de 2.5 m/s (500 FPM), temperatura de bulbo seco 27°C, temperatura de bulbo húmedo 19°C, temperatura de entrada del refrigerante 7°C, temperatura de salida

del refrigerante 13°C, para así poder tener presente los siguiente valores de humedad relativa:

- Un serpentín de 4 filas alcanzará un valor de (86%-90%).
- Un serpentín de 6 filas alcanzará un valor de (92%-95%).
- Un serpentín de 8 filas alcanzará un valor de (94%-96%).

Así mismo ASHRAE (2013) sostiene que, la temperatura y la humedad relativa con la que sale el aire del equipo debe coincidir con los valores reales del serpentín.

j) Calor sensible y latente del equipo de aire acondicionado

Stanford III y Spach (2019) sostienen que, generalmente no es posible trazar una línea en la carta psicrométrica del proceso de enfriamiento del aire dentro del serpentín del equipo, pero si es posible trazar puntos que representen las condiciones promedio de entrada y salida del aire del equipo, siendo la línea que conecta ambos puntos llamada línea del serpentín, siendo representado en la figura 31.

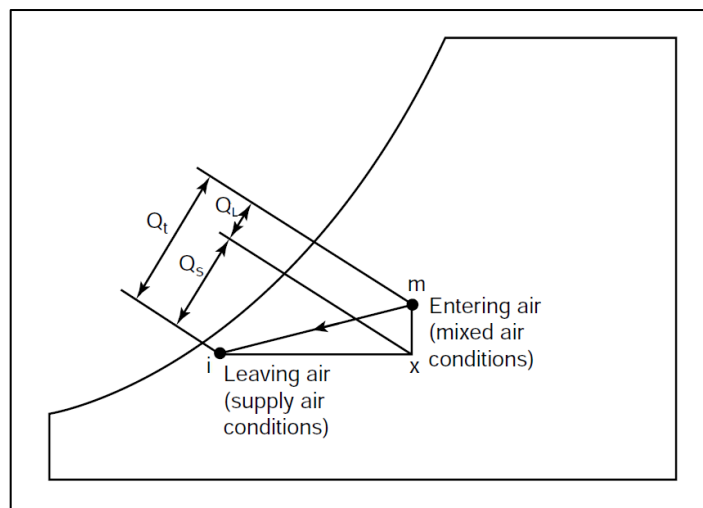


Figura 31. Localización de la línea de condiciones del espacio, tomado de “Análisis y Diseño de Sistemas de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado”, por Stanford III y Spach, 2019, p.49.

De la gráfica presentada se pueden deducir las ecuaciones 2.75 y 2.76 para el cálculo de la capacidad sensible y latente del equipo:

- Capacidad sensible:

$$Q_S = \dot{m}_i * (h_X - h_i) \dots \dots \dots (2.74)$$

- Capacidad latente:

$$Q_L = \dot{m}_i * (h_M - h_X) \dots \dots \dots (2.75)$$

Así mismo no olvidar que se la suma de ambas capacidades nos da igual al calor total del equipo (Capacidad de enfriamiento), siendo representado mediante la siguiente ecuación:

$$Q_S + Q_L = Q_{eq} \dots \dots \dots (2.76)$$

2.3. Conceptual

2.3.1. Carga de enfriamiento

El interior de un edificio gana calor debido a varias fuentes. Si la temperatura y humedad del aire en los recintos se deben mantener a un nivel confortable, se debe extraer calor para compensar las ganancias mencionadas. A la cantidad neta de calor que se retira se le llama carga de enfriamiento. Se debe calcular esta carga porque es la base para seleccionar el equipo de enfriamiento adecuado, así como las tuberías y los ductos (Pita, 2006, p. 133-134).

En los edificios la ganancia de calor proviene de distintas fuentes tanto internas como externas, la cual debemos evacuar de los ambientes, para así mantener el aire a ciertas condiciones de temperatura y humedad, que permita alcanzar un ambiente confortable para todos los ocupantes.

2.3.2. Selección del equipo de aire acondicionado

Después de hacer la evaluación de la carga, debe elegirse el equipo cuya capacidad sea suficiente para neutralizar esta carga. El aire impulsado hacia el espacio acondicionado debe tener las condiciones necesarias para satisfacer las cargas de calor sensible y latente que han sido estimadas. (Carrier, 2009, p.1-7)

Carrier (2009) sostiene que, el uso de los procedimientos psicrométricos, permite la selección del equipo de acondicionamiento de aire.

2.3.3. Dimensionamiento de la tubería de refrigeración

Stanford III y Spach (2019) sostienen que, los tubos y accesorios de cobre son empleados en sistemas de tuberías de refrigeración, los cuales están disponibles en distintos espesores estándar denominados K, L y M. Usualmente para trabajos de refrigeración se utiliza tubos tipo L, donde su tamaño se especifica de acuerdo al diámetro exterior.

En las actuales aplicaciones de HVAC, el diseño o dimensionamiento de las tuberías de refrigeración se realizan de acuerdo a los fabricantes, los cuales proporcionarán información específica sobre el tamaño de tuberías y equipos. Sin embargo, se debe tener conocimientos básicos sobre tuberías (Stanford III y Spach, 2019).

Por consiguiente, el dimensionamiento de las tuberías de refrigeración se basa en función a lo indicado por el fabricante de equipos de aire acondicionado seleccionado en la presente investigación (Marca: SAMSUNG), el cual se realiza mediante la aplicación de un programa de selección propio de la marca.

2.4. Definición de términos básicos

- a) **Sistema de Aire Acondicionado:** Un sistema que controla el ambiente interior total durante todas las estaciones del año, bajo todos los requisitos de confort.

- b) BTU (Unidad Térmica Británica):** Unidad de medida de la cantidad de calor requerida para elevar la temperatura de una libra de agua en 1°F.
- c) Zona de confort:** Es el rango de temperatura, humedad y velocidad del aire en el que el mayor porcentaje de personas se siente "cómodo".
- d) Infiltración:** Flujo de aire que ingresa al interior de un espacio a través de paredes, puertas y ventanas, o a través del material de construcción utilizado en la estructura.
- e) Punto de rocío:** La temperatura a la que el vapor de agua se convierte en líquido a una presión dada.
- f) Unidad evaporadora:** Es aquella parte (intercambiador de calor) de un sistema de enfriamiento en el que se vaporiza el refrigerante.
- g) Unidad condensadora:** Una máquina de refrigeración que consta de uno o más compresores accionados por potencia, siendo receptores de líquidos y otros componentes.
- h) Válvula de expansión:** Válvula controlada termostáticamente, o dispositivo de medición, para controlar el punto de ebullición y el flujo de refrigerante al elemento de enfriamiento (evaporador).

III. HIPOTESIS Y VARIABLES

3.1. Hipótesis

3.1.1. Hipótesis general

El diseño de un sistema de aire acondicionado tipo VRF de 30 TON permite el confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM de la ciudad de Lima.

3.1.2. Hipótesis específica

- La carga de enfriamiento permite realizar la selección de los equipos de aire acondicionado y obtener la capacidad nominal de enfriamiento.
- La selección de los equipos de aire acondicionado permite el dimensionamiento de tuberías de refrigeración.
- El dimensionamiento de las tuberías de refrigeración permite realizar el presupuesto del sistema de aire acondicionado para el confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM de la ciudad de Lima.

3.2. Definición conceptual de variables

3.2.1. Variable

- **Diseño de un sistema de aire acondicionado**

Según Pita (2006):

El diseño de un sistema de acondicionamiento de aire (HVAC) implica determinar el tipo de sistema que debe emplearse, calcular las cargas (o requerimientos) de calentamiento y enfriamiento, estimar los tamaños de la tubería y de ductos, seleccionar el tipo y tamaño del equipo, y planear la localización de cada pieza del equipo en la construcción. Esta información se muestra en los planos y en las especificaciones de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire, que sirven como instructivo para instalar el sistema (p. 11).

Así mismo STANFORD (2019) sostiene lo siguiente:

El diseño de un sistema de aire acondicionado eficaz debe proceder en una secuencia sistemática que incluya los siguientes pasos básicos: Obtener una comprensión detallada de los criterios del propietario y los requisitos de rendimiento para el proyecto, evaluar conceptos de sistemas alternativos para satisfacer los requisitos del proyecto, definir zonas de control y calcular las cargas de calefacción/refrigeración, localizar los principales elementos del equipo mecánico y definir los requisitos de espacio del edificio para el sistema de aire acondicionado, diseñar sistemas de distribución de aire y difusión de aire efectiva, diseñar el sistema de tuberías, definir criterios de rendimiento del equipo y diseñar criterios operativos del sistema.

ASHRAE (2021) define el mismo concepto como:

El diseño y el tamaño correctos de los sistemas de aire acondicionado requieren algo más que el cálculo de la carga de refrigeración en el espacio que se va a acondicionar. El tipo de sistema de aire acondicionado, velocidad de ventilación, recalentamiento, energía del ventilador, ubicación del ventilador, la pérdida y ganancia de calor de los conductos, las fugas de los conductos, los sistemas de iluminación de extracción de calor, el tipo de sistema de aire de retorno y cualquier recuperación sensible o latente del calor afectan la carga del sistema y el tamaño de los componentes. El diseño adecuado del sistema y el dimensionamiento de los componentes requieren que el rendimiento del sistema se analice como una serie de procesos psicrométricos (p 18.2).

3.2.2. Operacionalización de variables

Tabla 11. Matriz de operacionalización de las variables

Variable	Dimensiones	Indicadores	Índice	Técnica - Instrumento	Metodología
Diseño de un Sistema de Aire Acondicionado	Carga de enfriamiento	Condiciones de diseño	- Temperatura (°F) - Porcentaje de humedad relativa (%HR)	TECNICA: Documental INSTRUMENTOS: - Fichas bibliográficas: Norma ASHRAE Handbook Fundamental (2021). - Fichas de trabajo: Resultado de los cálculos de la carga de enfriamiento.	TIPO: Tecnológico DISEÑO: No experimental METODO: Método analítico-sintético MUESTRA: Sistema de aire acondicionado tipo VRF para las oficinas de la ONG ANIQUEM
		Ganancias de Calor (Carga térmica)	- Área (ft2) - Coeficiente global de transferencia de calor (Btu/h-ft2-°F) - Temperatura (°F)		
	Selección del equipo de aire acondicionado	Psicrometría	- Caudal de aire exterior (CFM) - Flujo de masa del suministro de aire (Lb/h) - Capacidad de enfriamiento total (Btu/h)	TECNICA: Documental y empírica INSTRUMENTOS: - Fichas bibliográficas: Norma ASHRAE Handbook Fundamental (2021). - Fichas electrónicas: fichas técnicas de los equipos. - Fichas de trabajo: Reporte de equipos SAMSUNG. - Observación Simple: Visita técnica para ver los espacios físicos de montaje de los equipos	
		Selección del sistema de acondicionamiento	- Requerimientos del proyecto - Distribución del edificio - Capacidad nominal del equipo (Btu/h)		
	Dimensionamiento de la tubería de refrigeración	Selección del tipo de tubería	- Presión de trabajo (PSI)	TECNICA: Documental INSTRUMENTOS: - Fichas bibliográficas: Norma ASHRAE Handbook Fundamentals (2021). - Fichas de trabajo: Reporte de los diámetros de la tubería de refrigeración SAMSUNG.	
		Dimensionamiento del sistema de tuberías	- Capacidad de los equipos (Btu/h)		

Fuente: Elaborado en base a las definiciones conceptuales de las variables, dimensiones y la metodología de investigación.

IV. DISEÑO METODOLÓGICO

4.1. Tipo y diseño de la investigación

4.1.1. Tipo de investigación

Según Espinoza (2014, p.90) sostiene que “La investigación tecnológica tiene como propósito aplicar el conocimiento científico para solucionar los diferentes problemas que benefician a la sociedad. Sus niveles son la experimentación y la aplicación”.

Es por ello que, la presente investigación es del **tipo tecnológica**, dado que está orientado a producir un servicio de diseño que servirá para una futura implementación que dará solución a la falta de confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM, en beneficio de todos los usuarios del local.

4.1.2. Diseño de investigación

Según Sampieri (2018, p.177) sostiene que la investigación no experimental del tipo transeccional con alcance descriptivo es “los estudios que buscan indagar el nivel o estado de una o más variables en una población; en este caso, en un tiempo único”.

Por lo tanto, la presente investigación es un **diseño no experimental** del tipo transeccional con alcance descriptivo, dado que para determinar en función de los requerimientos del proyecto, la carga térmica, la capacidad de enfriamiento de los equipos de aire acondicionado y el dimensionamiento de las tuberías de refrigeración del sistema, fue necesario recoger información actualizada en un tiempo único.

Es así que para esta investigación se aplicará el siguiente diagrama:

Diagrama: M → O

Dónde:

M: Diseño del sistema de aire acondicionado (Muestra u objeto de estudio).

O: Confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM (Observación de la muestra).

4.2. Método de Investigación

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

Es por eso que esta investigación tiene un método **analítico-sintético**, dado que descomponemos el objeto de estudio con la finalidad de analizar cada parte de forma individual, la cual inicia con el cálculo de la carga de enfriamiento hasta la culminación del diseño del sistema de aire acondicionado.

4.3. Población y Muestra

Según Neill y Cortez (2018) sostienen que: “La población es el conjunto de todos los casos o elementos (población) que concuerdan con una serie de especificaciones, y la muestra es un subgrupo que tiene un carácter representativo de los casos o elementos de una población” (p. 104).

La presente investigación abarca la totalidad del objeto de estudio, por lo tanto, nuestra población y muestra coinciden, siendo este, el sistema de aire acondicionado tipo VRF para las oficinas de la ONG ANIQUEM.

4.4. Lugar de estudio y período de desarrollo

La presente investigación tiene como lugar de estudio la ONG ANIQUEM (ver figura 32), comprendida por oficinas distribuidas entre los pisos del 01 al 03, ubicado en el Jirón Santo Domingo 255, Jesús María – Lima (Altitud de 80 m.s.n.m), con un área total de 326 m², donde se plantea realizar el diseño de un sistema de aire acondicionado, para una futura implementación.

Siendo el período de desarrollo de esta investigación comprendida entre los meses de setiembre y noviembre del año 2021.

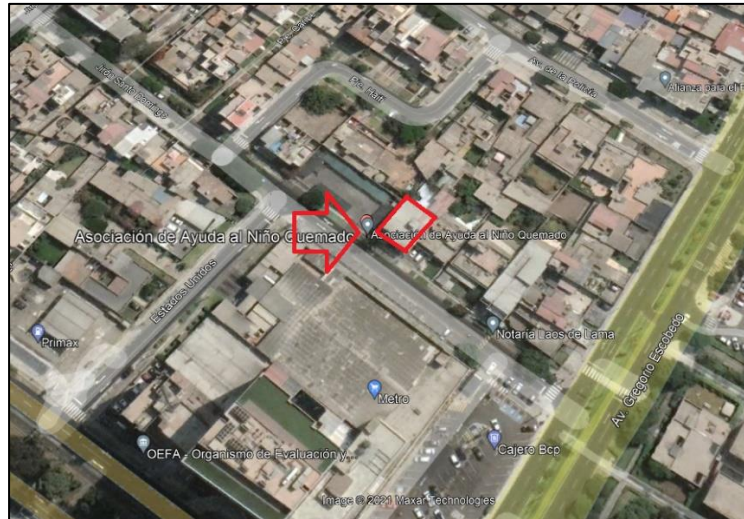


Figura 32. ONG ANIQUEM, ubicado en el Jirón Santo Domingo 255, distrito de Jesús María, Lima – Perú, tomado de Google Earth, 2021.

4.5. Técnicas e instrumentos para la recolección de la información

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 (Espinoza, 2014, p.107).

Es por ello que, en esta investigación se utilizó la técnica documental, siendo los instrumentos empleados tales como: fichas bibliográficas, fichas electrónicas, fichas de trabajo y ficha documental.

Según, Espinoza (2014, p.108) sostiene que “La técnica empírica permite la observación en contacto directo con el objeto de estudio, y el acopio de testimonios que permitan confrontar la teoría con la práctica en la búsqueda de la verdad.”

Por lo tanto, esta investigación utilizó la técnica empírica denominada: observación, dado que se realizó una visita técnica a la ONG ANIQUEM, empleándose una cámara fotográfica como instrumento para recolectar datos de los espacios a climatizar.

A continuación, a manera de resumen se muestra la figura 33 donde se observan las técnicas e instrumentos para la recolección de datos usados en esta investigación:

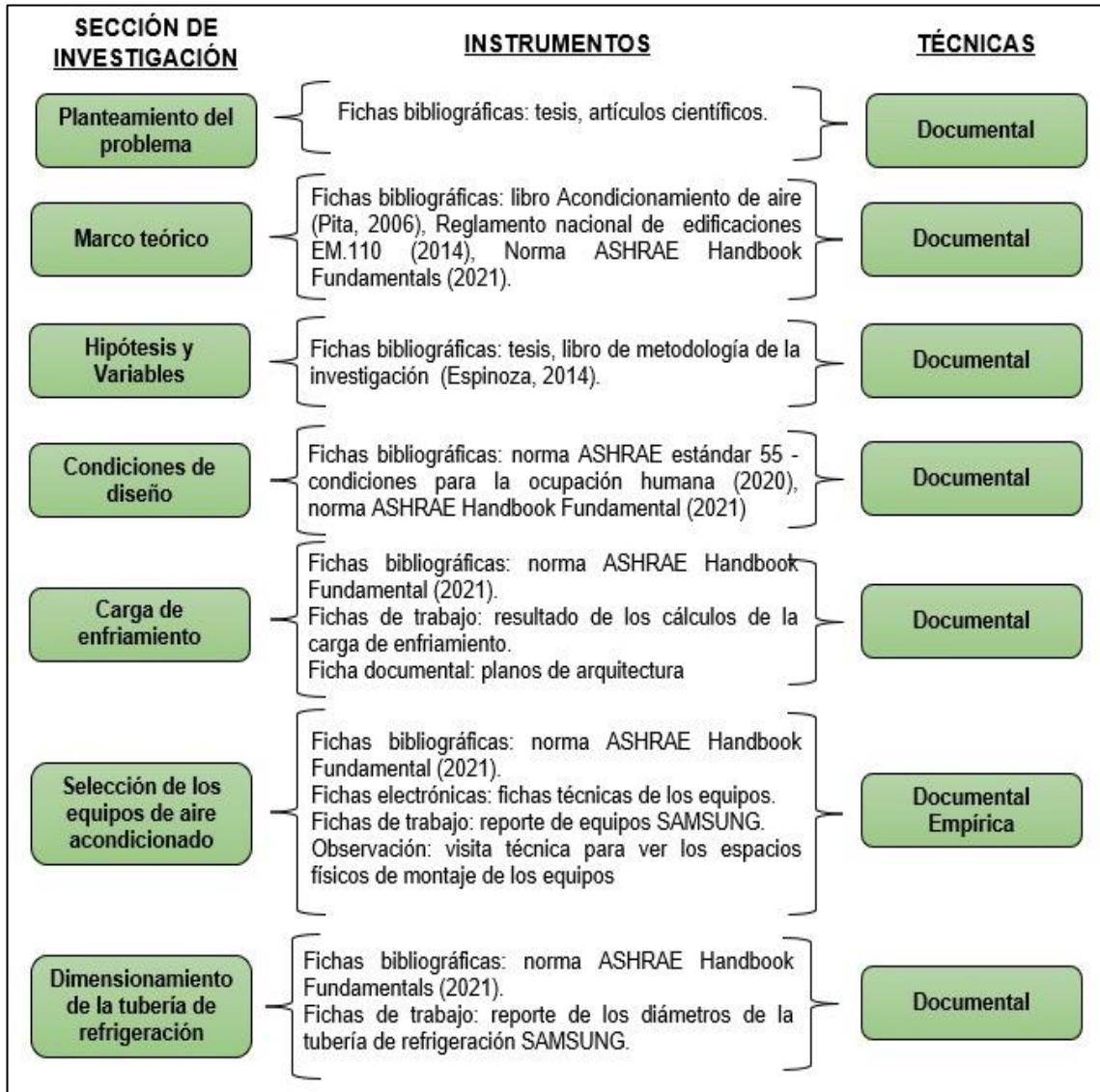


Figura 33. Diagrama de técnicas e instrumentación para la recolección de datos utilizados en esta investigación.

4.6. Análisis y procesamiento de datos

a) Identificación de requerimientos

En la siguiente lista se presentan los principales requerimientos que cumple el presente diseño, siendo algunos por parte del mismo cliente, y otros por parte del diseñador, el cual se resume en la tabla 12:

Tabla 12. *Requerimientos para el diseño del sistema de aire acondicionado*

PROYECTO		“DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO TIPO VRF DE 30 TON PARA EL CONFORT TÉRMICO EN LAS OFICINAS DE LA ONG ANIQUEM – LIMA. 2021”	
It	Deseo (D)	DESCRIPCIÓN	RESPONSABLE
	Exigencia (E)		
FUNCIÓN PRINCIPAL			
1	E	Alcanzar el confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM, Lima-Perú.	ANIQUEM
2	E	Todos los ambientes de oficinas se climatizarán, con excepción de los servicios higiénicos, patio de juegos, data center, almacenes y cochera.	ANIQUEM
ENERGÍA			
3	E	Los equipos del sistema de aire acondicionado deben ser accionados por energía eléctrica alterna (monofásica para las evaporadoras y trifásica para los condensadores).	Ivan Cortez Jesús Albis
GEOMETRÍA			
4	E	La geometría de los equipos debe adaptarse al diseño arquitectónico de cada oficina.	Ivan Cortez Jesús Albis
5	E	La geometría del sistema de tuberías de refrigeración debe adaptarse al diseño arquitectónico de cada oficina y de la edificación.	Ivan Cortez Jesús Albis
ERGONOMÍA			
6	E	Las disposiciones de los equipos de aire serán diseñadas de tal forma que sean flexibles para el instalador, durante la fase de implementación.	Ivan Cortez Jesús Albis
MANTENIMIENTO			
7	E	El Mantenimiento deberá ser sencillo, económico y de fácil acceso.	Ivan Cortez Jesús Albis
8	E	Los componentes del sistema deberán ser de fácil reemplazo (stock nacional).	Ivan Cortez Jesús Albis
MEDIO AMBIENTE			
9	D	El sistema no debe producir segregaciones que impacten al medio ambiente, así como los niveles sonoros deben estar en un rango inferior a 70 dB.	Ivan Cortez Jesús Albis
OPERACIÓN			
10	E	El sistema debe ser operado fácilmente por una persona.	Ivan Cortez Jesús Albis
11	E	La ubicación de los equipos debe ser considerado en base a los requisitos de montaje de los manuales de instalación del fabricante.	Ivan Cortez Jesús Albis
COSTO			
12	D	Los costos de fabricación e instalación deberán ser los mínimos posibles.	Ivan Cortez Jesús Albis
13	D	El sistema debe operar a carga parcial para que los costos por consumo eléctrico sean más bajos.	Ivan Cortez Jesús Albis

Fuente: Elaborado en base a los requerimientos para el diseño del sistema de aire acondicionado.

b) Diseño conceptual

Como parte del análisis de datos, se utilizó el método de la caja negra, como dato de entrada se consideró el flujo de aire a condiciones

ambientales, que, por medio de un sistema de aire acondicionado, se obtiene el flujo de aire climatizado para el confort térmico en las oficinas como dato de salida, tal como se observa en la figura 34.

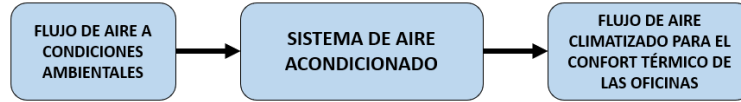


Figura 34. Método de la caja negra blanca elaborado en base al método de análisis sintético para el flujo de aire climatizado que permita el confort térmico.

De igual forma, se utilizó el método de la caja blanca (ver figura 35), en el cual se consideró como dato de entrada al flujo de aire a condiciones ambientales, para luego en el proceso de diseño, iniciar seleccionando los parámetros de las condiciones de diseño, los cuales son analizados y procesados, dando como resultado la carga térmica, lo que permitió determinar la capacidad de enfriamiento mediante los procesos psicrométricos, para posteriormente seleccionar los equipos de aire acondicionado, dimensionar las tubería de refrigeración y realizar el presupuesto del sistema, obteniendo finalmente el diseño el sistema de aire acondicionado para el confort térmico en las oficinas.

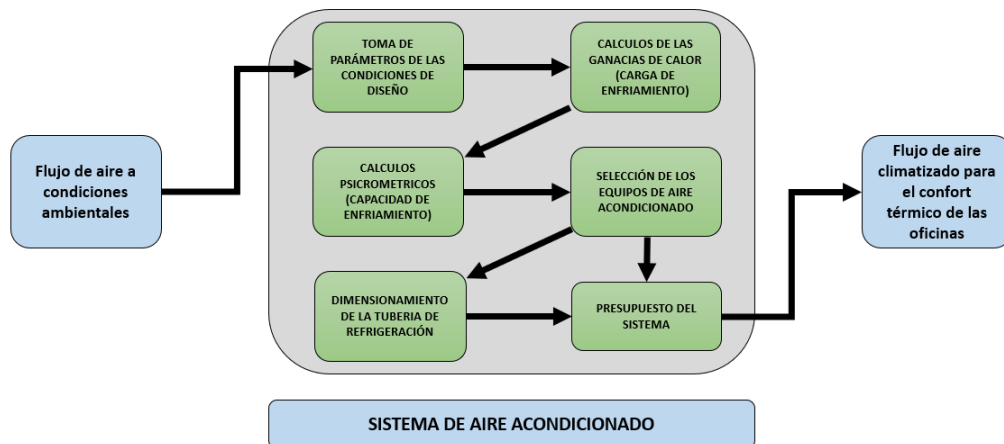


Figura 35. Método de la caja blanca elaborado en base al método de análisis sintético para un sistema de aire acondicionado.

Así mismo, el diseño se sintetizó a una solución en forma de conceptos, para ello se presenta el siguiente esquema (ver figura 36), el cual se inicia

con la toma de parámetros de las condiciones de diseño y se culmina con el dimensionamiento de las tuberías de refrigeración.


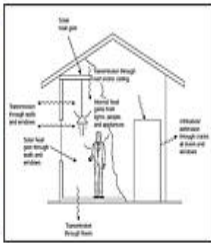
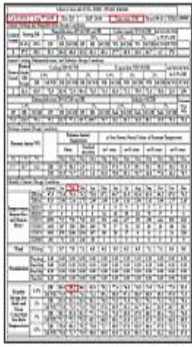
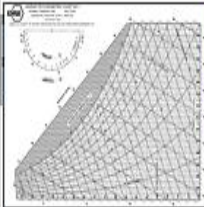


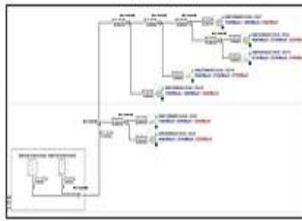
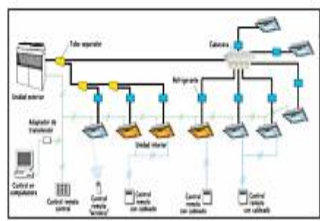
ETAPAS		MODELO CONCEPTUAL PARA EL CONFORT TÉRMICO
CARGA DE ENFRIAMIENTO	Condiciones de diseño	  
	Ganancias de Calor (Carga térmica)	
SELECCIÓN DEL EQUIPO	Psicrometría	  
	Selección del sistema de acondicionamiento (Requerimientos)	
DIMENSIONAMIENTO DE LA TUBERÍA DE REFRIGERACIÓN	Selección del tipo de tubería	 
	Dimensionamiento del sistema de tuberías	

Figura 36. Diseño conceptual para el sistema de aire acondicionado, elaborado en base al modelo conceptual de nuestras dimensiones.

Posterior a ello se conceptualizó 3 alternativas de diseño del sistema de aire acondicionado, las cuales se detallan a continuación:

- Por medio de un sistema de expansión directa (sistema split).
- Por medio de un sistema de expansión directa a cargas parciales (sistema VRF).
- Por medio de un sistema de expansión indirecta (sistema de agua helada).

Siendo estas alternativas, plasmadas de forma gráfica en la figura 37.

FUNCIONES PARCIALES	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3
TIPO DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO	 <p>SISTEMA DE EXPANSIÓN DIRECTA SPLIT</p>	 <p>SISTEMA DE EXPANSIÓN DIRECTA A CARGA PARCIALES VRF</p>	 <p>SISTEMA DE EXPANSIÓN INDIRECTA POR AGUA HELADA</p>
TIPO DE EVAPORADOR	 <p>EVAPORADORA TIPO CASSETTE</p>	 <p>EVAPORADORAS TIPO PARED Y TECHO</p>	 <p>FAN COIL Y UMA</p>
TIPO DE CONDENSADOR	 <p>CONDENSADOR DE DESCARGA HORIZONTAL</p>	 <p>CONDENSADOR DE DESCARGA VERTICAL</p>	 <p>CHILLER ENFRIADO POR AIRE Y ENFRIADO POR AGUA</p>
SISTEMA DE TUBERIA DE REFRIGERACION	 <p>TUBERIA DE COBRE FLEXIBLE</p>	 <p>TUBERIA DE COBRE RIGIDA</p>	 <p>TUBERIA DE ACERO AL CARBONO SCHN-40</p>
SISTEMA DE DUCTOS	 <p>DUCTOS AISLADO CON DUCT LINER</p>	 <p>SIN DUCTO</p>	 <p>DUCTOS AISLADO CON LANA DE FIBRA DE VIDRIO</p>
SISTEMA DE MONITOREO Y CONTROL	 <p>TERMOSTATO DIGITAL</p>	 <p>CONTROL REMOTO INALAMBIRICO</p>	 <p>TERMOSTATO DIGITAL TOUCH</p>

Figura 37. Alternativas de diseño para el sistema de aire acondicionado, elaborado en base a los sistemas de aire acondicionado que existen en la actualidad.

Luego se realizó una matriz morfológica (ver figura 38), con las 3 alternativas de diseño planteadas. Para este diseño se eligió un sistema de expansión directa a carga parciales (VRF), dado que se adapta a los requerimientos de la presente investigación, así mismo se consideró como unidades interiores a las evaporadoras tipo pared y piso techo, ya que se adecuan a la arquitectura de las oficinas y no requieren del uso de un sistema de ductos para la distribución del aire, el material empleado para el sistema de tuberías de refrigeración será de cobre, respetando los

diámetros recomendados por el fabricante para un correcto funcionamiento de los equipos, finalmente la operación de los equipos será por medio de un control remoto inalámbrico.

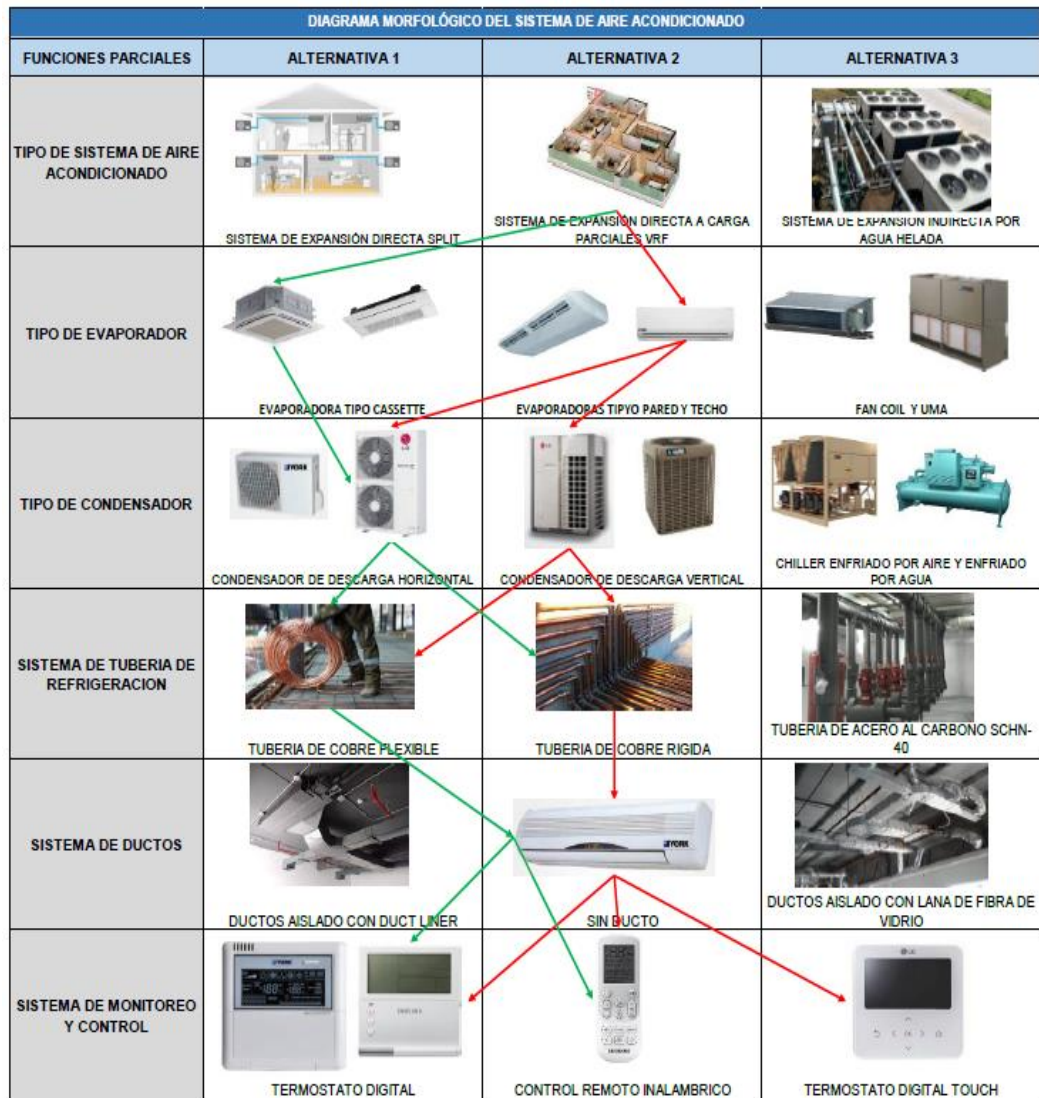


Figura 38. Matriz morfológica para el sistema de aire acondicionado, elaborado en base a las alternativas de solución del tipo de sistema de aire acondicionado.

c) Diseño de detalle

En la elaboración de la presente investigación se realizó un diagrama lógico (ver figura 39), en el cual se describen las etapas de cálculo que sigue esta tesis. Posterior a ello, se subdividen para un mayor entendimiento de todos los procesos que involucra realizar el diseño del sistema de aire acondicionado.

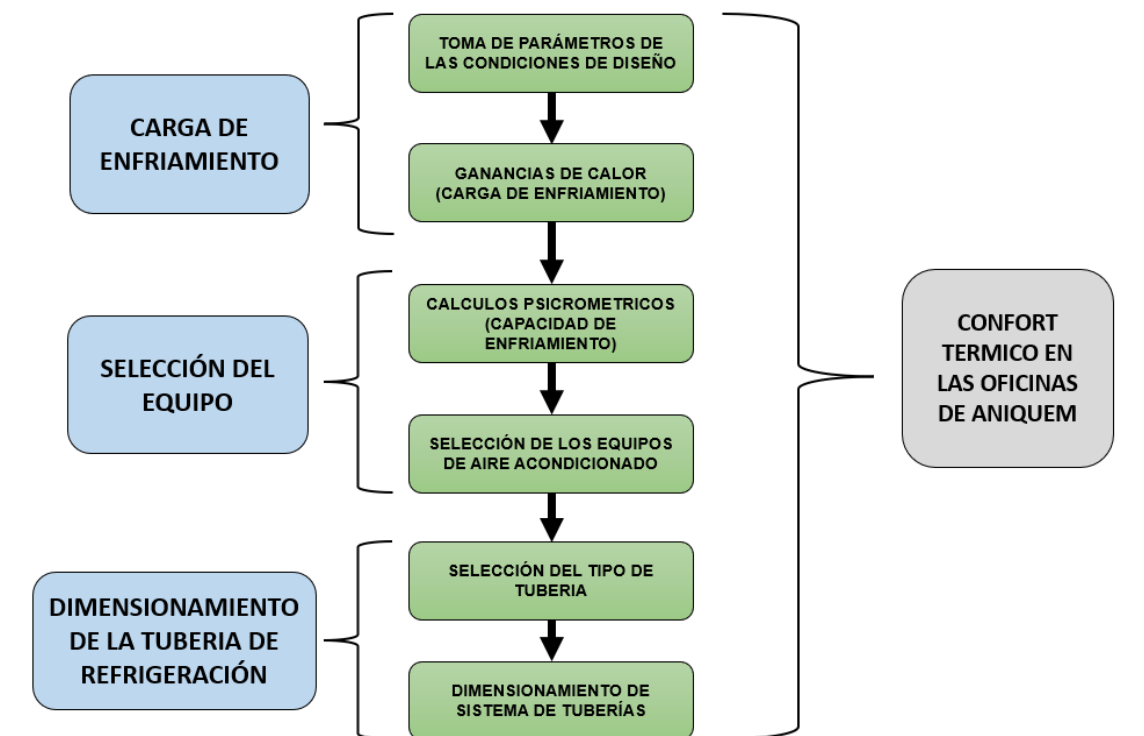


Figura 39. Diagrama lógico de las etapas del proyecto, elaborado en base a las dimensiones de la matriz de operacionalización de variables.

A continuación, se presentan las etapas que se deben de seguir para alcanzar el confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM.

- Etapa 1: Determinación de la carga de enfriamiento.
 - Determinación de las condiciones de diseño.
 - Cálculo de las ganancias de calor.

- Etapa 2: Selección del equipo de aire acondicionado.
 - Cálculos psicrométricos.
 - Selección del sistema de acondicionamiento.

- Etapa 3: Dimensionamiento de la tubería de refrigeración.
 - Selección del tipo de tubería.
 - Dimensionamiento del sistema de tuberías.

4.6.1. Etapa 1: Determinación de la carga de enfriamiento

a) Determinación de las condiciones de diseño

Mediante Google Earth, se determinó la ubicación geográfica de La ONG ANIQUEM (ver figura 40), encontrándose en el Jirón Santo Domingo N° 255, distrito de Jesús María, departamento de Lima, con una latitud de 12°05'19.47" S, una longitud 77°03'28.09" O y una altitud de 80 m.s.n.m.



Figura 40. Localización de la ONG ANIQUEM, tomado de Google Earth, 2021.

Para las condiciones exteriores de diseño se tomó los datos de la “ASHRAE Climatic Design Conditions” (2017), y para las condiciones interiores de diseño se tomaron los datos de la zona de confort indicados en la norma ASHRAE estándar 55 (2020) - Condiciones para la ocupación humana.

Para realizar el cálculo térmico de la presente investigación, se consideró la temperatura exterior más elevada registrada para el mes de **febrero**, de acuerdo a la tabla de condiciones climáticas de diseño de la ASHRAE para la ciudad de Lima-Perú (ver figuras 41 y 42).

LIMA CALLAO INTL, PERU (WMO: 846280)																					
Lat:12.022S		Long:77.114W		Elev:113		StdP: 14.64		Time zone:-5.00		Period:90-14		WBAN:99999									
Annual Heating and Humidification Design Conditions																					
Coldest Month	Heating DB		Humidification DP/MCDB and HR						Coldest month WS/MCDB		MCWS/PCWD										
			99.6%		99%		0.4%		1%		to 99.6% DB										
	99.6%	99%	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	WS	MCDB	WS	MCDB	MCWS	PCWD							
8	57.2	58.0	53.3	60.6	60.6	53.6	61.4	60.4	17.7	65.9	16.0	64.7	4.3	170							
Annual Cooling, Dehumidification, and Enthalpy Design Conditions																					
Hottest Month	Hottest Month DB Range	Cooling DB/MCWB						Evaporation WB/MCDB						MCWS/PCWD							
		0.4%		1%		2%		0.4%		1%		2%		to 0.4% DB							
		DB	MCWB	DB	MCWB	DB	MCWB	WB	MCDB	WB	MCDB	WB	MCDB	MCWS	PCWD						
2	11.4	83.9	72.9	82.0	72.0	80.4	71.5	74.4	81.0	73.1	79.9	72.0	78.6	11.0	190						
Dehumidification DP/MCDB and HR																					
0.4%						1%			2%			0.4%			1%			2%			Extreme Max WB
DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB					
71.9	118.5	79.4	70.2	111.7	77.4	69.7	109.7	76.7	38.1	80.2	36.8	80.1	35.8	79.4	78.4						
Extreme Annual Design Conditions																					
Extreme Annual WS			Extreme Annual Temperature						n-Year Return Period Values of Extreme Temperature												
			Mean		Standard deviation		n=5 years		n=10 years		n=20 years		n=50 years								
1%	2.5%	5%	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max					
17.7	15.7	14.1	DB	55.7	86.3	2.9	2.1	53.6	87.8	51.9	89.1	50.3	90.3	48.1	91.8						
			WB	53.9	74.7	2.9	1.5	51.8	75.8	50.1	76.7	48.5	77.6	46.4	78.7						
Monthly Climatic Design Conditions																					
		Annual	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec							
Temperatures, Degree-Days and Degree-Hours	DBAvg	67.9	73.6	75.0	74.2	70.6	67.1	64.7	63.5	62.6	63.0	64.3	67.0	70.3							
	DBStd	5.13	2.50	2.34	2.72	2.95	3.09	3.39	3.10	2.50	2.42	2.09	2.27	2.45							
	HDD50	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0							
	HDD65	327	0	0	0	0	14	46	69	84	70	37	7	0							
	CDD50	6550	732	700	749	619	530	441	417	391	390	444	509	628							
	CDD65	1402	267	280	284	169	79	37	21	10	10	16	66	163							
	CDH74	3902	875	1184	1104	357	80	28	17	6	6	3	24	218							
CDH80	401	74	141	146	28	2	1	0	0	0	0	0	9								
Wind	WSAvg	7.2	8.7	7.8	7.3	6.8	6.3	5.9	6.2	6.5	7.1	7.4	8.0	8.5							
Precipitation	PrecAvg	0.40	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.10	0.10	0.10	0.00	0.00	0.00							
	PrecMax	0.60	0.10	0.10	0.20	0.10	0.10	0.10	0.10	0.20	0.20	0.00	0.20	0.10							
	PrecMin	0.20	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00							
	PrecStd	0.10	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00							
Monthly Design Dry Bulb and Mean Coincident Wet Bulb Temperatures	0.4%	DB	85.6	86.2	86.1	83.0	79.2	77.4	76.8	74.9	74.9	73.5	77.0	81.0							
		MCWB	74.9	75.1	74.1	72.2	69.2	68.0	67.4	66.9	66.9	65.3	67.6	71.5							
	2%	DB	82.0	83.1	83.9	80.1	76.0	73.5	71.8	70.2	70.1	71.2	73.8	78.4							
		MCWB	71.8	72.5	73.0	70.8	67.6	65.9	65.2	64.7	64.1	63.9	65.7	69.7							
	5%	DB	80.2	81.8	81.2	77.4	73.6	71.5	69.8	67.9	68.2	69.4	72.0	76.5							
		MCWB	71.3	72.1	71.9	69.3	66.5	65.4	63.8	62.2	62.5	62.9	64.9	68.5							
	10%	DB	78.6	80.3	79.2	75.6	71.7	69.5	67.6	65.9	66.4	67.9	71.2	75.0							
		MCWB	70.8	71.7	70.9	68.6	65.8	63.9	62.0	60.4	61.2	62.2	64.6	67.8							

Figura 41. Datos climáticos generales para la ciudad de Lima-Perú, tomado de "ASHRAE Climatic Design Conditions", 2017, p.1.

- Temperatura de bulbo seco exterior: $DB = 86.2^{\circ}F$

Monthly Design Wet Bulb and Mean Coincident Dry Bulb Temperatures	0.4%	WB	75.5	76.2	75.3	73.2	69.9	68.4	67.5	67.8	67.2	65.7	68.1	72.1	
		MCDB	82.1	83.3	83.6	81.7	78.0	75.3	75.1	72.6	73.3	72.1	74.8	78.7	
	2%	WB	73.7	74.7	73.8	71.6	68.3	67.0	66.0	65.4	65.5	64.2	66.7	70.7	
		MCDB	79.7	80.3	81.4	77.6	74.4	73.1	71.6	70.8	69.9	69.5	72.7	76.8	
	5%	WB	72.0	73.2	72.6	70.2	67.3	65.4	63.7	61.9	62.7	63.2	65.6	69.2	
		MCDB	78.4	79.8	79.7	76.0	72.7	70.7	68.9	66.4	67.7	68.2	71.2	75.2	
	10%	WB	71.0	72.0	71.7	69.1	66.1	64.1	62.3	60.5	61.1	62.5	64.7	68.0	
		MCDB	77.2	78.6	78.3	74.8	71.1	68.6	66.4	64.4	65.2	67.1	70.1	73.6	
	Mean Daily Temperature Range	5% DB	MDBR	10.3	11.4	11.4	10.5	8.6	6.4	5.8	6.0	6.8	7.6	8.5	9.4
			MCDBR	11.8	12.7	13.0	12.1	11.2	9.0	8.2	8.0	8.7	9.1	9.6	10.9
MCWBR			4.7	4.9	5.1	5.0	5.1	4.1	3.8	4.0	3.9	4.3	4.3	4.8	
5% WB		MCDBR	10.7	11.6	12.3	11.3	10.7	8.5	7.3	6.9	8.0	8.5	9.2	10.3	
		MCWBR	4.5	4.9	5.1	4.8	5.0	4.0	3.6	3.8	3.9	4.3	4.3	4.8	
Clear Sky Solar Irradiance		taub	0.499	0.490	0.510	0.502	0.448	0.448	0.426	0.449	0.535	0.486	0.479	0.488	
	taud	2.186	2.228	2.168	2.162	2.282	2.266	2.344	2.259	1.999	2.170	2.201	2.199		
	Ebn,noon	271	272	261	252	256	251	260	263	250	269	274	273		
	Edn,noon	50	48	49	47	40	39	37	42	58	50	49	49		
All-Sky Solar Radiation	RadAvg	1946	1926	1880	1792	1491	1214	1175	1323	1508	1732	1890	1861		
	RadStd	136	83	55	86	113	78	56	70	85	77	111	137		

Figura 42. Datos climáticos generales para la ciudad de Lima-Perú, tomado de “ASHRAE Climatic Design Conditions”, 2017, p.2.

- Temperatura de bulbo húmedo exterior: $WB = 76.2^{\circ}F$
- Rango medio de temperatura de bulbo seco: $MCDBR = 12.7^{\circ}F$
- Rango medio de temperatura de bulbo húmedo: $MCWBR = 4.9^{\circ}F$

Los datos de diseño interior, se tomaron de la tabla de condiciones de la zona de confort según Stanford III y Spach (Ver figura 43), las cuales están basadas en el estándar 55 de la norma ASHRAE.

Temperatura (°F) [°C]	Humedad Relativa (% HR)
70 [21]	50
71 [22]	50
72 [22]	50
73 [23]	50
74 [23]	50
75 [24]	50
76 [24]	50
77 [25]	50
78 [26]	50
79 [26]	45
80 [27]	40

Figura 43. Selección de las condiciones de diseño interior, tomado de “Análisis y Diseño de Sistemas de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado”, Stanford III y Spach, 2019, p. 115.

- Temperatura interior de diseño: $t_{in} = 74^{\circ}F$ ($23^{\circ}C$)
- Humedad relativa interior de diseño: $\%HR_{in} = 50\% HR$

La norma ASHRAE estándar 55 recomienda que, los ambientes están en confort térmico, siempre y cuando se encuentren dentro de la zona de confort, el cual se puede visualizar en la figura 44.

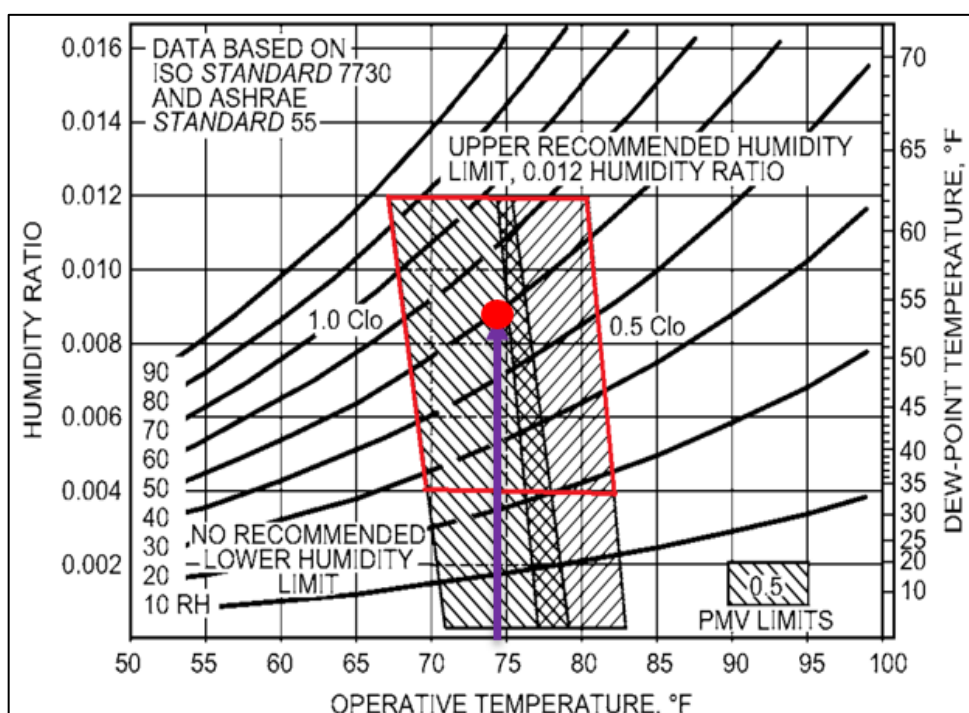


Figura 44. Zona de confort térmico, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 9.12.

Por lo tanto, nuestro diseño está ubicado dentro de la zona de confort (ver figura 44), considerando una temperatura de $23^{\circ}C$ ($74^{\circ}F$) y un porcentaje de humedad relativa de 50% para cada ambiente.

Así mismo, esto se comprobó mediante el software de acceso libre “CBE Thermal Comfort Tool” (ver Figura 45), en el cual se ingresó la temperatura y el porcentaje de humedad relativa a la cual se diseñó el sistema de aire acondicionado, observando que estas condiciones se encuentran dentro de la zona de confort.

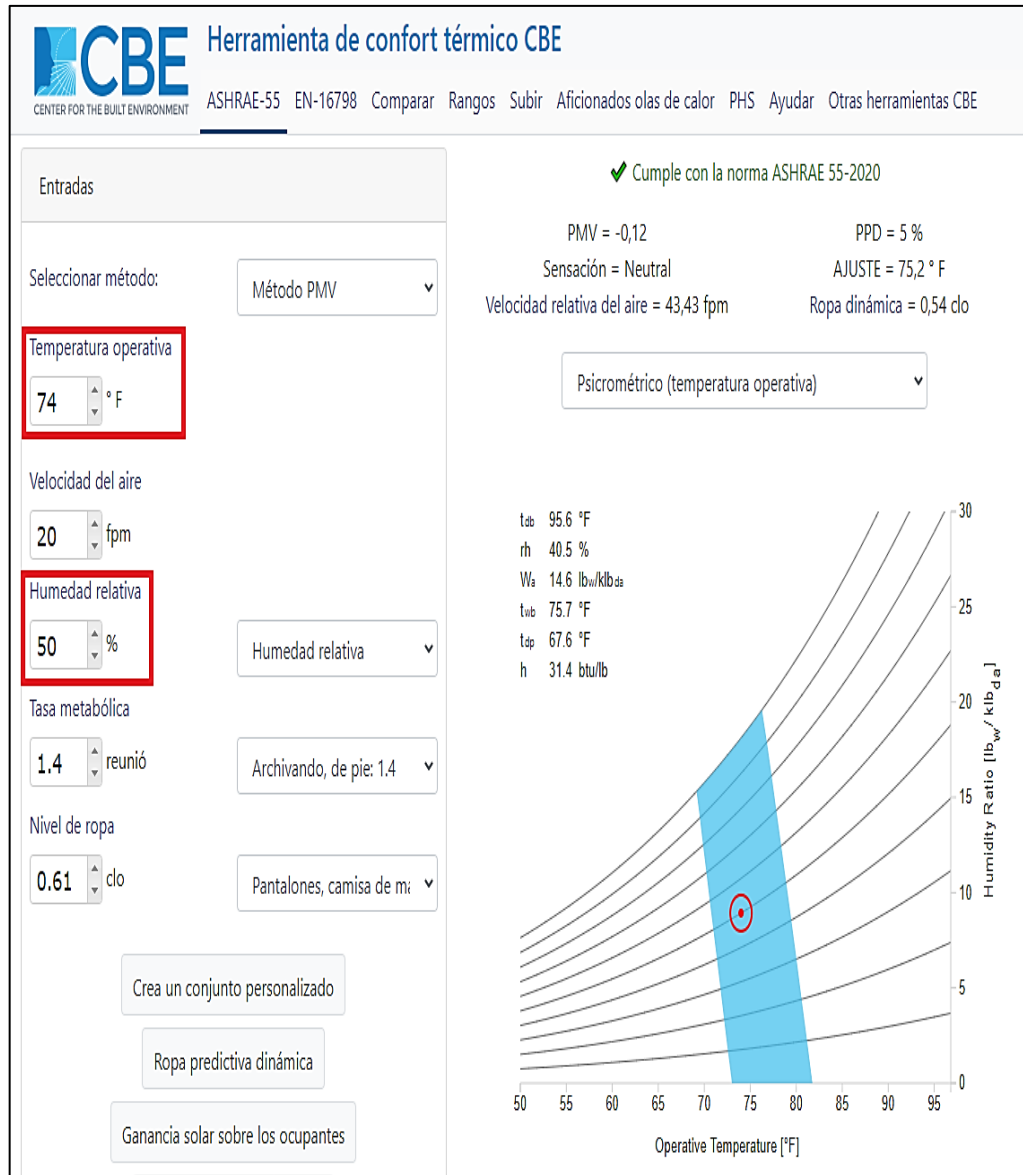


Figura 45. Punto de condiciones de diseño dentro de la Zona de confort térmico, elaborado en base al software CBE Thermal Comfort.

ASHRAE estándar 55 (2020) sostiene que, para tener un confort térmico aceptable, el PPD (porcentaje de insatisfacción previsto) debe ser menor al 10%, y el PMV (voto medio previsto) debe encontrarse entre (-0.5 y +0.5).

De la figura 45, vemos que el PPD toma un valor del 5%, y PMV toma un valor de -0.12, por lo que se asegura que los ambientes alcanzarán un confort térmico aceptable.

b) Cálculo de las ganancias de calor

Se utilizó la norma técnica EM.110 del Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE) donde se encuentran tablas con los valores de conductividad térmica de los materiales como por ejemplo: de los ladrillos, del concreto, del cemento, del drywall, entre otros, así mismo se utilizó la norma ASHRAE Handbook Fundamentals (2021), en donde se presentan tablas de datos termodinámicos de los materiales, tablas de datos del aire con respecto al sentido de flujo de calor, y otros datos que se necesitaron en la aplicación del método de cálculo RTS (Serie Radiante en el tiempo).

Así mismo, se utilizaron los planos de arquitectura (vista de corte, vista de planta de los 3 pisos) de la ONG ANIQUEM para recabar la información de todas las oficinas que se requieren acondicionar, siendo tomadas: las medidas de las paredes tanto exteriores como interiores, el área de las oficinas, la altura, el número de personas, entre otros.



Figura 46. Foto actual de la ONG ANIQUEM al 15-set-21, tomado por los autores de la investigación.

A continuación, se realizó el cálculo de carga térmica para el área de ADMISION ubicada en el piso 1, considerado para las 3:00 pm (15h) como fin demostrativo de cálculo, así mismo se muestran las vistas de planta de su ubicación en las figuras 47 y 48.

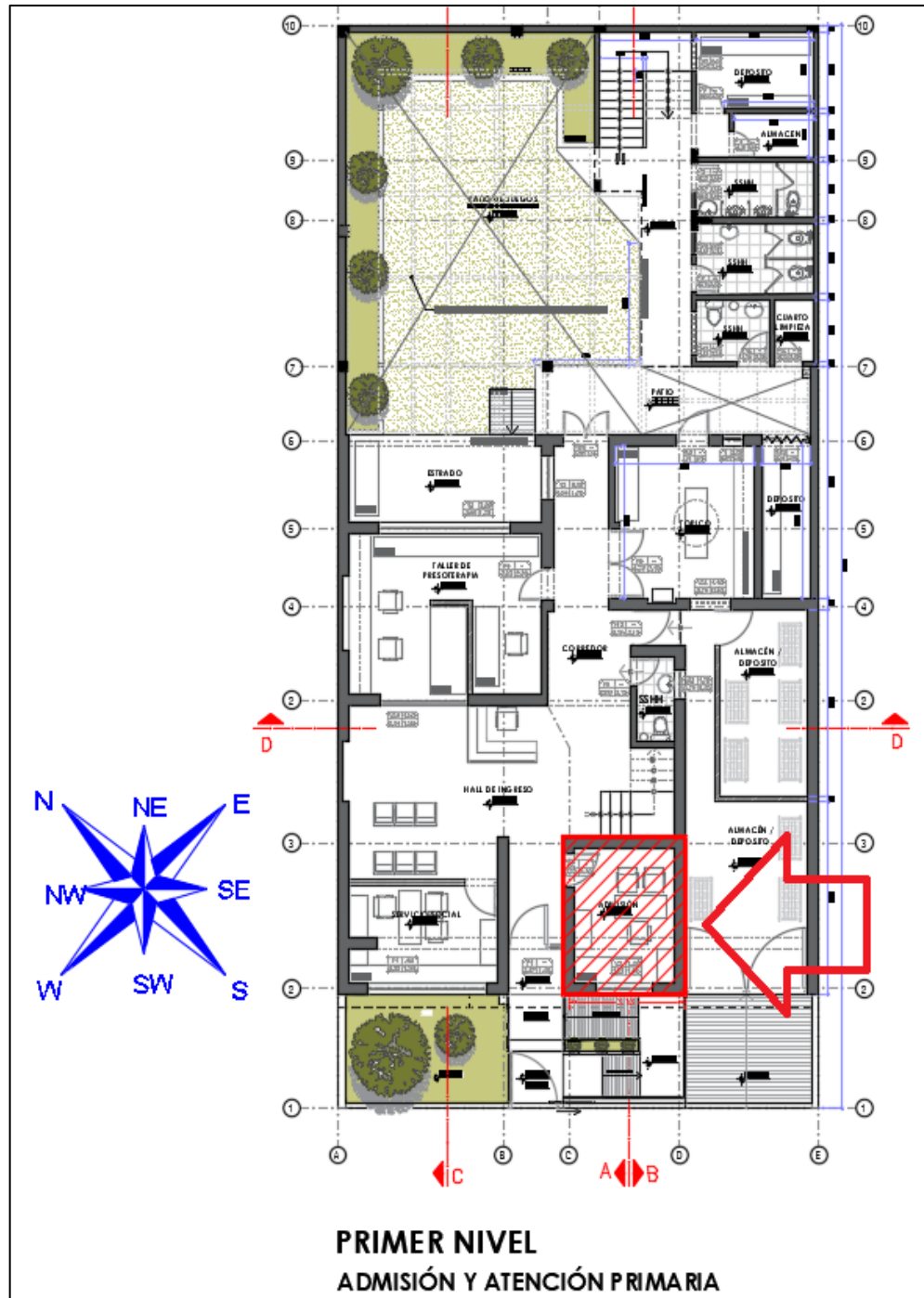


Figura 47. Plano vista de planta del piso 1 con la localización del área de ADMISIÓN, tomado de los planos de arquitectura brindados por el propietario de ANIQUEM.

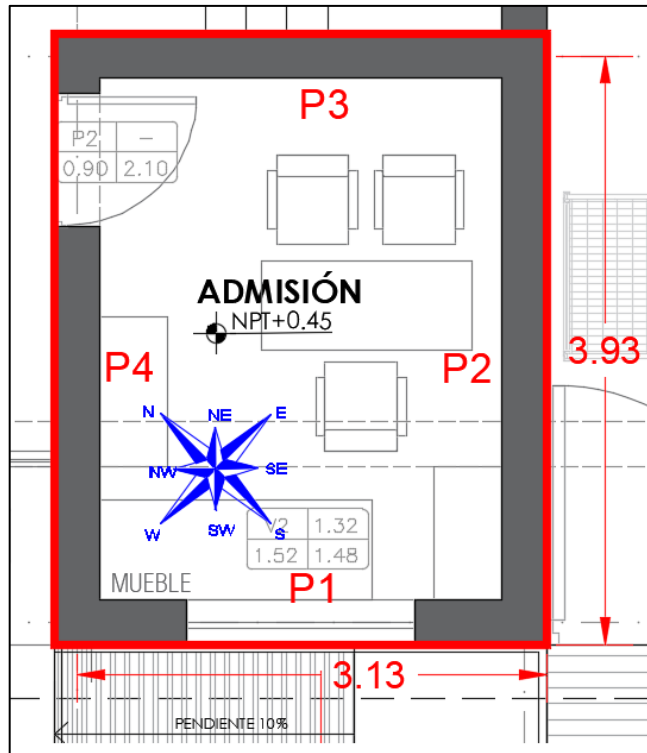


Figura 48. Vista de planta con la distribución del área de ADMISIÓN, tomado de los planos de arquitectura brindados por el propietario de ANIQUEM.

Para un mayor detalle se ubicó el área de ADMISIÓN en las vistas de corte, que se observan en las figuras 49 y 50.

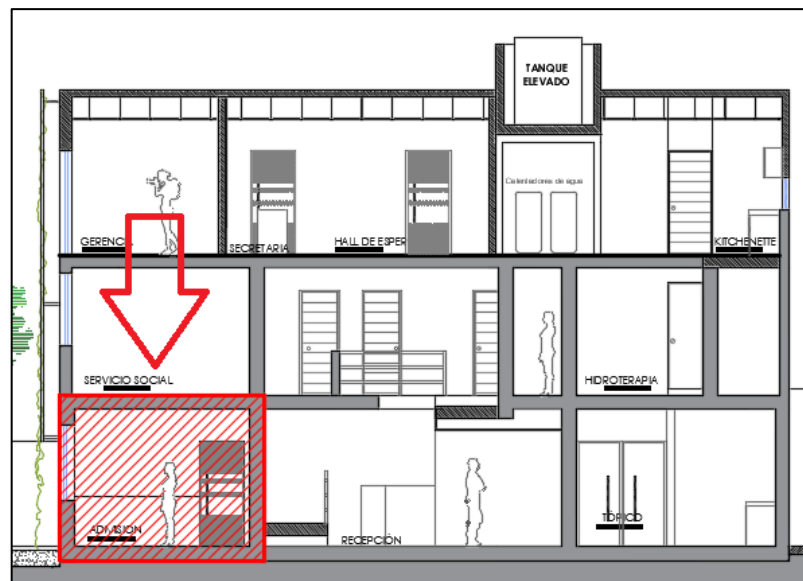


Figura 49. Plano de vista de corte con la localización del área de ADMISIÓN, tomado de los planos de arquitectura brindados por el propietario de ANIQUEM.

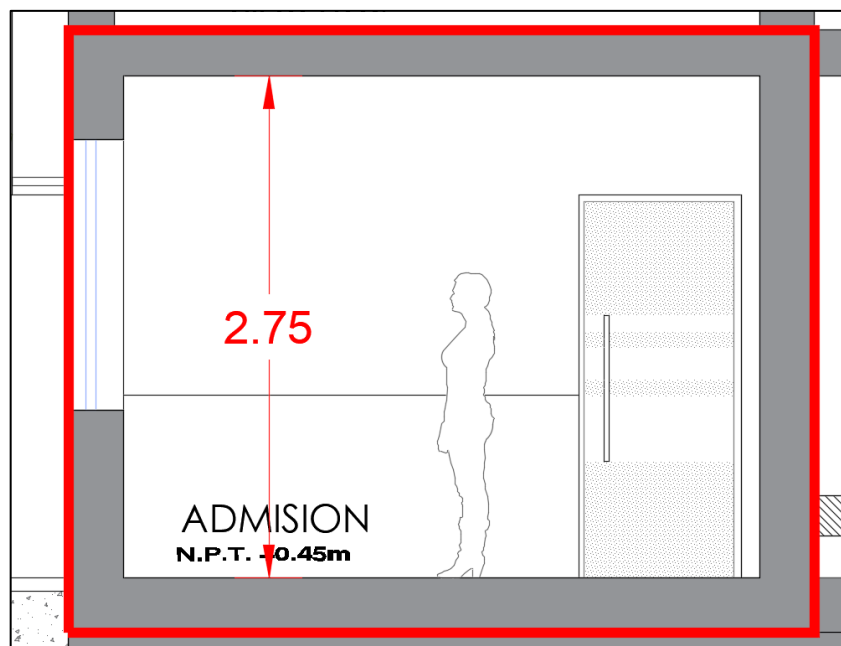


Figura 50. Vista de corte con la distribución del área de ADMISIÓN, tomado de los planos de arquitectura brindados por el propietario de ANIQUEM.

Con los datos de las figuras 48 y 50, se procedió a desarrollar la tabla 13 con las características físicas del área de ADMISIÓN.

Tabla 13. Características de la estructura del área de ADMISIÓN

Estructura	Tipo	Orientación	Ancho (m)	Alto (m)	Área (m ²)	Área (ft ²)
Pared 1	Exterior	SW	3.13	2.76	8.64	76.63
Pared 2	Interior	SE	3.93	2.76	10.85	116.75
Pared 3	Interior	NE	3.13	2.76	8.64	92.99
Pared 4	Interior	NW	3.93	2.76	10.85	116.75
Techo	Interior	-	3.13	3.93	12.30	132.41
Ventana 1	Exterior	SW	1.42	1.07	1.52	16.35

Fuente: Elaborado en base a los datos tomados de los planos de arquitectura de la ONG ANIQUEM.

- **Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor (U)**

Con los datos de la tabla 13, se procedió a determinar cada tipo de material con sus espesores, que permitieron calcular el coeficiente de transferencia de calor (U) para cada superficie:

➤ **Paredes exteriores**

Se compone de: 2 ladrillos King Kong de 12.5 cm de espesor (separación de 1cm de mortero) + enlucido de 2 cm, altura de 2.75 cm.

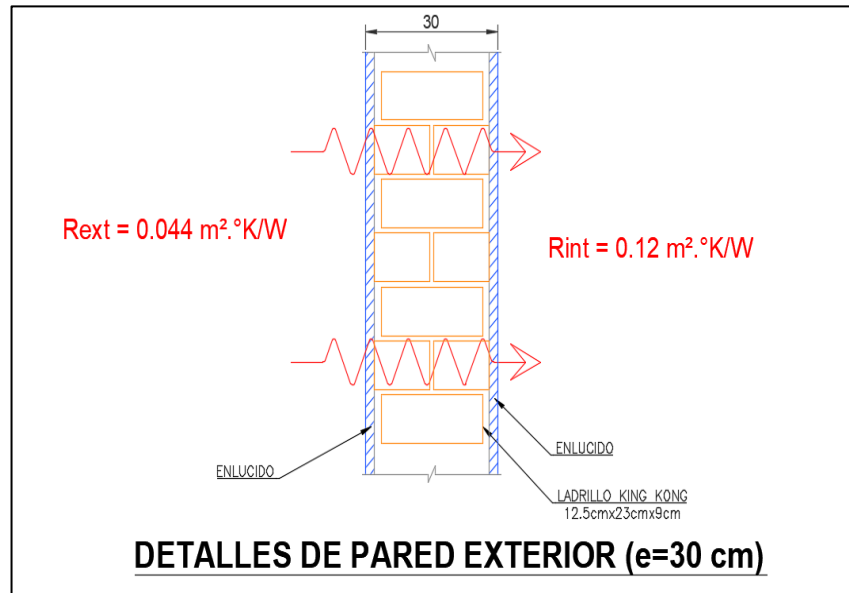


Figura 51. Corte de detalle de la pared exterior, elaborado en base a los materiales que conforman el techo interior y a la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.

El espesor del ladrillo King Kong se obtuvo de la ficha técnica del proveedor “Ladrillos Pirámide” (ver figura 52).

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	
MEDIDAS	PRODUCTO
Dimensiones (cm)	23 x 12.5 x 9
Peso (kg)	2.4
Unid / M ²	36
Resistencia a la Flexotracción (Kg/cm ²)	-
Resistencia a la Compresión (Kg/cm ²)	260
Resistencia a la Rotura (Kg/cm ²)	10
Eflorescencia	No
Absorción	<18%

Figura 52. Especificaciones técnicas del ladrillo King Kong, tomado de “Pirámide Book”, Ladrillos Pirámide, p. 18.

Los factores de conductividad térmica de los materiales que conforman las paredes exteriores se obtuvieron de la figura 53.

Nº	Material	Densidad ρ (kg / m ³)	Coefficiente de Transmisión Térmica o de Conductividad térmica k (W / m K)	Transmitancia térmica U (W/m ² K)	Calor Específico C_p (J / kg °C)	Factor de Resistencia a la difusión de vapor de agua μ (adimensional)
ROCAS Y SUELOS						
Rocas o suelos sedimentarios						
1	Gravas y arenas (arena fina, arena gruesa, etc.)	1700 - 2200	2.00	---	910 - 1180	50
2	Arcilla o limo	1200 - 1800	1.50	---	1670 - 2500	50
3	Arcilla refractaria	2000	0.46	---	879	---
4	Caliza muy dura	2200 - 2590	2.30	---	1000	200
5	Caliza media dura	1800 - 1990	1.40	---	1000	40
6	Caliza muy blanda	≤ 1590	0.85	---	1000	20
7	Piedra canto rodado de 10 cm	---	3.50	---	---	---
Rocas ígneas						
8	Basalto	2700 - 3000	3.50	---	1000	10000
9	Granito	2500 - 2700	2.80	---	1000	10000
10	Piedra pómez	≤ 400	0.12	---	1000	6
11	Roca natural porosa (por ej. lava)	≤ 1600	0.55	---	1000	15
Rocas metamórficas						
12	Pizarra	2000 - 2800	2.20	---	1000	800
13	Mármol	2800 - 2800	3.50	---	1000	10000
Tierra						
14	Tierra	≤ 2050	0.52	---	1840	---
15	Yeso	600 - 900	0.30	---	1000	4
16	Barro con paja de 2 cm.	---	0.09	---	---	---
CONCRETO						
17	Concreto armado	2400	1.63	---	1000	80
18	Concreto simple	2300	1.51	---	1000	80
19	Cemento pulido (pisos de 5 cm. de espesor)	---	0.53	---	---	---
MAMPOSTERÍA						
20	Bloque de arcilla - Ladrillo corriente	1700	0.84	---	800	10
21	Bloque de arcilla - Ladrillo tipo King Kong	1000	0.47	---	930	10
22	Bloque de arcilla - Ladrillo pandereta	900	0.44	---	---	10
23	Bloque de arcilla - Ladrillo hueco de techo	600	0.35	---	---	10
24	Bloque de arcilla - Ladrillo pastelero	1450	0.71	---	---	10
25	Bloque de concreto - Unidad hueca	1200	0.50	---	1000	6
26	Adobe	1100 - 1800	0.90	---	---	---
MORTEROS Y ENLUCIDOS						
27	Mortero cemento-arena	2000	1.40	---	1000	10
28	Mortero cemento y cal o yeso	1850	0.87	---	1000	10

Figura 53. Selección del coeficiente de conductividad térmica de los materiales que conforman la pared exterior, Tomado de la “norma técnica EM.110”, Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE), 2014, p. 40.

Luego de seleccionar los valores de conductividad térmica para los materiales, se procedió a seleccionar los coeficientes de resistencia de la película de aire para la pared exterior, los cuales fueron tomados de la norma ASHRAE, obteniéndose los siguientes valores de resistencia indicados en la figura 54:

Position of Surface	Direction of Heat Flow	Surface Emittance, ϵ					
		Nonreflective $\epsilon = 0.90$		Reflective			
		h_i	R_i	$\epsilon = 0.20$		$\epsilon = 0.05$	
		h_i	R_i	h_i	R_i	h_i	R_i
Indoor							
Horizontal	Upward	9.26	0.11	5.17	0.19	4.32	0.23
Sloping at 45°	Upward	9.09	0.11	5.00	0.20	4.15	0.24
Vertical	Horizontal	8.29	0.12	4.20	0.24	3.35	0.30
Sloping at 45°	Downward	7.50	0.13	3.41	0.29	2.56	0.39
Horizontal	Downward	6.13	0.16	2.10	0.48	1.25	0.80
Outdoor (any position)		h_o	R_o				
Wind (for winter) at 6.7 m/s	Any	34.0	0.030	—	—	—	—
Wind (for summer) at 3.4 m/s	Any	22.7	0.044	—	—	—	—

Figura 54. Selección de la resistencia de la película de aire interior y exterior, tomado de la “norma ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p.26.21.

Se determinó el coeficiente global de transferencia de calor para la pared exterior mediante las ecuaciones 4.1 y 4.2:

$$U = \frac{1}{R_T} \dots \dots \dots (4.1)$$

$$R_T = \sum_{i=1}^{i=n} R_o \dots \dots \dots (4.2)$$

Donde los datos para calcular la R_T se tomaron de la tabla 14.

Tabla 14. Resistencia térmica de transferencia de calor para paredes exteriores

It	Materiales en la construcción de la superficie	Espesor "e" (cm)	Conductividad térmica "K" (W/m.°K)	Resistencia térmica "R" (m ² .°K/W)
1	Aire exterior	-	-	0.044
2	Enlucido de cemento y arena exterior	2.0	1.40	0.014
3	Ladrillo King Kong	12.5	0.47	0.266
4	Mortero de cemento y arena entre ladrillos	1.0	1.40	0.007
5	Ladrillo King Kong	12.5	0.47	0.266
6	Enlucido de cemento y arena interior	2.0	1.40	0.014
7	Aire interior	-	-	0.120
RESISTENCIA TOTAL				0.732

Fuente: Elaborado en base a los datos de la norma EM.110 del Reglamento Nacional de Edificaciones, 2014 y de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.

$$R_T = \sum_{i=1}^{i=7} (R_1 + \frac{e_2}{K_2} + \frac{e_3}{K_3} + \frac{e_4}{K_4} + \frac{e_5}{K_5} + \frac{e_6}{K_6} + R_7) \dots \dots \dots (4.3)$$

$$R_T = \sum_{i=1}^{i=7} (0.044 + \frac{0.02}{1.4} + \frac{0.125}{0.47} + \frac{0.01}{1.4} + \frac{0.125}{0.47} + \frac{0.02}{1.4} + 0.120)$$

$$R_T = 0.732 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

Luego se calculó el coeficiente global de transferencia de calor mediante la ecuación 4.1:

$$U = \frac{1}{0.732} = 1.367 \frac{W}{m^2 K} = 0.241 \frac{Btu}{h - ft^2 - ^\circ F}$$

Nota: $(1 \frac{W}{m^2 K} = 0.17661 \frac{Btu}{h - ft^2 - ^\circ F})$

➤ **Paredes interiores**

Se compone de: 2 ladrillos pandereta de 11 cm de espesor (separación de 2cm de mortero) + enlucido de 3 cm, altura de 2.75 cm.

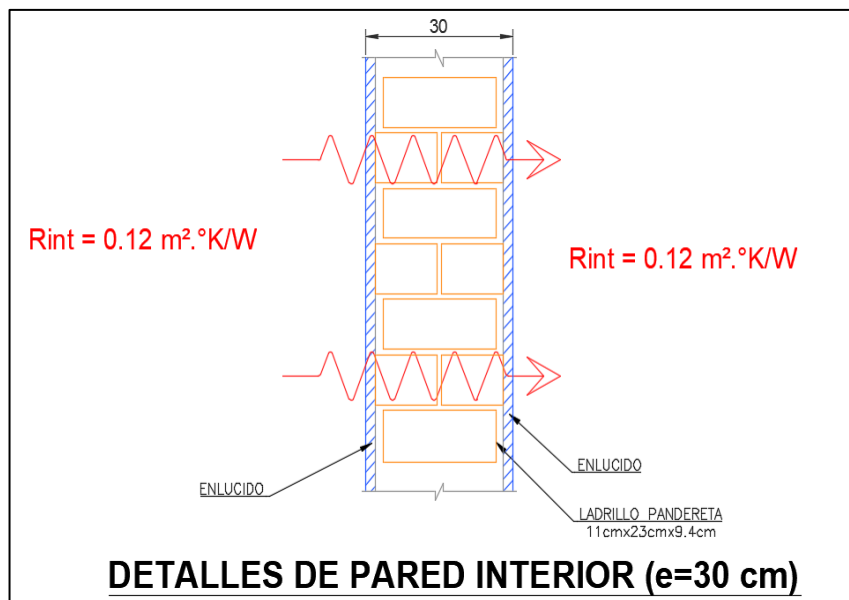


Figura 55. Corte de detalle de la pared interior, elaborado en base a los materiales que conforman el techo interior y a la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.

El espesor del ladrillo pandereta se obtuvo de la ficha técnica del proveedor “Ladrillos Pirámide” (ver figura 56).

ESPECIFICACIONES TECNICAS	
MEDIDAS	PRODUCTO
Dimensiones (cm)	23 x 11 x 9,4
Peso (kG)	2,2
Unid / M2	32
Resistencia a la Flexotracción (Kg/cm2)	-
Resistencia a la Compresión (Kg/cm2)	-
Resistencia a la Rotura (Kg/cm2)	2
Eflorescencia	No
Absorción	<18%



Figura 56. Especificaciones técnicas del ladrillo pandereta, tomado de “Pirámide Book”, Ladrillos Pirámide, p. 15.

Los coeficientes de resistencia de la película de aire para la pared interior, fueron tomados de la norma ASHRAE, obteniéndose los siguientes valores de resistencia indicados en la figura 57:

Position of Surface	Direction of Heat Flow	Surface Emittance, ϵ					
		Nonreflective $\epsilon = 0.90$		Reflective			
		h_i	R_i	h_i	R_i	h_i	R_i
Indoor							
Horizontal	Upward	9.26	0.11	5.17	0.19	4.32	0.23
Sloping at 45°	Upward	9.09	0.11	5.00	0.20	4.15	0.24
Vertical	Horizontal	8.29	0.12	4.20	0.24	3.35	0.30
Sloping at 45°	Downward	7.50	0.13	3.41	0.29	2.56	0.39
Horizontal	Downward	6.13	0.16	2.10	0.48	1.25	0.80
Outdoor (any position)		h_o	R_o				
Wind (for winter) at 6.7 m/s	Any	34.0	0.030	—	—	—	—
Wind (for summer) at 3.4 m/s	Any	22.7	0.044	—	—	—	—

Figura 57. Selección de la resistencia de la película de aire interior, tomado de la “norma ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 26.21.

Los factores de conductividad térmica de los materiales que conforman las paredes interiores se obtuvieron de la figura 58.

Nº	Material	Densidad ρ (kg / m ³)	Coefficiente de Transmisión Térmica o de Conductividad térmica k (W / m K)	Transmitancia térmica U (W/m ² K)	Calor Específico C_p (J / kg °C)	Factor de Resistencia a la difusión de vapor de agua μ (adimensional)
ROCAS Y SUELOS						
Rocas o suelos sedimentarios						
1	Gravas y arenas (arena fina, arena gruesa, etc.)	1700 - 2200	2.00	—	910 - 1180	50
2	Arcilla o limo	1200 - 1800	1.50	—	1670 - 2500	50
3	Arcilla refractaria	2000	0.46	—	879	—
4	Caliza muy dura	2200 - 2590	2.30	—	1000	200
5	Caliza media dura	1800 - 1990	1.40	—	1000	40
6	Caliza muy blanda	≤ 1590	0.85	—	1000	20
7	Piedra canto rodado de 10 cm	—	3.50	—	—	—
Rocas ígneas						
8	Basalto	2700 - 3000	3.50	—	1000	10000
9	Granito	2500 - 2700	2.80	—	1000	10000
10	Piedra pómez	≤ 400	0.12	—	1000	6
11	Roca natural porosa (por ej. lava)	≤ 1600	0.55	—	1000	15
Rocas metamórficas						
12	Pizarra	2000 - 2800	2.20	—	1000	800
13	Mármol	2600 - 2800	3.50	—	1000	10000
Tierra						
14	Tierra	≤ 2050	0.52	—	1840	—
15	Yeso	600 - 900	0.30	—	1000	4
16	Barro con paja de 2 cm.	—	0.09	—	—	—
CONCRETO						
17	Concreto armado	2400	1.63	—	1000	80
18	Concreto simple	2300	1.51	—	1000	80
19	Cemento pulido (pisos de 5 cm. de espesor)	—	0.53	—	—	—
MAMPOSTERIA						
20	Bloque de arcilla - Ladrillo corriente	1700	0.84	—	800	10
21	Bloque de arcilla - Ladrillo tipo King Kong	1000	0.47	—	930	10
22	Bloque de arcilla - Ladrillo pandereta	900	0.44	—	—	10
23	Bloque de arcilla - Ladrillo hueco de techo	600	0.35	—	—	10
24	Bloque de arcilla - Ladrillo pastelero	1450	0.71	—	—	10
25	Bloque de concreto - Unidad hueca	1200	0.50	—	1000	6
26	Adobe	1100 - 1800	0.90	—	—	—
MORTEROS Y ENLUCIDOS						
27	Mortero cemento-arena	2000	1.40	—	1000	10
28	Mortero cemento y cal o yeso	1850	0.87	—	1000	10

Figura 58. Selección del coeficiente de conductividad térmica de los materiales que conforman la pared interior, Tomado de la “norma técnica EM.110”, Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE), 2014, p. 40.

Se determinó el coeficiente global de transferencia de calor para la pared interior, mediante las ecuaciones 4.4 y 4.5:

$$U = \frac{1}{R_T} \dots \dots \dots (4.4)$$

$$R_T = \sum_{i=1}^{i=n} R_o \dots \dots \dots (4.5)$$

Donde los datos para calcular la R_T se tomaron de la tabla 15:

Tabla 15. Resistencia térmica de transferencia de calor para paredes interiores

It	Materiales en la construcción de la superficie	Espesor "e" (cm)	Conductividad térmica "K" (W/m.°K)	Resistencia térmica "R" (m ² .°K/W)
1	Aire interior (ambiente adyacente)	-	-	0.120
2	Enlucido de cemento y arena (ambiente adyacente)	3.0	1.40	0.021
3	Ladrillo pandereta	11.0	0.44	0.250
4	Mortero de cemento y arena entre ladrillos	2.0	1.40	0.014
5	Ladrillo pandereta	11.0	0.44	0.250
6	Enlucido de cemento y arena interior	3.0	1.40	0.021
7	Aire interior	-	-	0.120
			RESISTENCIA TOTAL	0.797

Fuente: Elaborado en base a los datos de la norma EM.110 del Reglamento Nacional de Edificaciones, 2014 y de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

$$R_T = \sum_{i=1}^{i=7} (R_1 + \frac{e_2}{K_2} + \frac{e_3}{K_3} + \frac{e_4}{K_4} + \frac{e_5}{K_5} + \frac{e_6}{K_6} + R_7) \dots \dots \dots (4.6)$$

$$R_T = \sum_{i=1}^{i=7} (0.120 + \frac{0.03}{1.4} + \frac{0.11}{0.44} + \frac{0.02}{1.4} + \frac{0.11}{0.44} + \frac{0.03}{1.4} + 0.120)$$

$$R_T = 0.797 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

Luego se determinó el coeficiente global de transferencia de calor, mediante la ecuación 4.4:

$$U = \frac{1}{0.732} = 1.254 \frac{W}{m^2 K} = 0.221 \frac{Btu}{h - ft^2 - ^\circ F}$$

Nota: $(1 \frac{W}{m^2 K} = 0.17661 \frac{Btu}{h - ft^2 - ^\circ F})$

➤ **Techos interiores**

Se compone de: 1 ladrillos hueco de 15 cm de espesor + concreto de 5 cm + enlucido de 5 cm, baldosa cerámica de 7.5 mm de espesor, altura de 2.75 cm.

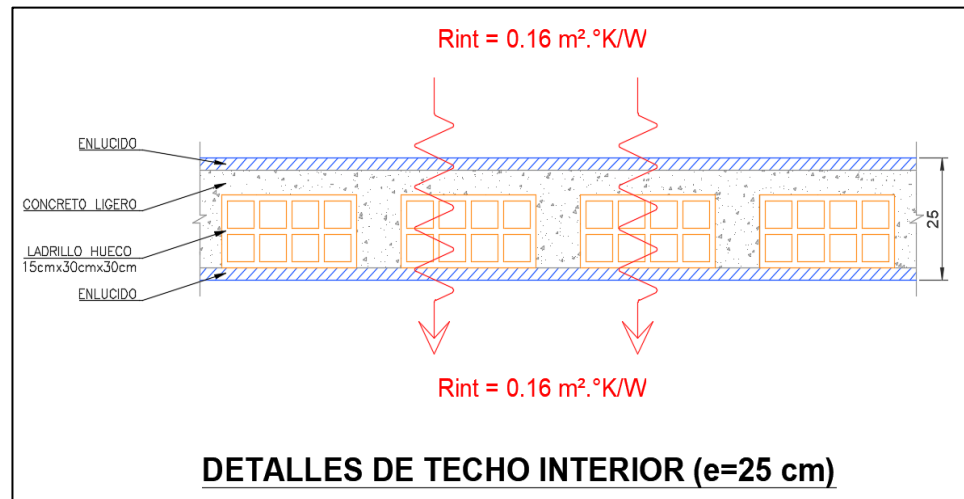


Figura 59. Corte de detalle del techo interior, elaborado en base a los materiales que conforman el techo interior y a la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.

El espesor del ladrillo hueco se obtuvo de la ficha técnica del proveedor “Ladrillos Pirámide” (ver figura 60).

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	
MEDIDAS	PRODUCTO
Dimensiones (cm)	30 x 30 x 15
Peso (kg)	7.8
Unid / M2	9
Resistencia a la Flexotracción (Kg/cm2)	2.6
Resistencia a la Compresión (Kg/cm2)	-
Resistencia a la Rotura (Kg/cm2)	2
Eflorescencia	No
Absorción	<18%



Producto utilizado particularmente para la implementación de techos, por su gran consistencia y fortaleza.

Figura 60. Especificaciones técnicas del ladrillo pandereta, tomado de “Pirámide Book”, Ladrillos Pirámide, p. 15.

Los factores de conductividad térmica de los materiales se tomaron de la figura 61.

Nº	Material	Densidad ρ (kg / m ³)	Coefficiente de Transmisión Térmica o de Conductividad térmica k (W / m K)	Transmitancia térmica U (W/m ² K)	Calor Específico C_p (J / kg °C)	Factor de Resistencia a la difusión de vapor de agua μ (adimensional)
ROCAS Y SUELOS						
Rocas o suelos sedimentarios						
1	Gravas y arenas (arena fina, arena gruesa, etc.)	1700 - 2200	2.00	---	910 - 1180	50
2	Arcilla o limo	1200 - 1800	1.50	---	1670 - 2500	50
3	Arcilla refractaria	2000	0.46	---	879	---
4	Caliza muy dura	2200 - 2590	2.30	---	1000	200
5	Caliza media dura	1800 - 1990	1.40	---	1000	40
6	Caliza muy blanda	≤ 1590	0.85	---	1000	20
7	Piedra canto rodado de 10 cm	---	3.50	---	---	---
Rocas igneas						
8	Basalto	2700 - 3000	3.50	---	1000	10000
9	Granito	2500 - 2700	2.60	---	1000	10000
10	Piedra pómez	≤ 400	0.12	---	1000	6
11	Roca natural porosa (por ej. lava)	≤ 1800	0.55	---	1000	15
Rocas metamórficas						
12	Pizarra	2000 - 2800	2.20	---	1000	800
13	Mármol	2600 - 2800	3.50	---	1000	10000
Tierra						
14	Tierra	≤ 2050	0.52	---	1840	---
15	Yeso	600 - 900	0.30	---	1000	4
16	Barro con paja de 2 cm.	---	0.09	---	---	---
CONCRETO						
17	Concreto armado	2400	1.63	---	1000	80
18	Concreto simple	2300	1.51	---	1000	80
19	Cemento pulido (pisos de 5 cm. de espesor)	---	0.53	---	---	---
MAMPOSTERIA						
20	Bloque de arcilla - Ladrillo corriente	1700	0.84	---	800	10
21	Bloque de arcilla - Ladrillo tipo King Kong	1000	0.47	---	930	10
22	Bloque de arcilla - Ladrillo pandereta	900	0.44	---	---	10
23	Bloque de arcilla - Ladrillo hueco de techo	600	0.35	---	---	10
24	Bloque de arcilla - Ladrillo pastelero	1450	0.71	---	---	10
25	Bloque de concreto - Unidad hueca	1200	0.50	---	1000	6
26	Adobe	1100 - 1800	0.90	---	---	---
MORTEROS Y ENLUCIDOS						
27	Mortero cemento-arena	2000	1.40	---	1000	10
28	Mortero cemento y cal o yeso	1850	0.87	---	1000	10

Figura 61. Selección del coeficiente de conductividad térmica de los materiales que conforman el techo interior, Tomado de la “norma técnica EM.110”, Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE), 2014, p. 40.

Por ser el techo una superficie interior del área de ADMISIÓN, la parte superior está conformado por baldosas cerámicas de 2cm de espesor, el cual se consideró su factor de conductividad térmica para los cálculos realizados del coeficiente global de transferencia de calor (U), estos valores se obtuvieron de la figura 62:

Nº	Material	Densidad ρ (kg / m ³)	Coefficiente de Transmisión Térmica o de Conductividad térmica k (W / m K)	Transmitancia térmica U (W/m ² K)	Calor Específico C_p (J / kg °C)	Factor de Resistencia a la difusión de vapor de agua μ (adimensional)
44	Coníferas livianas: Cedro	≤ 435	0.130	—	1600	20
45	Coníferas de densidad media: Pino insigne	435 - 520	0.150	—	1600	20
46	Coníferas densas: Pino Oregón, Ciprés, Alerce	520 - 610	0.180	—	1600	20
47	Coníferas muy densas	≥ 610	0.230	—	1600	20
48	Balsa	≤ 200	0.057	—	1600	20
49	Tablero de fibras, incluyendo MDF (alta densidad)	750 - 1000	0.200	—	1700	20
50	Tablero de fibras, incluyendo MDF y MDP (media densidad)	550 - 750	0.180	—	1700	20
51	Tablero de fibras, incluyendo MDF y Trupan (baja densidad)	350 - 550	0.140	—	1700	12
52	Tablero de partículas: Melamina	640 - 820	0.180	—	1700	20
53	Tablero de partículas	450 - 640	0.150	—	1700	20
54	Tablero de partículas	270 - 450	0.130	—	1700	20
55	Tablero de virutas, tipo OSB	≤ 650	0.130	—	1700	30
56	Triplay	560	0.140	—	1400	—
57	Puerta de madera		0.120			
58	Madera machihembrada o traslapada (Tomillo)		0.120			
	MADERAS PERUANAS ⁽¹⁾					
59	Cachimbo	664	0.180	—	—	—
60	Ishpingo	625	0.148	—	—	—
61	Catahua amarilla	365	0.087	—	1464	—
62	Quirilla colorada	990	0.188	—	1548	—
	PANELES COMUNES					
63	Panel fibrocemento	920 - 1135	0.220 - 0.230	—	1512	—
64	Panel de yeso	750 - 900	0.250	—	1000	4
65	Panel de fibra de vidrio	25	0.035	—	1000	—
66	Panel de corcho	120	0.039	—	1800	—
67	Panel de lana mineral ⁽¹⁾	80 - 120	0.036	—	—	—
68	Panel metálico aislante 50 mm (muros) ⁽¹⁾	181	0.400	—	—	—
69	Panel metálico aislante 60 mm (muros)	158	0.330	—	—	—
70	Panel metálico aislante 80 mm (muros)	128	0.250	—	—	—
71	Panel metálico aislante 100 mm (muros)	111	0.200	—	—	—
72	Panel metálico aislante 120 mm (muros)	99	0.170	—	—	—
73	Panel metálico aislante 150 mm (muros)	87	0.130	—	—	—
74	Panel metálico aislante 20 mm (techos autoportantes)	265	1.000	—	—	—
75	Panel metálico aislante 25 mm (techos autoportantes)	330	0.800	—	—	—
76	Panel metálico aislante 35 mm (techos autoportantes)	247	0.570	—	—	—
77	Panel metálico aislante 45 mm (techos autoportantes)	200	0.440	—	—	—
	REVESTIMIENTOS HOMOGÉNEOS PARA PISOS, TECHOS Y MUROS					
78	Alfombra de materiales sintéticos	160	0.060	—	2500	—
79	Baldosa cerámica	2000	1.000	—	800	30
80	Teja de arcilla	2000	1.000	—	800	30

Figura 62. Selección del coeficiente de conductividad térmica de la baldosa cerámica que conforma la parte superior del techo interior, Tomado de la “norma técnica EM.110”, Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE), 2014, p. 41.

Los coeficientes de resistencia térmica, de la película de aire tanto en la parte superior como inferior de la superficie del techo interior, se tomaron de la figura 63.

Position of Surface	Direction of Heat Flow	Surface Emittance, ϵ					
		Nonreflective $\epsilon = 0.90$		Reflective			
		h_i	R_i	$\epsilon = 0.20$		$\epsilon = 0.05$	
		h_i	R_i	h_i	R_i	h_i	R_i
Indoor							
Horizontal	Upward	9.26	0.11	5.17	0.19	4.32	0.23
Sloping at 45°	Upward	9.09	0.11	5.00	0.20	4.15	0.24
Vertical	Horizontal	8.29	0.12	4.20	0.24	3.35	0.30
Sloping at 45°	Downward	7.50	0.13	3.41	0.29	2.56	0.39
Horizontal	Downward	6.13	0.16	2.10	0.48	1.25	0.80
Outdoor (any position)		h_o	R_o				
Wind (for winter) at 6.7 m/s	Any	34.0	0.030	—	—	—	—
Wind (for summer) at 3.4 m/s	Any	22.7	0.044	—	—	—	—

Figura 63. Selección de la resistencia de la película de aire interior, tomado de la “norma ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 26.21.

Se determinó el coeficiente global de transferencia de calor para el techo interior, mediante las ecuaciones 4.7 y 4.8:

$$U = \frac{1}{R_T} \dots \dots \dots (4.7)$$

$$R_T = \sum_{i=1}^{i=n} R_o \dots \dots \dots (4.8)$$

Donde los datos para calcular la R_T se tomaron de la tabla 16.

Tabla 16. Resistencia térmica de transferencia de calor para el techo interior

It	Materiales en la construcción de la superficie	Espesor "e" (cm)	Conductividad térmica "K" (W/m.°K)	Resistencia térmica "R" (m².°K/W)
1	Aire interior (ambiente adyacente)	-	-	0.160
2	Baldosa cerámica	0.75	1.00	0.018
3	Enlucido de cemento y arena (ambiente adyacente)	2.5	1.40	0.018
4	Concreto	5.0	1.51	0.033
5	Ladrillo hueco	15.0	0.35	0.429
6	Enlucido de cemento y arena interior	2.5	1.40	0.018
7	Aire interior	-	-	0.160
RESISTENCIA TOTAL				0.837

Fuente: Elaborado en base a los datos de la norma EM.110 del Reglamento Nacional de Edificaciones, 2014 y de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.

$$R_T = \sum_{i=1}^{i=7} (R_1 + \frac{e_2}{K_2} + \frac{e_3}{K_3} + \frac{e_4}{K_4} + \frac{e_5}{K_5} + \dots + R_6) \dots \dots \dots (4.9)$$

$$R_T = \sum_{i=1}^{i=7} (0.160 + \frac{0.0075}{1.0} + \frac{0.025}{1.4} + \frac{0.05}{1.51} + \frac{0.15}{0.35} + \frac{0.025}{1.4} + 0.160)$$

$$R_T = 0.825 \frac{m^2 \circ K}{W}$$

Luego se determinó el coeficiente global de transferencia de calor, mediante la ecuación 4.7:

$$U = \frac{1}{0.817} = 1.2062 \frac{W}{m^2 K} = 0.213 \frac{Btu}{h - ft^2 - \circ F}$$

Nota: $(1 \frac{W}{m^2 K} = 0.17661 \frac{Btu}{h - ft^2 - \circ F})$

• **Cálculo de la carga de enfriamiento en paredes exteriores**

Según como indica la norma ASHRAE (2021), para el cálculo de la carga de enfriamiento en la pared 1 al exterior con orientación SW, se empleó el siguiente procedimiento:

- Se seleccionó el Azimut de superficie con orientación SW (ver figura 64).

Orientación	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW
Azimut de superficie Ψ	180°	-135°	-90°	-45°	0°	45°	90°	135°

Figura 64. Selección del azimut de superficie para la pared 1, tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 14.11.

- Se consideraron los siguientes datos generales:
 - Ψ = Orientación Suroeste = +45°
 - Σ = Superficie inclinada desde la horizontal = 0°
 - LST = Hora local estándar = 15 h (3:00 pm)
 - LON = Longitud del sitio = 77.114 W = -77.114 E
 - L = Latitud del sitio = 12.0225 S = -12.022 N
 - τ_b = Profundidad óptica del haz de luz = 0.490
 - τ_d = Profundidad óptica de difusión = 2.228

- De la tabla de datos de la posición solar según la figura 65, se seleccionó la ecuación de tiempo ET, la declinación δ y el flujo radiante espacial E_o , el cuales son los siguientes:

Month	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
Day of year	21	52	80	111	141	172	202	233	264	294	325	355
E_o , Btu/h·ft ²	447	443	437	429	423	419	420	424	430	437	444	447
Equation of time (ET), min	-10.6	-14.0	-7.9	1.2	3.7	-1.3	-6.4	-3.6	6.9	15.5	13.8	2.2
Declination δ , degrees	-20.1	-11.2	-0.4	11.6	20.1	23.4	20.4	11.8	-0.2	-11.8	-20.4	-23.4

Figura 65. Selección de los datos de la posición solar, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 14.8.

De donde:

- ET = Ecuación de tiempo = -14.0 min
- δ = Declinación = -11.2°
- E_o = Flujo radiante espacial = 443 btu/h-ft²

- Cálculo de la hora solar aparente (AST):

$$AST = LST + \frac{ET}{60} + \frac{(LON - LSM)}{15} \dots \dots \dots (4.10)$$

$$AST = 15 + \frac{(-14)}{60} + \frac{(77 - (-75))}{15}$$

$$AST = 14.63 \text{ h}$$

- Cálculo del ángulo horario (H):

$$H = 15 * (AST - 12) \dots \dots \dots (4.11)$$

$$H = 15 * (14.63 - 12)$$

$$H = 39.39^\circ$$

- Cálculo de la altitud solar (β):

$$\sin \beta = \cos L * \cos \delta * \cos H + \sin L * \sin \delta \dots \dots \dots (4.12)$$

$$\sin \beta = \cos(-12.02^\circ) * \cos(-11.2^\circ) * \cos(39.39^\circ) + \sin(-12.02^\circ) * \sin(-11.2^\circ)$$

$$\beta = 51.44^\circ$$

➤ Cálculo del azimut del sol (Φ):

$$\cos \Phi = \left(\frac{\sin \beta * \sin L - \sin \delta}{\cos \beta * \cos L} \right) \dots \dots \dots (4.13)$$

$$\cos \Phi = \left(\frac{\sin(51.44^\circ) * \sin(-12.022^\circ) - \sin(-11.2^\circ)}{\cos(51.44^\circ) * \cos(-12.022^\circ)} \right)$$

$$\cos \Phi = 0.051$$

$$\sin \Phi = \sin H * \frac{\cos \delta}{\cos \beta} \dots \dots \dots (4.14)$$

$$\sin \Phi = \sin(39.39^\circ) * \frac{\cos(-11.2^\circ)}{\cos(51.44^\circ)}$$

$$\sin \Phi = 0.999$$

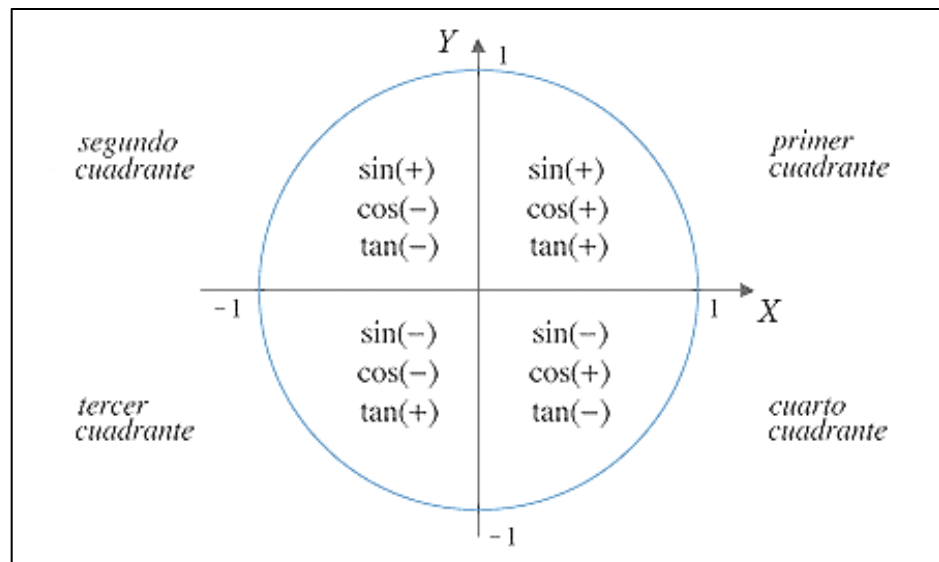


Figura 66. Signos de las funciones trigonométricas de un ángulo en posición normal, tomado de la página web de FísicaLab.

Como:

$$\cos \Phi > 0 \text{ y } \sin \Phi > 0 \rightarrow \Phi = 87.05^\circ$$

➤ Cálculo del azimut superficie solar (Υ):

$$\Upsilon = \Phi - \Psi \dots \dots \dots (4.15)$$

$$\Upsilon = 87.5^\circ - 45^\circ$$

$$\Upsilon = 42.05^\circ$$

➤ Cálculo del ángulo de incidencia (θ):

$$\cos \theta = \cos \beta * \cos Y * \sin \Sigma + \sin \beta * \cos \Sigma \dots \dots \dots (4.16)$$

$$\cos \theta = \cos(51.44^\circ) * \cos(42.05^\circ) * \sin(90^\circ) + \sin(51.44^\circ)$$

$$* \cos(90^\circ)$$

$$\theta = 62.43^\circ$$

El mismo procedimiento se aplicó para hallar el ángulo de incidencia (θ) de las 24 horas del día, siendo los resultados presentados en la tabla 17.

Tabla 17. *Angulo de incidencia (θ) para cada hora*

Hora Local Standard (h)	Hora Solar Aparente (AST) (h)	Angulo Horario (H) (°)	Altitud Solar (β) (°)	Coseno(Φ)	Seno(Φ)	Azimet del Sol (Φ) (°)	Azimet Superficie solar (Υ) (°)	Ángulo de Incidencia (θ) (°)
1	0.63	-170.61	-64.98	0.926	-0.378	-22.22	-67.22	80.58
2	1.63	-155.61	-56.45	0.680	-0.733	-47.12	-92.12	91.17
3	2.63	-140.61	-44.51	0.488	-0.873	-60.80	-105.80	101.19
4	3.63	-125.61	-31.21	0.361	-0.932	-68.82	-113.82	110.21
5	4.63	-110.61	-17.30	0.274	-0.962	-74.08	-119.08	117.65
6	5.63	-95.61	-3.06	0.210	-0.978	-77.86	-122.86	122.81
7	6.63	-80.61	11.36	0.160	-0.987	-80.81	-125.81	125.00
8	7.63	-65.61	25.89	0.117	-0.993	-83.26	-128.26	123.85
9	8.63	-50.61	40.49	0.079	-0.997	-85.45	-130.45	119.57
10	9.63	-35.61	55.13	0.042	-0.999	-87.61	-132.61	112.77
11	10.63	-20.61	69.80	-0.004	-1.000	-179.79	-224.79	104.19
12	11.63	-5.61	84.44	-0.138	-0.990	-172.07	-217.07	94.43
13	12.63	9.39	80.77	-0.072	0.997	175.85	130.85	96.02
14	13.63	24.39	66.11	0.010	1.000	89.45	44.45	73.19
15	14.63	39.39	51.44	0.051	0.999	87.05	42.05	62.43
16	15.63	54.39	36.81	0.089	0.996	84.91	39.91	52.11
17	16.63	69.39	22.23	0.128	0.992	82.67	37.67	42.89
18	17.63	84.39	7.72	0.172	0.985	80.12	35.12	35.85
19	18.63	99.39	-6.66	0.225	0.974	77.01	32.01	32.62
20	19.63	114.39	-20.84	0.294	0.956	72.93	27.93	34.34
21	20.63	129.39	-34.64	0.388	0.921	67.14	22.14	40.35
22	21.63	144.39	-47.69	0.529	0.849	58.06	13.06	49.03
23	22.63	159.39	-59.04	0.741	0.671	42.18	-2.82	59.08
24	23.63	174.39	-66.12	0.972	0.237	13.71	-31.29	69.76

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.

- Cálculo de la masa relativa del aire (m):

$$m = \frac{1}{[\sin \beta + 0.50572 * (6.07995 + \beta)^{-1.6364}] \dots \dots \dots (4.17)}$$

$$m = \frac{1}{[\sin(51.44^\circ) + 0.50572 * (6.07995 + 51.44)^{-1.6364}]}$$

$$m = 1.28$$

- Cálculo del exponente de masa de aire de los rayos solares (ab):

$$ab = 1.219 - 0,043 * \tau_b - 0.151 * \tau_d - 0.204 * \tau_b * \tau_d \dots \dots (4.18)$$

$$ab = 1.219 - 0,043 * 0.490 - 0.151 * 2.228 - 0.204 * 0.490 * 2.228$$

$$ab = 0.64$$

- Cálculo de la irradiación directa normal (E_b):

$$E_b = E_o * e^{(-\tau_b * m^{ab})} \dots \dots \dots (4.19)$$

$$E_b = 443 * e^{(-0.490 * 1.28^{0.64})}$$

$$E_b = 249.77 \frac{Btu}{h - ft^2}$$

- Cálculo de la irradiación superficial del haz solar ($E_{t,b}$):

$$E_{t,b} = E_b * \cos \theta , (\cos \theta > 0) \dots \dots \dots (4.20)$$

Donde: $\cos \Phi = 0.051$

$$E_{t,b} = 249.77 * \cos(62.43^\circ)$$

$$E_{t,b} = 115.60 \frac{Btu}{h - ft^2}$$

El mismo procedimiento se aplicó para hallar la irradiación superficial del haz solar total de la superficie (E_t) para las 24 horas del día, siendo los resultados presentados en la tabla 18.

Tabla 18. irradiación superficial del haz solar ($E_{t,b}$) para cada hora del día

Hora Local Standard (h)	Ángulo de Incidencia (θ) (°)	Masa relativa del aire (m)	Exponente de masa de aire de los rayos solares (ab)	Irradiación directa Normal (E_b) (Btu/f-ft ²)	Irradiación Superficial del Haz Solar ($E_{t,b}$) (Btu/f-ft ²)
1	80.58	∞	0.64	0	0
2	91.17	∞	0.64	0	0
3	101.19	∞	0.64	0	0
4	110.21	∞	0.64	0	0
5	117.65	∞	0.64	0	0
6	122.81	33.87	0.64	4.24	0
7	125.00	4.96	0.64	113.38	0
8	123.85	2.28	0.64	193.20	0
9	119.57	1.54	0.64	232.41	0
10	112.77	1.22	0.64	254.12	0
11	104.19	1.07	0.64	265.98	0
12	94.43	1.00	0.64	271.02	0
13	96.02	1.01	0.64	270.31	0
14	73.19	1.09	0.64	263.72	76.25
15	62.43	1.28	0.64	249.77	115.60
16	52.11	1.67	0.64	224.68	137.98
17	42.89	2.63	0.64	178.58	130.84
18	35.85	7.08	0.64	80.04	64.88
19	32.62	∞	0.64	0	0
20	34.34	∞	0.64	0	0
21	40.35	∞	0.64	0	0
22	49.03	∞	0.64	0	0
23	59.08	∞	0.64	0	0
24	69.76	∞	0.64	0	0

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

- Cálculo de la relación (Y), el cual comprende la radiación difusa del cielo en superficie vertical, con respecto a la radiación difusa del cielo sobre la superficie horizontal:

$$Y = \max[0.45 ; 0.55 + 0.437 * \cos \theta + 0.313 * (\cos \theta)^2] \dots \dots (4.21)$$

$$Y = \max[0.45 ; 0.55 + 0.437 * \cos(62.43^\circ) + 0.313 * (\cos(62.43^\circ))^2]$$

$$Y = \max[0.45 ; 0.82]$$

$$Y = 0.82$$

- Cálculo del exponente de masa de aire difusa (ad):

$$ad = 0.202 - 0,852 * \tau_b - 0.007 * \tau_d - 0.357 * \tau_b * \tau_d \dots \dots (4.22)$$

$$ad = 0.202 - 0,852 * 0.490 - 0.007 * 2.228 - 0.357 * 0.490 * 2.228$$

$$ad = 0.21$$

- Cálculo de la irradiación directa normal (E_b):

$$E_d = E_o * e^{(-\tau_d * m^{ad})} \dots \dots \dots (4.23)$$

$$E_d = 443 * e^{(-2.228 * 1.28^{0.21})}$$

$$E_d = 42.33 \frac{Btu}{h - ft^2}$$

- Cálculo de la irradiación superficial difusa ($E_{t,d}$):

$$E_{t,d} = E_d * (Y * \sin \Sigma + \cos \Sigma) \dots \dots \dots (4.24)$$

$$E_{t,d} = 42.33 * (0.82 * \sin 90 + \cos 90)$$

$$E_{t,d} = 34.68 \frac{Btu}{h - ft^2}$$

- Cálculo de la irradiación reflejada por el suelo ($E_{t,r}$):

$$E_{t,r} = \frac{(E_b * \sin \beta + E_d) * \rho_g * (1 - \cos \Sigma)}{2} \dots \dots \dots (4.25)$$

Donde: $\rho_g = 0.2$ (Para una mezcla típica de superficie del suelo)

$$E_{t,r} = \frac{(249.77 * \sin(51.44^\circ) + 42.33) * 0.2 * (1 - \cos(90^\circ))}{2}$$

$$E_{t,r} = 23.77 \frac{Btu}{h - ft^2}$$

El mismo procedimiento se aplicó para hallar la irradiación directa normal ($E_{t,d}$) y la irradiación reflejada por el suelo ($E_{t,r}$) de las 24 horas del día, siendo los resultados presentados en la tabla 19.

Tabla 19. Ganancia de calor difusa ($E_{t,d}$) y ($E_{t,r}$) para cada hora del día

Hora Local Standard (h)	Relación (Y)	Masa relativa del aire (m)	Exponente de masa de aire difusa (ad)	Irradiación difusa horizontal (E_d) (Btu/f-ft ²)	Irradiación Difusa Vertical ($E_{t,d}$) (Btu/f-ft ²)	Reflectancia del suelo (ρ_g)	Irradiación Reflejada por el suelo ($E_{t,r}$) (Btu/f-ft ²)
1	0.63	∞	0.21	0	0	0.2	0
2	0.54	∞	0.21	0	0	0.2	0
3	0.48	∞	0.21	0	0	0.2	0
4	0.45	∞	0.21	0	0	0.2	0
5	0.45	∞	0.21	0	0	0.2	0
6	0.45	33.87	0.21	3.88	1.75	0.2	0.37
7	0.45	4.96	0.21	19.19	8.63	0.2	4.15
8	0.45	2.28	0.21	31.04	13.97	0.2	11.54
9	0.45	1.54	0.21	38.49	17.32	0.2	18.94
10	0.45	1.22	0.21	43.36	19.51	0.2	25.18
11	0.46	1.07	0.21	46.31	21.38	0.2	29.59
12	0.52	1.00	0.21	47.63	24.68	0.2	31.74
13	0.51	1.01	0.21	47.44	24.08	0.2	31.43
14	0.70	1.09	0.21	45.73	32.12	0.2	28.68
15	0.82	1.28	0.21	42.33	34.68	0.2	23.77
16	0.94	1.67	0.21	36.90	34.55	0.2	17.15
17	1.04	2.63	0.21	28.59	29.69	0.2	9.61
18	1.11	7.08	0.21	14.96	16.60	0.2	2.57
19	1.14	∞	0.21	0	0	0.2	0
20	1.12	∞	0.21	0	0	0.2	0
21	1.06	∞	0.21	0	0	0.2	0
22	0.97	∞	0.21	0	0	0.2	0
23	0.86	∞	0.21	0	0	0.2	0
24	0.74	∞	0.21	0	0	0.2	0

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.

➤ Cálculo de la irradiación total de la superficie (E_t):

$$E_t = E_{t,b} + E_{t,d} + E_{t,r} \dots \dots \dots (4.26)$$

$$E_t = 115.60 + 34.68 + 23.77$$

$$E_t = 174.04 \frac{Btu}{h - ft^2}$$

El mismo procedimiento se replicó para hallar la irradiación total de la superficie (E_t) de las 24 horas del día, siendo los resultados presentados en la tabla 20.

Tabla 20. Irradiación total de la superficie (E_t) para cada hora del día

Hora Local Standard (h)	Irradiación Superficial del Haz Solar ($E_{t,b}$) (Btu/f-ft ²)	Irradiación Difusa Vertical ($E_{t,d}$) (Btu/f-ft ²)	Irradiación Reflejada por el suelo ($E_{t,r}$) (Btu/f-ft ²)	Irradiación total de la Superficie (E_t) (Btu/f-ft ²)
1	0	0	0	0
2	0	0	0	0
3	0	0	0	0
4	0	0	0	0
5	0	0	0	0
6	0	1.75	0.37	2.11
7	0	8.63	4.15	12.79
8	0	13.97	11.54	25.51
9	0	17.32	18.94	36.26
10	0	19.51	25.18	44.70
11	0	21.38	29.59	50.97
12	0	24.68	31.74	56.41
13	0	24.08	31.43	55.51
14	76.25	32.12	28.68	137.06
15	115.60	34.68	23.77	174.04
16	137.98	34.55	17.15	189.68
17	130.84	29.69	9.61	170.14
18	64.88	16.60	2.57	84.05
19	0	0	0	0
20	0	0	0	0
21	0	0	0	0
22	0	0	0	0
23	0	0	0	0
24	0	0	0	0

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

➤ Cálculo de la temperatura del aire exterior para cada hora (t_o):

$$t_o = DB - MCDB * f \dots \dots \dots (4.27)$$

Donde:

- $DB = 86.2^\circ F$
- $MCDB = 12.7^\circ F$

El rango de fracción diaria de temperatura f para cada hora del día, se seleccionó de la figura 67.

Time, h	Fraction	Time, h	Fraction	Time, h	Fraction
1	0.88	9	0.55	17	0.14
2	0.92	10	0.38	18	0.24
3	0.95	11	0.23	19	0.39
4	0.98	12	0.13	20	0.50
5	1.00	13	0.05	21	0.59
6	0.98	14	0.00	22	0.68
7	0.91	15	0.00	23	0.75
8	0.74	16	0.06	24	0.82

Figura 67. Selección del rango de fracción diaria de temperatura (f) Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 14.13.

$$t_o = 86.2 - 12.7 * 0$$

$$t_o = 86.2^{\circ}F$$

➤ Cálculo de la temperatura sol-aire (t_e):

$$t_e = t_o + \alpha * \frac{E_t}{h_o} - \varepsilon * \frac{\Delta R}{h_o} \dots \dots \dots (4.28)$$

Donde:

- $\frac{\alpha}{h_o} = 0.15 \frac{h-ft^2-^{\circ}F}{Btu}$ (Para superficies claras)

- $\varepsilon * \frac{\Delta R}{h_o} = 0^{\circ}F$ (Para superficies verticales)

$$t_e = 86.2 + 0.15 * 174.04 - 0$$

$$t_e = 112.31^{\circ}F$$

➤ Cálculo de la conducción de calor que ingresa a través de paredes y techo desde el exterior ($q_{i,\theta-n}$):

$$q_{i,\theta-n} = U * A * (t_{e,\theta-n} - t_{r,c}) \dots \dots \dots (4.29)$$

Donde: $t_{r,c} =$ temperatura de diseño del aire interior = $74^{\circ}F$

Entonces:

$$q_{i,15} = 0.241 * 76.30 * (112.31 - 74)$$

$$q_{i,15} = 703.56 \frac{Btu}{h}$$

El mismo procedimiento se realizó para hallar la conducción de calor ($q_{i,\theta-n}$) para las 24 horas del día, siendo los resultados presentados en la tabla 21:

Tabla 21. *Conducción de calor ($q_{i,\theta-n}$) para cada hora del día*

Hora Local Standard (h)	Irradiación total de la Superficie E_t (Btu/h-ft ²)	Rango de Fracción diaria de Temperatura (f)	Temperatura del Aire Exterior t_o (°F)	Temperatura Sol-aire t_e (°F)	Temperatura Del Aire Interior $t_{r,c}$ (°F)	Conducción de calor $q_{i,\theta-n}$ (Btu/h)
1	0	0.88	75.02	75.02	74	18.81
2	0	0.92	74.52	74.52	74	9.48
3	0	0.95	74.14	74.14	74	2.48
4	0	0.98	73.75	73.75	74	-4.52
5	0	1.00	73.50	73.50	74	-9.18
6	2.11	0.98	73.75	74.07	74	1.30
7	12.79	0.91	74.64	76.56	74	47.03
8	25.51	0.74	76.80	80.63	74	121.73
9	36.26	0.55	79.22	84.65	74	195.68
10	44.70	0.38	81.37	88.08	74	258.57
11	50.97	0.23	83.28	90.92	74	310.85
12	56.41	0.13	84.55	93.01	74	349.17
13	55.51	0.05	85.57	93.89	74	365.33
14	137.06	0.00	86.20	106.76	74	601.66
15	174.04	0.00	86.20	112.31	74	703.56
16	189.68	0.06	85.44	113.89	74	732.65
17	170.14	0.14	84.42	109.94	74	660.16
18	84.05	0.24	83.15	95.76	74	399.65
19	0	0.39	81.25	81.25	74	133.10
20	0	0.50	79.85	79.85	74	107.44
21	0	0.59	78.71	78.71	74	86.45
22	0	0.68	77.56	77.56	74	65.46
23	0	0.75	76.68	76.68	74	49.13
24	0	0.82	75.79	75.79	74	32.80

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

- Cálculo de la ganancia de calor por conducción (q_θ) usando el método CTS (Serie de tiempo de conducción):

$$q_\theta = C_o * q_{i,\theta} + C_1 * q_{i,\theta-1} + C_2 * q_{i,\theta-2} + \dots + C_{23} * q_{i,\theta-23} \dots (4.30)$$

Donde, el factor de conducción de cada hora (CTF) se seleccionó de la figura 68 considerando la pared número 47 cuyo U es el más cercano (pared real $U = 0.221 \frac{Btu}{h-ft^2\text{°F}}$, pared N°47 $U = 0.186 \frac{Btu}{h-ft^2\text{°F}}$).

	Brick Walls		Concrete Block Walls						
	Brick, 8 in. HW Concrete, R-11 Batt Insulation, Gyp. Board	Brick, 8 in. HW Concrete, R-22 Batt Insulation, Gyp. Board	8 in. LW CMU, R-11 Batt Insulation, Gyp. Board	8 in. LW CMU, R-22 Batt Insulation, Gyp. Board	8 in. LW CMU w/Fill, R-11 Batt Insulation, Gyp. Board	8 in. LW CMU w/Fill, R-22 Batt Insulation, Gyp. Board	1 in. Stucco, HW CMU, R-11 Batt Insulation, Gyp. Board	1 in. Stucco, HW CMU, R-22 Batt Insulation, Gyp. Board	8 in. LW CMU w/Fill, R-22 Batt Insulation
Wall Number	39	40	41	42	43	44	45	46	47
U, Btu/h-ft ² -°F	0.067	0.038	0.067	0.039	0.059	0.036	0.073	0.040	0.186
Total R	14.8	26.1	14.9	25.9	17.0	28.0	13.8	24.8	5.4
Hour	Conduction Time Factors, %		Conduction Time Factors, %						
0	3.4	3.5	0.2	0.2	0.6	0.8	0.5	0.5	0.7
1	3.3	3.4	4.6	1.9	1.6	1.0	2.3	1.2	10.4
2	3.3	3.3	13.3	8.8	5.7	3.4	8.0	5.1	20.6
3	3.6	3.5	15.8	13.9	9.5	7.1	11.6	9.6	19.5
4	4.0	3.8	14.0	14.1	10.8	9.4	11.7	11.3	14.8
5	4.4	4.2	11.4	12.3	10.3	9.8	10.5	10.8	10.5
6	4.7	4.5	9.0	10.0	9.3	9.3	9.1	9.6	7.3
7	4.8	4.7	7.0	8.1	8.1	8.3	7.7	8.3	5.0
8	4.9	4.8	5.5	6.4	7.0	7.4	6.5	7.1	3.5
9	4.9	4.9	4.3	5.1	6.0	6.5	5.5	6.0	2.4
10	4.9	4.9	3.4	4.1	5.1	5.6	4.6	5.1	1.6
11	4.8	4.8	2.6	3.2	4.4	4.9	3.9	4.3	1.1
12	4.7	4.7	2.0	2.6	3.7	4.3	3.3	3.7	0.8
13	4.6	4.6	1.6	2.1	3.2	3.7	2.8	3.1	0.5
14	4.5	4.5	1.3	1.6	2.7	3.2	2.3	2.7	0.4
15	4.4	4.4	1.0	1.3	2.3	2.8	2.0	2.3	0.2
16	4.2	4.3	0.8	1.0	2.0	2.4	1.6	1.9	0.2
17	4.1	4.2	0.6	0.8	1.7	2.1	1.4	1.6	0.1
18	4.0	4.1	0.5	0.7	1.5	1.8	1.2	1.4	0.1
19	3.9	4.0	0.4	0.5	1.2	1.6	1.0	1.2	0.1
20	3.8	3.9	0.3	0.4	1.1	1.4	0.8	1.0	0.0
21	3.7	3.8	0.2	0.3	0.9	1.2	0.7	0.8	0.0
22	3.6	3.7	0.2	0.3	0.8	1.1	0.6	0.7	0.0
23	3.5	3.6	0.1	0.2	0.7	0.9	0.5	0.6	0.0
Total Percentage	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Layer ID from outdoors to indoors (See Table 18)	F01 M01 F04 M15 I04 G01 F02 0 0 0 0	F01 M01 F04 M15 I04 G01 F02 0 0 0 0	F01 M03 I04 G01 F02 0 0 0 0	F01 M03 I04 G01 G01 F02 0 0 0 0	F01 M08 I04 G01 F02 0 0 0 0	F01 M08 I04 G01 G01 F02 0 0 0 0	F01 F07 M05 I04 G01 F02 0 0 0 0	F01 F07 M05 I04 I04 G01 F02 0 0 0 0	F01 M08 F02 0 0 0 0 0 0

Figura 68. Selección de los factores de conducción de cada hora (CTF), tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.30.

$$q_{15} = C_0 * q_{15} + C_1 * q_{14} + C_2 * q_{13} + \dots + C_{23} * q_{i,16}$$

$$q_{15} = 306.42 \frac{Btu}{h}$$

El mismo procedimiento se replicó para hallar la ganancia de calor por conducción (q_{θ}) de las 24 horas del día, siendo los resultados presentados en la tabla 22.

Tabla 22. Ganancia de calor por conducción (q_{θ}) para cada hora del día

Hora Local Standard (h)	Entrada de calor ($q_{i,\theta-n}$) (Btu/h)	Factor del tiempo de conducción (CTF) (C_n)	Ganancia de Calor por conducción (q_{θ}) (Btu/h)
1	18.81	0.7%	145.76
2	9.48	10.4%	110.46
3	2.48	20.6%	81.97
4	-4.52	19.5%	59.55
5	-9.18	14.8%	41.65
6	1.30	10.5%	27.45
7	47.03	7.3%	17.82
8	121.73	5.0%	17.35
9	195.68	3.5%	31.66
10	258.57	2.4%	61.83
11	310.85	1.6%	103.63
12	349.17	1.1%	151.40
13	365.33	0.8%	199.74
14	601.66	0.5%	245.44
15	703.56	0.4%	306.42
16	732.65	0.2%	392.08
17	660.16	0.2%	480.08
18	399.65	0.1%	544.29
19	133.10	0.1%	554.74
20	107.44	0.1%	497.33
21	86.45	0.0%	404.54
22	65.46	0.0%	317.11
23	49.13	0.0%	246.04
24	32.80	0.0%	189.97

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.

Una vez determinada la ganancia de calor por conducción para cada hora del día, se aplicó el método RTS de la ASHRAE para así determinar la carga de enfriamiento ($Q_{t,\theta}$) para la pared exterior.

- Cálculo de la carga de enfriamiento ($Q_{t,\theta}$) de la pared usando el método RTS:

Se consideró los siguientes factores recomendados (F_c y F_r) por la ASHRAE (2021) para los cálculos de las cargas de enfriamiento por convección y radiación de la figura 69.

Heat Gain Type	Recommended Radiative Fraction	Recommended Convective Fraction
Occupants, typical office conditions	0.60	0.40
Equipment	0.1 to 0.8	0.9 to 0.2
Office, with fan	0.10	0.90
Without fan	0.30	0.70
Lighting		
Conduction heat gain		
Through walls and floors	0.46	0.54
Through roof	0.60	0.40
Through windows	0.33 (SHGC > 0.5) 0.46 (SHGC < 0.5)	0.67 (SHGC > 0.5) 0.54 (SHGC < 0.5)
Solar heat gain through fenestration		
Without interior shading	1.00	0.00
With interior shading		
Infiltration	0.00	1.00

Figura 69. Selección de los factores de convección y radiación, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.24.

De donde: $F_c = 0.54$; $F_r = 0.46$

El cálculo de la carga de enfriamiento por convección se realizó mediante la ecuación 4.31:

$$Q_{c,\theta} = q_{c,\theta} = q_{\theta} * F_c \dots \dots \dots (4.31)$$

$$Q_{c,15} = q_{15} * F_c$$

$$Q_{c,15} = 306.42 * 0.54$$

$$Q_{c,15} = 165.46 \frac{Btu}{h}$$

El cálculo de la carga de enfriamiento por radiación se realizó mediante la ecuación 4.32:

$$Q_{r,\theta} = r_0 * q_{r,\theta} + r_1 * q_{r,\theta-1} + r_2 * q_{r,\theta-2} + \dots + r_{23} * q_{r,\theta-23} \dots (4.32)$$

El cálculo de ganancia de calor por radiación se realizó mediante la ecuación 4.33:

$$q_{r,\theta} = q_{\theta} * F_r \dots \dots \dots (4.33)$$

$$q_{r,15} = q_{15} * F_r$$

$$q_{r,15} = 306.42 * 0.46$$

$$q_{r,15} = 140.95 \frac{Btu}{h}$$

La selección de los factores de tiempo de radiación RTS no solar, se basó en las figuras 70 y 71.

Construction Class	Exterior Wall	Roof/Ceiling	Partitions	Floor	Furnishings
Light	Steel siding, 2 in. insulation, air space, 3/4 in. gyp.	4 in. LW concrete, ceiling air space, acoustic tile	3/4 in. gyp., air space, 3/4 in. gyp.	Acoustic tile, ceiling air space, 4 in. LW concrete	1 in. wood @ 50% of floor area
Medium	4 in. face brick, 2 in. insulation, air space, 3/4 in. gyp.	4 in. HW concrete, ceiling air space, acoustic tile	3/4 in. gyp., air space, 3/4 in. gyp.	Acoustic tile, ceiling air space, 4 in. HW concrete	1 in. wood @ 50% of floor area
Heavy	4 in. face brick, 8 in. HW concrete air space, 2 in. insulation, 3/4 in. gyp.	8 in. HW concrete, ceiling air space, acoustic tile	3/4 in. gyp., 8 in. HW concrete block, 3/4 in. gyp.	Acoustic tile, ceiling air space, 8 in. HW concrete	1 in. wood @ 50% of floor area

Figura 70. Selección del tipo de construcción, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.40.

Hour	Interior Zones																												
	Light						Medium						Heavy						Interior Zones										
	With Carpet			No Carpet			With Carpet			No Carpet			With Carpet			No Carpet			Light		Medium		Heavy						
% Glass	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%		
0	47	50	53	41	43	46	46	49	52	31	33	35	34	38	42	22	25	28	46	40	46	31	33	21	100	100	100	100	100
1	19	18	17	20	19	19	18	17	16	17	16	15	9	9	9	10	9	9	19	20	18	17	9	9	100	100	100	100	100
2	11	10	9	12	11	11	10	9	8	11	10	10	6	6	5	6	6	6	11	12	10	11	6	6	100	100	100	100	100
3	6	6	5	8	7	7	6	5	5	8	7	7	4	4	4	5	5	5	6	8	6	8	5	5	100	100	100	100	100
4	4	4	3	5	5	5	4	3	3	6	5	5	4	4	4	5	5	4	4	5	3	6	4	5	100	100	100	100	100
5	3	3	2	4	3	3	2	2	2	4	4	4	3	3	4	4	4	4	3	4	2	4	4	4	100	100	100	100	100
6	2	2	2	3	3	2	2	2	2	4	3	3	3	3	4	4	4	4	2	3	2	4	3	4	100	100	100	100	100
7	2	1	1	2	2	2	1	1	1	3	3	3	3	3	3	4	4	4	2	2	1	3	3	4	100	100	100	100	100
8	1	1	1	1	1	1	1	1	1	3	2	2	3	3	3	4	3	3	1	1	1	3	3	4	100	100	100	100	100
9	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	3	3	2	3	3	3	1	1	1	2	3	3	100	100	100	100	100
10	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	3	2	2	3	3	3	1	1	1	2	3	3	100	100	100	100	100
11	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3	1	1	1	2	2	3	100	100	100	100	100
12	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	3	3	3	1	1	1	1	2	3	100	100	100	100	100
13	1	1	1	0	1	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	3	3	2	1	1	1	1	2	3	100	100	100	100	100
14	0	0	1	0	1	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	3	2	2	1	0	1	1	2	3	100	100	100	100	100
15	0	0	1	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	0	0	1	1	2	3	100	100	100	100	100
16	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	0	0	1	1	2	3	100	100	100	100	100
17	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	0	0	1	1	2	2	100	100	100	100	100
18	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	1	2	2	2	0	0	1	1	2	2	100	100	100	100	100
19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	2	2	1	2	2	2	0	0	1	0	2	2	100	100	100	100	100
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	2	1	1	2	2	2	0	0	0	0	2	2	100	100	100	100	100
21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	2	1	1	2	2	2	0	0	0	0	2	2	100	100	100	100	100
22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1	1	1	2	2	2	0	0	0	0	1	2	100	100	100	100	100
23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2	2	1	0	0	0	0	1	2	100	100	100	100	100

Figura 71. Selección de los factores de tiempo no solar, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.39.

Para los cálculos, se consideró un tipo de construcción “media” dado que la edificación está hecha de ladrillos, así mismo el ambiente no se encuentra alfombrado y la construcción está compuesta por un 10% en ventanas.

$$Q_{r,15} = r_0 * q_{r,15} + r_1 * q_{r,14} + r_2 * q_{r,13} + \dots + r_{23} * q_{r,16} \dots (4.34)$$

$$Q_{r,15} = 91.70 \frac{Btu}{h}$$

El mismo procedimiento se aplicó para hallar la carga de enfriamiento por convección ($Q_{c,\theta}$) y radiación ($Q_{r,\theta}$) de las 24 horas del día, siendo los resultados presentados en la tabla 23.

Tabla 23. Carga de enfriamiento por convección ($Q_{c,\theta}$) y radiación ($Q_{r,\theta}$) para cada hora del día

Hora Local Standard (h)	Ganancia de Calor por conducción (q_{θ}) (Btu/h)	Carga de enfriamiento por convección ($Q_{c,\theta}$) – 54% (Btu/h)	Ganancia de calor por radiación ($q_{r,\theta}$) – 46% (Btu/h)	Factor del tiempo de radiación (r_n) (No solar RTS)	Carga de enfriamiento por radiación ($Q_{r,\theta}$) (Btu/h)
1	145.76	78.71	67.05	31%	115.79
2	110.46	59.65	50.81	17%	100.90
3	81.97	44.26	37.70	11%	87.37
4	59.55	32.16	27.39	8%	75.15
5	41.65	22.49	19.16	6%	64.14
6	27.45	14.82	12.63	4%	54.27
7	17.82	9.62	8.19	4%	45.72
8	17.35	9.37	7.98	3%	39.40
9	31.66	17.10	14.57	3%	36.63
10	61.83	33.39	28.44	2%	38.13
11	103.63	55.96	47.67	2%	43.68
12	151.40	81.75	69.64	2%	52.47
13	199.74	107.86	91.88	1%	63.47
14	245.44	132.54	112.90	1%	75.80
15	306.42	165.46	140.95	1%	91.70
16	392.08	211.72	180.36	1%	113.64
17	480.08	259.24	220.84	1%	139.76
18	544.29	293.92	250.37	1%	165.43
19	554.74	299.56	255.18	1%	183.81
20	497.33	268.56	228.77	0%	188.78
21	404.54	218.45	186.09	0%	181.12
22	317.11	171.24	145.87	0%	166.49
23	246.04	132.86	113.18	0%	149.33
24	189.97	102.58	87.39	0%	132.05

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.

El cálculo de la carga de enfriamiento total para la pared exterior al SW ($\Psi = +45^\circ$) a las 15h, se realizó sumando la carga de enfriamiento por convección ($Q_{c,\theta}$) y la carga de enfriamiento por radiación ($Q_{r,\theta}$) mediante la ecuación 4.35:

$$Q_{t,15} = Q_{c,15} + Q_{r,15} \dots \dots \dots (4.35)$$

$$Q_{t,15} = 165.46 + 91.70$$

$$Q_{t,15} = 257.16 \frac{Btu}{h}$$

De igual manera, se halló la carga de enfriamiento total ($Q_{t,\theta}$) para las 24 horas del día, siendo los resultados presentados en la tabla 24.

Tabla 24. *Carga de enfriamiento de la pared exterior para cada hora del día*

Hora Local Standard (h)	Carga de enfriamiento por convección ($Q_{c,\theta}$) (Btu/h)	Carga de enfriamiento por radiación ($Q_{r,\theta}$) (Btu/h)	Carga de enfriamiento total (Q_t) (Btu/h)
1	78.71	115.79	194.50
2	59.65	100.90	160.55
3	44.26	87.37	131.63
4	32.16	75.15	107.31
5	22.49	64.14	86.64
6	14.82	54.27	69.09
7	9.62	45.72	55.34
8	9.37	39.40	48.77
9	17.10	36.63	53.73
10	33.39	38.13	71.51
11	55.96	43.68	99.64
12	81.75	52.47	134.23
13	107.86	63.47	171.33
14	132.54	75.80	208.34
15	165.46	91.70	257.16
16	211.72	113.64	325.36
17	259.24	139.76	399.00
18	293.92	165.43	459.35
19	299.56	183.81	483.37
20	268.56	188.78	457.34
21	218.45	181.12	399.57
22	171.24	166.49	337.73
23	132.86	149.33	282.19
24	102.58	132.05	234.64

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

- **Cálculo de la carga de enfriamiento en ventanas exteriores**

Los componentes de la ganancia de calor de las ventanas exteriores, se calcularon, mediante las ecuaciones 4.36, 4.37 4.38:

Ganancia de calor solar de haz directo (q_b):

$$q_b = A * E_{t,b} * SCHG(\theta) * IAC(\theta, \Omega) \dots \dots \dots (4.36)$$

Ganancia de calor conductiva (q_c):

$$q_c = U * A * (T_{out} - T_{in}) \dots \dots \dots (4.37)$$

Ganancia de calor solar difusa (q_d):

$$q_d = A * (E_{t,d} - E_{t,r}) * <SCHG >_D * IAC_D \dots \dots \dots (4.38)$$

➤ **Cálculo de la ganancia de calor solar de haz directo (q_b):**

Para realizar el cálculo del coeficiente de ganancia de calor de la emisión solar, primero se determinó el $SCHG(\theta)$, donde $\theta = 62.43^\circ$, donde se realizó la interpolación de los datos de la figura 72.

Parameter	Incident Angle										Diffuse (Hemis.)
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	
V_{tc}	0.899	0.899	0.898	0.896	0.889	0.870	0.822	0.705	0.441	0	0.822
R_{fv}	0.083	0.083	0.083	0.085	0.091	0.109	0.156	0.272	0.536	1	0.148
R_{bv}	0.083	0.083	0.083	0.085	0.091	0.109	0.156	0.272	0.536	1	0.148
T_{sol}	0.834	0.833	0.831	0.827	0.818	0.797	0.749	0.637	0.389	0	0.753
R_f	0.075	0.075	0.075	0.077	0.082	0.099	0.143	0.253	0.506	1	0.136
R_b	0.075	0.075	0.075	0.077	0.082	0.099	0.143	0.253	0.506	1	0.136
A_{hs1}	0.091	0.092	0.094	0.096	0.100	0.104	0.108	0.110	0.105	0	0.101
SHGC	0.861	0.860	0.859	0.855	0.847	0.827	0.781	0.669	0.424	0	0.783

Figura 72. Interpolación en base a los datos del vidrio simple, Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.19.

De donde:

$$\frac{SCHG(62.43^\circ) - 0.781}{0.669 - 0.781} = \frac{62.43 - 60}{70 - 60}$$

$$SCHG(62.43^\circ) = 0.754$$

Para el $IAC(\theta, \Omega)$, se consideró igual a 1, dado que no existen dispositivos que generen sombra en el interior.

Reemplazamos los valores obtenidos en la ecuación 4.39:

$$q_b = A * E_{t,b} * SCHG(\theta) * IAC(\theta, \Omega) \dots \dots \dots (4.39)$$

$$q_{b,15} = 16.35 * 115.60 * 0.754 * 1$$

$$q_{b,15} = 1425.03 \frac{Btu}{h}$$

El mismo procedimiento se replicó para hallar las ganancias de calor de haz directo (q_b) en la ventana exterior para las 24 horas del día, siendo los resultados presentados en la tabla 25.

Tabla 25. *Ganancia de calor de haz directo (q_b) para cada hora del día*

Hora Local Standard (h)	Irradiación directa Normal (E_b) (Btu/f-ft ²)	Ángulo de Incidencia (θ) (°)	Irradiación Superficial del Haz Solar ($E_{t,b}$) (Btu/f-ft ²)	Coef. De Gan. de Calor como función del ángulo θ SHGC(θ)	Coef. De Atenuación Solar en el interior IAC(θ, Ω)	Ganancia de Calor Solar de Haz directo (q_b) (btu/h)
1	0	80.58	0	0.400	1.000	0.00
2	0	91.17	0	0	1.000	0.00
3	0	101.19	0	0	1.000	0.00
4	0	110.21	0	0	1.000	0.00
5	0	117.65	0	0	1.000	0.00
6	4.24	122.81	0	0	1.000	0.00
7	113.38	125.00	0	0	1.000	0.00
8	193.20	123.85	0	0	1.000	0.00
9	232.41	119.57	0	0	1.000	0.00
10	254.12	112.77	0	0	1.000	0.00
11	265.98	104.19	0	0	1.000	0.00
12	271.02	94.43	0	0	1.000	0.00
13	270.31	96.02	0	0	1.000	0.00
14	263.72	73.19	76.25	0.591	1.000	736.70
15	249.77	62.43	115.60	0.754	1.000	1425.03
16	224.68	52.11	137.98	0.817	1.000	1844.23
17	178.58	42.89	130.84	0.841	1.000	1800.11
18	80.04	35.85	64.88	0.850	1.000	902.21
19	0	32.62	0	0.853	1.000	0.00
20	0	34.34	0	0.852	1.000	0.00
21	0	40.35	0	0.846	1.000	0.00
22	0	49.03	0	0.829	1.000	0.00
23	0	59.08	0	0.785	1.000	0.00
24	0	69.76	0	0.672	1.000	0.00

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

➤ Cálculo de la ganancia de calor conductiva (q_c):

Para realizar el cálculo de la ganancia de calor conductiva, primero se determinó la temperatura exterior e interior del área, luego se procedió a determinar el coeficiente global de transferencia de calor para la ventana.

De Donde:

- $T_{out} = t_0 = 86.20^\circ F$
- $T_{in} = 74^\circ F$

El coeficiente de transferencia de calor para la ventana se seleccionó de la figura 73.

Product Type	Glass Only		Vertical Installation										
			Operable (including sliding and swinging glass doors)					Fixed					
Frame Type	Center of Glass	Edge of Glass	Aluminum Without Thermal Break	Aluminum With Thermal Break	Aluminum Reinforced Vinyl/Clad Wood	Wood/Insulated Fiberglass/Vinyl	Aluminum Without Thermal Break	Aluminum With Thermal Break	Aluminum Reinforced Vinyl/Clad Wood	Wood/Insulated Fiberglass/Vinyl			
ID	Glazing Type	U	U	U	U	U	U	U	U	U			
1	Single Glazing 1/8 in. glass	1.04	1.04	1.23	1.07	0.93	0.91	0.85	1.12	1.07	0.98	0.98	1.04
2	1/4 in. acrylic/polycarbonate	0.88	0.88	1.10	0.94	0.81	0.80	0.74	0.98	0.92	0.84	0.84	0.88
3	1/8 in. acrylic/polycarbonate	0.96	0.96	1.17	1.01	0.87	0.86	0.79	1.05	0.99	0.91	0.91	0.96

Figura 73. Selección del coeficiente de transferencia de calor para la ventana, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 15.9.

De donde:

$$U = 1.04 \frac{btu}{h - ft^2 - ^\circ F}$$

Reemplazamos los valores obtenidos en la ecuación 4.40:

$$q_c = U * A * (T_{out} - T_{in}) \dots \dots \dots (4.40)$$

$$q_{c,15} = 1.04 * 16.35 * (86.20 - 74)$$

$$q_{c,15} = 207.51 \frac{Btu}{h}$$

El mismo procedimiento se aplicó para hallar las ganancias de calor conductiva (q_c) en la ventana exterior para las 24 horas del día, siendo los resultados presentados en la tabla 26.

Tabla 26. Ganancia de calor conductivo q_c para cada hora del día

Hora Local Standard (h)	Temperatura exterior (T_{out}) (°F)	Temperatura del Aire Interior (T_{in}) (°F)	Ganancia de calor conductivo (q_c) (Btu/h)
1	75.02	74	17.42
2	74.52	74	8.78
3	74.14	74	2.30
4	73.75	74	-4.18
5	73.50	74	-8.50
6	73.75	74	-4.18
7	74.64	74	10.94
8	76.80	74	47.66
9	79.22	74	88.70
10	81.37	74	125.42
11	83.28	74	157.83
12	84.55	74	179.43
13	85.57	74	196.71
14	86.20	74	207.51
15	86.20	74	207.51
16	85.44	74	194.55
17	84.42	74	177.27
18	83.15	74	155.67
19	81.25	74	123.26
20	79.85	74	99.50
21	78.71	74	80.06
22	77.56	74	60.62
23	76.68	74	45.50
24	75.79	74	30.38

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.

➤ Cálculo de la ganancia de calor solar difusa (q_d):

Para realizar el cálculo se seleccionó el coeficiente de ganancia de calor solar difusa de la figura 74.

Parameter	Incident Angle										Diffuse (Hemis.)
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	
V_{ic}	0.899	0.899	0.898	0.896	0.889	0.870	0.822	0.705	0.441	0	0.822
R_{fv}	0.083	0.083	0.083	0.085	0.091	0.109	0.156	0.272	0.536	1	0.148
R_{bv}	0.083	0.083	0.083	0.085	0.091	0.109	0.156	0.272	0.536	1	0.148
T_{sol}	0.834	0.833	0.831	0.827	0.818	0.797	0.749	0.637	0.389	0	0.753
R_f	0.075	0.075	0.075	0.077	0.082	0.099	0.143	0.253	0.506	1	0.136
R_b	0.075	0.075	0.075	0.077	0.082	0.099	0.143	0.253	0.506	1	0.136
A_{bi1}	0.091	0.092	0.094	0.096	0.100	0.104	0.108	0.110	0.105	0	0.101
SHGC	0.861	0.860	0.859	0.855	0.847	0.827	0.781	0.669	0.424	0	0.783

Figura 74. Selección del coeficiente de ganancia de calor solar difusa, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.19.

$$\langle SCHG \rangle_D = 0.783$$

Para el (IAC_D), se consideró igual a 1, dado que no existen dispositivos que generen sombra en el interior.

Reemplazamos los valores obtenidos en la ecuación 4.41:

$$q_d = A * (E_{t,d} - E_{t,r}) * <SCHG >_D * IAC_D \dots \dots \dots (4.41)$$

$$q_{d,15} = 16.35 * (34.68 - 23.77) * 0.783 * 1$$

$$q_{d,15} = 748.45 \frac{Btu}{h}$$

El mismo procedimiento se replicó para hallar todas las ganancias de calor (q_d) en la ventana exterior para las 24 horas del día, siendo los resultados presentados en la tabla 27.

Tabla 27. *Ganancia de calor conductivo (q_d) para cada hora del día*

Hora Local Standard (h)	Irradiación Difusa Vertical ($E_{t,d}$) (Btu/f-ft ²)	Irradiación Reflejada por el suelo ($E_{t,r}$) (Btu/f-ft ²)	Sub Total Irradiación Difusa ($E_{t,d} + E_{t,r}$) (Btu/h)	Coef. De Gan. de Calor solar difusa <SCHG > _D	Coef. De Atenuación Solar en el interior difusa IAC_D	Ganancia de calor difusa (q_d) (Btu/h)
1	0	0	0	0.783	1.000	0
2	0	0	0	0.783	1.000	0
3	0	0	0	0.783	1.000	0
4	0	0	0	0.783	1.000	0
5	0	0	0	0.783	1.000	0
6	1.75	0.37	2.11	0.783	1.000	27.06
7	8.63	4.15	12.79	0.783	1.000	163.73
8	13.97	11.54	25.51	0.783	1.000	326.61
9	17.32	18.94	36.26	0.783	1.000	464.33
10	19.51	25.18	44.70	0.783	1.000	572.36
11	21.38	29.59	50.97	0.783	1.000	652.73
12	24.68	31.74	56.41	0.783	1.000	722.42
13	24.08	31.43	55.51	0.783	1.000	710.81
14	32.12	28.68	60.81	0.783	1.000	778.68
15	34.68	23.77	58.45	0.783	1.000	748.45
16	34.55	17.15	51.71	0.783	1.000	662.13
17	29.69	9.61	39.30	0.783	1.000	503.28
18	16.60	2.57	19.17	0.783	1.000	245.55
19	0	0	0	0.783	1.000	0
20	0	0	0	0.783	1.000	0
21	0	0	0	0.783	1.000	0
22	0	0	0	0.783	1.000	0
23	0	0	0	0.783	1.000	0
24	0	0	0	0.783	1.000	0

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.

➤ Cálculo de la carga de enfriamiento para la ventana:

Paras las ganancias de calor solar de haz directo sin sombras en el interior, se consideró 100% radiante y se usan los factores RTS solares (ver figura 75), para convertir la ganancia de calor en carga de enfriamiento.

De donde: $F_c = 0\%$; $F_r = 100\%$

$$q_{\theta} = q_b * F_r \dots \dots \dots (4.42)$$

$$q_{15} = q_{b,15} * 100\%$$

$$q_{15} = 1425.03 \frac{Btu}{h}$$

El cálculo de la carga de enfriamiento radiante del haz directo solar ($Q_{b,\theta}$) para la ventana, será igual a la carga de enfriamiento por radiación ya que la carga de enfriamiento por convección será igual a 0 ($F_c = 0\%$):

$$Q_{b,\theta} = r_0 * q_{\theta} + r_1 * q_{\theta-1} + r_2 * q_{\theta-2} + \dots + r_{23} * q_{\theta-23} \dots \dots (4.43)$$

Glass	Light						Medium						Heavy							
	With Carpet			No Carpet			With Carpet			No Carpet			With Carpet			No Carpet				
	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%		
Hour	Radiant Tim																		Facto	%
0	53	55	56	44	45	46	52	54	55	28	29	29	47	49	51	26	27	28	28	
1	17	17	17	19	20	20	16	16	15	15	15	15	11	12	12	12	13	13	15	
2	9	9	9	11	11	11	8	8	8	10	10	10	6	6	6	7	7	7	10	
3	5	5	5	7	7	7	5	4	4	7	7	7	4	4	3	5	5	5	7	
4	3	3	3	5	5	5	3	3	3	6	6	6	3	3	3	4	4	4	6	
5	2	2	2	3	3	3	2	2	2	5	5	5	2	2	2	4	4	4	5	
6	2	2	2	3	2	2	2	1	1	4	4	4	2	2	2	3	3	3	4	
7	1	1	1	2	2	2	1	1	1	4	3	3	2	2	2	3	3	3	4	
8	1	1	1	1	1	1	1	1	1	3	3	3	2	2	2	3	3	3	3	
9	1	1	1	1	1	1	1	1	1	3	3	3	2	2	2	3	3	3	3	
10	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3	2	
11	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	1	3	3	2	2	
12	1	1	1	1	1	0	1	1	1	2	2	2	2	1	1	2	2	2	2	
13	1	1	0	1	0	0	1	1	1	2	2	2	2	1	1	2	2	2	2	
14	1	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	1	1	2	2	2	1	
15	1	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	1	
16	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	1	
17	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	1	
18	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	1	
19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	1	
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	1	
21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2	2	2	0	
22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2	1	1	0	
23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2	1	1	0	
	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	

Figura 75. Selección de los factores de tiempo solar, tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.39.

La selección de los factores de tiempo solar se tomó de la figura 75, para los cálculos se consideró un tipo de construcción “media” dado que la edificación está hecha de ladrillos, así mismo el ambiente no se encuentra alfombrado y la construcción está compuesta de un 10% en ventanas.

$$Q_{b,15} = r_0 * q_{15} + r_1 * q_{14} + r_2 * q_{13} + \dots + r_{23} * q_{16}$$

$$Q_{b,15} = 509.51 \frac{Btu}{h}$$

El mismo procedimiento se aplicó para hallar todas las cargas de enfriamiento del haz solar ($Q_{b,\theta}$) en la ventana exterior para las 24 horas del día, siendo los resultados presentados en la tabla 28.

Tabla 28. Carga de enfriamiento del haz solar ($Q_{b,\theta}$) para la ventana

Hora Local Standard (h)	Ganancia de calor Solar de Haz directo (q_b) (btu/h)	Ganancia de calor Solar por convección 0% (Btu/h)	Ganancia de calor Solar por radiación (q_θ) - 100% (Btu/h)	Factor del tiempo de radiación (r_n) (Solar RTS)	Carga de enfriamiento por radiación del haz solar (Btu/h)	Carga de enfriamiento del haz solar para la ventana ($Q_{b,\theta}$) (Btu/h)
1	0.00	0.00	0.00	28%	188.65	188.65
2	0.00	0.00	0.00	15%	161.19	161.19
3	0.00	0.00	0.00	10%	143.19	143.19
4	0.00	0.00	0.00	7%	126.80	126.80
5	0.00	0.00	0.00	6%	112.55	112.55
6	0.00	0.00	0.00	5%	94.11	94.11
7	0.00	0.00	0.00	4%	76.10	76.10
8	0.00	0.00	0.00	4%	67.08	67.08
9	0.00	0.00	0.00	3%	67.08	67.08
10	0.00	0.00	0.00	3%	67.08	67.08
11	0.00	0.00	0.00	2%	59.72	59.72
12	0.00	0.00	0.00	2%	45.47	45.47
13	0.00	0.00	0.00	2%	27.02	27.02
14	736.70	0.00	736.70	2%	215.30	215.30
15	1425.03	0.00	1425.03	1%	509.51	509.51
16	1844.23	0.00	1844.23	1%	803.81	803.81
17	1800.11	0.00	1800.11	1%	974.74	974.74
18	902.21	0.00	902.21	1%	851.01	851.01
19	0.00	0.00	0.00	1%	566.78	566.78
20	0.00	0.00	0.00	1%	427.60	427.60
21	0.00	0.00	0.00	1%	349.84	349.84
22	0.00	0.00	0.00	0%	297.01	297.01
23	0.00	0.00	0.00	0%	255.74	255.74
24	0.00	0.00	0.00	0%	220.90	220.90

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.

Para la suma de ganancias de calor difusa q_d y por conducción (q_c), la fracción por convección y por radiación se seleccionaron de acuerdo a la recomendación de la ASHRAE (2021), presentados en la figura 76:

Heat Gain Type	Recommended Radiative Fraction	Recommended Convective Fraction
Occupants, typical office conditions	0.60	0.40
Equipment	0.1 to 0.8	0.9 to 0.2
Office, with fan	0.10	0.90
Without fan	0.30	0.70
Lighting		
Conduction heat gain		
Through walls and floors	0.46	0.54
Through roof	0.60	0.40
Through windows	0.33 (SHGC > 0.5) 0.46 (SHGC < 0.5)	0.67 (SHGC > 0.5) 0.54 (SHGC < 0.5)
Solar heat gain through fenestration		
Without interior shading	1.00	0.00
With interior shading		
Infiltration	0.00	1.00

Figura 76. Selección de los factores de convección y radiación, tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.24.

De donde: $F_c = 0.67$ y $F_r = 0.33$, dado que: $\langle SCHG \rangle_D = 0.783 > 0.5$

$$q_{dif+cond} = q_d + q_c \dots \dots \dots (4.44)$$

$$q_{dif+cond} = 748.45 + 207.51$$

$$q_{dif+cond} = 955.96 \frac{Btu}{h}$$

De donde la ganancia de calor por convección ($Q_{c,\theta}$), será igual a la carga de enfriamiento por convección:

$$Q_{c,\theta} = q_{dif+cond} * F_c \dots \dots \dots (4.45)$$

$$Q_{c,15} = 955.96 * 0.63$$

$$Q_{c,15} = 640.49 \frac{Btu}{h}$$

Y la ganancia de calor por radiación ($q_{r,\theta}$) será:

$$q_{r,\theta} = q_{dif+cond} * F_r \dots \dots \dots (4.46)$$

$$q_{r,15} = 955.96 * 0.33$$

$$q_{r,15} = 315.47 \frac{Btu}{h}$$

El cálculo de la carga de enfriamiento por radiación ($Q_{r,\theta}$), se realizó mediante la ecuación 4.47:

$$Q_{r,\theta} = r_0 * q_\theta + r_1 * q_{\theta-1} + r_2 * q_{\theta-2} + \dots + r_{23} * q_{\theta-23} \dots \dots (4.47)$$

%	Light						Medium						Heavy														
	With Carpet			No Carpet			With Carpet			No Carpet			With Carpet			No Carpet											
	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%									
Hour	Radiant Tim																		Facto	%							
0	53	55	56	44	45	46	52	54	55	28	29	29	47	49	51	26	27	28	15	15	15	11	12	12	12	13	13
1	17	17	17	19	20	20	16	16	15	15	15	15	11	12	12	12	13	13	10	10	10	6	6	6	7	7	7
2	9	9	9	11	11	11	8	8	8	10	10	10	6	6	6	7	7	7	7	7	7	4	4	4	5	5	5
3	5	5	5	7	7	7	5	4	4	7	7	7	4	4	4	3	3	3	6	6	6	3	3	3	4	4	4
4	3	3	3	5	5	5	3	3	3	6	6	6	3	3	3	4	4	4	5	5	5	2	2	2	4	4	4
5	2	2	2	3	3	3	2	2	2	5	5	5	2	2	2	4	4	4	4	4	4	2	2	2	3	3	3
6	2	2	2	3	2	2	2	1	1	4	4	4	2	2	2	3	3	3	4	3	3	2	2	2	3	3	3
7	1	1	1	2	2	2	1	1	1	4	3	3	2	2	2	3	3	3	3	3	3	2	2	2	3	3	3
8	1	1	1	1	1	1	1	1	1	3	3	3	2	2	2	3	3	3	3	3	3	2	2	2	3	3	3
9	1	1	1	1	1	1	1	1	1	3	3	3	2	2	2	3	3	3	2	2	2	2	2	2	3	3	3
10	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3	2	2	2	2	2	2	3	3	3
11	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	1	3	3	2	2	2	2	2	2	1	3	3	2
12	1	1	1	1	1	0	1	1	1	2	2	2	2	1	1	2	2	2	2	2	2	2	1	1	2	2	2
13	1	1	0	1	0	0	1	1	1	2	2	2	2	1	1	2	2	2	1	1	1	2	1	1	2	2	2
14	1	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	1	1	2	2	2	1	1	1	2	1	1	2	2	2
15	1	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	1	1	1	1	1	1	2	2	2
16	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	1	1	1	1	1	1	2	2	2
17	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	1	1	1	1	1	1	2	2	2
18	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	1	1	1	1	1	1	2	2	2
19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	1	1	1	1	1	1	2	2	2
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	1	1	1	1	1	1	2	2	2
21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2	2	2	0	0	0	1	1	1	2	2	2
22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2	1	1	0	0	0	1	1	1	2	1	1
23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2	1	1	0	0	0	1	1	1	2	1	1
	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100									

Figura 77. Selección de los factores de tiempo no solar, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.39.

La selección de los factores de tiempo no solar se tomaron de la figura 77, para los cálculos se consideró un tipo de construcción “media” dado que la edificación está hecha de ladrillos, así mismo el ambiente no se encuentra alfombrado y la construcción está compuesta de un 10% en ventanas.

$$Q_{r,15} = r_0 * q_{r,15} + r_1 * q_{r,14} + r_2 * q_{r,13} + \dots + r_{23} * q_{r,16}$$

$$Q_{r,15} = 258.74 \frac{Btu}{h}$$

El mismo procedimiento se replicó para hallar todas las cargas de enfriamiento por radiación de las ganancias de calor por conducción y difusa ($q_{dif+cond}$) en la ventana exterior para las 24 horas del día, siendo los resultados presentados en la tabla 29.

Tabla 29. Carga de enfriamiento por radiación ($Q_{r,\theta}$) para cada hora del día

Hora Local Standard (h)	Ganancia de calor total ($q_{dif+cond}$) (Btu/h)	Ganancia de calor por convección ($Q_{c,\theta}$) (Btu/h)	Ganancia de calor por radiación ($q_{r,\theta}$) (Btu/h)	Factor del tiempo de radiación (r_0) (No solar RTS)	Carga de enfriamiento por radiación ($Q_{r,\theta}$) (Btu/h)
1	17.42	11.67	5.75	31%	55.03
2	8.78	5.88	2.90	17%	46.66
3	2.30	1.54	0.76	11%	39.10
4	-4.18	-2.80	-1.38	8%	32.40
5	-8.50	-5.70	-2.81	6%	26.20
6	22.87	15.33	7.55	4%	24.40
7	174.67	117.03	57.64	4%	37.67
8	374.27	250.76	123.51	3%	64.00
9	553.03	370.53	182.50	3%	96.03
10	697.78	467.51	230.27	2%	129.21
11	810.55	543.07	267.48	2%	160.94
12	901.85	604.24	297.61	2%	190.51
13	907.51	608.03	299.48	1%	211.17
14	986.19	660.75	325.44	1%	235.01
15	955.96	640.49	315.47	1%	248.74
16	856.68	573.97	282.70	1%	249.75
17	680.54	455.96	224.58	1%	235.45
18	401.21	268.81	132.40	1%	201.40
19	123.26	82.59	40.68	1%	154.75
20	99.50	66.67	32.84	0%	125.62
21	80.06	53.64	26.42	0%	104.57
22	60.62	40.62	20.00	0%	88.29
23	45.50	30.48	15.01	0%	75.37
24	30.38	20.35	10.02	0%	64.56

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

La carga de enfriamiento para la ventana ubicada al SW ($\Psi = +45^\circ$) a las 13 h, es la suma de la carga de enfriamiento del haz solar ($Q_{b,15}$), más la carga de enfriamiento por convección ($Q_{c,15}$) y radiación ($Q_{r,15}$).

$$Q_{vent,15} = Q_{b,15} + Q_{c,15} + Q_{r,15} \dots \dots \dots (4.48)$$

$$Q_{vent,15} = 509.51 + 640.49 + 248.74$$

$$Q_{vent,15} = 1398.75 \frac{Btu}{h}$$

El mismo procedimiento se aplicó para hallar todas las cargas de enfriamiento del haz solar de la ventana exterior (Q_{vent}) para las 24 horas del día, siendo los resultados presentados en la tabla 30.

Tabla 30. *Carga de enfriamiento de la ventana exterior (Q_{vent}) para cada hora del día*

Hora Local Standard (h)	Carga de enfriamiento del haz solar para la ventana ($Q_{b,\theta}$) (Btu/h)	Carga de enfriamiento por convección ($Q_{c,\theta}$) (Btu/h)	Carga de enfriamiento por radiación ($Q_{r,\theta}$) (Btu/h)	Carga de enfriamiento total (Q_{vent}) (Btu/h)
1	188.65	11.67	55.03	255.35
2	161.19	5.88	46.66	213.73
3	143.19	1.54	39.10	183.83
4	126.80	-2.80	32.40	156.39
5	112.55	-5.70	26.20	133.05
6	94.11	15.33	24.40	133.83
7	76.10	117.03	37.67	230.80
8	67.08	250.76	64.00	381.84
9	67.08	370.53	96.03	533.64
10	67.08	467.51	129.21	663.81
11	59.72	543.07	160.94	763.73
12	45.47	604.24	190.51	840.22
13	27.02	608.03	211.17	846.23
14	215.30	660.75	235.01	1111.05
15	509.51	640.49	248.74	1398.75
16	803.81	573.97	249.75	1627.53
17	974.74	455.96	235.45	1666.15
18	851.01	268.81	201.40	1321.22
19	566.78	82.59	154.75	804.11
20	427.60	66.67	125.62	619.89
21	349.84	53.64	104.57	508.06
22	297.01	40.62	88.29	425.91
23	255.74	30.48	75.37	361.59
24	220.90	20.35	64.56	305.82

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

- **Cálculo de la carga de enfriamiento en paredes, ventanas, pisos y techos interiores**

$$q = U * A * (t_b - t_i) \dots \dots \dots (4.49)$$

De donde:

- $t_b = \text{temperatura del espacio adyacente} = t_o - 5^\circ F$
- $t_i = \text{temperatura del aire interior de diseño} = 74^\circ F$

La temperatura exterior para las 15h del día, fue determinada previamente en el procedimiento de cálculo de la carga de enfriamiento de la pared exterior, siendo su valor:

$$t_{o,15} = 86.2^\circ F$$

Por lo tanto, la temperatura del aire adyacente tuvo como resultado:

$$\begin{aligned} t_{b,15} &= t_{o,15} - 5^\circ F \\ t_{b,15} &= 86.2 - 5 \\ t_{b,15} &= 81.2^\circ F \end{aligned}$$

- **Cálculo de la carga de enfriamiento para la pared 2 (SE):**

$$q_{15} = U * A * (t_b - t_i) \dots \dots \dots (4.50)$$

Donde:

- $U = \text{Coef. global de transferencia de calor} = 0.221 \frac{Btu}{h-ft^2-^\circ F}$
- $A = \text{Área de la pared interior P2} = 116.75 ft^2$

Reemplazando los valores en la ecuación 4.50, se obtuvo el siguiente resultado:

$$\begin{aligned} q_{15} &= 0.221 * 116.75 * (81.2 - 74) \\ q_{15} &= 185.78 \frac{Btu}{h} \end{aligned}$$

De igual manera, este procedimiento se replicó para hallar todas las cargas de enfriamiento de la pared interior “PARED 2” para las 24 horas del día, siendo los resultados presentados en la tabla 31.

Tabla 31. Carga de enfriamiento q para la pared interior 2 (SE)

Hora Local Standard (h)	Rango de Fracción diaria de Temperatura (f)	Temperatura del Aire Exterior (t_o) (°F)	Temperatura Del espacio adyacente (t_b) (°F)	Temperatura Del Aire Interior (t_i) (°F)	Coefficiente Global de transferencia de calor (U)	Área (ft ²)	Carga de enfriamiento interior (q) (Btu/h)
1	0.88	75.02	70.02	74	0.221	116.75	-102.59
2	0.92	74.52	69.52	74	0.221	116.75	-115.70
3	0.95	74.14	69.14	74	0.221	116.75	-125.53
4	0.98	73.75	68.75	74	0.221	116.75	-135.36
5	1.00	73.50	68.50	74	0.221	116.75	-141.91
6	0.98	73.75	68.75	74	0.221	116.75	-135.36
7	0.91	74.64	69.64	74	0.221	116.75	-112.42
8	0.74	76.80	71.80	74	0.221	116.75	-56.71
9	0.55	79.22	74.22	74	0.221	116.75	5.55
10	0.38	81.37	76.37	74	0.221	116.75	61.26
11	0.23	83.28	78.28	74	0.221	116.75	110.41
12	0.13	84.55	79.55	74	0.221	116.75	143.18
13	0.05	85.57	80.57	74	0.221	116.75	169.39
14	0.00	86.20	81.20	74	0.221	116.75	185.78
15	0.00	86.20	81.20	74	0.221	116.75	185.78
16	0.06	85.44	80.44	74	0.221	116.75	166.12
17	0.14	84.42	79.42	74	0.221	116.75	139.90
18	0.24	83.15	78.15	74	0.221	116.75	107.13
19	0.39	81.25	76.25	74	0.221	116.75	57.98
20	0.50	79.85	74.85	74	0.221	116.75	21.93
21	0.59	78.71	73.71	74	0.221	116.75	-7.56
22	0.68	77.56	72.56	74	0.221	116.75	-37.05
23	0.75	76.68	71.68	74	0.221	116.75	-59.99
24	0.82	75.79	70.79	74	0.221	116.75	-82.93

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.

El mismo procedimiento se realizó para hallar todas las cargas de enfriamiento de las otras superficies interiores que son la pared 3 (NE), la pared 4 (NO) y el techo, para las 24 horas del día.

➤ Cálculo de la carga de enfriamiento para la pared 3 (NE)

Para hallar las cargas de enfriamiento de la pared 3, se procedió a realizar los mismos cálculos efectuados para la pared 2, siendo los resultados presentados en la tabla 32.

Tabla 32. *Carga de enfriamiento q para la pared interior 3 (NE)*

Hora Local Standard (h)	Rango de Fracción diaria de Temperatura (f)	Temperatura del Aire Exterior (t_o) (°F)	Temperatura Del espacio adyacente (t_b) (°F)	Temperatura Del Aire Interior (t_i) (°F)	Coefficiente Global de transferencia de calor (U)	Área (ft ²)	Carga de enfriamiento interior (q) (Btu/h)
1	0.88	75.02	70.02	74	0.221	92.99	-81.71
2	0.92	74.52	69.52	74	0.221	92.99	-92.15
3	0.95	74.14	69.14	74	0.221	92.99	-99.98
4	0.98	73.75	68.75	74	0.221	92.99	-107.81
5	1.00	73.50	68.50	74	0.221	92.99	-113.03
6	0.98	73.75	68.75	74	0.221	92.99	-107.81
7	0.91	74.64	69.64	74	0.221	92.99	-89.54
8	0.74	76.80	71.80	74	0.221	92.99	-45.17
9	0.55	79.22	74.22	74	0.221	92.99	4.42
10	0.38	81.37	76.37	74	0.221	92.99	48.79
11	0.23	83.28	78.28	74	0.221	92.99	87.93
12	0.13	84.55	79.55	74	0.221	92.99	114.03
13	0.05	85.57	80.57	74	0.221	92.99	134.91
14	0.00	86.20	81.20	74	0.221	92.99	147.96
15	0.00	86.20	81.20	74	0.221	92.99	147.96
16	0.06	85.44	80.44	74	0.221	92.99	132.30
17	0.14	84.42	79.42	74	0.221	92.99	111.42
18	0.24	83.15	78.15	74	0.221	92.99	85.32
19	0.39	81.25	76.25	74	0.221	92.99	46.18
20	0.50	79.85	74.85	74	0.221	92.99	17.47
21	0.59	78.71	73.71	74	0.221	92.99	-6.02
22	0.68	77.56	72.56	74	0.221	92.99	-29.51
23	0.75	76.68	71.68	74	0.221	92.99	-47.78
24	0.82	75.79	70.79	74	0.221	92.99	-66.05

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.

- Cálculo de la carga de enfriamiento para la pared 4 (NE)
 Para hallar las cargas de enfriamiento de la pared 4, se procedió a realizar los mismos cálculos efectuados para la pared 2, siendo los resultados presentados en la tabla 33.

Tabla 33. *Carga de enfriamiento q para la pared interior 4 (NE)*

Hora Local Standard (h)	Rango de Fracción diaria de Temperatura (f)	Temperatura del Aire Exterior (t_o) (°F)	Temperatura Del espacio adyacente (t_b) (°F)	Temperatura Del Aire Interior (t_i) (°F)	Coefficiente Global de transferencia de calor (U)	Área (ft ²)	Carga de enfriamiento interior (q) (Btu/h)
1	0.88	75.02	70.02	74	0.221	116.75	-102.59
2	0.92	74.52	69.52	74	0.221	116.75	-115.70
3	0.95	74.14	69.14	74	0.221	116.75	-125.53
4	0.98	73.75	68.75	74	0.221	116.75	-135.36
5	1.00	73.50	68.50	74	0.221	116.75	-141.91
6	0.98	73.75	68.75	74	0.221	116.75	-135.36
7	0.91	74.64	69.64	74	0.221	116.75	-112.42
8	0.74	76.80	71.80	74	0.221	116.75	-56.71
9	0.55	79.22	74.22	74	0.221	116.75	5.55
10	0.38	81.37	76.37	74	0.221	116.75	61.26
11	0.23	83.28	78.28	74	0.221	116.75	110.41
12	0.13	84.55	79.55	74	0.221	116.75	143.18
13	0.05	85.57	80.57	74	0.221	116.75	169.39
14	0.00	86.20	81.20	74	0.221	116.75	185.78
15	0.00	86.20	81.20	74	0.221	116.75	185.78
16	0.06	85.44	80.44	74	0.221	116.75	166.12
17	0.14	84.42	79.42	74	0.221	116.75	139.90
18	0.24	83.15	78.15	74	0.221	116.75	107.13
19	0.39	81.25	76.25	74	0.221	116.75	57.98
20	0.50	79.85	74.85	74	0.221	116.75	21.93
21	0.59	78.71	73.71	74	0.221	116.75	-7.56
22	0.68	77.56	72.56	74	0.221	116.75	-37.05
23	0.75	76.68	71.68	74	0.221	116.75	-59.99
24	0.82	75.79	70.79	74	0.221	116.75	-82.93

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.

- Cálculo de la carga de enfriamiento para el techo interior (T)
 Para hallar las cargas de enfriamiento del techo interior se procedió a realizar los mismos cálculos efectuados para la pared 2, siendo detallados los resultados en la tabla 34.

Tabla 34. *Carga de enfriamiento q para el techo interior (T)*

Hora Local Standard (h)	Rango de Fracción diaria de Temperatura (f)	Temperatura del Aire Exterior (t_o) (°F)	Temperatura Del espacio adyacente (t_b) (°F)	Temperatura Del Aire Interior (t_i) (°F)	Coefficiente Global de transferencia de calor (U)	Área (ft ²)	Carga de enfriamiento interior (q) (Btu/h)
1	0.88	75.02	70.02	74	0.213	132.41	-112.13
2	0.92	74.52	69.52	74	0.213	132.41	-126.46
3	0.95	74.14	69.14	74	0.213	132.41	-137.20
4	0.98	73.75	68.75	74	0.213	132.41	-147.95
5	1.00	73.50	68.50	74	0.213	132.41	-155.11
6	0.98	73.75	68.75	74	0.213	132.41	-147.95
7	0.91	74.64	69.64	74	0.213	132.41	-122.88
8	0.74	76.80	71.80	74	0.213	132.41	-61.99
9	0.55	79.22	74.22	74	0.213	132.41	6.06
10	0.38	81.37	76.37	74	0.213	132.41	66.95
11	0.23	83.28	78.28	74	0.213	132.41	120.68
12	0.13	84.55	79.55	74	0.213	132.41	156.50
13	0.05	85.57	80.57	74	0.213	132.41	185.15
14	0.00	86.20	81.20	74	0.213	132.41	203.06
15	0.00	86.20	81.20	74	0.213	132.41	203.06
16	0.06	85.44	80.44	74	0.213	132.41	181.57
17	0.14	84.42	79.42	74	0.213	132.41	152.91
18	0.24	83.15	78.15	74	0.213	132.41	117.10
19	0.39	81.25	76.25	74	0.213	132.41	63.37
20	0.50	79.85	74.85	74	0.213	132.41	23.97
21	0.59	78.71	73.71	74	0.213	132.41	-8.26
22	0.68	77.56	72.56	74	0.213	132.41	-40.50
23	0.75	76.68	71.68	74	0.213	132.41	-65.57
24	0.82	75.79	70.79	74	0.213	132.41	-90.64

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.

• **Cálculo de la carga de enfriamiento por iluminación**

➤ Cálculo de la ganancia de calor por iluminación (q_{el}):

$$q_{el} = 3.41 * W * F_{ul} * F_{sa} \dots \dots \dots (4.51)$$

Donde:

- El horario de atención será desde las 8h hasta las 16h, para estos casos el $F_{ul} = 100\%$, para las otras horas del día el $F_{ul} = 0\%$
- $F_{sa} = 1$ (Se consideró luz incandescente)

La potencia total por iluminación (W) se determinó considerando el área del ambiente siendo esta igual a 132.41 ft^2 , y la densidad de potencia de iluminación.

Common Space Types ^a	LPD, W/ft ²	Common Space Types ^a	LPD, W/ft ²
Atrium		Loading Dock, Interior	0.47
≤40 ft high	0.03/ft total height	Lobby	
>40 ft high	0.40 + 0.02/ft total height	In facility for the visually impaired (and not used primarily by staff) ^c	1.80
Audience Seating Area		For elevator	0.64
In auditorium	0.63	In hotel	1.06
In convention center	0.82	In motion picture theater	0.59
In gymnasium	0.65	In performing arts theater	2.00
In motion picture theater	1.14	All other lobbies	0.90
In penitentiary	0.28	Locker Room	0.75
In performing arts theater	2.43	Lounge/Breakroom	
In religious building	1.53	In health care facility	0.92
In sports arena	0.43	All other lounges/breakrooms	0.73
All other audience seating areas	0.43	Enclosed and ≤250 ft ²	1.11
Banking Activity Area	1.01	Enclosed and >250 ft ²	1.11
Breakroom (See Lounge/Breakroom)		Open plan	0.98
Classroom/Lecture Hall/Training Room		Office	
In penitentiary	1.34	Enclosed	1.11
		Open plan	0.98

Figura 78. Selección de la densidad de potencia de iluminación, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.5.

La densidad de potencia de iluminación (LPD) será igual a 1.1 W/ft^2 de acuerdo a la figura 78, teniendo los valores del área y la densidad de potencia de iluminación, los cuales se emplean en la ecuación 4.52:

$$W = A * LPD \dots \dots \dots (4.52)$$

$$W = 132.41 * 1.11$$

$$W = 147 \text{ W}$$

Entonces la ganancia de calor por iluminación para las 15h es:

$$q_{el} = 3.41 * W * F_{ul} * F_{sa} \dots \dots \dots (4.53)$$

$$q_{el,15} = 3.41 * 147 * 100\% * 1$$

$$q_{el,15} = 501.27 \text{ W}$$

El mismo procedimiento se aplicó para hallar todas las ganancias de calor por iluminación (q_{el}) para las 24 horas del día, siendo los resultados presentados en la tabla 35.

Tabla 35. *Ganancia de calor por iluminación (q_{el})*

Hora Local Standard (h)	Potencia total de iluminación (W)	Factor de uso de iluminación F_{ul} (%)	Factor especial de permisividad de iluminación (F_{sa})	Ganancia de calor (q_{el}) (btu/h)
1	147.61	0%	1	0
2	147.61	0%	1	0
3	147.61	0%	1	0
4	147.61	0%	1	0
5	147.61	0%	1	0
6	147.61	0%	1	0
7	147.61	0%	1	0
8	147.61	100%	1	501.27
9	147.61	100%	1	501.27
10	147.61	100%	1	501.27
11	147.61	100%	1	501.27
12	147.61	100%	1	501.27
13	147.61	100%	1	501.27
14	147.61	100%	1	501.27
15	147.61	100%	1	501.27
16	147.61	100%	1	501.27
17	147.61	0%	1	0
18	147.61	0%	1	0
19	147.61	0%	1	0
20	147.61	0%	1	0
21	147.61	0%	1	0
22	147.61	0%	1	0
23	147.61	0%	1	0
24	147.61	0%	1	0

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.

- Cálculo de la carga de enfriamiento total por iluminación (Q_{el}) del ambiente usando el método RTS:

Para la ganancia de calor por iluminación (q_{el}), la fracción por convección y por radiación se seleccionaron de acuerdo a la recomendación de la norma ASHRAE (2021), los cuales se aprecian en la figura 79.

Luminaire Category	Space Fraction	Radiative Fraction	Notes
Recessed fluorescent luminaire without lens	0.64 to 0.74	0.48 to 0.68	<ul style="list-style-type: none"> Use middle values in most situations May use higher space fraction, and lower radiative fraction for luminaire with side-slot returns May use lower values of both fractions for direct/indirect luminaire May use higher values of both fractions for ducted returns
Recessed fluorescent luminaire with lens	0.40 to 0.50	0.61 to 0.73	<ul style="list-style-type: none"> May adjust values in the same way as for recessed fluorescent luminaire without lens
Downlight compact fluorescent luminaire	0.12 to 0.24	0.95 to 1.0	<ul style="list-style-type: none"> Use middle or high values if detailed features are unknown Use low value for space fraction and high value for radiative fraction if there are large holes in luminaire's reflector
Downlight incandescent luminaire	0.70 to 0.80	0.95 to 1.0	<ul style="list-style-type: none"> Use middle values if lamp type is unknown Use low value for space fraction if standard lamp (i.e. A-lamp) is used Use high value for space fraction if reflector lamp (i.e. BR-lamp) is used
Non-in-ceiling fluorescent luminaire	1.0	0.5 to 0.57	<ul style="list-style-type: none"> Use lower value for radiative fraction for surface-mounted luminaire Use higher value for radiative fraction for pendant luminaire
Recessed LED troffer partial aperture diffuser	0.49 to 0.64	0.37 to 0.47	<ul style="list-style-type: none"> Use middle value in most cases. May use higher space fraction for ducted return configuration and lower space fraction for high supply air temperature. May use higher radiant value for ducted return configuration and lower value for large supply airflow rate.
Recessed LED troffer uniform diffuser	0.44 to 0.66	0.32 to 0.41	<ul style="list-style-type: none"> Use middle value in most cases. May use higher space fraction for smaller supply airflow rate and lower value for larger supply airflow rate. May use higher radiant value for ducted return configuration and lower value for larger supply airflow rate.
Recessed high-efficacy LED troffer	0.59	0.51	
Recessed LED downlight	0.40 to 0.56	0.15 to 0.18	<ul style="list-style-type: none"> Use middle value in most cases. May use higher space fraction value for high supply air temperature and lower value for smaller air flowrate. May use higher radiant value for dimming control and lower value for large supply air flowrate.
Recessed LED retrofit kit 2x4	0.41 to 0.53	0.31 to 0.42	<ul style="list-style-type: none"> Use middle value in most cases. May use higher space fraction value for large supply air flowrate and lower value for ducted return configuration. May use higher radiant value for ducted return configuration and lower value for larger supply airflow rate.
Recessed LED color tuning fixture	0.53 to 0.56	0.40 to 0.42	Use middle value in most cases.
High-bay LED fixture	1.0	0.42 to 0.51	Use middle value in most cases.
Linear pendant LED fixture	1.0	0.55 to 0.60	Use middle value in most cases.

Figura 79. Selección del factor por radiación para la luminaria, tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.6.

De donde: $r = 0.67$; por lo que $F_c = 0.33$

El cálculo de la carga de enfriamiento por convección se realizó mediante las ecuaciones 4.54, 4.55 y 4.56:

$$q_{c,\theta} = q_{el} * F_c \dots \dots \dots (4.54)$$

Donde:

$$Q_{c,\theta} = q_{c,\theta} \dots \dots \dots (4.55)$$

$$Q_{c,\theta} = q_{el} * F_c \dots \dots \dots (4.56)$$

$$Q_{c,15} = q_{el,15} * F_c$$

$$Q_{c,15} = 501.27 * 0.33$$

$$Q_{c,15} = 165.42 \frac{Btu}{h}$$

El cálculo de la carga de enfriamiento por radiación, se realizó mediante la ecuación 4.57:

$$Q_{r,\theta} = C_0 * q_{r,\theta} + C_1 * q_{r,\theta-1} + C_2 * q_{r,\theta-2} + \dots + C_{23} * q_{r,\theta-23} \dots (4.57)$$

El cálculo de ganancia de calor por radiación, se realizó mediante la ecuación 4.58:

$$q_{r,\theta} = q_{\theta} * F_r \dots \dots \dots (4.58)$$

$$q_{r,15} = q_{15} * F_r$$

$$q_{r,15} = 501.27 * 0.67$$

$$q_{r,15} = 335.85 \frac{Btu}{h}$$

Para seleccionar los factores de tiempo de radiación RTS no solar, se basó en las figuras 80 y 81.

Construction Class	Exterior Wall	Roof/Ceiling	Partitions	Floor	Furnishings
Light	Steel siding, 2 in. insulation, air space, 3/4 in. gyp.	4 in. LW concrete, ceiling air space, acoustic tile	3/4 in. gyp., air space, 3/4 in. gyp.	Acoustic tile, ceiling air space, 4 in. LW concrete	1 in. wood @ 50% of floor area
Medium	4 in. face brick, 2 in. insulation, air space, 3/4 in. gyp.	4 in. HW concrete, ceiling air space, acoustic tile	3/4 in. gyp., air space, 3/4 in. gyp.	Acoustic tile, ceiling air space, 4 in. HW concrete	1 in. wood @ 50% of floor area
Heavy	4 in. face brick, 8 in. HW concrete air space, 2 in. insulation, 3/4 in. gyp.	8 in. HW concrete, ceiling air space, acoustic tile	3/4 in. gyp., 8 in. HW concrete block, 3/4 in. gyp.	Acoustic tile, ceiling air space, 8 in. HW concrete	1 in. wood @ 50% of floor area

Figura 80. Selección del tipo de construcción, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.40.

%	Interior Zones																										
	Light						Medium						Heavy						Light			Medium			Heavy		
	With Carpet			No Carpet			With Carpet			No Carpet			With Carpet			No Carpet			With Carpet	No Carpet	With Carpet	No Carpet	With Carpet	No Carpet	With Carpet	No Carpet	
Class	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%
Hour	Radiant Time Factor, %																										
0	47	50	53	41	43	46	46	49	52	31	33	35	34	38	42	22	25	28	46	40	46	31	33	21			
1	19	18	17	20	19	19	18	17	16	17	16	15	9	9	9	10	9	9	19	20	18	17	9	9			
2	11	10	9	12	11	11	10	9	8	11	10	10	6	6	5	6	6	6	11	12	10	11	6	6			
3	6	6	5	8	7	7	6	5	5	8	7	7	4	4	4	5	5	5	6	8	6	8	5	5			
4	4	4	3	5	5	5	4	3	3	6	5	5	4	4	4	5	5	4	4	5	3	6	4	5			
5	3	3	2	4	3	3	2	2	2	4	4	4	4	3	3	4	4	4	3	4	2	4	4	4			
6	2	2	2	3	3	2	2	2	2	4	3	3	3	3	3	4	4	4	2	3	2	4	3	4			
7	2	1	1	2	2	2	1	1	1	3	3	3	3	3	3	4	4	4	2	2	1	3	3	4			
8	1	1	1	1	1	1	1	1	1	3	2	2	3	3	3	4	3	3	1	1	1	3	3	4			
9	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	3	3	2	3	3	3	1	1	1	2	3	3			
10	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	3	2	2	3	3	3	1	1	1	2	3	3			
11	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3	1	1	1	2	2	3			
12	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	3	3	3	1	1	1	1	2	3			
13	1	1	1	0	1	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	3	3	2	1	1	1	1	2	3			
14	0	0	1	0	1	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	3	2	2	1	0	1	1	2	3			
15	0	0	1	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	0	0	1	1	2	3			
16	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	0	0	1	1	2	3			
17	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	0	0	1	1	2	2			
18	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	1	2	2	2	0	0	1	1	2	2			
19	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	1	1	2	2	1	2	2	2	0	0	1	0	2	2			
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	2	1	1	2	2	2	0	0	0	0	2	2			
21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	2	1	1	2	2	2	0	0	0	0	2	2			
22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1	1	1	2	2	2	0	0	0	0	1	2			
23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2	2	1	0	0	0	0	1	2			
	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100		

Figura 81. Selección de los factores de tiempo solar, tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.39.

Para los cálculos se consideró un tipo de construcción "media" dado que la edificación está hecha de ladrillos, así mismo el ambiente no se encuentra alfombrado y la construcción está compuesta de un 10% en ventanas, por lo tanto, los valores de los factores de tiempo de radiación RTS no solar se reemplazaron en la ecuación 4.57:

$$Q_{r,15} = r_0 * q_{r,15} + r_1 * q_{r,14} + r_2 * q_{r,13} + \dots + r_{23} * q_{r,16}$$

$$Q_{r,15} = 282.11 \frac{Btu}{h}$$

El mismo procedimiento se realizó para hallar la carga de enfriamiento para la iluminación por convección ($Q_{c,\theta}$) y radiación ($Q_{r,\theta}$) de las 24 horas del día, siendo los resultados presentados en la tabla 36.

Tabla 36. Carga de enfriamiento para la iluminación por convección y por radiación

Hora Local Standard (h)	Carga de enfriamiento para la iluminación por convección ($Q_{c,\theta}$) – 33% (Btu/h)	Ganancia de calor de iluminación por radiación ($q_{r,\theta}$) – 67% (Btu/h)	Factor del tiempo de radiación (r_n) (No solar RTS)	Carga de enfriamiento para la iluminación por radiación ($Q_{r,\theta}$) (Btu/h)
1	0	0	31%	0
2	0	0	17%	0
3	0	0	11%	0
4	0	0	8%	0
5	0	0	6%	0
6	0	0	4%	0
7	0	0	4%	0
8	165.42	335.85	3%	114.19
9	165.42	335.85	3%	167.93
10	165.42	335.85	2%	201.51
11	165.42	335.85	2%	225.02
12	165.42	335.85	2%	245.17
13	165.42	335.85	1%	258.61
14	165.42	335.85	1%	272.04
15	165.42	335.85	1%	282.11
16	165.42	335.85	1%	292.19
17	0	0	1%	0
18	0	0	1%	0
19	0	0	1%	0
20	0	0	0%	0
21	0	0	0%	0
22	0	0	0%	0
23	0	0	0%	0
24	0	0	0%	0

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.

El cálculo de la carga de enfriamiento total por iluminación (Q_{el}) a las 15h, se realizó mediante la ecuación 4.59:

$$Q_{el,15} = Q_{c,15} + Q_{r,15} \dots \dots \dots (4.59)$$

$$Q_{el,15} = 165.42 + 282.11$$

$$Q_{el,15} = 447.53 \frac{Btu}{h}$$

El mismo procedimiento se replicó para hallar la ganancia de calor total por iluminación (Q_{el}) de las 24 horas del día, siendo los resultados presentados en la tabla 37.

Tabla 37. *Ganancia de calor total por iluminación (Q_{el})*

Hora Local Standard (h)	Carga de enfriamiento para la iluminación por convección ($Q_{c,\theta}$) – 33% (Btu/h)	Carga de enfriamiento para la iluminación por radiación ($Q_{r,\theta}$) (Btu/h)	Carga de enfriamiento total por iluminación (Q_{el}) (Btu/h)
1	0	0	0
2	0	0	0
3	0	0	0
4	0	0	0
5	0	0	0
6	0	0	0
7	0	0	0
8	165.42	114.19	279.61
9	165.42	167.93	333.34
10	165.42	201.51	366.93
11	165.42	225.02	390.44
12	165.42	245.17	410.59
13	165.42	258.61	424.02
14	165.42	272.04	437.46
15	165.42	282.11	447.53
16	165.42	292.19	457.61
17	0	0	0
18	0	0	0
19	0	0	0
20	0	0	0
21	0	0	0
22	0	0	0
23	0	0	0
24	0	0	0

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021.

- **Cálculo de la ganancia de calor debido a las personas**

$$q_s = q_{s,per} * N \dots \dots \dots (4.60)$$

$$q_l = q_{l,per} * N \dots \dots \dots (4.61)$$

Las ganancias de calor sensible ($q_{s,per}$) y latente ($q_{l,per}$) por persona se obtuvieron de la figura 82.

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

Figura 82. Selección de las ganancias de calor por persona, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.4.

De donde: $q_{s,per} = 245 \frac{Btu}{h}$, $q_{l,per} = 155 \frac{Btu}{h}$ y la cantidad de personas dentro del ambiente de ADMISIÓN son de 4 personas, reemplazando los datos en las ecuaciones 4.60 y 4.61.

$$q_s = 245 * 4 = 980 \frac{Btu}{h}$$

$$q_l = 155 * 4 = 620 \frac{Btu}{h}$$

- **Cálculo de la ganancia de calor debido a motores eléctricos**

$$q_{er} = 2545 * \left(\frac{P}{EM} \right) * F_{UM} * F_{LM} \dots \dots \dots (4.62)$$

El área de ADMISIÓN no cuenta con motores instalados dentro del ambiente, siendo $P = 0 W$, entonces la ganancia de calor debido a motores eléctricos será igual a 0.

$$q_{er} = 0 \frac{Btu}{h}$$

- **Cálculo de la ganancia de calor por aparatos de cocina**

- Ganancia de calor sensible:

$$q_s = q_{input,s} * F_u * F_R \dots \dots \dots (4.63)$$

- Ganancia de calor latente:

$$q_l = q_{input,l} * F_u * F_R \dots \dots \dots (4.64)$$

El área de ADMISIÓN no cuenta con aparatos de cocina dentro del ambiente, por lo tanto, no hubo ganancia de calor, en conclusión, las ganancias de calor sensible y de calor latente generados por los aparatos de cocina será igual a 0.

$$q_s = 0 \frac{Btu}{h}$$

$$q_l = 0 \frac{Btu}{h}$$

- **Cálculo de las ganancias de calor por computadoras, impresoras, entre otros equipos de oficina**

$$q_{eq} = 3.41 * q_{pico} * N_{eq} \dots \dots \dots (4.65)$$

El área de ADMISIÓN cuenta con los siguientes equipos de oficina: 1 computadora 3.6 GHz, 16 GB RAM, 1 monitor de 21.5 pulg LED pantalla plana y 1 impresora multifunción de 30 ppm, por lo tanto, las ganancias máximas de calor las obtenemos de las figuras 83, 84 y 85.

Description	Name-plate Power, ^a W	Peak Heat Gain, ^{b, d} W
Manufacturer 1		
3.0 GHz processor, 4 GB RAM, $n = 1$	NA	83
3.3 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 8$	NA	50
3.5 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 2$	NA	42
3.6 GHz processor, 16 GB RAM, $n = 2$	NA	66
3.3 GHz processor, 16 GB RAM, $n = 2$	NA	52
4.0 GHz processor, 16 GB RAM, $n = 1$	NA	83
3.3 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	84
3.7 GHz processor, 32 GB RAM, $n = 1$	750	116
	NA	102
3.5 GHz processor, 16 GB RAM, $n = 3^c$	550	144
	NA	93
Manufacturer 2		
3.6 GHz processor, 32 GB RAM, $n = 8$	NA	80
3.6 GHz processor, 16 GB RAM, $n = 1$	NA	78
3.4 GHz processor, 32 GB RAM, $n = 1$	NA	72
3.4 GHz processor, 24 GB RAM, $n = 1$	NA	86
3.50 GHz processor, 4 GB RAM, $n = 1$	NA	26
3.3 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	78
3.20 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	61
3.20 GHz processor, 4 GB RAM, $n = 1$	NA	44
2.93 GHz processor, 16 GB RAM, $n = 1$	NA	151
2.67 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	137

Figura 83. Selección de la ganancia pico de calor de la computadora, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.12.

Description ^a	Name-plate Power, W	Peak Heat Gain, ^{b, c} W
Manufacturer 1		
1397 mm LED flat screen, $n = 1$ (excluded from average because atypical size)	240	50
686 mm LED flat screen, $n = 2$	40	26
546 mm LED flat screen, $n = 2$	29	25
Manufacturer 2		
1270 mm 3D LED flat screen, $n = 1$ (excluded from average because atypical size)	94	49
Manufacturer 3		
864 mm LCD curved screen, $n = 1$ (excluded from average because atypical size and curved)	130	48
584 mm LED flat screen, $n = 3$	50	17
584 mm LED flat screen, $n = 1$	38	21
584 mm LED flat screen, $n = 1$	38	14
Manufacturer 4		
610 mm LED flat screen, $n = 1$	42	25
Manufacturer 5		
600 mm LED flat screen, $n = 1$	26	17
546 mm LED flat screen, $n = 1$	29	22
Manufacturer 6		
546 mm LED flat screen, $n = 1$	28	24

Figura 84. Selección de la ganancia pico de calor del monitor, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.13.

Equipment	Description	Max. Printing Speed, Pages per Minute	Name-plate Power, W	Peak Heat Gain, ^a W
Multifunction printer (copy, print, scan)	Large, multiuser, office type	40	1010	540 (Idle 29 W)
		30	1300	303 (Idle 116 W)
		28	1500	433 (Idle 28 W)
Average 15-min peak power consumption (range)		425 (303-540)		
	Multiuser, medium-office type	35	900	732 (Idle 18 W)
	Desktop, small-office type	25	470	56 (Idle 3 W)
Monochrome printer	Desktop, medium-office type	55	1000	222
		45	680	61
Average 15-min peak power consumption (range)		142 (61-222)		

Figura 85. Selección de la ganancia pico de calor de la impresora, tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.13.

De acuerdo a la selección realizada, se elaboró un resumen de los cálculos, plasmados en la tabla 38.

Tabla 38. *Ganancias de calor de los equipos de oficina*

It	Tipo de Equipo de escritorio	Ganancia de Calor pico (W)	Cantidad (Und.)	Ganancia de calor por equipos de escritorio (q_{eq}) (Btu/h)
1	Computadora 3.6 GHz procesador, 16GB RAM, n=2	66	1	225.06
2	Monitor 21.5 in (546 mm) LED pantalla plana, n=2	25	1	85.25
3	Impresora Multifunción 30 ppm	116	1	395.56
TOTAL				705.87

Fuente: Elaborado en base al método de cálculo de la carga de enfriamiento de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021

$$q_{eq} = 705.87 \frac{Btu}{h}$$

- **Ganancia de calor por infiltración de aire**

Las condiciones máximas de enfriamiento en los espacios acondicionados se mantendrán en presión positiva, por lo tanto, no habrá ganancia de calor por infiltración.

$$q_{inf} = 0 \frac{Btu}{h}$$

En base a todos los cálculos realizados para determinar la carga de enfriamiento, se elaboró la tabla 39 que nos permite determinar la hora de mayor ganancia de calor del área ADMISIÓN.

Tabla 39. Hora de mayor ganancia de calor para el área de ADMISIÓN

Hora Local Standard (h)	PARED 1	VENTANA 1	PARED 2	PARED 3	PARED 4	TECHO	ILUM.	PERSONAS	EQUIPOS	TOTAL (Btu/h)
	SO	SO	SE	NE	NO					
1	194.50	255.35	-102.59	-81.71	-102.59	-112.13	0	0	0	50.83
2	160.55	213.73	-115.70	-92.15	-115.70	-126.46	0	0	0	-75.73
3	131.63	183.83	-125.53	-99.98	-125.53	-137.20	0	0	0	-172.78
4	107.31	156.39	-135.36	-107.81	-135.36	-147.95	0	0	0	-262.78
5	86.64	133.05	-141.91	-113.03	-141.91	-155.11	0	0	0	-332.29
6	69.09	133.83	-135.36	-107.81	-135.36	-147.95	0	0	0	-323.55
7	55.34	230.80	-112.42	-89.54	-112.42	-122.88	0	0	0	-151.12
8	48.77	381.84	-56.71	-45.17	-56.71	-61.99	280.77	1600.00	706	2796.67
9	53.73	533.64	5.55	4.42	5.55	6.06	334.73	1600.00	706	3249.55
10	71.51	663.81	61.26	48.79	61.26	66.95	368.45	1600.00	706	3647.90
11	99.64	763.73	110.41	87.93	110.41	120.68	392.06	1600.00	706	3990.73
12	134.23	840.22	143.18	114.03	143.18	156.50	412.30	1600.00	706	4249.50
13	171.33	846.23	169.39	134.91	169.39	185.15	425.79	1600.00	706	4408.06
14	208.34	1111.05	185.78	147.96	185.78	203.06	439.28	1600.00	706	4787.11
15	257.16	1398.75	185.78	147.96	185.78	203.06	449.39	1600.00	706	5133.75
16	325.36	1627.53	166.12	132.30	166.12	181.57	459.51	1600.00	706	5364.38
17	399.00	1666.15	139.90	111.42	139.90	152.91	0.00	0	0	2609.29
18	459.35	1321.22	107.13	85.32	107.13	117.10	0.00	0	0	2197.26
19	483.37	804.11	57.98	46.18	57.98	63.37	0.00	0	0	1512.98
20	457.34	619.89	21.93	17.47	21.93	23.97	0.00	0	0	1162.54
21	399.57	508.06	-7.56	-6.02	-7.56	-8.26	0.00	0	0	878.22
22	337.73	425.91	-37.05	-29.51	-37.05	-40.50	0.00	0	0	619.53
23	282.19	361.59	-59.99	-47.78	-59.99	-65.57	0.00	0	0	410.44
24	234.64	305.82	-82.93	-66.05	-82.93	-90.64	0.00	0	0	217.90

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

Se determinó, que la hora de mayor ganancia de calor para el área de ADMISIÓN se presenta a las 16 horas (4:00 pm). según las orientaciones de sus paredes, ventanas, el techo y sus fuentes internas.

Tomando como fin de cálculo las 16 horas, se determinó los valores de la temperatura de bulbo seco y de bulbo húmedo del aire exterior, mediante las ecuaciones 4.66 y 4.67:

$$t_{DB} = DB - f * MCDBR \dots \dots \dots (4.66)$$

$$t_{WB} = WB - f * MCWBR \dots \dots \dots (4.67)$$

Siendo el valor del rango de fracción diaria para las 16h determinado de la figura 86.

Time, h	Fraction	Time, h	Fraction	Time, h	Fraction
1	0.88	9	0.55	17	0.14
2	0.92	10	0.38	18	0.24
3	0.95	11	0.23	19	0.39
4	0.98	12	0.13	20	0.50
5	1.00	13	0.05	21	0.59
6	0.98	14	0.00	22	0.68
7	0.91	15	0.00	23	0.75
8	0.74	16	0.06	24	0.82

Figura 86. Selección del rango de fracción diaria de temperatura (*f*) Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 14.13.

$$t_{DB,16} = DB - f * MCDBR = 86.20 - 0.06 * 12.7 = 85.44 \text{ } ^\circ F$$

$$t_{WB,16} = WB - f * MCWBR = 76.20 - 0.06 * 4.9 = 75.91 \text{ } ^\circ F$$

El resumen de los cálculos de las cargas de enfriamiento para la hora de mayor aportación de calor, para el área de ADMISION, se plasmaron en la tabla 40.

Tabla 40. Reporte resumen de todas las cargas de enfriamiento del área de ADMISIÓN – PISO 1

RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO						
NOMBRE DEL PROYECTO: Aire Acondicionado para las Oficinas de ANIQUEM					01-Nov-2021	
DIRECCIÓN: Jirón Santo Domingo N° 255, distrito de Jesús María, departamento de Lima					Perú, Lima	
REALIZADO POR: Ivan Robinson Cortez Herrera / Jesús Alfredo Albis Gamarra					Rev. 0	
Habitación / N° / Nombre: ADMISION - Piso 1						
				CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR		
Largo:	3.93 m			Temperatura:	74 °F (23 °C)	
Ancho:	3.13 m	Área:	12.30 m ²	Humedad Relativa:	50 %HR	
Altura:	2.75 m	Volumen:	33.83 m ³			
HORA DE MAYOR GANANCIA DE CALOR						
MES	FEBRERO				CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE (Btu/h)	CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE (Btu/h)
HORA	16 h		HORA DE ATENCIÓN		ENFRIAMIENTO POR UNIDAD	
Temp. Bulbo seco	85.44 °F	Inicio	Fin			
Temp. Bulbo húmedo	75.91 °F	8 h	16 h			
CARGAS INTERNAS						
		N° de Personas	Btu/h.persona			
	Personas:	4	245.00	980.00	620.00	
		W	W/m²			
	Iluminación:	147.61	12	459.51	0.00	
	Motores Eléctricos:			0.00	0.00	
	Equipos de Cocina:			0.00	0.00	
	Equipos de Oficina:			705.87	0.00	
CARGAS EXTERNAS						
Superficie	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Pared 1	SO	0.241	7.09	45.90	325.36	0.00
Pared 2	SE	0.221	10.81	15.37	166.12	0.00
Pared 3	NE	0.221	8.61	15.37	132.30	0.00
Pared 4	NO	0.221	10.81	15.37	166.12	0.00
Techo	-	0.213	12.30	14.76	181.57	0.00
Vidrio	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Ventana 1	SO	1.040	1.52	1062.62	1627.53	0.00
INFILTRACION						
		Flujo de aire (cfm)	Btu/h.cfm			
		0.00	0.00	0.00	0.00	
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE TOTAL					4744.38	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE TOTAL					620	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL					5364.38	Btu/h
CARGA TOTAL					0.45	TON

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

De igual manera, este procedimiento de cálculo de la carga de enfriamiento se aplicó para el resto de oficinas, siendo presentados en las tablas del 41 al 60.

Tabla 41. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de **SERVICIO SOCIAL – PISO 1**

RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO							
NOMBRE DEL PROYECTO: Aire Acondicionado para las Oficinas de ANIQUEM					01-Nov-2021		
DIRECCIÓN: Jirón Santo Domingo N° 255, distrito de Jesús María, departamento de Lima					Perú, Lima		
REALIZADO POR: Ivan Robinson Cortez Herrera / Jesús Alfredo Albis Gamarra					Rev. 0		
Habitación / N° / Nombre: SERVICIO SOCIAL - Piso 1							
Largo:	4.45 m				Largo:	CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR	
Ancho:	2.9 m	Área:	12.91 m ²	Ancho:	Temperatura: 74 °F (23 °C)		
Altura:	2.75 m	Volumen:	35.49 m ³	Altura:	Humedad Relativa: 50 %HR		
HORA DE MAYOR GANANCIA DE CALOR							
MES	FEBRERO				ENFRIAMIENTO POR UNIDAD	CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE (Btu/h)	CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE (Btu/h)
HORA	16 h		HORA DE ATENCIÓN				
Temp. Bulbo seco	85.44 °F		Inicio	Fin			
Temp. Bulbo húmedo	75.91 °F		8 h	16 h			
CARGAS INTERNAS							
			N° de Personas	Btu/h.persona			
	Personas:		4	245.00	980.00	620.00	
			W	W/m²			
	Iluminación:		154.86	12	482.08	0.00	
	Motores Eléctricos:				0.00	0.00	
	Equipos de Cocina:				0.00	0.00	
	Equipos de Oficina:				1411.74	0.00	
CARGAS EXTERNAS							
Superficie	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²			
Pared 1	SO	0.241	7.32	45.90	336.20	0.00	
Pared 2	SE	0.221	7.98	15.31	122.14	0.00	
Pared 3	NE	0.345	8.28	23.91	197.92	0.00	
Pared 4	NO	0.241	7.98	51.57	411.28	0.00	
Techo	-	0.213	12.91	14.76	190.48	0.00	
Vidrio	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²			
Ventana 1	SO	1.040	4.91	1071.17	5262.87	0.00	
Ventana 3A	NE	1.040	3.54	72.07	254.98	0.00	
Ventana 3B	NE	1.040	0.42	72.07	30.36	0.00	
INFILTRACION							
			Flujo de aire (cfm)	Btu/h.cfm			
			0.00	0.00	0.00	0.00	
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE TOTAL					9680.04	Btu/h	
CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE TOTAL					620	Btu/h	
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL					10300.04	Btu/h	
CARGA TOTAL					0.86	TON	

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

Tabla 42. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de TALLER DE PRESOTERAPIA – PISO 1

RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO								
NOMBRE DEL PROYECTO: Aire Acondicionado para las Oficinas de ANIQUEM					01-Nov-2021			
DIRECCIÓN: Jirón Santo Domingo N° 255, distrito de Jesús María, departamento de Lima					Perú, Lima			
REALIZADO POR: Ivan Robinson Cortez Herrera / Jesús Alfredo Albis Gamarra					Rev. 0			
Habitación / N° / Nombre: TALLER DE PRESOTERAPIA - Piso 1								
Largo:	5.58 m		CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR					
Ancho:	4.77 m	Área:					26.62 m ²	
Altura:	2.75 m	Volumen:					73.20 m ³	
				Temperatura:	74 °F (23 °C)			
				Humedad Relativa:	50 %HR			
HORA DE MAYOR GANANCIA DE CALOR								
MES	FEBRERO				ENFRIAMIENTO POR UNIDAD	CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE (Btu/h)	CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE (Btu/h)	
HORA	15		HORA DE ATENCIÓN					
Temp. Bulbo seco	86.20 °F		Inicio	Fin				
Temp. Bulbo húmedo	76.20 °F		8 h	16 h				
CARGAS INTERNAS								
			N° de Personas	Btu/h.persona				
	Personas:	9	245.00	2205.00	1395.00			
		W	W/m²					
	Iluminación:	319.40	12	972.39	0.00			
	Motores Eléctricos:	-	-	12394.48	0.00			
	Equipos de Cocina:	-	-	0.00	0.00			
	Equipos de Oficina:	-	-	310.31	0.00			
CARGAS EXTERNAS								
Superficie	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²				
Pared 1	SO	0.221	13.91	17.13	238.16	0.00		
Pared 2	SE	0.221	13.12	17.13	224.67	0.00		
Pared 3	NE	0.221	10.27	17.13	175.92	0.00		
Pared 4	NO	0.241	13.12	43.23	567.05	0.00		
Techo	-	0.213	26.62	16.51	439.37	0.00		
Vidrio	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²				
Ventana 1	SO	1.04	1.44	80.60	116.06	0.00		
Ventana 3	NE	1.04	5.07	5.07	408.96	0.00		
INFILTRACION								
			Flujo de aire (cfm)	Btu/h.cfm				
			0.00	0.00	0.00	0.00		
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE TOTAL					18052.38	Btu/h		
CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE TOTAL					1395.00	Btu/h		
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL					19447.38	Btu/h		
CARGA TOTAL					1.62	TON		

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

Tabla 43. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de HALL DE INGRESO – PISO 1

RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO						
NOMBRE DEL PROYECTO: Aire Acondicionado para las Oficinas de ANIQUEM					01-Nov-2021	
DIRECCIÓN: Jirón Santo Domingo N° 255, distrito de Jesús María, departamento de Lima					Perú, Lima	
REALIZADO POR: Ivan Robinson Cortez Herrera / Jesús Alfredo Albis Gamarra					Rev. 0	
Habitación / N° / Nombre: HALL DE INGRESO - Piso 1						
Largo: -				CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR		
Ancho: -		Área: 54.74 m ²				
Altura: 2.75 m		Volumen: 150.54 m ³		Temperatura: 74 °F (23 °C)		
				Humedad Relativa: 50 %HR		
HORA DE MAYOR GANANCIA DE CALOR						
MES FEBRERO		HORA DE ATENCIÓN		ENFRIAMIENTO POR UNIDAD	CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE (Btu/h)	CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE (Btu/h)
HORA 15		Inicio Fin				
Temp. Bulbo seco 86.20 °F		8 h 16 h				
Temp. Bulbo húmedo 76.20 °F						
CARGAS INTERNAS						
		N° de Personas		Btu/h.persona		
Personas:		9		245.00 2205.00 1395.00		
		W		W/m²		
Iluminación:		319.40		12 972.39 0.00		
Motores Eléctricos:		-		- 12394.48 0.00		
Equipos de Cocina:		-		- 0.00 0.00		
Equipos de Oficina:		-		- 310.31 0.00		
CARGAS EXTERNAS						
Superficie	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Pared 1	SO	0.241	4.87	36.28 176.60 0.00		
Pared 2	SE	0.221	7.98	17.13 136.59 0.00		
Pared 3	SO	0.221	4.59	17.13 78.66 0.00		
Pared 4	SE	0.221	16.69	17.13 285.90 0.00		
Pared 5	NE	0.221	1.71	17.13 29.20 0.00		
Pared 6	SE	0.221	11.71	17.13 200.57 0.00		
Pared 7	NE	0.241	4.63	53.29 246.73 0.00		
Pared 8	NO	0.221	18.95	17.13 324.52 0.00		
Pared 9	NE	0.221	14.10	17.13 241.46 0.00		
Pared 10	NO	0.241	13.01	43.23 562.29 0.00		
Pared 11	SO	0.345	7.87	26.74 210.31 0.00		
Techo	-	0.213	54.74	16.51 903.62 0.00		
Vidrio	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Ventana 6	SE	1.04	0.75	80.60 60.23 0.00		
Ventana 7	NE	1.04	0.38	649.70 243.64 0.00		
Ventana 9	NE	1.04	1.44	80.60 116.06 0.00		
Ventana 11A	NO	1.04	3.54	80.60 285.16 0.00		
Ventana 11B	NO	1.04	0.42	80.60 33.95 0.00		
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE TOTAL					9781.21 Btu/h	
CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE TOTAL					1860.00 Btu/h	
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL					11641.21 Btu/h	
CARGA TOTAL					0.97 TON	

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

Tabla 44. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de CONSULTORIO PSICOLOGÍA – PISO 2

RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO						
NOMBRE DEL PROYECTO: Aire Acondicionado para las Oficinas de ANIQUEM					01-Nov-2021	
DIRECCIÓN: Jirón Santo Domingo N° 255, distrito de Jesús María, departamento de Lima					Perú, Lima	
REALIZADO POR: Ivan Robinson Cortez Herrera / Jesús Alfredo Albis Gamarra					Rev. 0	
Habitación / N° / Nombre: CONSULTORIO PSICOLOGÍA - Piso 2						
Largo: -				CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR		
Ancho: -		Área: 17.72 m2				
Altura: 2.55 m		Volumen: 45.19 m3		Temperatura: 74 °F (23 °C)		
				Humedad Relativa: 50 %HR		
HORA DE MAYOR GANANCIA DE CALOR						
MES FEBRERO		HORA DE ATENCIÓN		ENFRIAMIENTO POR UNIDAD	CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE (Btu/h)	CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE (Btu/h)
HORA 16						
Temp. Bulbo seco 85.44 °F		Inicio				
Temp. Bulbo húmedo 75.91 °F		Fin 8 h 16 h				
CARGAS INTERNAS						
		N° de Personas		Btu/h.persona		
Personas:		3		245.00 735.00 465.00		
		W		W/m²		
Iluminación:		212.64		12 661.95 0.00		
Motores Eléctricos:		-		- 0.00 0.00		
Equipos de Cocina:		-		- 0.00 0.00		
Equipos de Oficina:		-		- 310.31 0.00		
CARGAS EXTERNAS						
Superficie	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Pared 1	SO	0.241	8.54	45.90	391.96	0.00
Pared 2	SE	0.221	15.38	15.31	235.49	0.00
Pared 3	NE	0.221	3.47	15.31	53.11	0.00
Pared 4	NO	0.345	7.40	23.91	176.80	0.00
Pared 5	NE	0.345	7.18	23.91	171.69	0.00
Pared 6	NO	0.241	8.13	52.85	429.91	0.00
Techo	-	0.245	17.72	14.76	261.56	0.00
Piso	-	0.213	17.72	16.98	300.85	0.00
Vidrio	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Ventana 1	SO	1.04	2.81	1071.17	3008.27	0.00
Ventana 5	NE	1.04	1.28	72.07	92.60	0.00
INFILTRACION						
		Flujo de aire (cfm)		Btu/h.cfm		
		0.00		0.00 0.00 0.00		
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE TOTAL					6829.49	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE TOTAL					465.00	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL					7294.49	Btu/h
CARGA TOTAL					0.61	TON

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

Tabla 45. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de CONSULTORIO REHABILITACIÓN – PISO 2

RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO						
NOMBRE DEL PROYECTO: Aire Acondicionado para las Oficinas de ANIQUEM					01-Nov-2021	
DIRECCIÓN: Jirón Santo Domingo N° 255, distrito de Jesús María, departamento de Lima					Perú, Lima	
REALIZADO POR: Ivan Robinson Cortez Herrera / Jesús Alfredo Albis Gamarra					Rev. 0	
Habitación / N° / Nombre: CONSULTORIO REHABILITACIÓN - Piso 2						
Largo: -				CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR		
Ancho: -		Área: 12.69 m ²				
Altura: 2.55 m		Volumen: 32.36 m ³		Temperatura: 74 °F (23 °C)		
				Humedad Relativa: 50 %HR		
HORA DE MAYOR GANANCIA DE CALOR						
MES FEBRERO		HORA DE ATENCIÓN		ENFRIAMIENTO POR UNIDAD	CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE (Btu/h)	CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE (Btu/h)
HORA 16						
Temp. Bulbo seco 85.44 °F		Inicio				
Temp. Bulbo húmedo 75.91 °F		Fin 8 h 16 h				
CARGAS INTERNAS						
		N° de Personas		Btu/h.persona		
Personas:		3		245.00		
		W		W/m²		
Iluminación:		152.27		12		
Motores Eléctricos:		-		-		
Equipos de Cocina:		-		-		
Equipos de Oficina:		-		-		
				735.00		
				474.00		
				0.00		
				0.00		
				310.31		
				465.00		
CARGAS EXTERNAS						
Superficie	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Pared 1	SO	0.241	5.00	45.90	229.72	0.00
Pared 2	SE	0.221	10.40	15.31	159.34	0.00
Pared 3	NE	0.221	7.93	15.31	121.45	0.00
Pared 4	NO	0.221	10.40	15.31	159.34	0.00
Techo	-	0.245	12.69	14.76	187.29	0.00
Piso	-	0.213	12.69	16.98	215.43	0.00
Vidrio	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Ventana 1	SO	1.04	2.93	1112.57	3255.39	0.00
INFILTRACION						
		Flujo de aire (cfm)		Btu/h.cfm		
		0.00		0.00		
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE TOTAL					5847.27	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE TOTAL					465.00	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL					6312.27	Btu/h
CARGA TOTAL					0.53	TON

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

Tabla 46. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de TERAPIA OCUPACIONAL – PISO 2

RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO						
NOMBRE DEL PROYECTO: Aire Acondicionado para las Oficinas de ANIQUEM					01-Nov-2021	
DIRECCIÓN: Jirón Santo Domingo N° 255, distrito de Jesús María, departamento de Lima					Perú, Lima	
REALIZADO POR: Ivan Robinson Cortez Herrera / Jesús Alfredo Albis Gamarra					Rev. 0	
Habitación / N° / Nombre: TERAPIA OCUPACIONAL - Piso 2						
Largo: -				CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR		
Ancho: -		Área: 20.59 m ²				
Altura: 2.55 m		Volumen: 52.51 m ³		Temperatura: 74 °F (23 °C)		
				Humedad Relativa: 50 %HR		
HORA DE MAYOR GANANCIA DE CALOR						
MES FEBRERO		HORA DE ATENCIÓN		ENFRIAMIENTO POR UNIDAD	CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE (Btu/h)	CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE (Btu/h)
HORA 16						
Temp. Bulbo seco	85.44 °F	Inicio	Fin			
Temp. Bulbo húmedo	75.91 °F	8 h	16 h			
CARGAS INTERNAS						
		N° de Personas	Btu/h.persona			
	Personas:	6	245.00	1470.00	930.00	
		W	W/m²			
	Iluminación:	247.10	12	769.23	0.00	
	Motores Eléctricos:	-	-	0.00	0.00	
	Equipos de Cocina:	-	-	0.00	0.00	
	Equipos de Oficina:	-	-	310.31	0.00	
CARGAS EXTERNAS						
Superficie	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Pared 1	SO	0.241	7.09	45.90	325.24	0.00
Pared 2	SE	0.241	13.46	48.52	653.34	0.00
Pared 3	NE	0.221	9.95	15.31	152.31	0.00
Pared 4	NO	0.221	13.46	15.31	206.20	0.00
Techo	-	0.245	20.59	14.76	303.95	0.00
Piso	-	0.213	20.59	16.98	349.61	0.00
Vidrio	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Ventana 1	SO	1.04	2.86	1112.57	3181.41	0.00
INFILTRACION						
		Flujo de aire (cfm)	Btu/h.cfm			
		0.00	0.00	0.00	0.00	
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE TOTAL					7721.59	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE TOTAL					930.00	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL					8651.59	Btu/h
CARGA TOTAL					0.72	TON

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

Tabla 47. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de CONSULTORIO – PISO 2

RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO						
NOMBRE DEL PROYECTO: Aire Acondicionado para las Oficinas de ANIQUEM					01-Nov-2021	
DIRECCIÓN: Jirón Santo Domingo N° 255, distrito de Jesús María, departamento de Lima					Perú, Lima	
REALIZADO POR: Ivan Robinson Cortez Herrera / Jesús Alfredo Albis Gamarra					Rev. 0	
Habitación / N° / Nombre: CONSULTORIO - Piso 2						
				CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR		
Largo:	3.3 m			Temperatura:	74 °F (23 °C)	
Ancho:	2.9 m	Área:	9.57 m ²	Humedad Relativa:	50 %HR	
Altura:	2.55 m	Volumen:	24.40 m ³			
HORA DE MAYOR GANANCIA DE CALOR						
MES	FEBRERO				CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE (Btu/h)	CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE (Btu/h)
HORA	15	HORA DE ATENCIÓN		ENFRIAMIENTO POR UNIDAD		
Temp. Bulbo seco	86.20 °F	Inicio	Fin			
Temp. Bulbo húmedo	76.20 °F	8 h	16 h			
CARGAS INTERNAS						
		N° de Personas	Btu/h.persona			
	Personas:	3	245.00	735.00	465.00	
		W	W/m²			
	Iluminación:	114.84	12	349.62	0.00	
	Motores Eléctricos:	-	-	0.00	0.00	
	Equipos de Cocina:	-	-	0.00	0.00	
	Equipos de Oficina:	-	-	310.31	0.00	
CARGAS EXTERNAS						
Superficie	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Pared 1	SO	0.345	7.13	26.74	190.64	0.00
Pared 2	SE	0.345	7.40	26.74	197.72	0.00
Pared 3	NE	0.221	8.42	17.13	144.13	0.00
Pared 4	NO	0.241	7.40	43.23	319.67	0.00
Techo	-	0.213	9.57	10.76	103.01	0.00
Piso	-	0.245	9.57	18.99	181.71	0.00
Vidrio	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Ventana 1	SO	1.04	1.28	80.60	103.55	0.00
INFILTRACION						
		Flujo de aire (cfm)	Btu/h.cfm			
		0.00	0.00	0.00	0.00	
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE TOTAL					2635.38	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE TOTAL					465.00	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL					3100.38	Btu/h
CARGA TOTAL					0.26	TON

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

Tabla 48. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de TERAPIA FISICA – PISO 2

RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO						
NOMBRE DEL PROYECTO: Aire Acondicionado para las Oficinas de ANIQUEM					01-Nov-2021	
DIRECCIÓN: Jirón Santo Domingo N° 255, distrito de Jesús María, departamento de Lima					Perú, Lima	
REALIZADO POR: Ivan Robinson Cortez Herrera / Jesús Alfredo Albis Gamarra					Rev. 0	
Habitación / N° / Nombre: TERAPIA FISICA - Piso 2						
Largo: -				CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR		
Ancho: -		Área: 29.62 m ²				
Altura: 2.55 m		Volumen: 75.53 m ³		Temperatura: 74 °F (23 °C)		
				Humedad Relativa: 50 %HR		
HORA DE MAYOR GANANCIA DE CALOR						
MES FEBRERO						
HORA 14		HORA DE ATENCIÓN		ENFRIAMIENTO POR UNIDAD	CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE (Btu/h)	CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE (Btu/h)
Temp. Bulbo seco 86.20 °F		Inicio Fin				
Temp. Bulbo húmedo 76.20 °F		8 h 16 h				
CARGAS INTERNAS						
		N° de Personas		Btu/h.persona		
Personas:		5		245.00		1225.00
		W		W/m²		
Iluminación:		355.44		12		1057.76
Motores Eléctricos:		-		-		0.00
Equipos de Cocina:		-		-		0.00
Equipos de Oficina:		-		-		310.31
CARGAS EXTERNAS						
Superficie	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Pared 1	SO	0.221	11.73	17.13	200.91	0.00
Pared 2	SE	0.221	11.96	17.13	204.84	0.00
Pared 3	NE	0.221	11.73	3.72	43.68	0.00
Pared 4	SE	0.221	5.79	17.13	99.14	0.00
Pared 5	NE	0.322	2.55	192.91	491.93	0.00
Pared 6	NO	0.241	17.60	5.63	99.14	0.00
Techo	-	0.213	29.62	16.51	488.95	0.00
Piso	-	0.245	29.62	18.99	562.41	0.00
Vidrio	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Ventana 5	NE	1.04	2.11	905.27	1914.29	0.00
INFILTRACION						
		Flujo de aire (cfm)		Btu/h.cfm		
		0.00		0.00		0.00
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE TOTAL					6698.35	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE TOTAL					775.00	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL					7473.35	Btu/h
CARGA TOTAL					0.62	TON

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

Tabla 49. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de HALL DE ESPERA – PISO 2

RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO						
NOMBRE DEL PROYECTO: Aire Acondicionado para las Oficinas de ANIQUEM					01-Nov-2021	
DIRECCIÓN: Jirón Santo Domingo N° 255, distrito de Jesús María, departamento de Lima					Perú, Lima	
REALIZADO POR: Ivan Robinson Cortez Herrera / Jesús Alfredo Albis Gamarra					Rev. 0	
Habitación / N° / Nombre: HALL DE ESPERA - Piso 2						
Largo: -				CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR		
Ancho: -		Área: 30.79 m ²				
Altura: 2.55 m		Volumen: 78.52 m ³		Temperatura: 74 °F (23 °C)		
				Humedad Relativa: 50 %HR		
HORA DE MAYOR GANANCIA DE CALOR						
MES FEBRERO		HORA DE ATENCIÓN		ENFRIAMIENTO POR UNIDAD	CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE (Btu/h)	CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE (Btu/h)
HORA 15						
Temp. Bulbo seco	86.20 °F	Inicio	Fin			
Temp. Bulbo húmedo	76.20 °F	8 h	16 h			
CARGAS INTERNAS						
		N° de Personas	Btu/h.persona			
	Personas:	6	245.00	1470.00	930.00	
		W	W/m²			
	Iluminación:	369.53	12	1125.01	0.00	
	Motores Eléctricos:	-	-	0.00	0.00	
	Equipos de Cocina:	-	-	0.00	0.00	
	Equipos de Oficina:	-	-	0.00	0.00	
CARGAS EXTERNAS						
Superficie	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Pared 1	SO	0.221	11.35	17.13	194.35	0.00
Pared 2	SE	0.221	17.65	17.13	302.23	0.00
Pared 3	NE	0.221	11.35	17.13	194.35	0.00
Pared 4	NO	0.221	17.65	17.13	302.23	0.00
Techo	-	0.213	30.79	16.51	508.33	0.00
Piso	-	0.245	30.79	18.99	584.70	0.00
Vidrio	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
INFILTRACION						
		Flujo de aire (cfm)	Btu/h.cfm			
		0.00	0.00	0.00	0.00	
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE TOTAL					4681.22	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE TOTAL					930.00	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL					5611.22	Btu/h
CARGA TOTAL					0.47	TON

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

Tabla 50. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de TERAPIA OCUPACIONAL 1 – PISO 2

RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO						
NOMBRE DEL PROYECTO: Aire Acondicionado para las Oficinas de ANIQUEM					01-Nov-2021	
DIRECCIÓN: Jirón Santo Domingo N° 255, distrito de Jesús María, departamento de Lima					Perú, Lima	
REALIZADO POR: Ivan Robinson Cortez Herrera / Jesús Alfredo Albis Gamarra					Rev. 0	
Habitación / N° / Nombre: TERAPIA OCUPACIONAL 1 - Piso 2						
Largo: 5.43 m				CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR		
Ancho: 4.52 m		Área: 24.54 m ²				
Altura: 2.55 m		Volumen: 62.59 m ³		Temperatura: 74 °F (23 °C)		
				Humedad Relativa: 50 %HR		
HORA DE MAYOR GANANCIA DE CALOR						
MES FEBRERO		HORA DE ATENCIÓN		ENFRIAMIENTO POR UNIDAD	CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE (Btu/h)	CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE (Btu/h)
HORA 13						
Temp. Bulbo seco 85.57 °F		Inicio				
		Fin				
Temp. Bulbo húmedo 75.96 °F		8 h				
		16 h				
CARGAS INTERNAS						
		N° de Personas		Btu/h.persona		
Personas:		6		250.00		1500.00
		W		W/m²		
Iluminación:		294.52		12		156.46
Motores Eléctricos:		-		-		0.00
Equipos de Cocina:		-		-		0.00
Equipos de Oficina:		-		-		310.31
CARGAS EXTERNAS						
Superficie	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Pared 1	SO	0.221	13.85	15.62		216.24
Pared 2	SE	0.221	11.53	15.62		180.00
Pared 3	NE	0.322	10.16	65.69		667.49
Pared 4	NO	0.221	10.89	15.62		170.07
Techo	-	0.213	24.54	15.05		369.42
Piso	-	0.245	24.54	17.31		424.92
Vidrio	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Ventana 3	NE	1.04	3.69	965.85		3559.15
Ventana 4	NO	1.04	0.64	73.49		46.74
INFILTRACION						
		Flujo de aire (cfm)		Btu/h.cfm		
		0.00		0.00		0.00
						0.00
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE TOTAL					7600.80	
CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE TOTAL					1200.00	
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL					8800.80	
CARGA TOTAL					0.73	
					TON	

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

Tabla 51. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de COMEDOR – PISO 2

RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO						
NOMBRE DEL PROYECTO: Aire Acondicionado para las Oficinas de ANIQUEM					01-Nov-2021	
DIRECCIÓN: Jirón Santo Domingo N° 255, distrito de Jesús María, departamento de Lima					Perú, Lima	
REALIZADO POR: Ivan Robinson Cortez Herrera / Jesús Alfredo Albis Gamarra					Rev. 0	
Habitación / N° / Nombre: COMEDOR - Piso 2						
Largo: -				CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR		
Ancho: -		Área: 36.83 m ²		Temperatura: 74 °F (23 °C)		
Altura: 2.55 m		Volumen: 93.92 m ³		Humedad Relativa: 50 %HR		
HORA DE MAYOR GANANCIA DE CALOR						
MES FEBRERO						
HORA 16		HORA DE ATENCIÓN		ENFRIAMIENTO POR UNIDAD	CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE (Btu/h)	CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE (Btu/h)
Temp. Bulbo seco 85.44 °F		Inicio Fin				
Temp. Bulbo húmedo 75.91 °F		8 h 16 h				
CARGAS INTERNAS						
			N° de Personas	Btu/h.persona		
	Personas:	8		275.00	2200.00	2200.00
		W		W/m²		
	Iluminación:	441.96		12	1375.82	0.00
	Motores Eléctricos:	-		-	0.00	0.00
	Equipos de Cocina:	-		-	281.38	10.71
	Equipos de Oficina:	-		-	0.00	0.00
CARGAS EXTERNAS						
Superficie	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Pared 1	SO	0.393	12.14	74.94	909.59	0.00
Pared 2	SE	0.393	22.67	79.22	1795.85	0.00
Pared 3	NE	0.393	8.80	86.28	759.05	0.00
Pared 4	NO	0.393	9.07	84.19	764.01	0.00
Pared 5	NE	0.393	2.93	86.28	253.10	0.00
Pared 6	NO	0.393	6.07	84.19	510.91	0.00
Techo	-	0.213	36.83	14.76	543.63	0.00
Piso	-	0.245	36.83	16.98	625.30	0.00
Vidrio	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Ventana 4	NO	1.04	1.61	993.52	1599.46	0.00
Ventana 5	NE	1.04	0.41	560.98	228.32	0.00
Ventana 6	NO	1.04	5.92	993.52	5878.23	0.00
INFILTRACION						
			Flujo de aire (cfm)	Btu/h.cfm		
			0.00	0.00	0.00	0.00
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE TOTAL					17724.65	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE TOTAL					2210.71	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL					19935.36	Btu/h
CARGA TOTAL					1.66	TON

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

Tabla 52. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de ADMINISTRACIÓN – PISO 3

RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO							
NOMBRE DEL PROYECTO: Aire Acondicionado para las Oficinas de ANIQUEM					01-Nov-2021		
DIRECCIÓN: Jirón Santo Domingo N° 255, distrito de Jesús María, departamento de Lima					Perú, Lima		
REALIZADO POR: Ivan Robinson Cortez Herrera / Jesús Alfredo Albis Gamarra					Rev. 0		
Habitación / N° / Nombre: ADMINISTRACIÓN - Piso 3							
Largo:	4.18 m				CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR		
Ancho:	2.72 m	Área:	11.37 m ²	Temperatura: 74 °F (23 °C)			
Altura:	2.7 m	Volumen:	30.70 m ³	Humedad Relativa: 50 %HR			
HORA DE MAYOR GANANCIA DE CALOR							
MES	FEBRERO				ENFRIAMIENTO POR UNIDAD	CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE (Btu/h)	CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE (Btu/h)
HORA	16		HORA DE ATENCIÓN				
Temp. Bulbo seco	85.44 °F	Inicio	Fin				
Temp. Bulbo húmedo	75.91 °F	8 h	16 h				
CARGAS INTERNAS							
		N° de Personas	Btu/h.persona				
	Personas:	3	245.00	735.00	465.00		
		W	W/m²				
	Iluminación:	136.44	12	424.72	0.00		
	Motores Eléctricos:	-	-	0.00	0.00		
	Equipos de Cocina:	-	-	0.00	0.00		
	Equipos de Oficina:	-	-	705.87	0.00		
CARGAS EXTERNAS							
Superficie	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²			
Pared 1	SO	0.406	7.89	77.42	610.51	0.00	
Pared 2	SE	0.345	7.34	23.91	175.58	0.00	
Pared 3	NE	0.345	8.40	23.91	200.92	0.00	
Pared 4	NO	0.406	7.34	86.98	638.76	0.00	
Techo	-	0.166	11.37	81.85	930.58	0.00	
Piso	-	0.245	11.37	16.98	193.03	0.00	
Vidrio	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²			
Ventana 1	SO	1.04	3.40	1071.17	3641.97	0.00	
Ventana 3	NE	1.04	2.88	72.07	207.71	0.00	
INFILTRACION							
		Flujo de aire (cfm)	Btu/h.cfm				
		0.00	0.00	0.00	0.00		
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE TOTAL					8464.65	Btu/h	
CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE TOTAL					465.00	Btu/h	
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL					8929.65	Btu/h	
CARGA TOTAL					0.74	TON	

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

Tabla 53. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de GERENCIA – PISO 3

RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO						
NOMBRE DEL PROYECTO: Aire Acondicionado para las Oficinas de ANIQUEM					01-Nov-2021	
DIRECCIÓN: Jirón Santo Domingo N° 255, distrito de Jesús María, departamento de Lima					Perú, Lima	
REALIZADO POR: Ivan Robinson Cortez Herrera / Jesús Alfredo Albis Gamarra					Rev. 0	
Habitación / N° / Nombre: GERENCIA - Piso 3						
Largo: -					CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR	
Ancho: -		Área: 14.48 m ²		Temperatura: 74 °F (23 °C)		
Altura: 2.7 m		Volumen: 39.10 m ³		Humedad Relativa: 50 %HR		
HORA DE MAYOR GANANCIA DE CALOR						
MES FEBRERO						
HORA 16		HORA DE ATENCIÓN		ENFRIAMIENTO POR UNIDAD	CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE (Btu/h)	CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE (Btu/h)
Temp. Bulbo seco 85.44 °F		Inicio Fin				
Temp. Bulbo húmedo 75.91 °F		8 h 16 h				
CARGAS INTERNAS						
		N° de Personas		Btu/h.persona		
Personas:		3		245.00		735.00
		W		W/m²		
Iluminación:		173.76		12		540.91
Motores Eléctricos:		-		-		0.00
Equipos de Cocina:		-		-		0.00
Equipos de Oficina:		-		-		705.87
CARGAS EXTERNAS						
Superficie	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Pared 1	SO	0.406	5.03	77.42	389.05	0.00
Pared 2	SE	0.345	3.62	23.91	86.50	0.00
Pared 3	SO	0.345	4.21	23.91	100.70	0.00
Pared 4	SE	0.345	5.37	23.91	128.46	0.00
Pared 5	NE	0.345	13.55	23.91	324.05	0.00
Pared 6	NO	0.345	4.13	23.91	98.76	0.00
Pared 7	NO	0.406	4.86	86.98	422.71	0.00
Techo	-	0.166	14.48	81.85	1185.16	0.00
Piso	-	0.245	14.48	16.98	245.84	0.00
Vidrio	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Ventana 1	SO	1.04	4.10	1071.17	4392.43	0.00
INFILTRACION						
		Flujo de aire (cfm)		Btu/h.cfm		
		0.00		0.00		0.00
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE TOTAL					9355.44	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE TOTAL					465.00	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL					9820.44	Btu/h
CARGA TOTAL					0.82	TON

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

Tabla 54. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de SALA DE REUNIONES – PISO 3

RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO						
NOMBRE DEL PROYECTO: Aire Acondicionado para las Oficinas de ANIQUEM					01-Nov-2021	
DIRECCIÓN: Jirón Santo Domingo N° 255, distrito de Jesús María, departamento de Lima					Perú, Lima	
REALIZADO POR: Ivan Robinson Cortez Herrera / Jesús Alfredo Albis Gamarra					Rev. 0	
Habitación / N° / Nombre: SALA DE REUNIONES - Piso 3						
Largo:	6.3 m				CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR	
Ancho:	3.9 m	Área:	24.57 m ²	Temperatura:	74 °F (23 °C)	
Altura:	2.7 m	Volumen:	66.34 m ³	Humedad Relativa:	50 %HR	
HORA DE MAYOR GANANCIA DE CALOR						
MES	FEBRERO				CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE (Btu/h)	CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE (Btu/h)
HORA	16	HORA DE ATENCIÓN		ENFRIAMIENTO POR UNIDAD		
Temp. Bulbo seco	85.44 °F	Inicio	Fin			
Temp. Bulbo húmedo	75.91 °F	8 h	16 h			
CARGAS INTERNAS						
		N° de Personas	Btu/h.persona			
	Personas:	8	245.00	1960.00	1240.00	
		W	W/m²			
	Iluminación:	294.84	12	917.83	0.00	
	Motores Eléctricos:	-	-	0.00	0.00	
	Equipos de Cocina:	-	-	0.00	0.00	
	Equipos de Oficina:	-	-	0.00	0.00	
CARGAS EXTERNAS						
Superficie	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Pared 1	SO	0.406	6.43	77.42	497.74	0.00
Pared 2	SE	0.406	17.01	81.84	1392.08	0.00
Pared 3	NE	0.345	10.53	23.91	251.75	0.00
Pared 4	NO	0.345	17.01	23.91	406.67	0.00
Techo	-	0.166	24.57	81.85	2011.00	0.00
Piso	-	0.245	24.57	16.98	417.15	0.00
Vidrio	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Ventana 1	SO	1.04	4.10	1071.17	4392.43	0.00
INFILTRACION						
		Flujo de aire (cfm)	Btu/h.cfm			
		0.00	0.00	0.00	0.00	
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE TOTAL					12246.67	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE TOTAL					1240.00	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL					13486.67	Btu/h
CARGA TOTAL					1.12	TON

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

Tabla 55. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de RECAUDACIÓN DE FONDOS – PISO 3

RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO						
NOMBRE DEL PROYECTO: Aire Acondicionado para las Oficinas de ANIQUEM					01-Nov-2021	
DIRECCIÓN: Jirón Santo Domingo N° 255, distrito de Jesús María, departamento de Lima					Perú, Lima	
REALIZADO POR: Ivan Robinson Cortez Herrera / Jesús Alfredo Albis Gamarra					Rev. 0	
Habitación / N° / Nombre: RECAUDACIÓN DE FONDOS - Piso 3						
Largo: -				CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR		
Ancho: -		Área: 42.61 m ²		Temperatura: 74 °F (23 °C)		
Altura: 2.7 m		Volumen: 115.05 m ³		Humedad Relativa: 50 %HR		
HORA DE MAYOR GANANCIA DE CALOR						
MES FEBRERO		HORA DE ATENCIÓN		ENFRIAMIENTO POR UNIDAD	CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE (Btu/h)	CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE (Btu/h)
HORA 15						
Temp. Bulbo seco 86.20 °F		Inicio				
Temp. Bulbo húmedo 76.20 °F		Fin 8 h 16 h				
CARGAS INTERNAS						
		N° de Personas		Btu/h.persona		
Personas:		10		245.00		2450.00
		W		W/m²		
Iluminación:		511.32		12		1556.69
Motores Eléctricos:		-		-		0.00
Equipos de Cocina:		-		-		0.00
Equipos de Oficina:		-		-		3498.66
CARGAS EXTERNAS						
Superficie	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Pared 1	SO	0.345	8.40	26.74		224.70
Pared 2	SE	0.345	3.32	26.74		88.80
Pared 3	SO	0.345	3.83	26.74		102.51
Pared 4	SE	0.345	14.26	26.74		381.34
Pared 5	NE	0.345	15.04	26.74		402.11
Pared 6	NO	0.406	21.41	72.91		1561.01
Techo	-	0.166	42.61	89.72		3822.76
Piso	-	0.245	42.61	18.99		809.06
Vidrio	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Ventana 1	SO	1.04	2.88	80.60		232.29
Ventana 4	SE	1.04	3.75	80.60		301.97
INFILTRACION						
		Flujo de aire (cfm)		Btu/h.cfm		
		0.00		0.00		0.00
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE TOTAL					15431.89	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE TOTAL					1550.00	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL					16981.89	Btu/h
CARGA TOTAL					1.42	TON

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

Tabla 56. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de HALL CENTRAL – PISO 3

RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO						
NOMBRE DEL PROYECTO: Aire Acondicionado para las Oficinas de ANIQUEM					01-Nov-2021	
DIRECCIÓN: Jirón Santo Domingo N° 255, distrito de Jesús María, departamento de Lima					Perú, Lima	
REALIZADO POR: Ivan Robinson Cortez Herrera / Jesús Alfredo Albis Gamarra					Rev. 0	
Habitación / N° / Nombre: HALL CENTRAL - Piso 3						
Largo: -				CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR		
Ancho: -		Área: 37.67 m ²				
Altura: 2.7 m		Volumen: 101.71 m ³		Temperatura: 74 °F (23 °C)		
				Humedad Relativa: 50 %HR		
HORA DE MAYOR GANANCIA DE CALOR						
MES FEBRERO		HORA DE ATENCIÓN		ENFRIAMIENTO POR UNIDAD	CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE (Btu/h)	CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE (Btu/h)
HORA 14						
Temp. Bulbo seco	86.20 °F	Inicio	Fin			
Temp. Bulbo húmedo	76.20 °F	8 h	16 h			
CARGAS INTERNAS						
		N° de Personas	Btu/h.persona			
	Personas:	6	245.00	1470.00	930.00	
		W	W/m²			
	Iluminación:	452.04	12	1345.23	0.00	
	Motores Eléctricos:	-	-	0.00	0.00	
	Equipos de Cocina:	-	-	0.00	0.00	
	Equipos de Oficina:	-	-	0.00	0.00	
CARGAS EXTERNAS						
Superficie	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Pared 1	SO	0.345	12.74	26.74	340.74	0.00
Pared 2	SE	0.345	49.68	26.74	1328.32	0.00
Pared 3	NE	0.406	1.33	87.79	116.71	0.00
Pared 4	NO	0.345	43.50	26.74	1163.18	0.00
Techo	-	0.166	37.67	91.42	3443.88	0.00
Piso	-	0.245	37.67	18.99	715.26	0.00
Vidrio	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Ventana 3	NE	1.04	1.88	720.27	1354.10	0.00
Ventana 4	NO	1.04	3.75	80.60	301.97	0.00
INFILTRACION						
		Flujo de aire (cfm)	Btu/h.cfm			
		0.00	0.00	0.00	0.00	
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE TOTAL					11579.40	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE TOTAL					930.00	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL					12509.40	Btu/h
CARGA TOTAL					1.04	TON

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

Tabla 57. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de TALLER ORTESIS – PISO 3

RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO						
NOMBRE DEL PROYECTO: Aire Acondicionado para las Oficinas de ANIQUEM					01-Nov-2021	
DIRECCIÓN: Jirón Santo Domingo N° 255, distrito de Jesús María, departamento de Lima					Perú, Lima	
REALIZADO POR: Ivan Robinson Cortez Herrera / Jesús Alfredo Albis Gamarra					Rev. 0	
Habitación / N° / Nombre: TALLER ORTESIS - Piso 3						
Largo:	5.5 m				CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR	
Ancho:	2.57 m	Área:	14.14 m ²	Temperatura:	74 °F (23 °C)	
Altura:	2.5 m	Volumen:	35.34 m ³	Humedad Relativa:	50 %HR	
HORA DE MAYOR GANANCIA DE CALOR						
MES	FEBRERO				CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE (Btu/h)	CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE (Btu/h)
HORA	13	HORA DE ATENCIÓN		ENFRIAMIENTO POR UNIDAD		
Temp. Bulbo seco	85.57 °F	Inicio	Fin			
Temp. Bulbo húmedo	75.96 °F	8 h	16 h			
CARGAS INTERNAS						
		N° de Personas	Btu/h.persona			
	Personas:	3	245.00	735.00	465.00	
		W	W/m²			
	Iluminación:	169.62	12	489.27	0.00	
	Motores Eléctricos:	-	-	16100.35	0.00	
	Equipos de Cocina:	-	-	0.00	0.00	
	Equipos de Oficina:	-	-	0.00	0.00	
CARGAS EXTERNAS						
Superficie	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Pared 1	SO	0.345	13.75	24.38	335.22	0.00
Pared 2	SE	0.406	6.43	80.93	520.00	0.00
Pared 3	NE	0.406	10.02	82.82	829.76	0.00
Pared 4	NO	0.345	6.43	24.38	156.64	0.00
Techo	-	0.349	14.14	182.69	2582.34	0.00
Piso	-	0.245	14.14	17.31	244.72	0.00
Vidrio	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Ventana 3	NE	1.04	3.73	824.29	3075.92	0.00
INFILTRACION						
		Flujo de aire (cfm)	Btu/h.cfm			
		0.00	0.00	0.00	0.00	
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE TOTAL					25069.22	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE TOTAL					465.00	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL					25534.22	Btu/h
CARGA TOTAL					2.13	TON

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

Tabla 58. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de DORMITORIO – PISO 3

RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO						
NOMBRE DEL PROYECTO: Aire Acondicionado para las Oficinas de ANIQUEM					01-Nov-2021	
DIRECCIÓN: Jirón Santo Domingo N° 255, distrito de Jesús María, departamento de Lima					Perú, Lima	
REALIZADO POR: Ivan Robinson Cortez Herrera / Jesús Alfredo Albis Gamarra					Rev. 0	
Habitación / N° / Nombre: DORMITORIO - Piso 3						
					CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR	
Largo:	3.22 m			Temperatura:		74 °F (23 °C)
Ancho:	2.25 m	Área:	7.25 m ²	Humedad Relativa:		50 %HR
Altura:	2.5 m	Volumen:	18.11 m ³			
HORA DE MAYOR GANANCIA DE CALOR						
MES FEBRERO						
HORA	15	HORA DE ATENCIÓN		ENFRIAMIENTO POR UNIDAD	CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE (Btu/h)	CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE (Btu/h)
Temp. Bulbo seco	86.20 °F	Inicio	Fin			
Temp. Bulbo húmedo	76.20 °F	8 h	16 h			
CARGAS INTERNAS						
			N° de Personas	Btu/h.persona		
	Personas:	2		245.00	490.00	310.00
		W		W/m²		
	Iluminación:	86.94		12	264.68	0.00
	Motores Eléctricos:	-		-	0.00	0.00
	Equipos de Cocina:	-		-	0.00	0.00
	Equipos de Oficina:	-		-	0.00	0.00
CARGAS EXTERNAS						
Superficie	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Pared 1	SO	0.406	6.68	61.19	408.77	0.00
Pared 2	SE	0.345	5.63	26.74	150.40	0.00
Pared 3	NE	0.345	8.05	26.74	215.24	0.00
Pared 4	NO	0.406	2.30	81.90	188.38	0.00
Techo	-	0.349	7.25	188.62	1366.54	0.00
Piso	-	0.245	7.25	18.99	137.56	0.00
Vidrio	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Ventana 1	SO	1.04	1.37	920.59	1260.84	0.00
Ventana 4	NO	1.04	3.33	647.49	2152.91	0.00
INFILTRACION						
			Flujo de aire (cfm)	Btu/h.cfm		
			0.00	0.00	0.00	0.00
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE TOTAL					6635.31	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE TOTAL					310.00	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL					6945.31	Btu/h
CARGA TOTAL					0.58	TON

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

Tabla 59. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de HALL – PISO 3

RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO						
NOMBRE DEL PROYECTO: Aire Acondicionado para las Oficinas de ANIQUEM					01-Nov-2021	
DIRECCIÓN: Jirón Santo Domingo N° 255, distrito de Jesús María, departamento de Lima					Perú, Lima	
REALIZADO POR: Ivan Robinson Cortez Herrera / Jesús Alfredo Albis Gamarra					Rev. 0	
Habitación / N° / Nombre: HALL - Piso 3						
				CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR		
Largo:	4.76 m			Temperatura:	74 °F (23 °C)	
Ancho:	3.19 m	Área:	15.18 m ²	Humedad Relativa:	50 %HR	
Altura:	2.5 m	Volumen:	37.96 m ³			
HORA DE MAYOR GANANCIA DE CALOR						
MES FEBRERO						
HORA	15 h	HORA DE ATENCIÓN		ENFRIAMIENTO POR UNIDAD	CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE (Btu/h)	CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE (Btu/h)
Temp. Bulbo seco	85.44 °F	Inicio	Fin			
Temp. Bulbo húmedo	75.91 °F	8 h	16 h			
CARGAS INTERNAS						
			N° de Personas	Btu/h.persona		
	Personas:	2	W	245.00	490.00	310.00
	Iluminación:	182.21	W/m ²	12	554.74	0.00
	Motores Eléctricos:	-		-	0.00	0.00
	Equipos de Cocina:	-		-	0.00	0.00
	Equipos de Oficina:	-		-	0.00	0.00
CARGAS EXTERNAS						
Superficie	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Pared 1	SO	0.345	11.90	26.74	318.18	0.00
Pared 2	SE	0.406	7.98	81.90	653.18	0.00
Pared 3	NE	0.345	11.90	26.74	318.18	0.00
Pared 4	NO	0.406	5.13	72.91	373.79	0.00
Techo	-	0.349	15.18	188.62	2864.05	0.00
Piso	-	0.245	15.18	18.99	288.31	0.00
Vidrio	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Ventana 4	NO	1.04	2.85	911.10	2594.82	0.00
INFILTRACION						
			Flujo de aire (cfm)	Btu/h.cfm		
			0.00	0.00	0.00	0.00
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE TOTAL					8455.25	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE TOTAL					310.00	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL					8765.25	Btu/h
CARGA TOTAL					0.73	TON

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

Tabla 60. Reporte resumen general de la carga de enfriamiento total del área de OFICINA – PISO 3

RESUMEN GENERAL DE LAS CARGAS DE ENFRIAMIENTO						
NOMBRE DEL PROYECTO: Aire Acondicionado para las Oficinas de ANIQUEM					01-Nov-2021	
DIRECCIÓN: Jirón Santo Domingo N° 255, distrito de Jesús María, departamento de Lima					Perú, Lima	
REALIZADO POR: Ivan Robinson Cortez Herrera / Jesús Alfredo Albis Gamarra					Rev. 0	
Habitación / N° / Nombre: OFICINA - Piso 3						
				CONDICIONES DE DISEÑO INTERIOR		
Largo:	3.45 m			Temperatura:	74 °F (23 °C)	
Ancho:	3.61 m	Área:	12.45 m ²	Humedad Relativa:	50 %HR	
Altura:	2.5 m	Volumen:	31.14 m ³			
HORA DE MAYOR GANANCIA DE CALOR						
MES FEBRERO						
HORA	16 h	HORA DE ATENCIÓN		ENFRIAMIENTO POR UNIDAD	CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE (Btu/h)	CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE (Btu/h)
Temp. Bulbo seco	84.42 °F	Inicio	Fin			
Temp. Bulbo húmedo	75.51 °F	8 h	16 h			
CARGAS INTERNAS						
			N° de Personas	Btu/h.persona		
	Personas:	2		245.00	490.00	310.00
		W		W/m²		
	Iluminación:	149.45		12	465.25	0.00
	Motores Eléctricos:	-		-	0.00	0.00
	Equipos de Cocina:	-		-	0.00	0.00
	Equipos de Oficina:	-		-	930.93	0.00
CARGAS EXTERNAS						
Superficie	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Pared 1	SO	0.345	8.63	23.91	206.20	0.00
Pared 2	SE	0.406	9.03	81.84	738.60	0.00
Pared 3	NE	0.406	8.63	89.13	768.79	0.00
Pared 4	NO	0.406	6.15	86.98	534.68	0.00
Techo	-	0.349	12.45	172.08	2143.14	0.00
Piso	-	0.245	12.45	16.98	211.45	0.00
Vidrio	Orientación	U (Btu/h-ft²-°F)	Área (m²)	Btu/h.m²		
Ventana 4	NO	1.04	2.88	993.52	2858.94	0.00
INFILTRACION						
			Flujo de aire (cfm)	Btu/h.cfm		
			0.00	0.00	0.00	0.00
CARGA DE ENFRIAMIENTO SENSIBLE TOTAL					9347.99	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO LATENTE TOTAL					310.00	Btu/h
CARGA DE ENFRIAMIENTO TOTAL					9657.99	Btu/h
CARGA TOTAL					0.80	TON

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

Como se observa en los reportes resúmenes, se determinó la carga de enfriamiento para todas las oficinas, de igual forma se detalló los resultados por ambiente en la tabla 61.

Tabla 61. *Carga de enfriamiento para las oficinas de la ONG ANIQUEM*

It	Ambiente	Nivel	Cantidad de personas	Área (m ²)	Carga de enfriamiento sensible (Btu/h)	Carga de enfriamiento latente (Btu/h)	Carga de enfriamiento total	
							(Btu/h)	TON
1	Servicio social	Piso 1	4	12.91	9,680.04	620.00	10,300.04	0.86
2	Admisión	Piso 1	4	12.30	4,744.38	620.00	5,364.38	0.45
3	Taller de presoterapia	Piso 1	9	26.62	18,052.38	1,395.00	19,447.38	1.62
4	Hall de ingreso	Piso 1	12	54.74	9,781.21	1,860.00	11,641.21	0.97
5	Consultorio psicología	Piso 2	3	17.72	6,829.49	465.00	7,294.49	0.61
6	Consultorio rehabilitación	Piso 2	3	12.69	5,847.27	465.00	6,312.27	0.53
7	Terapia ocupacional 2	Piso 2	6	20.59	7,721.59	930.00	8,651.59	0.72
8	Consultorio	Piso 2	3	9.57	2,635.38	465.00	3,100.38	0.26
9	Terapia física	Piso 2	5	29.62	6,698.35	775.00	7,473.35	0.62
10	Hall de Espera	Piso 2	6	30.79	4,681.22	930.00	5,611.22	0.47
11	Terapia ocupacional 1	Piso 2	6	24.54	7,600.80	1,200.00	8,800.80	0.73
12	Comedor	Piso 2	8	36.83	17,724.65	2,210.71	19,935.36	1.66
13	Administración	Piso 3	3	11.37	8,464.65	465.00	8,929.65	0.74
14	Gerencia	Piso 3	3	14.48	9,355.44	465.00	9,820.44	0.82
15	Sala de reuniones	Piso 3	8	24.57	12,246.67	1,240.00	13,486.67	1.12
16	Recaudación de fondos	Piso 3	10	42.61	15,431.89	1,550.00	16,981.89	1.42
17	Hall central	Piso 3	6	37.67	11,579.40	930.00	12,509.40	1.04
18	Taller de ortesis	Piso 3	3	14.14	27,473.12	465.00	27,938.12	2.33
19	Dormitorio	Piso 3	2	7.25	6,635.31	310.00	6,945.31	0.58
20	Hall	Piso 3	2	15.18	8,455.25	310.00	8,765.25	0.73
21	Oficina	Piso 3	2	12.45	9,347.99	310.00	9,657.99	0.80
TOTAL			110	468.64	211,536.48	18,530.71	230,067.19	19.08

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

La carga de enfriamiento total para las oficinas de la ONG ANIQUEM alcanzan un valor de 19.08 TON de refrigeración, estos resultados permitirán determinar la capacidad de enfriamiento por medio del uso de la psicrometría.

4.6.2. Etapa 2: Selección del equipo de aire acondicionado

a) Cálculos psicrométricos

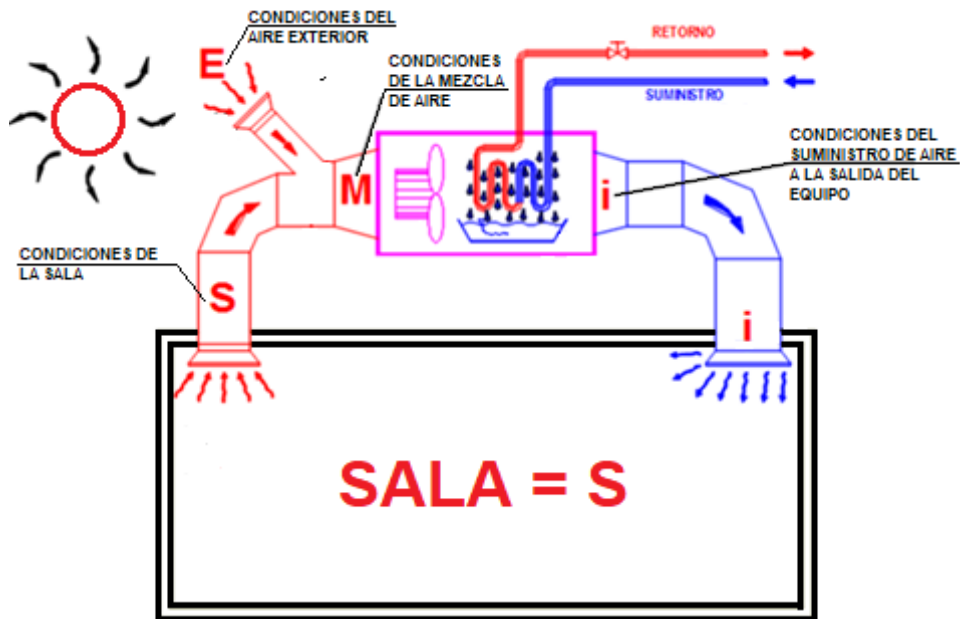


Figura 87. Ubicación de condiciones para un equipo de aire acondicionado, elaborado en base al libro “Análisis y Diseño de Sistemas de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado, Stanford III y Spach, 2019, p. 47.

En la figura 87 se muestran los puntos involucrados en la aplicación de la psicrometría para determinar la capacidad de enfriamiento de los equipos de aire acondicionado:

- Punto E (condiciones del aire exterior).
- Punto S (condiciones de la sala).
- Punto M (condiciones de la mezcla).
- Punto i (condiciones del suministro de aire a la salida del equipo).

Como fin demostrativo de cálculo, se determinó la capacidad de enfriamiento del equipo para el área de ADMISIÓN, mediante el siguiente procedimiento:

- Cálculo del factor de calor sensible (FCS):

$$FCS = \frac{Q_s}{Q_t} \dots \dots \dots (4.68)$$

Donde:

$$\text{➤ } Q_s = 4744.38 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

$$\text{➤ } Q_t = 5364.38 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 4.68, se obtuvo como resultado:

$$FCS = \frac{4744.38}{5364.38} = 0.88$$

- Se determinó los valores de las propiedades del aire en los puntos (E) y (S) graficándolos en la carta psicrométrica, teniendo en consideración las condiciones de diseño previamente seleccionadas:

- Datos del punto (E): $t_E = t_{DB,16} = 85.44^\circ F$ y $t_{WB,16} = 75.91^\circ F$
- Datos del punto (S): $t_S = t_{in} = 74^\circ F$ y $\%HR_{in} = 50\%$

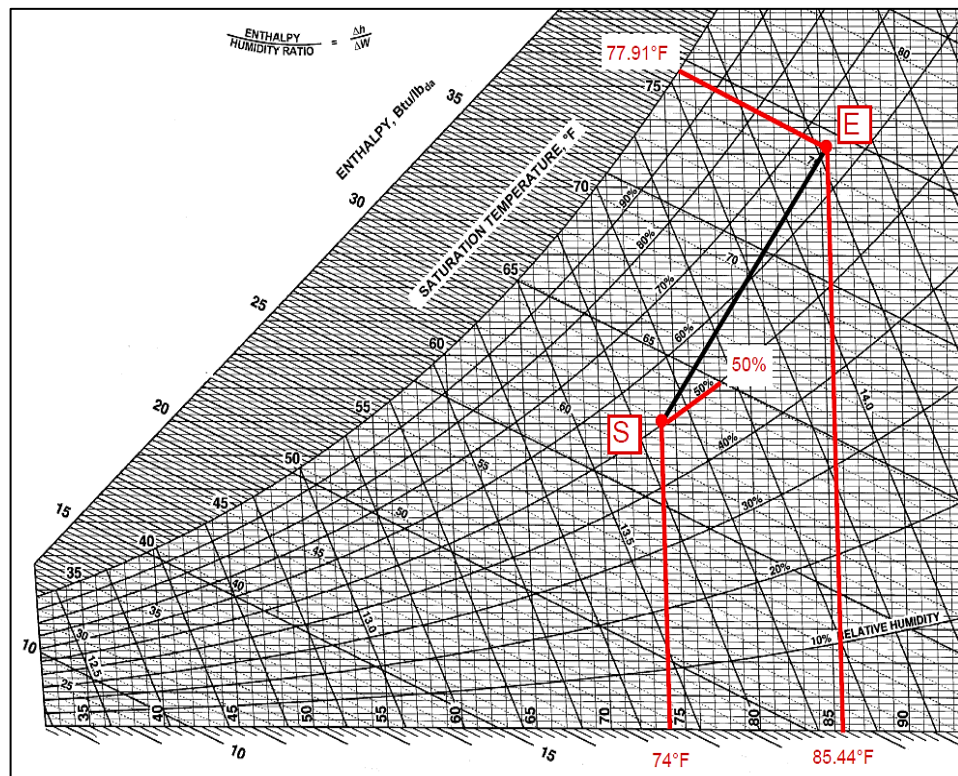


Figura 88. Ubicación de los puntos E y S en la carta psicrométrica, elaborado en base a la carta psicrométrica de “ASHRAE Handbook fundamentals”, 2021, p. 1.19.

De la carta psicrométrica (ver figura 88), se determinó todos los valores de las propiedades del aire en los puntos (E) y (S), plasmados en la tabla 62:

Tabla 62. *Propiedades de los puntos (E) y (S)*

Descripción	$t = DB (^{\circ}F)$	$DB (^{\circ}F)$	HR	$h (\frac{Btu}{lb})$	$W (\frac{lb_w}{lb})$	$v (\frac{ft^3}{lb})$
Exterior (E)	85.44	75.91	65.11 %	39.61	0.01738	14.166
Sala (S)	74	61.67	27.67 %	27.67	0.00906	13.688

Fuente: Elaborado en base a la carta psicrométrica de “ASHRAE Handbook fundamentals”, 2021, p. 1.19.

- Se determinó las propiedades del punto de suministro de aire a la salida del equipo (i):

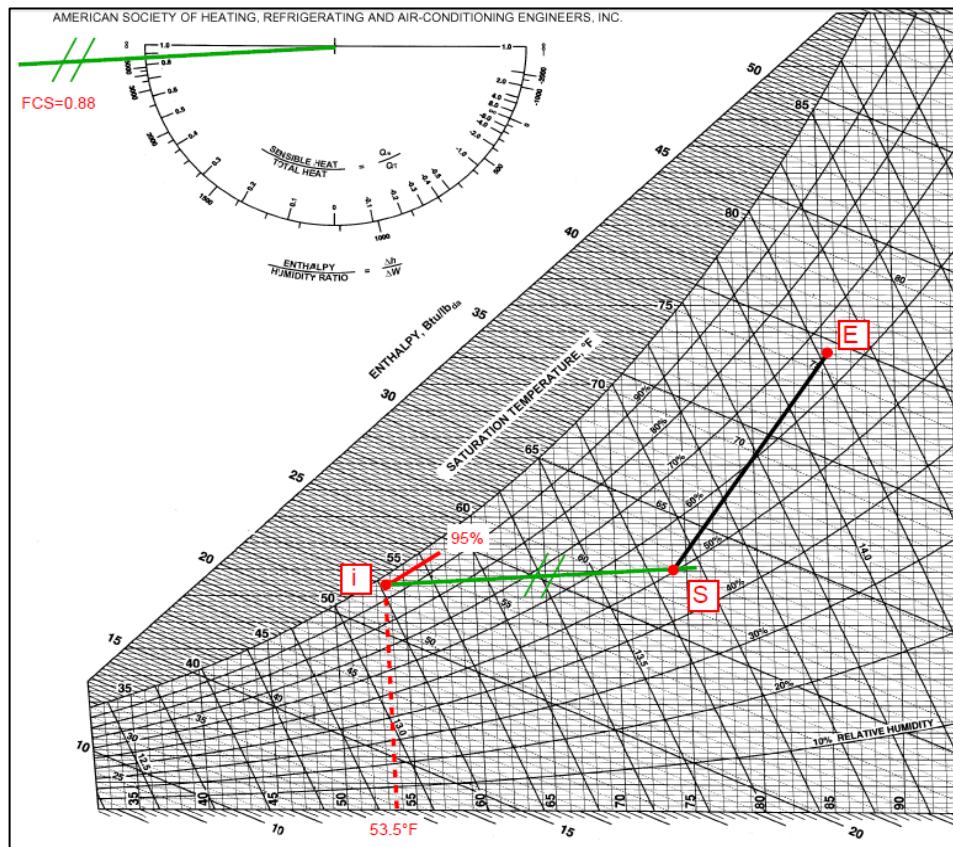


Figura 89. Ubicación del punto (i) en la carta psicrométrica, elaborado en base a la carta psicrométrica de “ASHRAE Handbook fundamentals”, 2021, p. 1.19.

En la figura 89, se trazó una recta de referencia (recta de condiciones) en base al factor de calor sensible (FCS), luego trazamos una recta paralela al punto (S) y la prolongamos hasta interceptar a la curva de humedad relativa con la que el aire deja el equipo, estando comprendido entre (94% - 96%), siendo considerado el valor intermedio de 95%.

De la carta psicrométrica (ver figura 89) se determinó todos los valores de las propiedades del punto (i), plasmados en la tabla 63.

Tabla 63. *Propiedades del punto (i)*

Descripción	$t = DB$ (°F)	DB (°F)	HR	h ($\frac{Btu}{lb}$)	W ($\frac{lb_w}{lb}$)	v ($\frac{ft^3}{lb}$)
Suministro de aire del equipo (i)	53.5	52.69	95 %	21.92	0.00837	13.148

Fuente: Elaborado en base a la carta psicrométrica de “ASHRAE Handbook fundamentals”, 2021, p. 1.19.

Así mismo, se verificó si la diferencia de temperatura de bulbo seco entre el punto (S) y el punto (i), se encuentra dentro del rango típico de diferencia de temperatura [15°F - 30°F], mediante la ecuación 4.69.

$$15^{\circ}F < t_s - t_i < 30^{\circ}F \dots \dots \dots (4.69)$$

$$15^{\circ}F < 74 - 53.5 < 30^{\circ}F$$

$$15^{\circ}F < 20.5^{\circ}F < 30^{\circ}F$$

- Cálculo del flujo de masa del suministro aire del equipo (m_i), mediante la ecuación 4.70:

$$Q_T = \dot{m}_i * (h_s - h_i) \dots \dots \dots (4.70)$$

$$\text{Despesjando: } \dot{m}_i = \frac{Q_T}{(h_s - h_i)}$$

$$\dot{m}_i = \frac{5364.38}{(27.67 - 21.92)}$$

$$\dot{m}_i = 932.936 \frac{lb}{h}$$

- Cálculo del flujo de masa del aire exterior (\dot{m}_E):

Primeramente, se calculó el caudal de aire exterior (\dot{V}_E) según el área, el número de personas y el aumento de un 30% como prerrequisito mínimo de rendimiento de calidad de aire recomendado por la certificación LEED, obteniéndose mediante la ecuación 4.71:

$$\dot{V}_E = (R_p * P_z + R_a * A_z) * 1.3 \dots \dots \dots (4.71)$$

Donde:

- El número de personas: $P_z = 4$
- El área del ambiente: $A_z = 12.30 \text{ m}^2 = 132.41 \text{ ft}^2$

Los valores de las tasas de aire exterior para las personas y por el área del ambiente, se determinó de la figura 90.

Occupancy Category	People Outdoor Air Rate R_p		Area Outdoor Air Rate R_a		Default Values
	cfm/person	L/s/person	cfm/ft ²	L/s·m ²	Occupant Density
					#/1000 ft ² or #/100 m ²
Miscellaneous Spaces (continued)					
Sorting, packing, light assembly	7.5	3.8	0.12	0.6	7
Telephone closets	—	—	0.00	0.0	—
Transportation waiting	7.5	3.8	0.06	0.3	100
Warehouses	10	5	0.06	0.3	—
Office Buildings					
Breakrooms	5	2.5	0.12	0.6	50
Main entry lobbies	5	2.5	0.06	0.3	10
Occupiable storage rooms for dry materials	5	2.5	0.06	0.3	2
Office space	5	2.5	0.06	0.3	5
Reception areas	5	2.5	0.06	0.3	30
Telephone/data entry	5	2.5	0.06	0.3	60

Figura 90. Selección de las tasas de aire exterior para las personas y por la superficie, tomado de la norma “ASHRAE estándar 62.1 - Ventilación para una calidad adecuada del aire interior”, 2019, p. 19.

Donde:

- La tasa de aire exterior para las personas: $R_p = 5 \frac{cfm}{persona}$
- La tasa de aire exterior por el área del ambiente: $R_a = 0.06 \frac{cfm}{ft^2}$

Los valores determinados de las tasas de aire exterior para las personas y por el área del ambiente, se reemplazaron en la ecuación 4.72.

$$\dot{V}_E = (R_p * P_z + R_a * A_z) * 1.3 \dots \dots \dots (4.72)$$

$$\dot{V}_E = (5 * 4 + 0.06 * 132.41) * 1.3$$

$$\dot{V}_E = 36.33 CFM$$

Con el caudal de aire exterior se determinó el flujo de masa del aire exterior (m_e), mediante la ecuación 4.73:

$$v_E = \frac{\dot{V}_E}{\dot{m}_E} * 60 \dots \dots \dots (4.73)$$

Despejando: $m_E = \frac{\dot{V}_E}{v_E} * 60$

$$\dot{m}_E = \frac{36.33}{14.166} * 60$$

$$\dot{m}_E = 153.875 \frac{lb}{h}$$

- Cálculo de las propiedades del punto de mezcla (M):
Primeramente, se calculó la temperatura del punto de mezcla, mediante la ecuación 4.74:

$$t_M = t_S + \frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_i} * (t_E - t_S) \dots \dots \dots (4.74)$$

$$t_M = 74 + \frac{153.875}{933.936} * (85.44 - 74)$$

$$t_M = 75.88 ^\circ F$$

Con el resultado de la temperatura del punto de mezcla, la cual pertenece a la recta SE, se procedió a determinar todas las

propiedades del punto (M), ingresando este dato a la carta psicrométrica (ver figura 91).

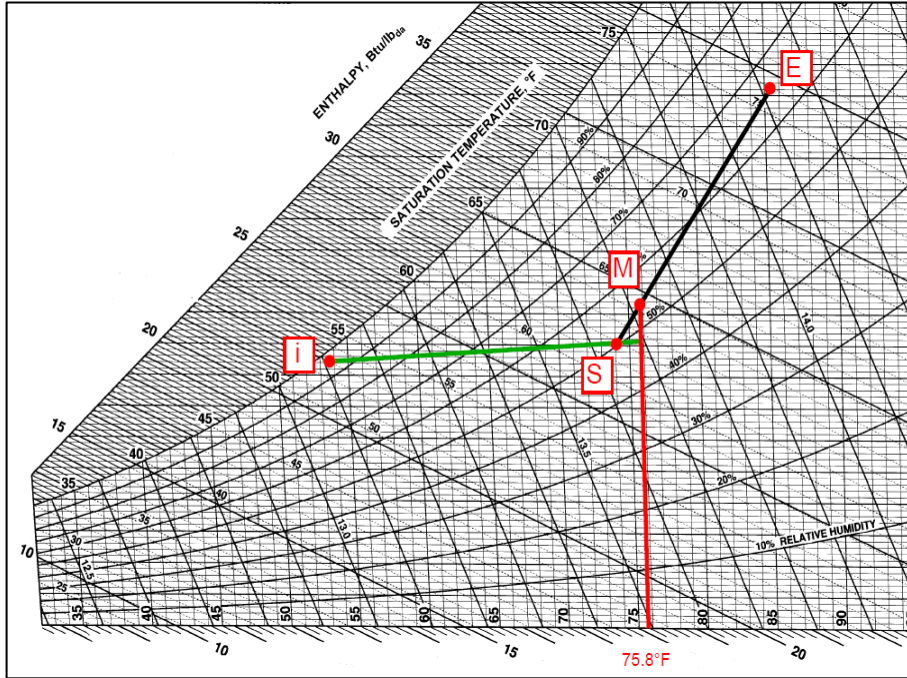


Figura 91. Ubicación del punto (M) en la carta psicrométrica, elaborado en base a la carta psicrométrica de “ASHRAE Handbook fundamentals”, 2021, p. 1.19.

Según la figura 91, se obtuvieron todos los valores de las propiedades del punto (M), presentadas en la tabla 64.

Tabla 64. *Propiedades del punto (M)*

Descripción	$t = DB$ (°F)	DB (°F)	HR	h ($\frac{Btu}{lb}$)	W ($\frac{lb_w}{lb}$)	v ($\frac{ft^3}{lb}$)
Mezcla (M)	75.88	64.37	54.01 %	29.64	0.01044	13.766

Fuente: Elaborado en base a la carta psicrométrica, e elaborado en base a la carta psicrométrica de “ASHRAE Handbook fundamentals”, 2021, p. 1.19.

- Cálculo de la capacidad total del equipo (Q_{eq}):

$$Q_{eq} = \dot{m}_i * (h_M - h_i) \dots \dots \dots (4.75)$$

$$Q_{eq} = 932.936 * (29.64 - 21.92)$$

$$Q_{eq} = 7202.266 \frac{Btu}{h}$$

- Cálculo de la capacidad sensible del equipo:

Para determinar la capacidad sensible del equipo, se halló todas las propiedades del aire del punto (X), ubicándolo en la carta psicrométrica (ver figura 92).

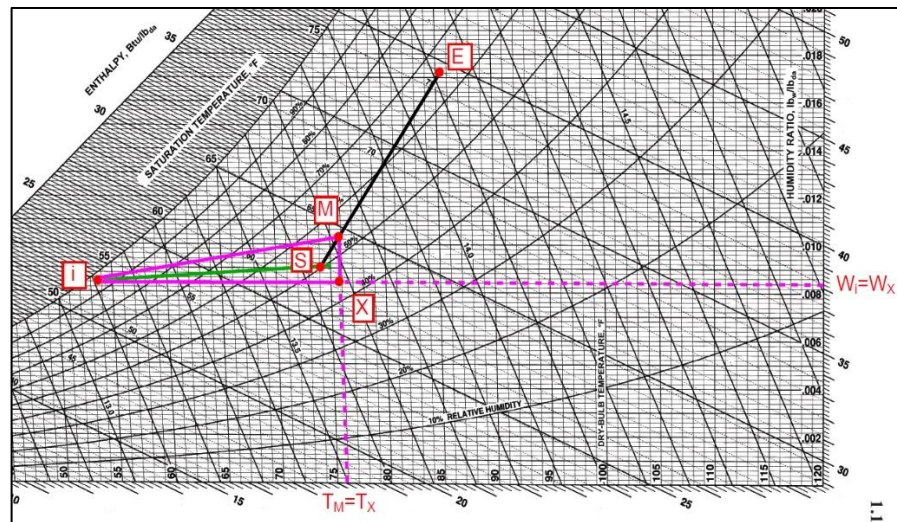


Figura 92. Ubicación del punto (X) en la carta psicrométrica, elaborado en base a la carta psicrométrica de “ASHRAE Handbook fundamentals”, 2021, p. 1.19.

Se dedujo lo siguiente:

- $W_i = W_x$
- $t_M = t_x$

Según la figura 92, se obtuvieron todos los valores de las propiedades del punto (X), presentadas en la tabla 65.

Tabla 65. *Propiedades del punto (X)*

Descripción	$t = DB$ (°F)	DB (°F)	HR	h ($\frac{Btu}{lb}$)	W ($\frac{lb_w}{lb}$)	v ($\frac{ft^3}{lb}$)
Punto (X)	75.88	61.28	43.44 %	27.37	0.00837	13.721

Fuente: Elaborado en base a la carta psicrométrica, e elaborado en base a la carta psicrométrica de “ASHRAE Handbook fundamentals”, 2021, p. 1.19.

Los valores obtenidos de la carta psicrométrica, permitieron calcular la capacidad sensible y latente, mediante las ecuaciones 4.76 y 4.77:

$$Q_{s,eq} = \dot{m}_i * (h_X - h_i) \dots\dots\dots (4.76)$$

$$Q_{s,eq} = 932.936 * (27.37 - 21.92)$$

$$Q_{s,eq} = 5084.5 \frac{Btu}{h}$$

$$Q_{l,eq} = \dot{m}_i * (h_M - h_X) \dots\dots\dots (4.77)$$

$$Q_{l,eq} = 932.936 * (29.64 - 27.37)$$

$$Q_{l,eq} = 2117.76 \frac{Btu}{h}$$

En la figura 93 se observa cómo se tomaron los valores de entalpía para el cálculo del calor sensible y latente.

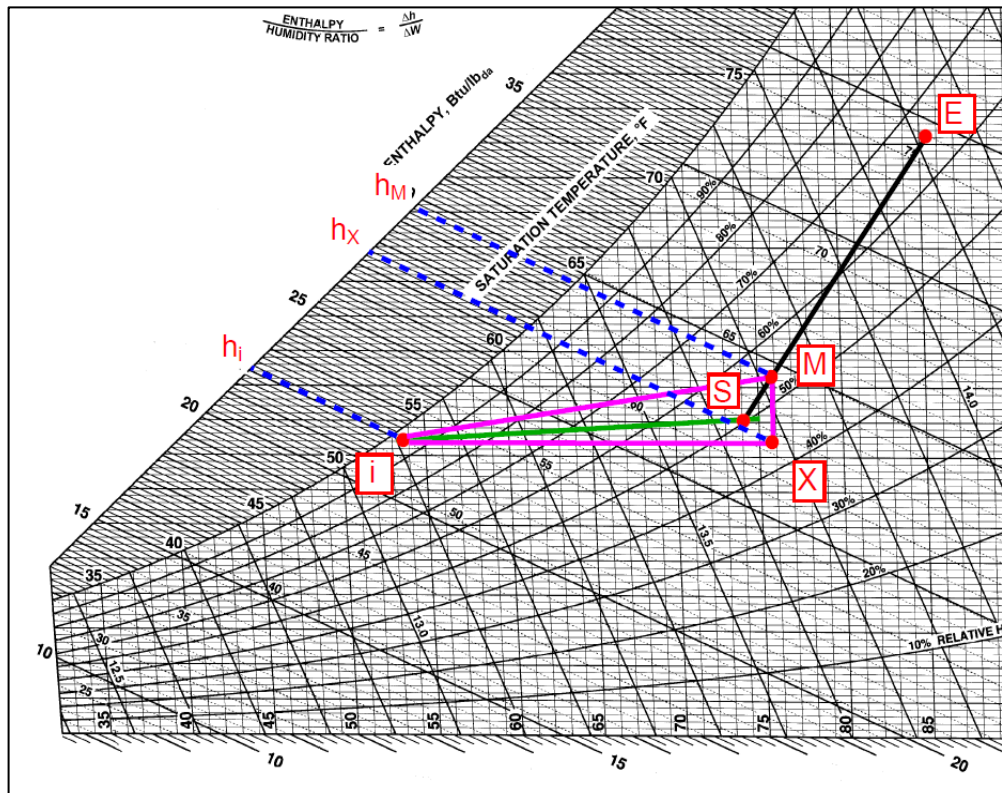


Figura 93. Ubicación de las entalpías en la carta psicrométrica utilizadas para determinar la capacidad sensible y latente, elaborado en base a la carta psicrométrica de “ASHRAE Handbook fundamentals”, 2021, p. 1.19.

Ya determinados los puntos E (aire exterior), S (aire de la sala), i (suministro de aire del equipo) y M (Mezcla), mediante los procesos psicrométricos (ver figura 94), se procedió a calcular la capacidad de enfriamiento para el área de ADMISIÓN.

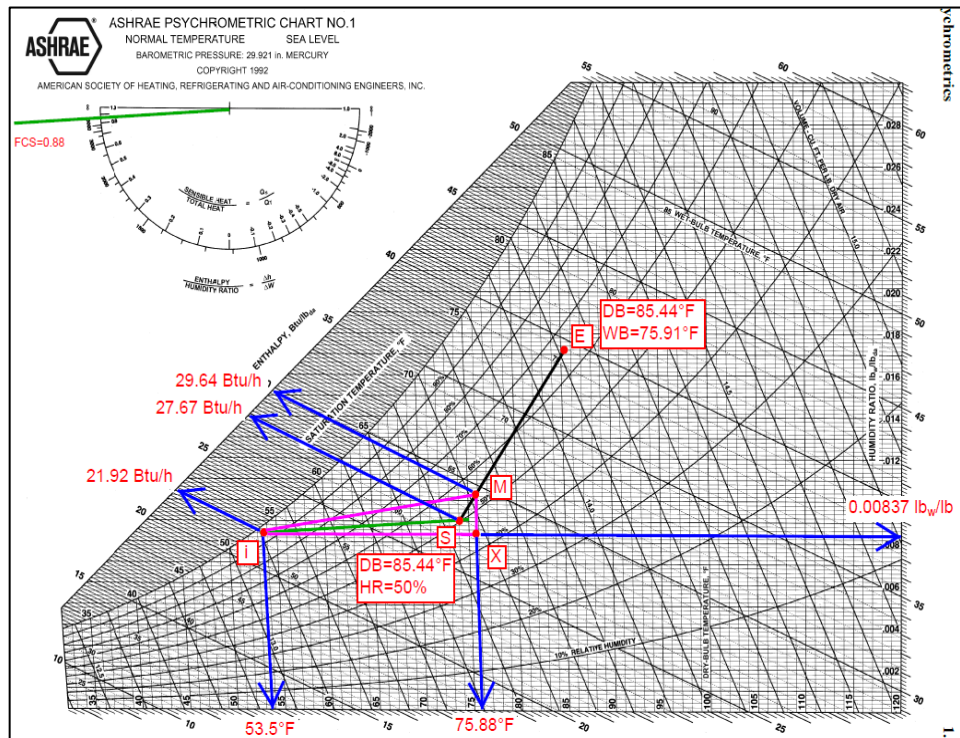


Figura 94. Psicrometría realizada para determinar las propiedades del aire en sus distintas condiciones que permitieron realizar el cálculo de la carga de enfriamiento del área de ADMISIÓN, elaborado en base a la carta psicrométrica de “ASHRAE Handbook fundamentals”, 2021, p. 1.19.

Se determinó la capacidad del equipo mediante un proceso de enfriamiento y deshumidificación, desde el punto de mezcla (M) hasta el punto de suministro de aire a la salida del equipo (i), obteniendo como resultado:

- La capacidad sensible del equipo con un valor de 5,084.5 Btu/h, la cual disminuye la temperatura del aire de la oficina.
- La capacidad latente del equipo con un valor de 2,117.77 Btu/h, la cual deshumidifica el aire de la oficina.
- La capacidad de enfriamiento total del equipo con un valor de 7,202.27 Btu/h (0.60 TON).

El procedimiento para determinar la capacidad de enfriamiento mediante el uso de la carta psicrométrica, se contrastó con ayuda del programa ELITE SOFTWARE CHVAC, ingresando inicialmente todos los valores de las condiciones de diseño utilizados de forma manual, obteniéndose el reporte de resultados de la carga de enfriamiento para el área de ADMISIÓN (ver figura 95).

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr Hell		ONG ANIQUEM Page 6	
Air Handler #2 - ADMISIÓN - P1 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	ADMISIÓN - P1 Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 0.02 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.87	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	4pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 85° DB, 76° WB, 117.95 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 74° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, --- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.997 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	4,171 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			4,171 Btuh
Cooling Supply Air: $4,182 / (.997 \times 1.1 \times 21) =$		185 CFM	
Summer Vent Outside Air (19.6% of supply) =		36 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	478 Btuh	36 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	44 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			522 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			4,693 Btuh
Zone space latent gain:	620 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,448 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			2,068 Btuh
Total system sensible and latent gain:			6,761 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 21° TD):		185 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (19.65% of Supply):		36 CFM	
Total Conditioned Air Space:		132 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.3973 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		234.9 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0043 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.56 Tons	

Figura 95. Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de ADMISIÓN, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

La capacidad de enfriamiento obtenida para el área de ADMISIÓN por medio del programa ELITE SOFTWARE CHVAC, dio como resultado 6,761 Btu/h (0.56 TON), el cual se asemeja a los cálculos manuales realizados previamente.

En la figura 96, se observa el proceso psicrométrico para el área de ADMISIÓN generado por el programa ELITE SOFTWARE CHVAC, el cual se asemeja al proceso de enfriamiento realizado manualmente en la carta psicrométrica.

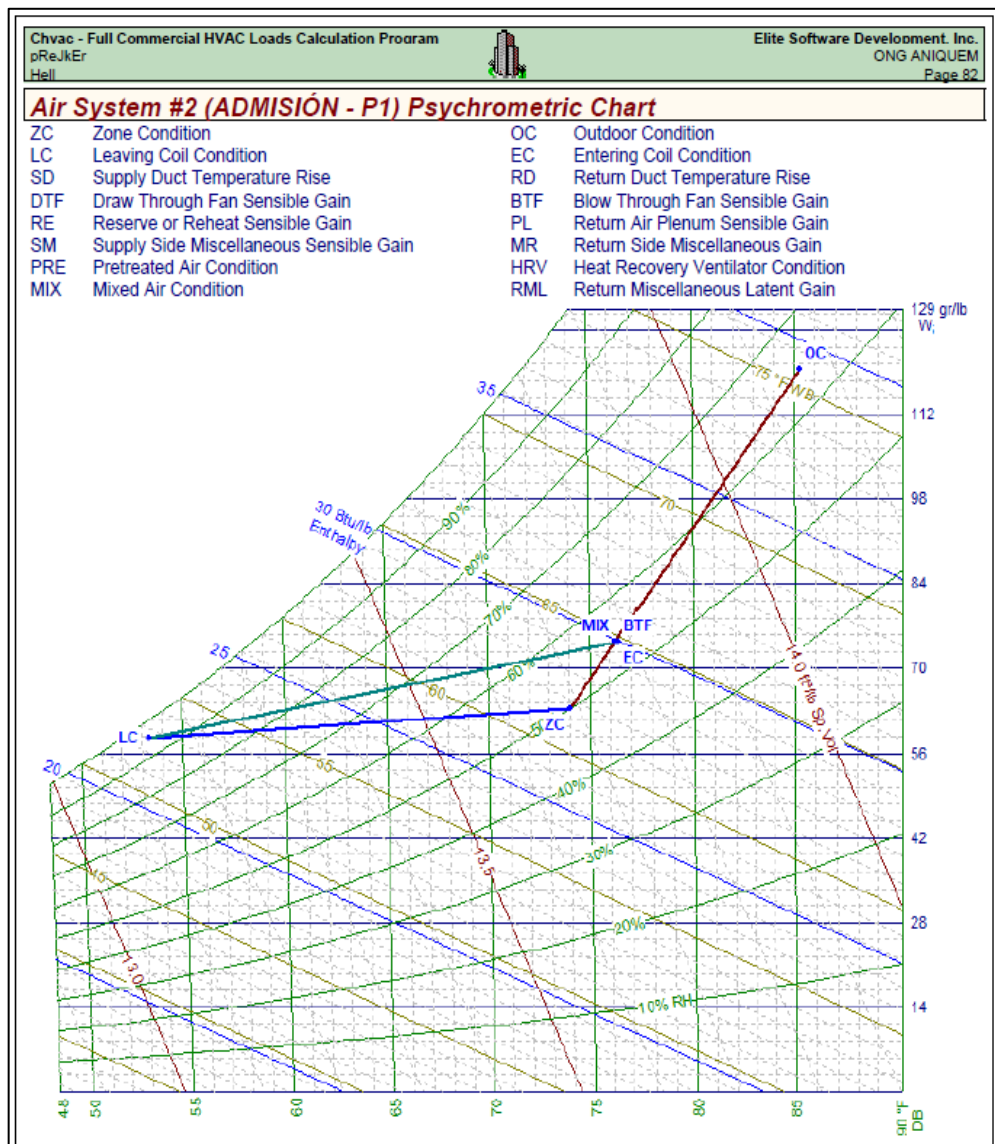


Figura 96. Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de ADMISIÓN, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

Los reportes del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para cada oficina a climatizar, se adjuntan en los ANEXOS del 24 al 65.

El cálculo del caudal de aire fresco de todos los ambientes en base al estándar 62.1 de la norma ASHRAE, se realizó aplicando la ecuación 4.71, siendo los resultados presentados en la tabla 66.

Tabla 66. *Caudal de aire exterior de cada oficina de la ONG ANIQUEM*

DATOS						CALCULOS		
It	Ambiente	Área (ft ²) (Az)	N° Personas (Pz)	Factores mínimos de ventilación		Flujo de aire exterior de la zona de respiración (V) (CFM)	Factor LEED	Aire exterior del ambiente (CFM)
				Rp	Ra			
1	Servicio social	138.91	4	5	0.06	28.33	1.3	36.83
2	Admisión	132.41	4	5	0.06	27.94	1.3	36.33
3	Taller de presoterapia	286.50	9	5	0.06	62.19	1.3	80.85
4	Hall de ingreso	589.22	12	5	0.06	95.35	1.3	123.96
5	Consultorio psicología	190.74	3	5	0.06	26.44	1.3	34.38
6	Consultorio rehabilitación	136.58	3	5	0.06	23.19	1.3	30.15
7	Terapia ocupacional 2	221.65	6	5	0.06	43.30	1.3	56.29
8	Consultorio	103.01	3	5	0.06	21.18	1.3	27.53
9	Terapia física	318.83	5	5	0.06	44.13	1.3	57.37
10	Hall de Espera	331.46	6	5	0.06	49.89	1.3	64.85
11	Terapia ocupacional 1	264.18	6	5	0.06	45.85	1.3	59.61
12	Comedor	396.43	8	5	0.06	63.79	1.3	82.92
13	Administración	122.38	3	5	0.06	22.34	1.3	29.05
14	Gerencia	155.86	3	5	0.06	24.35	1.3	31.66
15	Sala de reuniones	264.47	8	5	0.06	55.87	1.3	72.63
16	Recaudación de fondos	458.65	10	5	0.06	77.52	1.3	100.77
17	Hall central	405.48	6	5	0.06	54.33	1.3	70.63
18	Taller de ortesis	152.15	3	5	0.06	24.13	1.3	31.37
19	Dormitorio	77.98	2	5	0.06	14.68	1.3	19.08
20	Hall	163.44	2	5	0.06	19.81	1.3	25.75
21	Oficina	134.06	2	5	0.06	18.04	1.3	23.46

Fuente: Elaborado en base al método de cálculo del caudal de aire exterior de la norma "ASHRAE estándar 62.1 - ventilación para una calidad adecuada de aire interior", 2019.

En la tabla 67, se presenta los resultados de las capacidades de enfriamiento obtenidas por cálculos manuales y mediante el uso del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

Tabla 67. *Capacidad de enfriamiento para las oficinas de la ONG ANIQUEM*

It	Ambiente	Capacidad de enfriamiento TEÓRICA				Capacidad de enfriamiento ELITE	
		Capacidad sensible (Btu/h)	Capacidad latente (Btu/h)	Capacidad Total (Btu/h)	TON	(Btu/h)	TON
1	Servicio social	9,863.41	2,302.00	12,165.41	1.01	13,225	1.10
2	Admisión	5,084.50	2,117.77	7,202.27	0.60	6,761	0.56
3	Taller de presoterapia	18,847.86	4,758.81	23,606.67	1.97	22,444	1.87
4	Hall de ingreso	11,180.70	6,888.93	18,069.63	1.51	16,769	1.40
5	Consultorio psicología	7,153.94	1,843.82	8,997.76	0.75	9,321	0.78
6	Consultorio rehabilitación	6,140.80	1,691.79	7,832.59	0.65	8,423	0.70
7	Terapia ocupacional 2	8,651.30	2,823.91	11,475.21	0.96	12,113	1.01
8	Consultorio	2,997.03	1,488.19	4,485.22	0.37	4,098	0.34
9	Terapia física	7,473.33	2,878.62	10,351.95	0.86	9,890	0.82
10	Hall de Espera	5,520.74	3,339.60	8,860.34	0.74	8,362	0.70
11	Terapia ocupacional 1	8,345.59	3,444.45	11,790.04	0.98	11,515	0.96
12	Comedor	18,867.42	5,773.82	24,641.24	2.05	22,939	1.91
13	Administración	8,929.66	1,467.91	10,397.57	0.87	10,025	0.84
14	Gerencia	9,820.43	1,583.30	11,403.73	0.95	12,535	1.04
15	Sala de reuniones	13,227.31	3,916.32	17,143.63	1.43	18,952	1.58
16	Recaudación de fondos	16,655.33	5,388.48	22,043.81	1.84	21,388	1.78
17	Hall central	12,509.40	3,552.67	16,062.07	1.34	15,608	1.30
18	Taller de ortesis	25,534.02	1,575.51	27,109.53	2.26	25,971	2.16
19	Dormitorio	6,800.72	1,099.77	7,900.49	0.66	9,003	0.75
20	Hall	8,951.76	1,100.32	10,052.08	0.84	10,927	0.91
21	Oficina	9,863.47	965.80	10,829.27	0.90	11,675	0.97
TOTAL		222,418.72	60,001.78	282,420.50	23.54	281,944.00	23.50

Fuente: Elaborado en base al análisis psicrométrico de los libros: “Comprensión de la psicrometría” AHSRAE, 2013, “Análisis y Diseño de Sistemas de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado”, por Stanford III y Spach, 2019; y en base al programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

De la tabla 67, podemos concluir que la capacidad de enfriamiento total para las oficinas de la ONG ANIQUEM es de 23.54 TON de refrigeración, siendo contrastado con el programa ELITE SOFTWARE CHVAC, donde se obtuvo un valor similar de 23.50 TON de refrigeración.

b) Selección del sistema de acondicionamiento

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

Dadas las condiciones del edificio, el sistema de aire acondicionado debe integrarse dentro de sus ambientes, cumpliendo a su vez, con los requerimientos de la presente investigación, siendo los más resaltantes: operar a cargas parciales (menor al 100% de su capacidad), alcanzar una temperatura deseada en un corto tiempo para mantener el confort térmico y adaptarse físicamente a la arquitectura del edificio, es por ello, que el sistema de aire acondicionado tipo VRF (flujo de refrigerante variable), es el más adecuado.



Figura 97. Equipos de aire acondicionado tipo VRF, tomado de “Tarifa y guía técnica”, por SAMSUNG, 2021, p. 76-77.

- **Selección del tipo de equipo de aire acondicionado**

Los equipos de aire acondicionado, deben integrarse a la arquitectura del ambiente en cuanto espacio y forma, siendo los equipos tipo pared y piso techo los que mejor se adaptan a este requerimiento.



Figura 98. Equipos de aire acondicionado tipo VRF, tomado de “Tarifa y guía técnica”, SAMSUNG, 2021, p. 76-77.

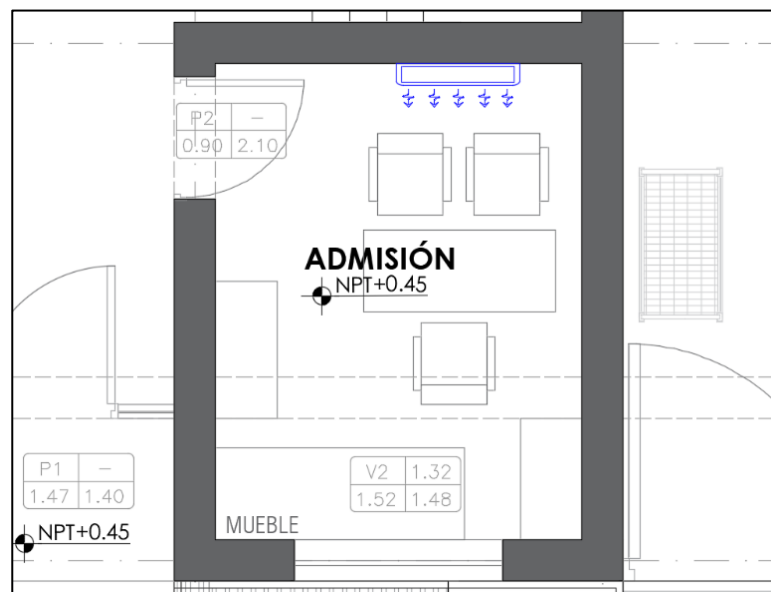


Figura 99. Equipos de aire acondicionado tipo pared, tomado de los planos de arquitectura brindados por el propietario de ANIQUEM.

- **Selección del equipo de aire acondicionado comercial**

Habiendo obtenido satisfactoriamente la capacidad de enfriamiento para cada ambiente mediante el empleo de la carta psicrométrica, que a su vez fue contrastado con el programa ELITE SOFTWARE HVAC, se procedió a seleccionar el equipamiento del sistema de aire acondicionado VRF, considerando para esta selección como referencia a la marca SAMSUNG.

Las unidades interiores y exteriores, los controles de temperatura, derivadores, dimensiones de tuberías, entre otros, son obtenidos mediante el programa DVM Pro 2.0 proporcionado por la marca, facilitando la selección de los equipos del sistema de aire acondicionado.

- **Selección de unidades interiores**

La ONG ANIQUEM cuenta con 21 ambientes que requieren ser acondicionados, es por ello que haciendo uso correcto del programa DVM Pro 2.0, se selecciona en exceso las unidades interiores en base a los equipos de capacidad nominal establecidos por el fabricante, tomando como valores de referencia a la capacidad sensible y a la capacidad total de enfriamiento, obtenidos de la tabla 67.

A continuación, se presentan los pasos a seguir para seleccionar el adecuado equipo interior de enfriamiento:

- **Paso 1:** Ingresar al programa DVM Pro 2.0, haciendo doble click izquierdo en el ícono mostrado en la figura 100, unos segundos después de comprobar automáticamente si existe alguna actualización reciente, se apertura el interfaz de diseño y selección (ver figura 101).



Figura 100. Ícono del programa DVM Pro 2.0 de la marca SAMSUNG.

- **Paso 2:** Escoger el tipo de sistema a emplear, es por ello, que se procede a ingresar al ícono de añadir sistema, donde se coloca el nombre de los sistemas a diseñar, en este caso se denominó “Sistema 01”, dado que la presente investigación abarca el estudio de un solo sistema para los tres niveles del edificio, luego se selecciona el tipo de tecnología a emplear considerando el sistema VRF (DVM), finalmente nos proporciona por defecto que el refrigerante a emplear, será el R-410A.

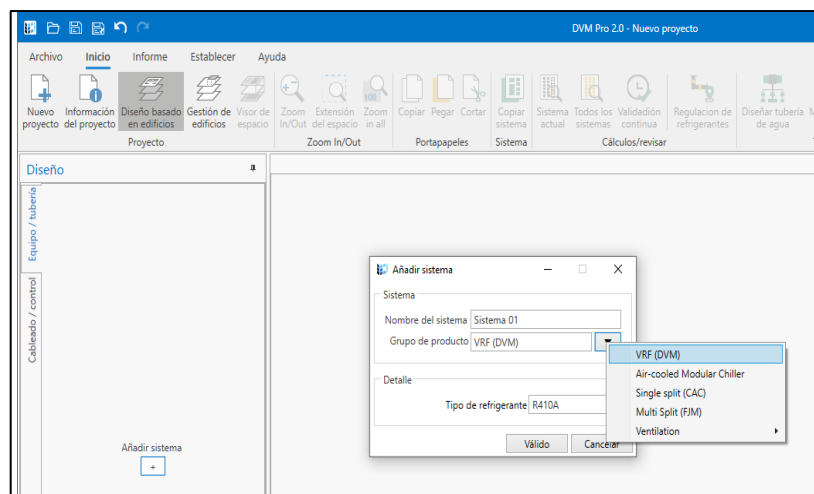


Figura 101. Selección de tipo de sistema a emplear VRF (DVM), tomado del software DVM Pro 2.0, SAMSUNG.

- **Paso 3:** Ingresar a la pestaña inicio y realizar la gestión de edificios (ver figura 102), el cual consta de insertar la cantidad de pisos y sótanos existentes en el edificio, la altura de planta (mm) y la altura de falso cielo raso (mm), en caso de presentar este elemento constructivo. Los pisos tienen denominación “XF”

donde “X” es el número de piso y el techo tiene como nomenclatura “R”, este paso es muy útil porque nos ayuda a identificar de manera eficaz la ubicación de cada unidad interior (ver figura 103) y saber a qué altura se encuentra uno respecto al otro.

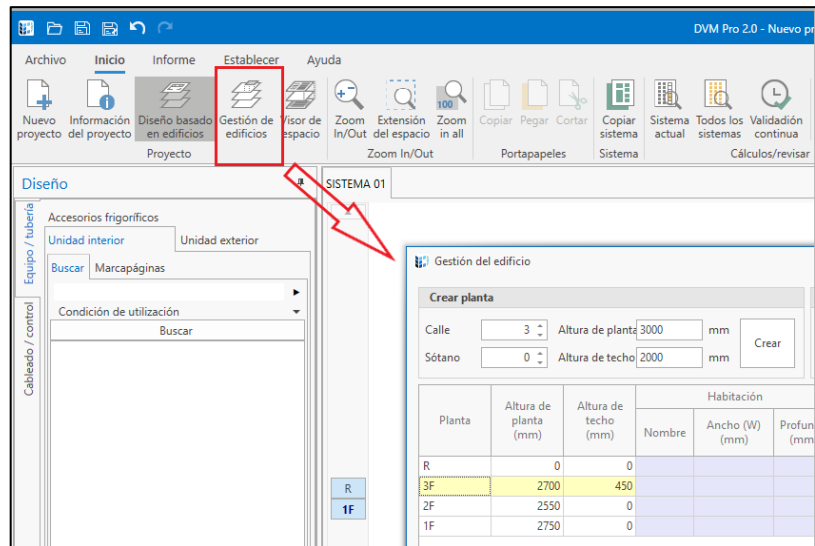


Figura 102. Gestión de edificios, ingresando alturas de planta y techo en el caso de tener falso cielo, tomado del software DVM Pro 2.0, SAMSUNG.

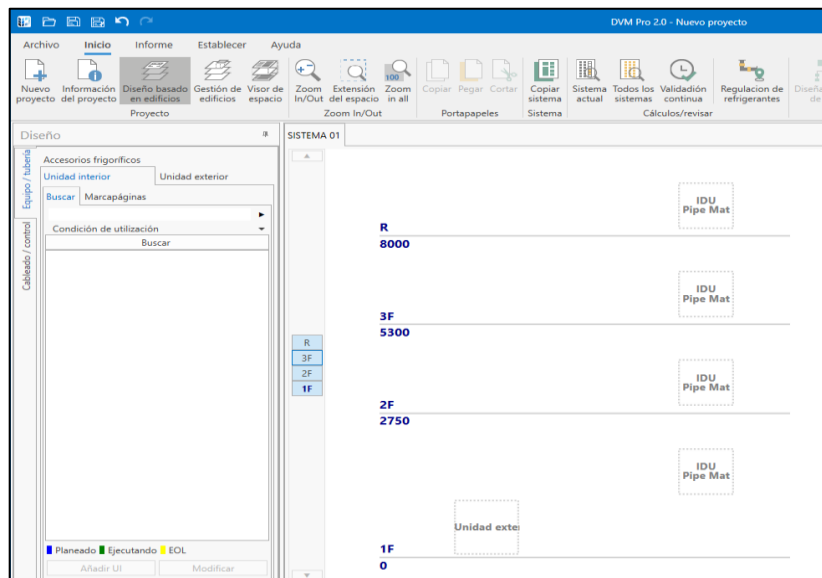


Figura 103. Disposición de las alturas de los pisos de la ONG ANIQUEM plasmado en la vista de diseño, tomado del software DVM Pro 2.0, SAMSUNG.

- **Paso 4:** Ingresar a la pestaña de diseño, luego se procede a buscar la pestaña de accesorios frigoríficos, donde se podrá visualizar tal como se muestra en la figura 104, un listado de accesorios que se usa comúnmente en el diseño de aire acondicionado, para nuestro caso se optará por las Juntas – Y las cuales son derivadores o distribuidores de refrigerante que se sitúan a largo del recorrido de las tuberías del sistema; por lo tanto, este apartado se enfoca en realizar solo el recorrido de acuerdo al plano de distribución de equipos de aire acondicionado (ver ANEXOS del 77 al 79), más no en la selección del distribuidor, eso se observa más adelante. Siendo el software de mucha utilidad, para poder ubicar las unidades interiores de una manera mucho más rápida y sencilla.

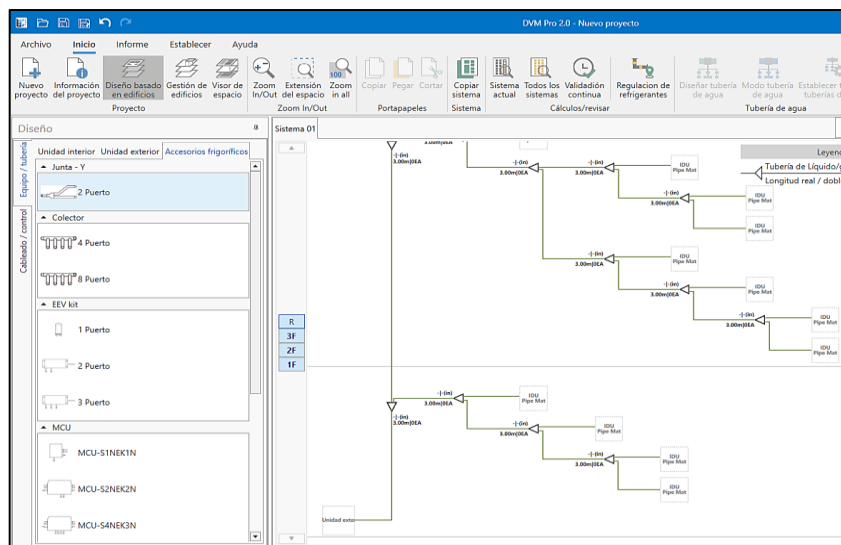


Figura 104. Distribución de las ubicaciones de las unidades evaporadoras de acuerdo a planos del Anexo 76 al 78, mediante el uso de Derivadores–Y, tomado del software DVM Pro 2.0, SAMSUNG.

- **Paso 5:** Ingresar a la pestaña de diseño, luego dirigirse a la pestaña de unidades interiores, en el cual se observa la gama de alternativas y soluciones que nos ofrece SAMSUNG para cualquier tipo de proyecto, para la mayoría de ambientes se

tomará como mejor opción los equipos montados en pared con tecnología “WindFree” (ver figura 105), la cual permite acondicionar de manera rápida manteniendo la temperatura, sin generar corrientes de aire; a excepción de la unidad evaporadora del taller de ortesis, el cual será un equipo suspendido en techo (ver figura 106), debido a que su carga de enfriamiento supera la capacidad nominal máxima ofrecida por los equipos montados en pared. Se optó por ambos tipos de unidades interiores por la facilidad y sencillez de su instalación, y la ventaja de no ser espaciosos como los tipos cassette o los tipos ducto.

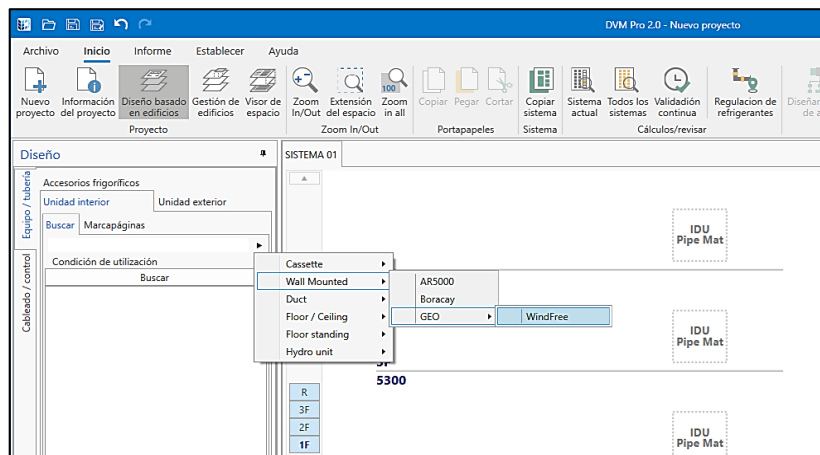


Figura 105. Selección del tipo de unidad interior montada en pared con tecnología WindFree, tomado del software DVM Pro 2.0, SAMSUNG.

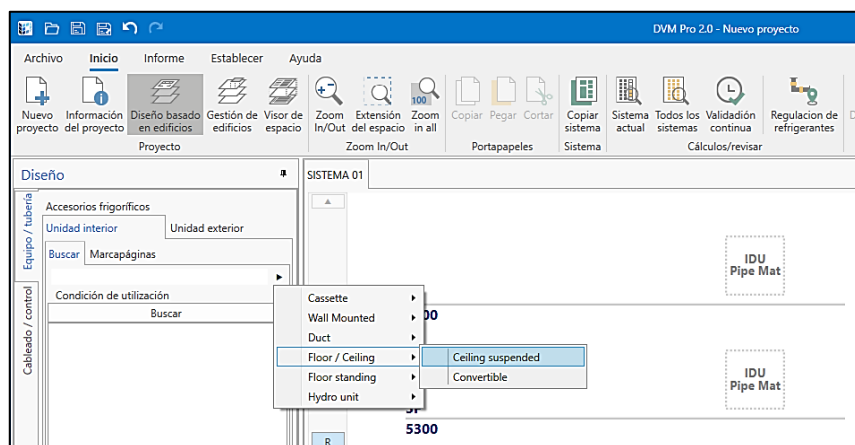


Figura 106. Selección del tipo de unidad interior suspendido en techo, tomado del software DVM Pro 2.0, SAMSUNG.

- **Paso 6:** Ingresar los datos solicitados en las condiciones de diseño, tales como el modo de flujo de aire, el cual por defecto se coloca en alto, sin embargo, se puede graduar este modo de tres niveles: bajo, medio y alto, después de la instalación del sistema mediante un control remoto inalámbrico; luego se procede a ingresar la carga de enfriamiento total y sensible del área a acondicionar obtenido de la tabla 67 para posteriormente seleccionar el recuadro donde se ubicará la unidad interior. Luego se elige la unidad evaporadora más cercana a la carga de enfriamiento sensible ingresada inicialmente, siempre en exceso para así asegurar el correcto acondicionamiento en el ambiente. Finalmente colocamos añadir “UI” (Unidad Interior), y así procedemos con cada una de estas unidades (ver figura 107).

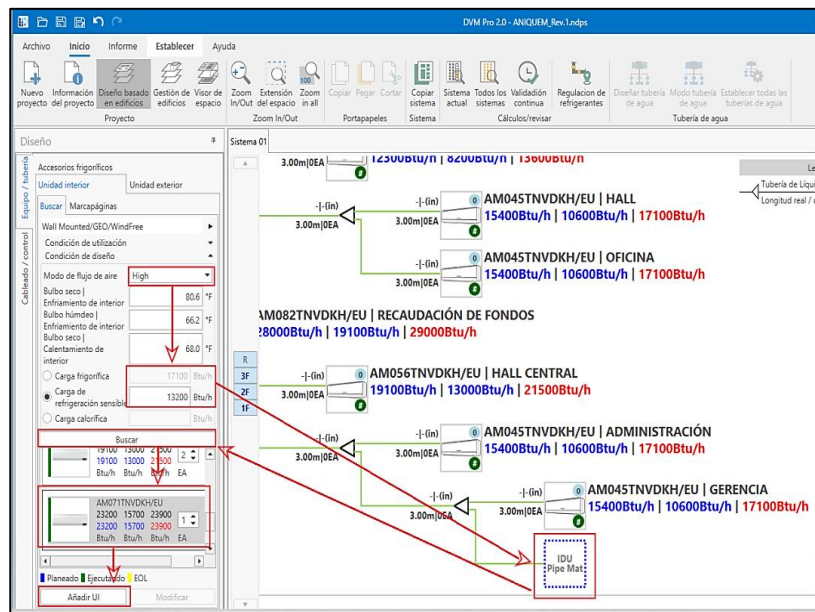


Figura 107. Selección de la capacidad de enfriamiento total de una unidad interior de acuerdo a la carga de enfriamiento requerida, tomado del software DVM Pro 2.0, SAMSUNG.

En las tablas 68, 69 y 70, se resume las capacidades nominales seleccionadas para cada ambiente, obtenidas mediante la aplicación de los seis pasos detallados anteriormente.

Tabla 68. Resumen de las capacidades nominales de las unidades interiores del piso 1 seleccionadas en el programa DVM Pro 2.0

It	Ambiente	Capacidad nominal sensible de UI (Btu/h)	Capacidad nominal total de UI (Btu/h)
1	Servicio social	10,600	15,400
2	Admisión	5,100	7,500
3	Taller de presoterapia	19,100	28,000
4	Hall de ingreso	13,000	19,100
TOTAL		47,800	70,000

Fuente: Elaborado en base al programa DVM Pro 2.0 y a la carga de enfriamiento sensible y total.

Tabla 69. Resumen de las capacidades nominales de las unidades interiores del piso 2 seleccionadas en el programa DVM Pro 2.0

It	Ambiente	Capacidad nominal sensible de UI (Btu/h)	Capacidad nominal total de UI (Btu/h)
5	Consultorio psicología	8,200	12,300
6	Consultorio rehabilitación	6,500	9,600
7	Terapia ocupacional 2	10,600	15,400
8	Consultorio	5,100	7,500
9	Terapia física	8,200	12,300
10	Hall de Espera	6,500	9,600
11	Terapia ocupacional 1	10,600	15,400
12	Comedor	19,100	28,000
TOTAL		74,800	110,100

Fuente: Elaborado en base al programa DVM PRO 2.0 y a la carga de enfriamiento sensible y total.

Tabla 70. Resumen de las capacidades nominales de las unidades interiores del piso 3 seleccionadas en el programa DVM Pro 2.0

It	Ambiente	Capacidad nominal sensible de UI (Btu/h)	Capacidad nominal total de UI (Btu/h)
13	Administración	10,600	15,400
14	Gerencia	10,600	15,400
15	Sala de reuniones	15,700	23,200
16	Recaudación de fondos	19,100	28,000
17	Hall central	13,000	19,100
18	Taller de ortesis	27,000	38,200
19	Dormitorio	8,200	12,300
20	Hall	10,600	15,400
21	Oficina	10,600	15,400
TOTAL		125,400	182,400

Fuente: Elaborado en base al programa DVM Pro 2.0 y a la carga de enfriamiento sensible y total.

➤ Selección de unidades exteriores

Para seleccionar una correcta capacidad nominal de una unidad exterior, se debe considerar en primer lugar su ratio de combinación (RC), el cual según estándares de SAMSUNG están establecidos entre el 50% al 130%, se puede visualizar gráficamente en la figura 108, dado que si esta relación de combinación supera el 130% se debe considerar riesgoso, porque se reduciría el nivel de confort y generaría un aumento del nivel de ruido (contaminación acústica).

En la presente investigación, la totalidad de las unidades interiores no siempre van a climatizar los ambientes simultáneamente a su máxima capacidad. Por lo tanto, el dimensionamiento de las unidades condensadoras mediante la suma de las cargas máximas de cada unidad interior, se consideraría un sobredimensionamiento. Para ofrecer un dimensionamiento más

económico, rentable y que cumpla con los requerimientos de la ONG ANIQUEM se considera la carga en bloque en lugar de la carga máxima.

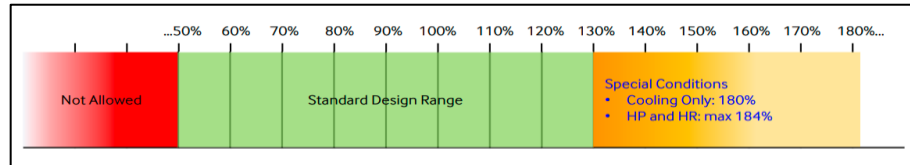


Figura 108. Rangos para la correcta selección de unidades exteriores en función de sus RC. Tomada de la página web de Samsung DVM Pro 2.0.

La relación de combinación está definida por la siguiente fórmula:

$$RC = \frac{\text{Suma de capacidad de enf. nom. de unidades interiores}}{\text{Capacidad de enf. nom. de unidad exterior}} \times 100 \%$$

Las capacidades de enfriamiento nominal de unidades interiores obtenidas en esta investigación, obteniéndose como resultado un total de 362,500 Btu/h, luego se seleccionan las unidades exteriores de acuerdo a la ficha técnica proporcionadas por el fabricante (ver figuras 109 y 110).

De acuerdo con la figura 109, se observa una unidad exterior con una capacidad de 363,100 Btu/h, la cual sería adecuado seleccionarlo, dado que satisface la capacidad de enfriamiento de todas las unidades interiores, pero el equipo estaría sobredimensionado y sería costoso, por ello se opta por utilizar una unidad condensadora con una capacidad de enfriamiento menor, con un valor de 327,600 Btu/h, indicada en la figura 110.

Type			DVM S	DVM S	DVM S	
Model Name			AM380MXVAFCAZ	AM400MXVAFCAZ	AM420MXVAFCAZ	
	Outdoor unit module 1		AM180MXVAFCAZ	AM200MXVAFCAZ	AM100MXVAFCAZ	
	Outdoor unit module 2		AM200MXVAFCAZ	AM200MXVAFCAZ	AM120MXVAFCAZ	
	Outdoor unit module 3		-	-	AM200MXVAFCAZ	
	Outdoor unit module 4		-	-	-	
Power Supply	Ø, #, V, Hz		3, 3, 208-230, 60	3, 3, 208-230, 60	3, 3, 208-230, 60	
Mode			-	COOLING ONLY	COOLING ONLY	
Performance	HP	HP	38	40	42	
		Capacity	Cooling	kW	106.4	112.0
			Btu/h	363,100	382,200	401,300
			US RT	30.25	31.85	33.44

Figura 109. Capacidad nominal de enfriamiento de unidades exteriores, tomado del "libro de datos técnicos DVMS VRF", por SAMSUNG, 2019, p. 42.

Type			DVM S	DVM S	DVM S	
Model Name			AM320MXVAFCAZ	AM340MXVAFCAZ	AM360MXVAFCAZ	
	Outdoor unit module 1		AM120MXVAFCAZ	AM140MXVAFCAZ	AM160MXVAFCAZ	
	Outdoor unit module 2		AM200MXVAFCAZ	AM200MXVAFCAZ	AM200MXVAFCAZ	
	Outdoor unit module 3		-	-	-	
Outdoor unit module 4		-	-	-		
Power Supply	Ø, #, V, Hz		3, 3, 208-230, 60	3, 3, 208-230, 60	3, 3, 208-230, 60	
Mode			COOLING ONLY	COOLING ONLY	COOLING ONLY	
Performance	HP		32	34	36	
	Capacity	Cooling	kW	89.6	96.0	101.0
			Btu/h	305,700	327,600	344,600
			US RT	25.48	27.50	28.72

Figura 110. Capacidad nominal de enfriamiento de unidades exteriores, tomado del “libro de datos técnicos DVMS VRF”, por SAMSUNG, 2019, p. 40.

Por ende, la relación de combinación entre la suma de las capacidades de enfriamiento nominal de las unidades evaporadoras y la capacidad de enfriamiento nominal de la unidad condensadora seleccionada de los libros de datos técnicos de SAMSUNG, proporciona el siguiente resultado:

$$RC = \frac{(15.4 + 7.5 + 28.0 + 19.1 + 12.3 + 9.6 + 15.4 + 38.2 + 7.5 + 12.3 + 9.6 + 15.4 + 15.4 + 15.4 + 23.2 + 28.0 + 19.1 + 47.8 + 12.3 + 15.4 + 15.4)}{327,600} \times 100\%$$

$$RC = 110.65\% \approx 111\%$$

Por consiguiente, el resultado de la relación de combinación del 111%, nos indica que el sistema de aire acondicionado nos puede brindar un 11% adicional de su máxima capacidad, de esta forma obtendríamos un equipo menos costoso y que satisface la capacidad de enfriamiento máxima total.

Retornando al programa DVM Pro 2.0, dirigirse a la pestaña de la unidad exterior, para seleccionar el tipo de unidad condensadora, la cual en esta ocasión se eligió el modelo DVM S Frío Solo.

Finalmente, de acuerdo al resultado obtenido de la relación de combinación, se selecciona el valor de 120% como rango máximo, luego se pulsa el recuadro donde se ubicará la unidad exterior, el cual debe ser seleccionado de acuerdo a la figura 110, para culminar añadiendo la unidad exterior al sistema.

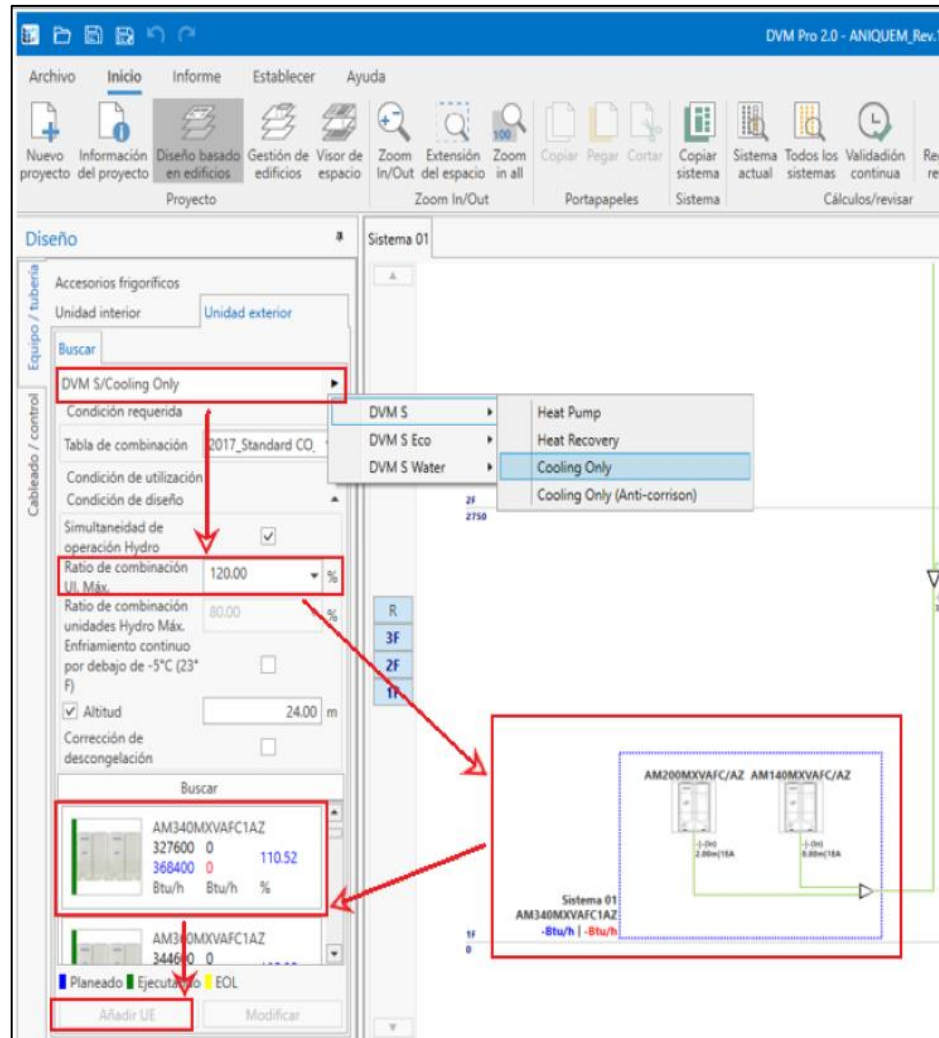


Figura 111. Selección de unidad exterior de acuerdo a los requerimientos de carga total de enfriamiento y su relación de combinación, tomado del software DVM PRO 2.0, SAMSUNG.

De acuerdo a lo antes visto, el condensador seleccionado para el diseño del sistema de aire acondicionado para la ONG ANIQUEM será de 327,600 Btu/h.

Posterior al procedimiento de selección de los equipos por medio del software DVM Pro 2.0, se presenta a manera de resumen la tabla 71, en la cual se muestran las capacidades teóricas y nominales de los equipos de aire acondicionado para cada ambiente de la ONG ANIQUEM.

Tabla 71. Capacidad de enfriamiento nominal de los equipos de aire acondicionado para las oficinas de la ONG ANIQUEM

It	Ambiente	Capacidad de enfriamiento TEÓRICA			Capacidad de enfriamiento de equipos comerciales SAMSUNG		
		Capacidad sensible (Btu/h)	Capacidad Total (Btu/h)	TON	Capacidad sensible (Btu/h)	Capacidad Total (Btu/h)	TON
1	Servicio social	9863.41	12165.41	1.01	10600.00	15400	1.28
2	Admisión	5084.5	7202.266	0.60	5100.00	7500	0.63
3	Taller de presoterapia	18847.86	23606.667	1.97	19100.00	28000	2.33
4	Hall de ingreso	11180.7	18069.63	1.51	13000.00	19100	1.59
5	Consultorio psicología	7153.94	8997.76	0.75	8200.00	12300	1.03
6	Consultorio rehabilitación	6140.8	7832.586	0.65	6500.00	9600	0.80
7	Terapia ocupacional 2	8651.3	11475.21	0.96	10600.00	15400	1.28
8	Consultorio	2997.03	4485.22	0.37	5100.00	7500	0.63
9	Terapia física	7473.33	10351.95	0.86	8200.00	12300	1.03
10	Hall de Espera	5520.74	8860.34	0.74	6500.00	9600	0.80
11	Terapia ocupacional 1	8345.59	11790.04	0.98	10600.00	15400	1.28
12	Comedor	18867.42	24641.24	2.05	19100.00	28000	2.33
13	Administración	8929.66	10397.57	0.87	10600.00	15400	1.28
14	Gerencia	9820.43	11403.73	0.95	10600.00	15400	1.28
15	Sala de reuniones	13227.31	17143.63	1.43	15700.00	23200	1.93
16	Recaudación de fondos	16655.33	22043.81	1.84	19100.00	28000	2.33
17	Hall central	12509.4	16062.07	1.34	13000.00	19100	1.59
18	Taller de ortesis	25534.02	27109.53	2.26	27000.00	38200	3.18
19	Dormitorio	6800.72	7900.49	0.66	8200.00	12300	1.03
20	Hall	8951.76	10052.08	0.84	10600.00	15400	1.28
21	Oficina	9863.47	10829.27	0.90	10600.00	15400	1.28
TOTAL		222,418.72	282,420.50	23.54	248,000.00	362,500.00	30.21

Fuente: Elaborado en base a la capacidad de enfriamiento calculado para cada ambiente de la ONG ANIQUEM y en base a la selección de los equipos de aire acondicionado VRF en la marca SAMSUNG.

La capacidad nominal de enfriamiento total de los equipos de la marca SAMSUNG obtenidos de la tabla 71, alcanzó un valor de 30.21 TON de refrigeración.

En las tablas 72 y 73 se detalló la capacidad y los modelos de los equipos seleccionados para cada ambiente de la ONG ANIQUEM, las fichas técnicas se adjuntan en los ANEXOS del 66 al 76.

Tabla 72. Selección de los equipos de aire acondicionado interiores para las oficinas de la ONG ANIQUEM

It	Ambiente	Capacidad de enfriamiento de equipos comerciales SAMSUNG				Modelo del Equipo Interior
		Capacidad sensible (Btu/h)	TON	Capacidad Total (Btu/h)	TON	
1	Servicio social	10600.00	0.88	15400	1.28	AM045TNVDKH/EU
2	Admisión	5100.00	0.43	7500	0.63	AM022TNVDKH/EU
3	Taller de presoterapia	19100.00	1.59	28000	2.33	AM082TNVDKH/EU
4	Hall de ingreso	13000.00	1.08	19100	1.59	AM056TNVDKH/EU
5	Consultorio psicología	8200.00	0.68	12300	1.03	AM036TNVDKH/EU
6	Consultorio rehabilitación	6500.00	0.54	9600	0.80	AM028TNVDKH/EU
7	Terapia ocupacional 2	10600.00	0.88	15400	1.28	AM045TNVDKH/EU
8	Consultorio	5100.00	0.43	7500	0.63	AM022TNVDKH/EU
9	Terapia física	8200.00	0.68	12300	1.03	AM036TNVDKH/EU
10	Hall de Espera	6500.00	0.54	9600	0.80	AM028TNVDKH/EU
11	Terapia ocupacional 1	10600.00	0.88	15400	1.28	AM045TNVDKH/EU
12	Comedor	19100.00	1.59	28000	2.33	AM082TNVDKH/EU
13	Administración	10600.00	0.88	15400	1.28	AM082TNVDKH/EU
14	Gerencia	10600.00	0.88	15400	1.28	AM045TNVDKH/EU
15	Sala de reuniones	15700.00	1.31	23200	1.93	AM071TNVDKH/EU
16	Recaudación de fondos	19100.00	1.59	28000	2.33	AM082TNVDKH/EU
17	Hall central	13000.00	1.08	19100	1.59	AM056TNVDKH/EU
18	Taller de ortesis	27000.00	2.25	38200	3.18	AM112JNC DKH/EU
19	Dormitorio	8200.00	0.68	12300	1.03	AM036TNVDKH/EU
20	Hall	10600.00	0.88	15400	1.28	AM045TNVDKH/EU
21	Oficina	10600.00	0.88	15400	1.28	AM045TNVDKH/EU
TOTAL		248,000.00	20.67	362,500.00	30.21	

Fuente: Elaborado en base a la selección de los equipos de aire acondicionado VRF en la marca SAMSUNG.

Tabla 73. Selección del equipo de aire acondicionado exterior para las oficinas de la ONG ANIQUEM

It	Ambiente	Capacidad de enfriamiento del condensador VRF SAMSUNG		Modelo del Equipo Exterior
		Capacidad Total (Btu/h)	Ratio	
1	Patio de juegos	327,600.00	1.11	AM340MXVAFCAZ

Fuente: Elaborado en base a la selección de los equipos de aire acondicionado VRF en la marca SAMSUNG.

4.6.3. Etapa 3: Dimensionamiento de la tubería de refrigeración

a) Selección del tipo de tubería

En la actualidad, los ingenieros especialistas en HVAC, estilan a trabajar con tuberías de cobre para el diseño de sistemas de aire acondicionado de expansión directa tipo VRF (flujo de refrigerante variable).

Existen dos principales normas para tubos de cobre que especifican los tipos de tubos a emplear dependiendo su aplicación, los cuales son:

- La norma ASTM B88, la cual dispone de requerimientos para tubos de cobre aplicados a la fontanería, al transporte de fluidos y para uso común, además detalla tres tipos de tubos los cuales son K, L y M (ver figura 112).
- La norma ASTM B280, detalla el empleo del tubo de cobre ACR, el cual es utilizado en aplicaciones de refrigeración y aire acondicionado.

(All tolerances are plus and minus except as otherwise indicated)												
Nominal or Standard Size, in.	Outside Diameter, in.	Average Outside Diameter ^A Tolerance, in.		Wall Thickness and Tolerances, in.						Theoretical Weight, lb/ft		
		Annealed	Drawn	Type K		Type L		Type M		Type K	Type L	Type M
				Wall Thickness	Tolerance ^B	Wall Thickness	Tolerance ^B	Wall Thickness	Tolerance ^B			
¼	0.375	0.002	0.001	0.035	0.0035	0.030	0.003	^C	^C	0.145	0.126	^C
⅜	0.500	0.0025	0.001	0.049	0.005	0.035	0.004	0.025	0.002	0.269	0.198	0.145
½	0.625	0.0025	0.001	0.049	0.005	0.040	0.004	0.028	0.003	0.344	0.285	0.204
⅝	0.750	0.0025	0.001	0.049	0.005	0.042	0.004	^C	^C	0.418	0.362	^C
¾	0.875	0.003	0.001	0.065	0.006	0.045	0.004	0.032	0.003	0.641	0.455	0.328
1	1.125	0.0035	0.0015	0.065	0.006	0.050	0.005	0.035	0.004	0.839	0.655	0.465
1¼	1.375	0.004	0.0015	0.065	0.006	0.055	0.006	0.042	0.004	1.04	0.884	0.682
1½	1.625	0.0045	0.002	0.072	0.007	0.060	0.006	0.049	0.005	1.36	1.14	0.940
2	2.125	0.005	0.002	0.083	0.008	0.070	0.007	0.058	0.006	2.06	1.75	1.46
2½	2.625	0.005	0.002	0.095	0.010	0.080	0.008	0.065	0.006	2.93	2.48	2.03
3	3.125	0.005	0.002	0.109	0.011	0.090	0.009	0.072	0.007	4.00	3.33	2.68
3½	3.625	0.005	0.002	0.120	0.012	0.100	0.010	0.083	0.008	5.12	4.29	3.58
4	4.125	0.005	0.002	0.134	0.013	0.110	0.011	0.095	0.010	6.51	5.38	4.66
5	5.125	0.005	0.002	0.160	0.016	0.125	0.012	0.109	0.011	9.67	7.61	6.66
6	6.125	0.005	0.002	0.192	0.019	0.140	0.014	0.122	0.012	13.9	10.2	8.92
8	8.125	0.006	+ 0.002 - 0.004	0.271	0.027	0.200	0.020	0.170	0.017	25.9	19.3	16.5
10	10.125	0.008	+ 0.002 - 0.006	0.338	0.034	0.250	0.025	0.212	0.021	40.3	30.1	25.6
12	12.125	0.008	+ 0.002 - 0.006	0.405	0.040	0.280	0.028	0.254	0.025	57.8	40.4	36.7

^A The average outside diameter of a tube is the average of the maximum and minimum outside diameter, as determined at any one cross section of the tube.
^B Maximum deviation at any one point.
^C Indicates that the material is not generally available or that no tolerance has been established.

Figura 112. Dimensiones, tolerancias y peso para tamaños nominales de tubos de cobre, tomado de la norma "ASTM B88", 2009, p .3.

Los tubos de cobre ACR se caracterizan por su proceso de limpieza interna, de manera que el fabricante para garantizar que la contaminación sea nula, coloca tapones en ambos extremos del tubo, puede ser

empleado para el acondicionamiento de aire, pero su uso no es muy común debido a su elevado costo.

Por lo tanto, se opta entre otras alternativas tales como los tubos tipo K, L y M, los cuales se diferencian por sus espesores y sus aplicaciones (ver figura 113).

INTERNACIONAL DE IDENTIFICACIÓN		DIÁMETROS NOMINALES		USOS Y APLICACIONES
TIPO	COLOR	MILÍMETROS (PULG.)		
	Rojo	6 (1/4") 10 (3/8") 13 (1/2") 19 (3/4") 25 (1") 32 (1 1/4")	38 (1 1/2") 51 (2") 64 (2 1/2") 75 (3") 100 (4")	Conducción de agua potable Casas de interés social Casas de interés medio Edificios habitacionales Edificios comerciales
	Azul	6 (1/4") 10 (3/8") 13 (1/2") 19 (3/4") 25 (1") 32 (1 1/4")	38 (1 1/2") 51 (2") 64 (2 1/2") 75 (3") 100 (4")	Los mismos que el tipo "M", además de: Instalaciones de gas combustible y medicinal, tomas domiciliarias de agua potable.
	Verde	10 (3/8") 13 (1/2") 19 (3/4") 25 (1")	32 (1 1/4") 38 (1 1/2") 51 (2")	Los mismos que el tipo "L", además de: Uso Industrial donde las presiones y temperaturas de trabajo son severas.

Figura 113. Tipos de tubos de cobre y sus aplicaciones. Tomado del "catálogo de tuberías de cobre", por Nacobre, p. 4.

El tipo K, puede ser usado, cuando los requisitos de presión y temperatura son muy elevados, además se emplean para trabajos severos, del mismo modo el tipo M, no es recomendable usarlo, si los fluidos que recorren dichos tubos son refrigerantes con altas presiones de trabajo como el R-410A pudiendo ocasionar severos daños de emplearse inadecuadamente, por consiguiente, en la industria del aire acondicionado generalmente se utiliza el tipo L ya que sus presiones de trabajo son ideales para trabajar con refrigerantes como el R-410A, el cual posee altas presiones durante su operación en el sistema, por otra parte dispone de opciones tanto como tubos rígidos (duros) y flexible (blandos).

Cabe resaltar, que adicionalmente de su aplicación en la fontanería, también puede ser empleado para tuberías contra incendios, HVAC y aire

comprimido, su uso está avalado por la ASHRAE (ver figura 114), la cual nos indica que para aplicaciones con refrigerantes es propicio y recomendable utilizar tubería de cobre tipo L.

Application	Size, in.	Material	Weight	Joint Type	Fitting Material	System ^a	
						Class (When Applicable)	Temperature, Maximum Pressure at Temperature, ^{a,b} psi
		Steel B Type E (ERW) or S	Schedule 80	Weld Flange	Cast iron Wrought steel Wrought steel Cast iron	125 XS 300 250	100 700 500 200
Ground-source heat pump	0.25 to 2	Copper, hard or soft	Type L or ACR	Flared or brazed	Wrought or cast Cu	200	205 Type L soft, 435 Type L hard, 240 ACR soft, 500 ACR hard
	0.375 to 1.0	PEX (barrier)	SDR-9	Crimp Clamp Expansion Compression Push fit Proprietary	Bronze Brass Copper Engineered plastic	180	100
Refrigerant		Steel B Type E (ERW)	Schedule 40	Weld			Wrought steel
	0.375 to 4.125	Copper, hard	Type L or ACR	Braze	Wrought or Forged Cu	200	435 Type L hard, 240 ACR soft

Figura 114. Aplicaciones comunes de tuberías, accesorios y válvulas para aire acondicionado y calefacción. Tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 22.3.

Las ventajas que nos ofrece la tubería de cobre frente a otros tipos de tuberías, para esta aplicación en específico, son las siguientes:

- Las tuberías de cobre constituyen un material de construcción ligero, lo que facilita su transporte, a diferencia de las tuberías de acero.
- La instalación del sistema es mucho más sencilla, debido que se pueden adaptar con facilidad al espacio disponible.
- La resistencia a la corrosión, brindándole así a las tuberías mayor durabilidad con el pasar del tiempo.
- Posee una buena conductividad térmica, por ende, es el ideal también para fabricar los serpentines de sistemas de calefacción, aire acondicionado y refrigeración.

Según la norma AHRI 540 (2020), establece una serie de índices de condiciones estándar para los compresores de refrigerantes que se emplean en los acondicionadores de aire, bombas de calor y refrigeración, entonces en la figura 115, la temperatura del punto de rocío de descarga es de 115°F (46.11°C).

Compression Cycle			Low Side		High Side - Subcritical		High Side - Transcritical	
Application	Rating Test Point	Cycle Type	Suction Dew Point Temperature, °F	Superheat, R (or Return Gas Temperature) ^{4,5} , °F	Discharge Dew Point Temperature, °F	Condenser Exit Sub Cooling ⁶ , R	Discharge Pressure, psia	Gas Cooler Exit Temperature, °F
AC and HP	Heating	Subcritical	5	20 (25)	95	0	NA ⁷	
	Cooling	Subcritical	50	20 (70)	115	0	NA ⁷	
Refrigeration	High	Subcritical	45	20 (65 ⁸)	130	0	NA ⁷	
		Subcritical (NH ₃)		10 (55)	95	0	NA ⁷	
		Transcritical (CO ₂)		20 (65 ⁸)	NA ⁷		1300	95
	Medium	Subcritical	20	20 (65 ⁸)	110	0	NA ⁷	
		Subcritical (NH ₃)		10 (30)	95	0	NA ⁷	
		Transcritical (CO ₂)		20 (65 ⁸)	NA ⁷		1300	95
	Low	Subcritical	-25	20 (40 ⁸)	105	0	NA ⁷	
		Subcritical (NH ₃)		10 (-15)	95	0	NA ⁷	
		Transcritical (CO ₂)		20 (40 ⁸)	NA ⁷		1300	95
		Cascade / Booster		20 (40 ⁸)	20	0	NA ⁷	

Notes:
1. If airflow across the compressor or other external methods of cooling are used to determine ratings, they shall be specified by the compressor manufacturer.
2. If liquid refrigerant injection is used to control compressor discharge temperature, without any derived subcooling benefits of the liquid entering the evaporator, it shall be specified by the compressor manufacturer.
3. Ratings are based on 95 °F ambient temperature surrounding compressor.
4. Return gas temperature entering the compressor is assumed to be useful superheat for Refrigerating Capacity calculation.
5. Refer to Appendix D for superheat correction for Refrigerating Capacity.
6. Refer to Appendix C for subcooling calculation for Refrigerating Capacity.
7. NA: Not Applicable
8. Alternate return gas temperatures provided intentionally.

Figura 115. Índices de condiciones estándar de los compresores de refrigerante, tomado de la norma "AHRI estándar 540", 2020, p. 11.

Dado que la presión para esta temperatura no se ubica dentro de la figura 116 (Tabla de presión temperatura de los refrigerantes), se debe interpolar entre las presiones de las temperaturas de 114.9°F (46°C) y 116.6°F (47°C).

TABLA PRESION - TEMPERATURA - a nivel del mar																	
Vacio - Pulgadas de HG					Presión manométrica - psig												
Itálica					Negrita												
TEMPERATURA °C	REFRIGERANTE (CÓDIGO SPORLAN)				TEMPERATURA °C	REFRIGERANTE (CÓDIGO SPORLAN)				TEMPERATURA °C	REFRIGERANTE (CÓDIGO SPORLAN)						
	R-22(V)	R-410A(Z)	R-407C(N)	R-12(F)		R-134a(L)	R-22(V)	R-410A(Z)	R-407C(N)		R-12(F)	R-134a(L)	R-22(V)	R-410A(Z)	R-407C(N)	R-12(F)	R-134a(L)
-50	10.9	0.4	15.1	18.3	21.1	-10	36.8	68.6	30.9	17.1	14.4	25	136.8	225.2	155.7	79.7	81.8
-48	8.9	2.1	13.4	17.1	20.0	-9	38.6	71.5	32.6	18.2	15.5	26	140.8	231.6	160.3	82.3	84.7
-46	6.7	3.9	11.5	15.8	18.9	-8	40.5	74.6	34.4	19.4	16.8	27	145.0	238.1	165.0	84.9	87.7
-44	4.3	5.8	9.5	14.3	17.6	-7	42.5	77.7	36.3	20.6	18.0	28	149.3	244.8	169.9	87.6	90.7
-42	1.7	7.9	7.2	12.7	16.2	-6	44.4	80.8	38.2	21.8	19.3	29	153.8	251.5	174.8	90.4	93.8
-40	0.5	10.1	4.8	11.0	14.7	-5	46.5	84.1	40.2	23.1	20.6	30	158.2	258.5	179.8	93.2	97.0
-39	1.3	11.3	3.5	10.1	13.9	-4	48.6	87.4	42.2	24.4	22.0	31	162.8	265.5	184.9	96.0	100.2
-38	2.0	12.5	2.2	9.1	13.0	-3	50.8	90.8	44.2	25.8	23.4	32	167.4	272.7	190.2	98.9	103.6
-37	2.8	13.7	1.8	8.2	12.1	-2	53.0	94.3	46.4	27.1	24.8	33	172.1	280.0	195.5	101.9	106.9
-36	3.6	15.1	0.3	7.1	11.2	-1	55.2	97.9	48.6	28.6	26.3	34	177.0	287.5	200.9	105.0	110.4
-35	4.5	16.5	1.0	6.1	10.3	0	57.5	101.6	50.9	30.0	27.8	35	181.9	295.1	206.4	108.0	113.9
-34	5.3	17.9	1.8	5.0	9.3	1	59.9	105.3	53.1	31.5	29.3	36	186.9	302.8	212.0	111.2	117.6
-33	6.2	19.3	2.6	3.9	8.2	2	62.4	109.1	55.6	33.0	30.9	37	192.0	310.7	217.8	114.4	121.2
-32	7.1	20.8	3.4	2.7	7.2	3	64.9	113.1	58.0	34.6	32.6	38	197.2	318.7	223.6	117.6	125.0
-31	8.1	22.4	4.3	1.5	6.1	4	67.4	117.1	60.5	36.2	34.3	39	202.3	326.9	229.5	121.0	128.8
-30	9.1	24.0	5.2	0.2	4.9	5	70.0	121.2	63.1	37.8	36.0	40	207.8	335.2	235.6	124.4	132.7
-29	10.1	25.7	6.1	0.48	3.7	6	72.7	125.5	65.8	39.5	37.8	41	213.3	343.7	241.7	127.8	136.7
-28	11.2	27.4	7.0	1.14	2.4	7	75.5	129.8	68.5	41.2	39.6	42	218.9	352.4	248.0	131.3	140.8
-27	12.2	29.2	8.0	1.81	1.1	8	78.3	134.2	71.3	43.0	41.5	43	224.5	361.2	254.4	134.9	144.9
-26	13.4	31.0	9.0	2.51	0.1	9	81.2	138.7	74.1	44.8	43.5	44	230.3	370.1	260.9	138.5	149.2
-25	14.5	32.9	10.1	3.2	0.8	10	84.1	143.3	77.1	46.6	45.4	45	236.2	379.3	267.5	142.2	153.5
-24	15.7	34.8	11.2	4.0	1.5	11	87.1	148.0	99.8	48.5	47.5	46	242.2	388.6	274.2	146.0	157.9
-23	17.0	36.8	12.3	4.7	2.2	12	90.2	152.8	103.2	50.4	49.6	47	248.3	398.0	281.0	149.8	162.4
-22	18.2	38.8	13.5	5.5	3.0	13	93.3	157.7	106.8	52.4	51.7	48	254.5	407.7	288.0	153.7	167.0
-21	19.5	41.0	14.7	6.3	3.8	14	96.5	162.7	110.4	54.4	53.9	49	260.8	417.5	295.0	157.7	171.7
-20	20.9	43.1	15.9	7.2	4.6	15	99.8	167.8	114.1	56.5	56.1	50	267.2	427.4	302.2	161.7	176.4
-19	22.3	45.4	17.2	8.0	5.4	16	103.2	173.0	117.9	58.6	58.4	51	273.7	437.6	309.5	165.9	181.3
-18	23.6	47.7	18.6	8.9	6.3	17	106.6	178.4	121.7	60.7	60.8	52	280.3	447.9	317.0	170.0	186.2
-17	25.1	50.1	19.9	9.8	7.2	18	110.1	183.8	125.7	62.9	63.2	53	287.1	458.5	324.5	174.3	191.2
-16	26.6	52.5	21.4	10.8	8.1	19	113.7	189.4	129.7	65.2	65.7	54	293.9	469.2	332.2	178.6	196.4
-15	28.2	55.0	22.8	11.8	9.1	20	117.3	195.1	133.8	67.5	68.2	55	300.9	480.1	340.0	183.0	201.6
-14	29.8	57.6	24.3	12.8	10.1	21	121.1	200.8	138.0	69.8	70.8	56	308.0	491.2	347.9	187.4	206.9
-13	31.5	60.2	25.9	13.8	11.1	22	124.9	206.8	142.3	72.2	73.5	57	315.2	502.5	356.0	192.0	212.3
-12	33.2	63.0	27.5	14.8	12.2	23	128.8	212.8	146.7	74.6	76.2	58	322.5	514.0	364.2	196.6	217.8
-11	35.0	65.7	29.1	15.9	13.3	24	132.7	218.9	151.1	77.1	79.0	59	329.9	525.7	372.5	201.3	223.4

Para determinar Subenfriamiento para R-407C use los valores de PUNTO DE EBULLICIÓN (temperaturas mayores que 10°C - Fondo Gris);
Para determinar Recalentamiento para R-407C use los valores de PUNTO DE ROCÍO (temperaturas de 10°C y menores).

Figura 116. Uso de la Tabla de presión – temperatura de los refrigerantes, tomado de "Uso de la tabla P-T como herramienta de servicio", por Sporlan, 2011, p. 6.

Se obtuvo como resultado una presión de descarga de 389.64 PSI, por lo tanto, las tuberías de alta presión con refrigerante R-410A en el sistema de aire acondicionado, trabajarán aproximadamente a 389.64 PSI.

Seleccionado el tipo tubo de cobre y hallada la presión de trabajo del refrigerante en el sistema, nos dirigimos a la tabla de algún fabricante donde se debe verificar que el diseño de estos tubos sea en base a la norma ASTM B88, sea tubo rígido (duro) tipo L y que cumpla con las presiones de trabajo del R-410A a las condiciones de temperatura de acuerdo con la norma AHRI 540.

La ficha técnica obtenida de la empresa Termomecánica (ver figura 117), nos muestra la gama de presiones de trabajo para tubos duros (H58) y blandos (O50), en la cual se puede visualizar que los diámetros van desde ¼” hasta 2 ½” (la marca SAMSUNG establece para capacidades máximas de las unidades exteriores, un diámetro de 2 1/8” como medida límite), las presiones de trabajo se encuentran por encima de la presión de operación del sistema (389.64 PSI). Por lo tanto, se pudo contrastar que la selección del tubo de cobre tipo L, es la adecuada para los sistemas de aire acondicionado que operen con refrigerante R-410A.

MEDIDA ESTÁNDAR	DIÁMETRO EXTERNO		ESPESOR DE PARED		PESO TEÓRICO		PRESIÓN DE TRABAJO				LARGO	
	(in)	(in)	(mm)	(in)	(mm)	(lb/ft)	(kg/m)	H58 (psi)	H58 (MPa)	O50 (psi)	O50 (MPa)	(ft)
1/4	0,375	9,53	0,030	0,76	0,125	0,186	1235,05	8,52	1012,74	6,98	20	6096
3/8	0,500	12,70	0,035	0,89	0,197	0,294	1076,41	7,42	882,65	6,09		
1/2	0,625	15,88	0,040	1,02	0,285	0,424	981,73	6,77	805,02	5,55		
5/8	0,750	19,05	0,042	1,07	0,361	0,538	852,68	5,88	699,20	4,82		
3/4	0,875	22,23	0,045	1,14	0,452	0,672	775,34	5,35	635,78	4,38		
1	1,125	28,58	0,050	1,27	0,652	0,970	668,03	4,61	547,78	3,78		
1.1/4	1,375	34,93	0,055	1,40	0,882	1,313	600,37	4,14	492,30	3,39		
1.1/2	1,625	41,28	0,060	1,52	1,135	1,690	550,07	3,79	451,06	3,11		
2	2,125	53,98	0,070	1,78	1,746	2,598	491,06	3,39	402,67	2,78		
2.1/2	2,625	66,68	0,080	2,03	2,466	3,669	452,42	3,12	370,98	2,56		
3	3,125	79,38	0,090	2,29	3,317	4,936	428,15	2,95	351,08	2,42		
3.1/2	3,625	92,08	0,100	2,54	4,273	6,359	408,97	2,82	335,36	2,31		
4	4,125	104,78	0,110	2,79	5,346	7,956	394,47	2,72	323,46	2,23		

Figura 117. Tubo de cobre tipo L – Dimensiones, pesos y presión de acuerdo con la norma ASTM B88, tomado de “Tubos para agua, gas y refrigeración”, por Termomecánica, p. 3.

b) Dimensionamiento del sistema de tuberías

Según Stanford III y Spach (2019) sostienen que, los fabricantes de equipos de aire acondicionado suministrarán información detallada y específica sobre el dimensionamiento de las tuberías para refrigerantes.

Por consiguiente, este procedimiento se realizó empleando el programa DVM Pro 2.0 de la marca SAMSUNG, el cual automáticamente selecciona los diámetros de las tuberías y los derivadores-Y idóneos, de acuerdo a las capacidades de enfriamiento del sistema; adicionalmente validará las distancias ingresadas entre unidades interiores, desde una unidad interior hasta una unidad exterior, entre derivadores-Y, etc., haciendo cumplir con los límites máximos establecidos; por ello en este apartado se detallará los parámetros, tamaños y modelos que se consideran al momento de realizar manera automática el dimensionado del sistema de tuberías, explicando paso a paso lo establecido por la marca SAMSUNG en su manual de instalación de aire acondicionado.

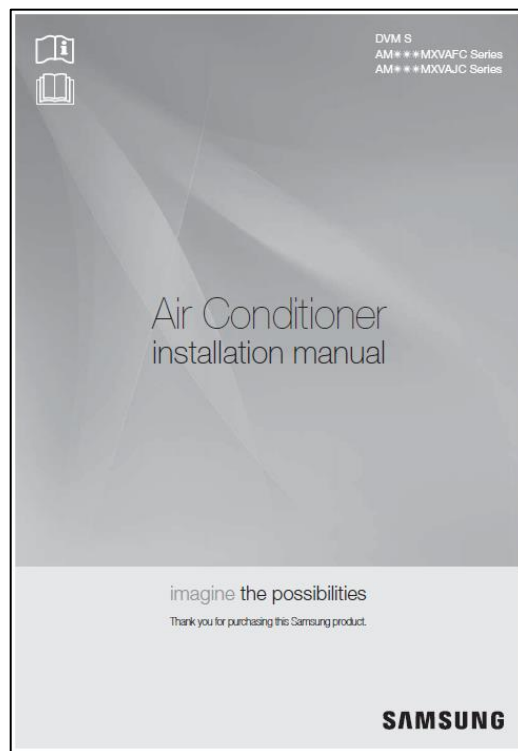


Figura 118. Portada del manual de aire acondicionado VRF, tomado del “Manual de instalación”, por SAMSUNG, p. 1.

Para comenzar con la selección de las dimensiones de tuberías según el manual de SAMSUNG, se debe tener en consideración lo siguiente:

- La selección de las tuberías se debe realizar dentro de la longitud máxima permitida; la diferencia de altura y la longitud después de los derivadores deben ser mínimas.
- Se debe emplear tuberías certificadas, que cumplan las presiones de operación del refrigerante R-410A.

Posteriormente, se procedió a seleccionar el tamaño de tuberías dependiendo de la capacidad de enfriamiento y la conexión entre equipos, por ejemplo, es diferente la dimensión de una tubería conectada a una unidad exterior que otra conectada a una unidad interior, por ello el libro de datos técnicos de SAMSUNG, el cual nos brinda unas tablas donde se debe seleccionar de manera correcta los diámetros de las tuberías, y así evitar fallas al momento de la operación del sistema.

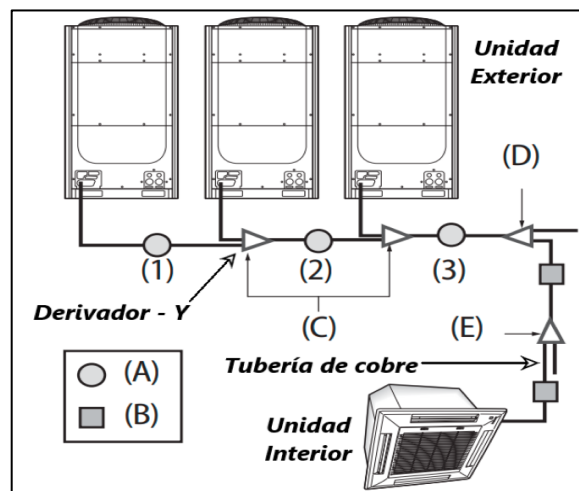


Figura 119. Disposición del sistema de aire acondicionado VRF, tomado del "libro de datos técnicos DVMS VRF", por SAMSUNG, 2019, p. 96.

La figura 119, sirve de guía para visualizar las cinco etapas del dimensionamiento, que comprende la selección de los derivadores-Y y los diámetros de las tuberías. (Manual de instalación de aire acondicionado SAMSUNG).

- **ETAPA (A)**

- **Dimensionamiento de la tubería principal conectada a la unidad exterior**

Seleccionar el tamaño de la tubería principal según la tabla 74:

Tabla 74. *Tamaño de tuberías de acuerdo a la capacidad de la unidad exterior*

Capacidad de Unidad Exterior (Enfriamiento)	Longitud de tubería principal de menos de 90m		Longitud de tubería principal superior a 90m	
	Línea de líquido (pulg)	Línea de gas (pulg)	Línea de líquido (pulg)	Línea de gas (pulg)
76.4 MBTU/h	3/8	3/4	1/2	7/8
95.5 MBTU/h	3/8	7/8	1/2	1
114.6 MBTU/h	1/2	1 1/8	5/8	1 1/8
136.5 MBTU/h	1/2	1 1/8	5/8	1 1/8
153.5 MBTU/h	1/2	1 1/8	5/8	1 1/4
172.0 MBTU/h	5/8	1 1/8	3/4	1 1/4
191.1 MBTU/h	5/8	1 1/8	3/4	1 1/4
210.2 MBTU/h	5/8	1 1/8	3/4	1 1/4
229.3 MBTU/h	5/8	1 3/8	3/4	1 1/2
251.1 MBTU/h ~ 286.6 MBTU/h	3/4	1 3/8	7/8	1 1/2
305.7 MBTU/h ~ 324.8 MBTU/h	3/4	1 3/8	7/8	1 1/2
346.7 MBTU/h	3/4	1 5/8	7/8	1 5/8
366.7 MBTU/h ~ 461.3 MBTU/h	3/4	1 5/8	7/8	1 5/8
478.4 MBTU/h ~ 573.9 MBTU/h	3/4	1 5/8	7/8	2 1/8
591.3 MBTU/h ~ 767.0 MBTU/h	7/8	2 1/8	1	2 1/8

Fuente: Tomado del “libro de datos técnicos DVMS VRF”, por SAMSUNG, 2019, p. 94.

Se acota adicionalmente lo siguiente:

- De no disponerse de tubos de cobre de 1”, reemplazar por tubos de 1 1/8”.
- De no disponerse de tubos de cobre de 1 1/4”, reemplazar por tubos de 1 3/8”.

- De no disponerse de tubos de cobre de 1 1/2", reemplazar por tubos de 1 5/8".

- **ETAPA (B)**

- **Dimensionamiento de la tubería entre derivadores-Y**

Seleccionar el tamaño de tubería según la suma de las capacidades de las unides interiores que se conectan después del derivador, el cual se observa en la tabla 75.

Tabla 75. *Tamaño de tuberías de acuerdo a la suma de capacidades de unidades interiores*

Capacidad de Unidad Interior	Longitud de la tubería de derivación dentro de los 45 m		Longitud de la tubería de derivación entre los 45~90 m	
	Línea de líquido (pulg)	Línea de gas (pulg)	Línea de líquido (pulg)	Línea de gas (pulg)
51.2 MBTU/h e inferior	3/8	5/8	1/2	3/4
> 51.2 MBTU/h ~ ≤ 76.4 MBTU/h	3/8	3/4	1/2	7/8
>76.4 MBTU/h ~ ≤ 95.9 MBTU/h	3/8	7/8	1/2	1
>95.9 MBTU/h ~ ≤ 136.5 MBTU/h	1/2	1 1/8	5/8	1 1/8
>136.5 MBTU/h ~ ≤ 153.5 MBTU/h	1/2	1 1/8	5/8	1 1/4
>153.5 MBTU/h ~ ≤ 216.0 MBTU/h	5/8	1 1/8	3/4	1 1/4
>216.0 MBTU/h ~ ≤ 239.9 MBTU/h	5/8	1 3/8	3/4	1 1/2
>239.9 MBTU/h ~ ≤ 335.8 MBTU/h	3/4	1 3/8	7/8	1 1/2
>335.8 MBTU/h ~ ≤ 461.3 MBTU/h	3/4	1 5/8	7/8	1 5/8
>461.3 MBTU/h ~ ≤ 576.7 MBTU/h	3/4	1 5/8	7/8	2 1/8
Más de 576.7 MBTU/h	7/8	2 1/8	1	2 1/8

Fuente: Tomado del "libro de datos técnicos DVMS VRF", por SAMSUNG, 2019, p. 95.

Si el tamaño de la tubería entre los derivadores (B) es mayor que el tamaño de la tubería conectada a la unidad exterior (A), aplicar el tamaño de la tubería (A),

Se acota adicionalmente lo siguiente:

- De no disponerse de tubos de cobre de 1", reemplazar por tubos de 1 1/8".
- De no disponerse de tubos de cobre de 1 1/4", reemplazar por tubos de 1 3/8".
- De no disponerse de tubos de cobre de 1 1/2", reemplazar por tubos de 1 5/8".

➤ **Dimensionamiento de la tubería entre el derivadores-Y y la unidad interior**

Seleccionar la tubería de acuerdo a la capacidad de la unidad interior, el cual se observa en la tabla 76.

Tabla 76. *Tamaño de tuberías de acuerdo a la capacidad de la unidad interior*

Capacidad de Unidad Interior	Tamaño de tubo (O.D.)	
	Línea de líquido (pulg)	Línea de gas (pulg)
20.5 MBTU/h e inferior	1/4	1/2
24.2 MBTU/h ~ 54.6 MBTU/h	3/8	5/8
68.2 MBTU/h ~ 78.5 MBTU/h	3/8	3/4
Más de 78.5 MBTU/h	3/8	7/8

Fuente: Tomado del "libro de datos técnicos DVMS VRF", por SAMSUNG, 2019, p. 95.

• **ETAPA (C)**

➤ **Selección de derivadores-Y entre las unidades exteriores**

Seleccionar de acuerdo a la tabla 77 el derivador-Y adecuado.

Tabla 77. Modelos de derivadores-Y entre unidades exteriores

Clasificación	Nombre de modelo	Especificación
Derivador-Y para unidades exteriores (C)	MXJ-TA3419M	Menos de 461.3MBTU/h
	MXJ-TA4122M	Más de 461.3 MBTU/h

Fuente: Tomado del “libro de datos técnicos DVMS VRF”, por SAMSUNG, 2019, p. 96.

- **ETAPA (D)**

- **Selección del primer derivador-Y del sistema**

Seleccionar de acuerdo a la capacidad de la unidad exterior, el cual se observa en la tabla 78.

Tabla 78. Modelos de derivadores-Y entre unidades exteriores

Clasificación	Capacidad de unidad exterior	Modelo de derivador-Y
Derivador-Y (D)	136.5 MBTU/h e inferior	MXJ-YA2512M
	136.5 MBTU/h ~ 153.5 MBTU/h	MXJ-YA2812M
	153.5 MBTU/h ~ 239.9 MBTU/h	MXJ-YA2815M
	239.9 MBTU/h ~ 335.8 MBTU/h	MXJ-YA3419M
	335.8 MBTU/h ~ 461.3 MBTU/h	MXJ-YA4119M
	Más de 461.3 MBTU/h	MXJ-YA4422M

Fuente: Tomado del “libro de datos técnicos DVMS VRF”, por SAMSUNG, 2019, p. 96.

- **ETAPA (E)**

- **Selección derivadores-Y secundarios**

Elegir el derivador-Y acorde a la unidad interior que se conecta después, el cual se observa en la tabla 79.

Tabla 79. Modelos de derivadores-Y entre unidades interiores

Clasificación	Modelo de derivador-Y	Especificación
Derivador-Y (E)	MXJ-YA1509M	Menos de 51.2 MBTU/h
	MXJ-YA2512M	< 51.2 MBTU/h ~ ≤ 135.2 MBTU/h
Derivador-Y (E)	MXJ-YA2812M	< 136. MBTU/h ~ ≤ 153.5 MBTU/h
	MXJ-YA2815M	< 153.5 MBTU/h ~ ≤ 239.9 MBTU/h
	MXJ-YA3419M	< 239.9 MBTU/h ~ ≤ 335.8 MBTU/h
	MXJ-YA4119M	< 335.8 MBTU/h ~ ≤ 461.3 MBTU/h
	MXJ-YA4422M	Más de 461.3 MBTU/h

Fuente: Tomado del “libro de datos técnicos DVMS VRF”, por SAMSUNG, 2019, p.97.

Para complementar el correcto dimensionado del sistema de tuberías, SAMSUNG plantea una serie de condiciones de longitudes admisibles para las tuberías de refrigerante en la tabla 80, tomando como referencia un modelo típico de instalación de un sistema VRF (ver figura 120).

En resumen, lo expuesto anteriormente son los fundamentos principales con los que el programa DVM Pro 2.0 realiza sus cálculos y selección de manera automática, evitando de esta forma caer en errores y posteriormente generar problemas al momento de la puesta en marcha del sistema.

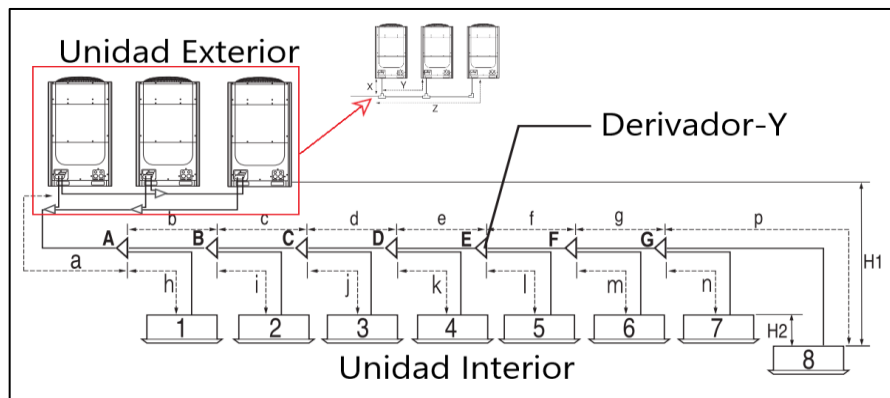


Figura 120. Modelo típico de instalación de equipos de aire acondicionado tipo VRF con sus respectivos derivadores-Y y tuberías de cobre. Tomado del “libro de datos técnicos DVMS VRF”, por SAMSUNG, 2019, p. 106.

Tabla 80. Longitudes admisibles de las tuberías de refrigerante

Clasificación	Condición	Resultado
Longitud admisible máxima permitida de la tubería	Unidad Exterior ~ Unidad Interior	Longitud actual (Longitud equivalente) $a+b+c+d+e+f+g+p \leq 200m$
		Longitud total de tubería (m) $a+b+c+d+e+f+g+h+i+j+k+l+m+n+p \leq 1000 m$
		$x \leq 13 m$
	Unidad Exterior ~ Unidad Exterior	Longitud equivalente (m) $y \leq 13 m$
		$z \leq 13 m$
Diferencia de altura máxima permitida de la tubería	Unidad Exterior ~ Unidad Interior	Diferencia de altura (m) $H1 \leq 110 m$
	Unidad Interior ~ Unidad Interior	Diferencia de altura (m) $H2 \leq 50 m$
Longitud máxima permitida después del derivador-Y	Primer derivador-Y ~ Unidad Interior más lejana	Longitud de tubería $b+c+d+e+f+g+p \leq 45m$

Fuente: Tomado del “libro de datos técnicos DVMS VRF”, por SAMSUNG, 2019, p. 107.

c) Cálculos y verificación del sistema de aire acondicionado mediante el programa DVM Pro-2.0 de SAMSUNG

El programa DVM Pro-2.0, brinda una selección precisa de los diámetros de tuberías de todo el sistema de aire acondicionado y elige el derivadores-Y adecuado en cada bifurcación de tuberías, para ello se prosigue con los siguientes pasos hasta obtener la validación final, lo que resultará en un dimensionamiento exitoso.

- Paso 1:** Realizar la ubicación tentativa de los equipos de aire acondicionado tanto unidades exteriores como interiores en planos de arquitectura, después proceder a trazar el recorrido de las tuberías de refrigeración y la ubicación de los derivadores (ver figura 121). Los planos con la distribución de equipos de aire acondicionado, tuberías de refrigeración y derivadores finales, se visualiza en los ANEXOS del 77 al 79.

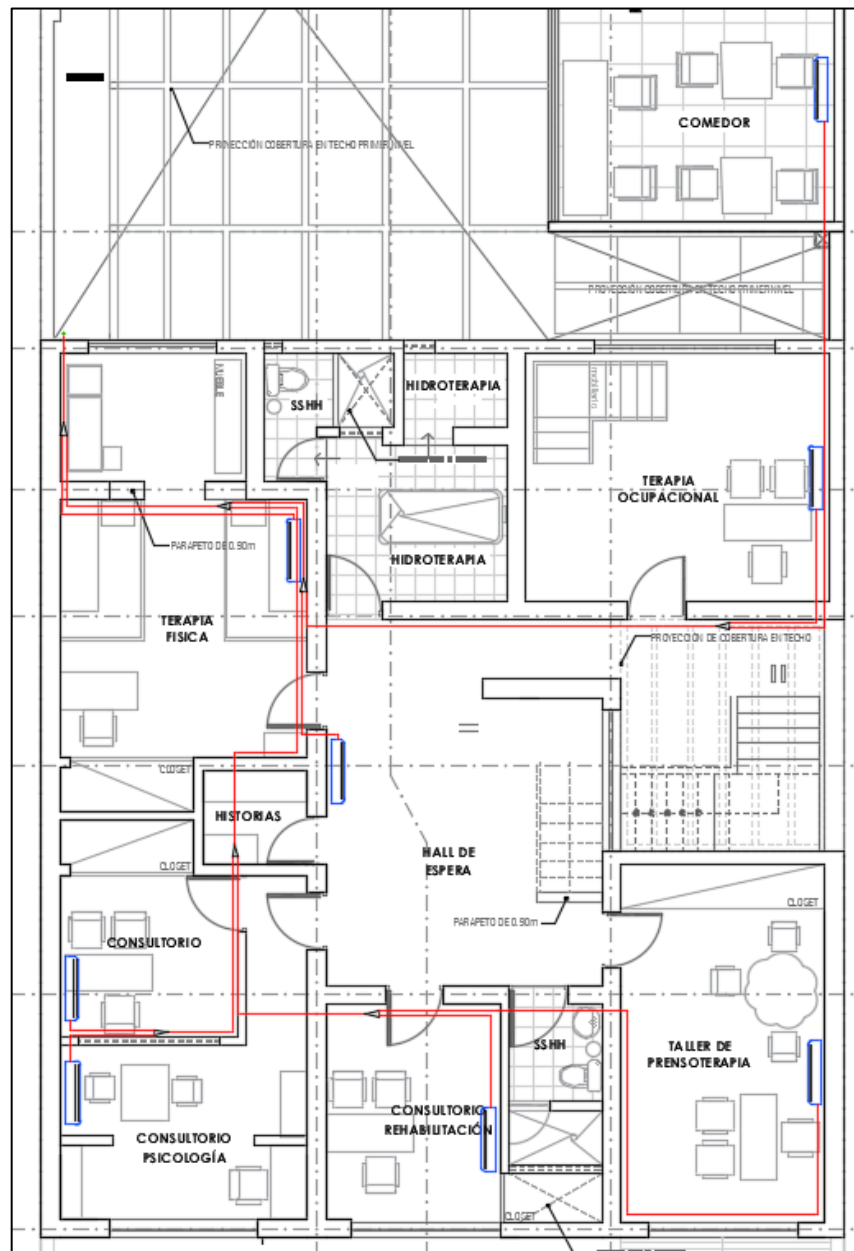


Figura 121. Ubicación de equipos y trazo del recorrido de la tubería de refrigeración, elaborado en base a los planos de arquitectura brindados por el propietario de ANIQUEM.

Después, se lleva a cabo el metrado de tuberías de cobre tipo L y accesorios tales como los codos de 90° del sistema de aire acondicionado, estos datos aportan un valor importante dado que, al ser introducidos en su totalidad al programa, automáticamente indica si se encuentra dentro del rango permitido para la longitud equivalente de la tubería, por ello se debe manualmente ingresar la información por cada línea, tal como se muestra en la figura 122.

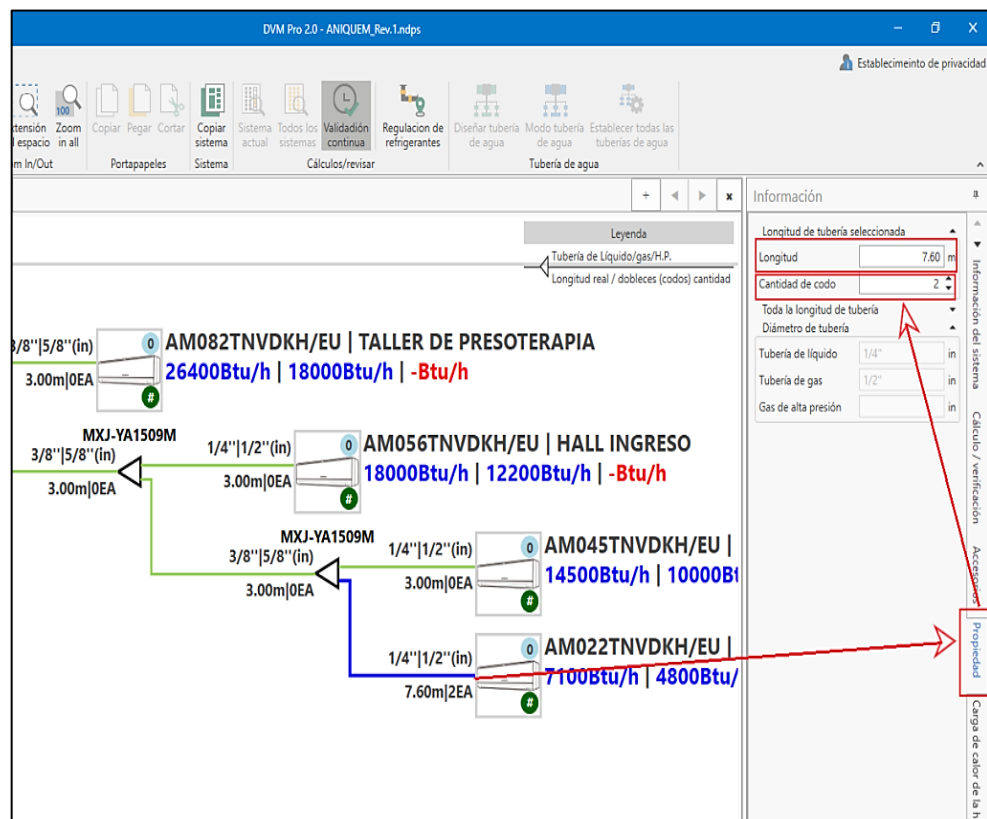


Figura 122. Procedimientos para colocar la longitud y los codos presentes en el sistema, tomado del software DVM pro 2.0, SAMSUNG.

- Paso 2:** Después de haber introducido satisfactoriamente la totalidad de distancias de tuberías y codos presentes en el sistema, se procede a realizar la validación respectiva, para la cual se debe seleccionar la pestaña “Sistema actual”, inmediatamente proporciona información sobre el cálculo y la verificación del sistema con respecto a la longitud equivalente de la tubería y la diferencia de alturas, según la figura 123, fue satisfactorio.

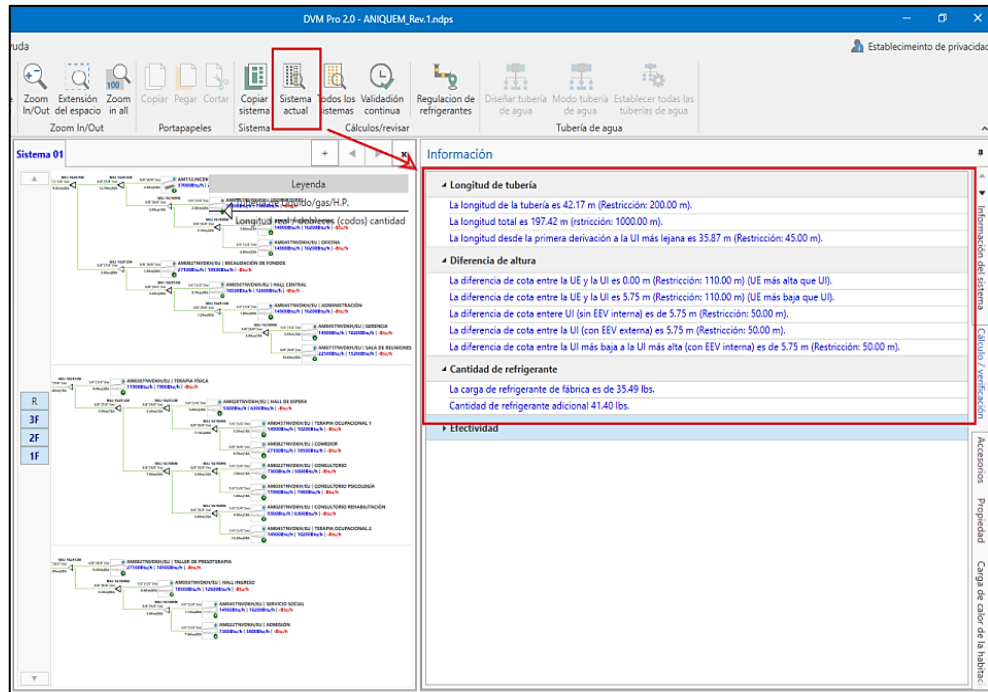


Figura 123. Procedimientos para colocar la longitud y los codos presentes en el sistema, tomado del software DVM Pro 2.0, SAMSUNG.

Finalmente, el dimensionamiento de las tuberías de cobre realizado mediante el software DVM Pro 2.0, nos proporcionó, los diámetros de tuberías de cobre, los derivadores-Y, entre otros, este procedimiento se puede realizar de forma manual siguiendo las 5 etapas del dimensionamiento presentadas, sin embargo, para fines prácticos y mayor exactitud se optó en usar el programa de SAMSUNG, los valores obtenidos se detallan en las tablas 81 y 82 y la distribución del sistema, se observa en la figura 124.

Tabla 81. Derivadores-Y del sistema de aire acondicionado VRF

Tipo	Código del modelo	Cantidad	Descripción
	MXJ-TA3419M	1	Outdoor joint
	MXJ-YA1509M	9	Y-joint
Accesorios	MXJ-YA2512M	8	Y-joint
	MXJ-YA2815M	1	Y-joint
	MXJ-YA3419M	2	Y-joint

Fuente: Tomado del reporte del software DVM Pro 2.0, SAMSUNG.

Tabla 82. Dimensionamiento de la tubería de refrigeración

Tipo	Tamaño	Longitud [m] / Cantidad [EA]			
		Tubería de líquido	Tubería de gas	H.P. Gas	Total
Tuberías	6.35(1/4")	66.30	0.00	0.00	66.30
	9.52(3/8")	107.15	0.00	0.00	107.15
	12.7(1/2")	3.00	66.30	0.00	69.30
	15.88(5/8")	8.82	75.65	0.00	84.47
	19.05(3/4")	5.85	9.75	0.00	15.60
	22.22(7/8")	0.00	21.75	0.00	21.75
	28.58(1 1/8")	0.00	11.82	0.00	11.82
	34.92(1 3/8")	0.00	5.85	0.00	5.85
Codo	19.05(3/4")	2	2	0	4
	22.22(7/8")	0	5	0	5
	28.58(1 1/8")	0	2	0	2
	34.92(1 3/8")	0	2	0	2

Fuente: Tomado del reporte del software DVM PRO 2.0, SAMSUNG.

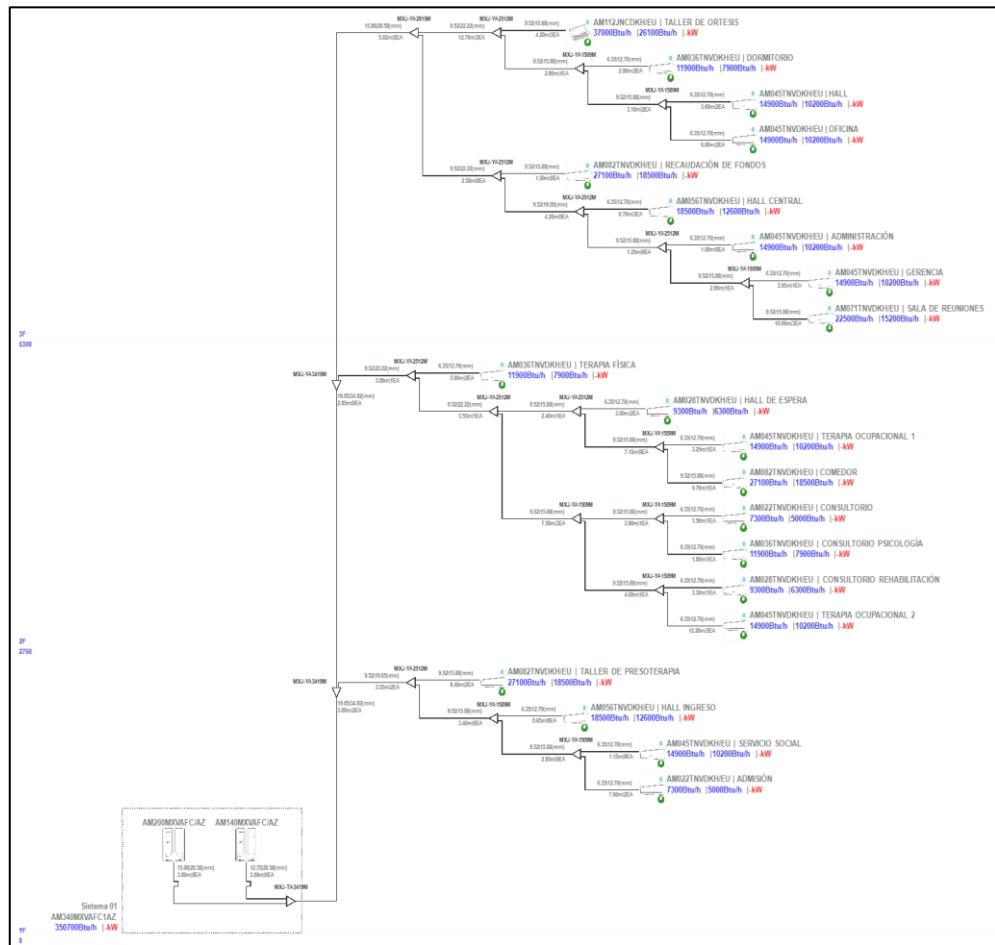


Figura 124. Esquema de distribución de las tuberías de cobre y derivadores-Y del sistema de aire acondicionado VRF, tomado del software DVM Pro 2.0, SAMSUNG.

Con el dimensionamiento culminado de las tuberías de refrigeración, se procedió a realizar el presupuesto del sistema de aire acondicionado para las oficinas de la ONG ANIQUEM, presentado en la tabla 83.

Tabla 83. Presupuesto del sistema de aire acondicionado VRF

PRESUPUESTO - SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO VRF					
SEÑORES:		ANIQUEM			
DIRECCIÓN:		JIRÓN SANTO DOMINGO 255 - JESUS MARÍA, LIMA			
ATENCIÓN:		DR. VICTOR RODRÍGUEZ			
ASUNTO:		SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO VRF			
ítem	Descripción	Und.	Metrado	P. UNITARIO	P. TOTAL
01	INSTALACIONES MECÁNICAS				
01.01	SUMINISTRO DE EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO VRF (FLUJO DE REFRIGERANTE VARIABLE)				
01.01.01	UNIDAD CONDENSADORA VRV				
01.01.01.01	<u>UC-VRF-01</u> Descripción: Unidad Condensadora VRF para refrigerante R-410A - Función Frío Solo Ubicación: Patio - Piso 01 Modelo: AM340MXVAF1AZ Capacidad de Enfriamiento: 327,600 BTU/h. Características Eléctricas: 220V, 3 fases, 60 Hz.	und	1.00	9,603.00	9,603.00
01.01.02	UNIDAD EVAPORADORA				
01.01.02.01	<u>UE-01</u> Descripción: Unidad Evaporadora tipo montado en pared, tecnología Windfree Ubicación: Taller de Presoterapia - Piso 01 Modelo: AM082TNVDKH/EU Capacidad de Enfriamiento: 28,000 BTU/h. Características Eléctricas: 220V, 1 fase, 60 Hz.	und	1.00	493.00	493.00
01.01.02.02	<u>UE-02</u> Descripción: Unidad Evaporadora tipo montado en pared, tecnología Windfree Ubicación: Hall de Ingreso - Piso 01 Modelo: AM056TNVDKH/EU Capacidad de Enfriamiento: 19,100 BTU/h. Características Eléctricas: 220V, 1 fase, 60 Hz.	und	1.00	470.00	470.00
01.01.02.03	<u>UE-03</u> Descripción: Unidad Evaporadora tipo montado en pared, tecnología Windfree Ubicación: Servicio Social - Piso 01 Modelo: AM045TNVDKH/EU Capacidad de Enfriamiento: 15,400 BTU/h. Características Eléctricas: 220V, 1 fase, 60 Hz.	und	1.00	349.00	349.00
01.01.02.04	<u>UE-04</u> Descripción: Unidad Evaporadora tipo montado en pared, tecnología Windfree Ubicación: Admisión - Piso 01 Modelo: AM022TNVDKH/EU Capacidad de Enfriamiento: 7,500 BTU/h. Características Eléctricas: 220V, 1 fase, 60 Hz.	und	1.00	296.00	296.00
01.01.02.05	<u>UE-05</u> Descripción: Unidad Evaporadora tipo montado en pared, tecnología Windfree Ubicación: Terapia Física - Piso 02 Modelo: AM036TNVDKH/EU Capacidad de Enfriamiento: 12,300 BTU/h. Características Eléctricas: 220V, 1 fase, 60 Hz.	und	1.00	334.00	334.00
01.01.02.06	<u>UE-06</u> Descripción: Unidad Evaporadora tipo montado en pared, tecnología Windfree Ubicación: Hall de Espera - Piso 02 Modelo: AM028TNVDKH/EU Capacidad de Enfriamiento: 9,600 BTU/h. Características Eléctricas: 220V, 1 fase, 60 Hz.	und	1.00	303.00	303.00
01.01.02.07	<u>UE-07</u> Descripción: Unidad Evaporadora tipo montado en pared, tecnología Windfree Ubicación: Terapia Ocupacional 1 - Piso 02 Modelo: AM045TNVDKH/EU Capacidad de Enfriamiento: 15,400 BTU/h. Características Eléctricas: 220V, 1 fase, 60 Hz.	und	1.00	349.00	349.00

01.01.02.08	<u>UE-08</u> Descripción: Unidad Evaporadora tipo montado en pared, tecnología Windfree Ubicación: Comedor - Piso 02 Modelo: AM082TNVDKH/EU Capacidad de Enfriamiento: 28,000 BTU/HR. Características Eléctricas: 220V, 1 fase, 60 Hz.	und	1.00	493.00	493.00
01.01.02.09	<u>UE-09</u> Descripción: Unidad Evaporadora tipo montado en pared, tecnología Windfree Ubicación: Consultorio - Piso 02 Modelo: AM022TNVDKH/EU Capacidad de Enfriamiento: 7,500 BTU/h. Características Eléctricas: 220V, 1 fase, 60 Hz.	und	1.00	296.00	296.00
01.01.02.10	<u>UE-10</u> Descripción: Unidad Evaporadora tipo montado en pared, tecnología Windfree Ubicación: Consultorio de Psicología - Piso 02 Modelo: AM036TNVDKH/EU Capacidad de Enfriamiento: 12,300 BTU/HR. Características Eléctricas: 220V, 1 fase, 60 Hz.	und	1.00	334.00	334.00
01.01.02.11	<u>UE-11</u> Descripción: Unidad Evaporadora tipo montado en pared, tecnología Windfree Ubicación: Consultorio de Rehabilitación - Piso 02 Modelo: AM036TNVDKH/EU Capacidad de Enfriamiento: 12,300 BTU/h. Características Eléctricas: 220V, 1 fase, 60 Hz.	und	1.00	334.00	334.00
01.01.02.12	<u>UE-12</u> Descripción: Unidad Evaporadora tipo montado en pared, tecnología Windfree Ubicación: Terapia Ocupacional 2 - Piso 02 Modelo: AM036TNVDKH/EU Capacidad de Enfriamiento: 15,400 BTU/h. Características Eléctricas: 220V, 1 fase, 60 Hz.	und	1.00	334.00	334.00
01.01.02.13	<u>UE-13</u> Descripción: Unidad Evaporadora tipo suspendido en techo Ubicación: Taller de Ortesis - Piso 03 Modelo: AM112JNC DKH/EU Capacidad de Enfriamiento: 38,200 BTU/h. Características Eléctricas: 220V, 1 fase, 60 Hz.	und	1.00	682.00	682.00
01.01.02.14	<u>UE-14</u> Descripción: Unidad Evaporadora tipo montado en pared, tecnología Windfree Ubicación: Dormitorio - Piso 03 Modelo: AM036TNVDKH/EU Capacidad de Enfriamiento: 12,300 BTU/h. Características Eléctricas: 220V, 1 fase, 60 Hz.	und	1.00	334.00	334.00
01.01.02.15	<u>UE-15</u> Descripción: Unidad Evaporadora tipo montado en pared, tecnología Windfree Ubicación: Hall - Piso 03 Modelo: AM045TNVDKH/EU Capacidad de Enfriamiento: 15,400 BTU/h. Características Eléctricas: 220V, 1 fase, 60 Hz.	und	1.00	349.00	349.00
01.01.02.16	<u>UE-16</u> Descripción: Unidad Evaporadora tipo montado en pared, tecnología Windfree Ubicación: Oficina - Piso 03 Modelo: AM045TNVDKH/EU Capacidad de Enfriamiento: 15,400 BTU/h. Características Eléctricas: 220V, 1 fase, 60 Hz.	und	1.00	349.00	349.00
01.01.02.17	<u>UE-17</u> Descripción: Unidad Evaporadora tipo montado en pared, tecnología Windfree Ubicación: Recaudación de Fondos - Piso 03 Modelo: AM082TNVDKH/EU Capacidad de Enfriamiento: 28,000 BTU/h. Características Eléctricas: 220V, 1 fase, 60 Hz.	und	1.00	493.00	493.00
01.01.02.18	<u>UE-18</u> Descripción: Unidad Evaporadora tipo montado en pared, tecnología Windfree Ubicación: Hall Central - Piso 03 Modelo: AM056TNVDKH/EU Capacidad de Enfriamiento: 19,100 BTU/h. Características Eléctricas: 220V, 1 fase, 60 Hz.	und	1.00	470.00	470.00
01.01.02.19	<u>UE-19</u> Descripción: Unidad Evaporadora tipo montado en pared, tecnología Windfree Ubicación: Administración - Piso 03 Modelo: AM045TNVDKH/EU Capacidad de Enfriamiento: 15,400 BTU/h. Características Eléctricas: 220V, 1 fase, 60 Hz.	und	1.00	349.00	349.00
01.01.02.20	<u>UE-20</u> Descripción: Unidad Evaporadora tipo montado en pared, tecnología Windfree Ubicación: Gerencia - Piso 03 Modelo: AM045TNVDKH/EU Capacidad de Enfriamiento: 15,400 BTU/h. Características Eléctricas: 220V, 1 fase, 60 Hz.	und	1.00	349.00	349.00

01.01.02.21	UE-21 Descripción: Unidad Evaporadora tipo montado en pared, tecnología Windfree Ubicación: Sala de Reuniones - Piso 03 Modelo: AM071TNVDKH/EU Capacidad de Enfriamiento: 23,200 BTU/h. Características Eléctricas: 220V, 1 fase, 60 Hz.	und	1.00	485.00	485.00
01.01.03	DERIVADORES-Y (BRANCH) Y TERMOSTATOS				
01.01.03.01	MXJ-TA3419M (Derivador-Y / Unidad exterior)	und	1.00	135.00	135.00
01.01.03.02	MXJ-YA1509M (Derivador-Y / Unidad Interior)	und	9.00	47.00	423.00
01.01.03.03	MXJ-YA2512M (Derivador-Y / Unidad Interior)	und	8.00	85.00	680.00
01.01.03.04	MXJ-YA2815M (Derivador-Y / Unidad Interior)	und	1.00	103.00	103.00
01.01.03.05	MXJ-YA3419M (Derivador-Y / Unidad Interior)	und	2.00	110.00	220.00
01.01.03.06	AR-EH03E (Termostato inalámbrico para equipos evaporadores)	und	21.00	23.00	483.00
01.02	INSTALACIÓN DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO VRF				
01.02.01	<u>Instalación de unidades condensadoras VRF</u>				
01.02.01.01	Acarreo de condensadoras hasta el lugar de trabajo realizado manualmente con apoyo de un pato hidráulico de 2.5 Ton.	und	2.00	90.00	180.00
01.02.01.02	Soporte de estructura de acero con pads de neoprene de 3/4" en cada extremo de la unidad condensadora.	und	2.00	120.00	240.00
01.02.01.03	Conexión eléctrica de fuerza y control a condensador, solo incluye mano de obra.	und	2.00	25.00	50.00
01.02.01.04	Interconexión de tuberías de cobre a condensador, solo incluye mano de obra.	und	2.00	40.00	80.00
01.02.01.05	Interconexión de drenaje a sumidero suministrado por contratista civil.	und	2.00	25.00	50.00
01.02.02	<u>Instalación de unidades evaporadoras tipo montado en pared</u>				
01.02.02.01	Anclaje mecánico a la pared, incluye instalación de soporte y manipuleo de equipo evaporador hasta su ubicación final.	und	20.00	45.00	900.00
01.02.02.02	Conexión eléctrica de fuerza y control a evaporador, solo incluye mano de obra.	und	20.00	15.00	300.00
01.02.02.03	Interconexión de tuberías de cobre a evaporador, solo incluye mano de obra.	und	20.00	30.00	600.00
01.02.02.04	Interconexión de drenaje a sumidero suministrado por contratista civil.	und	20.00	15.00	300.00
01.02.03	<u>Instalación de unidades evaporadoras tipo suspendido en techo</u>				
01.02.03.01	Anclaje mecánico a la pared, incluye instalación de soporte y manipuleo de equipo evaporador hasta su ubicación final.	und	1.00	60.00	60.00
01.02.03.02	Conexión eléctrica de fuerza y control a condensador, solo incluye mano de obra.	und	1.00	15.00	15.00
01.02.03.03	Interconexión de tuberías de cobre a condensador, solo incluye mano de obra.	und	1.00	30.00	30.00
01.02.03.04	Interconexión de drenaje a sumidero suministrado por contratista civil.	und	1.00	15.00	15.00
01.02.04	<u>Instalación de cableado de comunicación</u>				
01.02.04.01	Cableado de comunicación apantallado 2x18 AWG entre unidades evaporadoras y condensadoras VRF Samsung.	ml	100.00	3.50	350.00
01.02.05	<u>Instalación de tuberías de cobre para sistema VRF</u>				
01.02.05.01	Tubería de cobre duro tipo L para gas refrigerante, de (1/4" ; 1/2") mm de diámetro y 1 mm de espesor, aislante de espuma elastomérica.	ml	60.00	18.15	1,089.00
01.02.05.02	Tubería de cobre duro tipo L para gas refrigerante, de (3/8" ; 5/8") mm de diámetro y 1 mm de espesor, aislante de espuma elastomérica.	ml	72.30	30.24	2,186.35
01.02.05.03	Tubería de cobre duro tipo L para gas refrigerante, de (3/8" ; 7/8") mm de diámetro y 1 mm de espesor, aislante de espuma elastomérica.	ml	18.73	31.75	594.65

01.02.05.04	Tubería de cobre duro tipo L para gas refrigerante, de (3/8" ; 3/4") mm de diámetro y 1 mm de espesor, aislante de espuma elastomérica.	ml	9.75	32.76	319.41
01.02.05.05	Tubería de cobre duro tipo L para gas refrigerante, de (1/2" ; 1 1/8") mm de diámetro y 1 mm de espesor, aislante de espuma elastomérica.	ml	0.80	43.94	35.15
01.02.05.06	Tubería de cobre duro tipo L para gas refrigerante, de (5/8" ; 1 1/8") mm de diámetro y 1 mm de espesor, aislante de espuma elastomérica.	ml	7.80	48.23	376.19
01.02.05.07	Tubería de cobre duro tipo L para gas refrigerante, de (3/4" ; 1 1/8") mm de diámetro y 1 mm de espesor, aislante de espuma elastomérica.	ml	5.50	63.50	349.25
01.02.05.08	Abrazaderas metálicas para tuberías de cobre, espárragos de 3/8" ;1/2" y soportería unistrud.	Global	1.00	250.00	250.00
01.02.06	<u>Instalación de accesorios adicionales</u>				
01.02.06.01	Válvulas de corte de cobre para unidades evaporadoras.	und	42.00	23.80	999.60
01.02.06.02	Bandeja de condensado metálicas para unidades condensadoras.	und	1.00	100.40	100.40
01.03	GASTOS GENERALES				
01.03.01	Dirección técnica, gastos administrativos, pruebas de funcionamiento, transporte de equipos y materiales, SCTR y EPPS.	Global	1.00	500.00	500.00
SUB TOTAL (DÓLARES)					29,862.00
IGV (18%)					5,375.16
TOTAL (DÓLARES)					35,237.16

Fuente: Elaborado en base al equipamiento presentado en el reporte del software DVM PRO 2.0 de SAMSUNG.

El presupuesto del sistema de aire acondicionado VRF para las oficinas de la ONG ANIQUEM, que incluye el suministro de equipos y la instalación mecánica, asciende a un valor de \$ 35,237.16 dólares.

V. RESULTADOS

En este capítulo se menciona los resultados obtenidos de los cálculos realizados en el sub índice de diseño de detalle del subcapítulo 4.6.

5.1. Resultados descriptivos

5.1.1. Zona de confort térmico

Para las condiciones interiores de diseño de la presente investigación, se consideró una temperatura de 23°C (74°F) y un porcentaje de humedad relativa de 50% para cada ambiente, basados en el estándar 55 de la norma ASHRAE, siendo estos valores ingresados en el software CBE Thermal Comfort Tool, comprobando de esta manera, que estos parámetros se encuentran dentro de la zona de confort, el cual se observa en la figura 125.

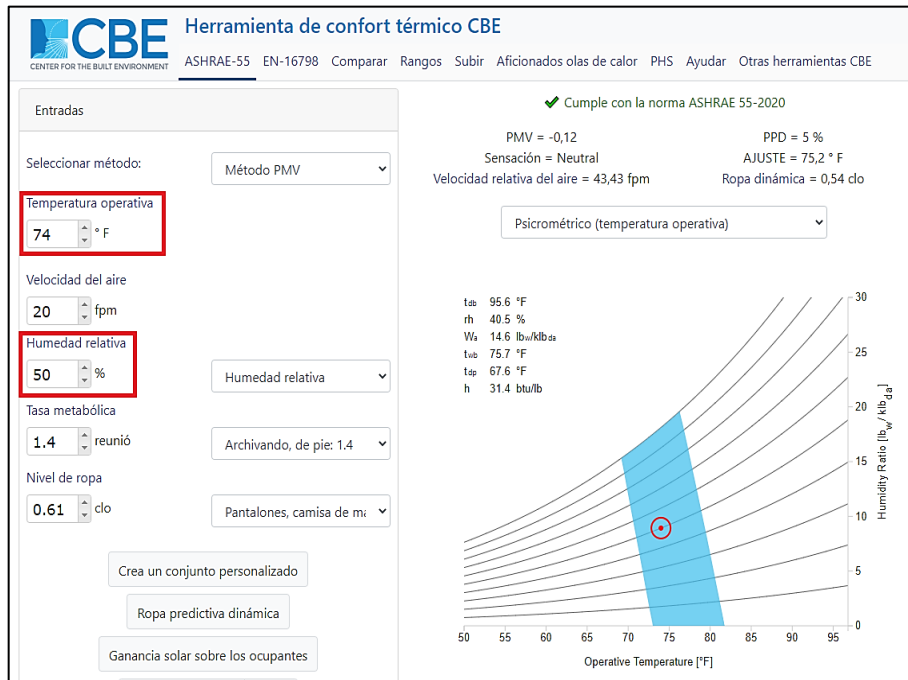


Figura 125. Punto de condiciones de diseño dentro de la Zona de confort térmico, elaborado en base al software CBE Thermal Comfort.

Comprobado las condiciones interiores de diseño, se procedió a realizar los cálculos de carga de enfriamiento.

5.1.2. Carga de enfriamiento

Se determinó la carga de enfriamiento para la época de verano de todos los ambientes a climatizar, el cual se resumen en la tabla 84.

Tabla 84. *Carga de enfriamiento para las oficinas de la ONG ANIQUEM*

It	Ambiente	Nivel	Cantidad de personas	Área (m ²)	Carga de enfriamiento sensible (Btu/h)	Carga de enfriamiento latente (Btu/h)	Carga de enfriamiento total	
							(Btu/h)	TON
1	Servicio social	Piso 1	4	12.91	9,680.04	620.00	10,300.04	0.86
2	Admisión	Piso 1	4	12.30	4,744.38	620.00	5,364.38	0.45
3	Taller de presoterapia	Piso 1	9	26.62	18,052.38	1,395.00	19,447.38	1.62
4	Hall de ingreso	Piso 1	12	54.74	9,781.21	1,860.00	11,641.21	0.97
5	Consultorio psicología	Piso 2	3	17.72	6,829.49	465.00	7,294.49	0.61
6	Consultorio rehabilitación	Piso 2	3	12.69	5,847.27	465.00	6,312.27	0.53
7	Terapia ocupacional 2	Piso 2	6	20.59	7,721.59	930.00	8,651.59	0.72
8	Consultorio	Piso 2	3	9.57	2,635.38	465.00	3,100.38	0.26
9	Terapia física	Piso 2	5	29.62	6,698.35	775.00	7,473.35	0.62
10	Hall de Espera	Piso 2	6	30.79	4,681.22	930.00	5,611.22	0.47
11	Terapia ocupacional 1	Piso 2	6	24.54	7,600.80	1,200.00	8,800.80	0.73
12	Comedor	Piso 2	8	36.83	17,724.65	2,210.71	19,935.36	1.66
13	Administración	Piso 3	3	11.37	8,464.65	465.00	8,929.65	0.74
14	Gerencia	Piso 3	3	14.48	9,355.44	465.00	9,820.44	0.82
15	Sala de reuniones	Piso 3	8	24.57	12,246.67	1,240.00	13,486.67	1.12
16	Recaudación de fondos	Piso 3	10	42.61	15,431.89	1,550.00	16,981.89	1.42
17	Hall central	Piso 3	6	37.67	11,579.40	930.00	12,509.40	1.04
18	Taller de ortesis	Piso 3	3	14.14	27,473.12	465.00	27,938.12	2.33
19	Dormitorio	Piso 3	2	7.25	6,635.31	310.00	6,945.31	0.58
20	Hall	Piso 3	2	15.18	8,455.25	310.00	8,765.25	0.73
21	Oficina	Piso 3	2	12.45	9,347.99	310.00	9,657.99	0.80
TOTAL			110	468.64	210,986.48	17,980.71	228,967.19	19.08

Fuente: Elaborado en base al método RTS para el cálculo de la carga de enfriamiento de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021.

De la tabla 84, se observa que la carga de enfriamiento total de las oficinas de la ONG ANIQUEM, alcanzó un valor de 19.08 TON de refrigeración, el cual permite determinar la capacidad de enfriamiento teórica.

5.1.3. Selección del equipo de aire acondicionado

Se determinó la capacidad de enfriamiento teórica por medio de los cálculos psicrométricos, que fueron contrastados con el programa ELITE SOFTWARE CHVAC, siendo los resultados presentados en la tabla 85.

Tabla 85. *Capacidad de enfriamiento para las oficinas de la ONG ANIQUEM*

It	Ambiente	Capacidad de enfriamiento TEÓRICA				Capacidad de enfriamiento ELITE	
		Capacidad sensible (Btu/h)	Capacidad latente (Btu/h)	Capacidad Total (Btu/h)	TON	(Btu/h)	TON
1	Servicio social	9,863.41	2,302.00	12,165.41	1.01	13,225	1.10
2	Admisión	5,084.50	2,117.77	7,202.27	0.60	6,761	0.56
3	Taller de presoterapia	18,847.86	4,758.81	23,606.67	1.97	22,444	1.87
4	Hall de ingreso	11,180.70	6,888.93	18,069.63	1.51	16,769	1.40
5	Consultorio psicología	7,153.94	1,843.82	8,997.76	0.75	9,321	0.78
6	Consultorio rehabilitación	6,140.80	1,691.79	7,832.59	0.65	8,423	0.70
7	Terapia ocupacional 2	8,651.30	2,823.91	11,475.21	0.96	12,113	1.01
8	Consultorio	2,997.03	1,488.19	4,485.22	0.37	4,098	0.34
9	Terapia física	7,473.33	2,878.62	10,351.95	0.86	9,890	0.82
10	Hall de Espera	5,520.74	3,339.60	8,860.34	0.74	8,362	0.70
11	Terapia ocupacional 1	8,345.59	3,444.45	11,790.04	0.98	11,515	0.96
12	Comedor	18,867.42	5,773.82	24,641.24	2.05	22,939	1.91
13	Administración	8,929.66	1,467.91	10,397.57	0.87	10,025	0.84
14	Gerencia	9,820.43	1,583.30	11,403.73	0.95	12,535	1.04
15	Sala de reuniones	13,227.31	3,916.32	17,143.63	1.43	18,952	1.58
16	Recaudación de fondos	16,655.33	5,388.48	22,043.81	1.84	21,388	1.78
17	Hall central	12,509.40	3,552.67	16,062.07	1.34	15,608	1.30
18	Taller de ortesis	25,534.02	1,575.51	27,109.53	2.26	25,971	2.16
19	Dormitorio	6,800.72	1,099.77	7,900.49	0.66	9,003	0.75
20	Hall	8,951.76	1,100.32	10,052.08	0.84	10,927	0.91
21	Oficina	9,863.47	965.80	10,829.27	0.90	11,675	0.97
TOTAL		222,418.72	60,001.78	282,420.50	23.54	281,944.00	23.50

Fuente: Elaborado en base al análisis psicrométrico de los libros: “Comprensión de la psicrometría” AHSRAE, 2013, “Análisis y Diseño de Sistemas de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado”, por Stanford III y Spach, 2019; y en base al programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

De la tabla 85, se observa que la capacidad de enfriamiento teórica total del sistema de aire acondicionado alcanzó un valor de 23.54 TON de refrigeración, la cual se contrasto por medio del programa ELITE SOFTWARE CHVAC, obteniéndose un valor de 23.50 TON de refrigeración el cual se asemeja a la capacidad de enfriamiento calculada manualmente, estos resultados permiten realizar la selección de los equipos y obtener la capacidad nominal de enfriamiento, siendo presentados en las tablas 86 y 87.

Tabla 86. Selección de los equipos de aire acondicionado interiores para las oficinas de la ONG ANIQUEM

It	Ambiente	Capacidad de enfriamiento de equipos comerciales SAMSUNG				Modelo del Equipo Interior
		Capacidad sensible (Btu/h)	TON	Capacidad Total (Btu/h)	TON	
1	Servicio social	10,600	0.88	15,400	1.28	AM045TNVDKH/EU
2	Admisión	5,100	0.43	7,500	0.63	AM022TNVDKH/EU
3	Taller de presoterapia	19,100	1.59	28,000	2.33	AM082TNVDKH/EU
4	Hall de ingreso	13,000	1.08	19,100	1.59	AM056TNVDKH/EU
5	Consultorio psicología	8,200	0.68	12,300	1.03	AM036TNVDKH/EU
6	Consultorio rehabilitación	6,500	0.54	9,600	0.80	AM028TNVDKH/EU
7	Terapia ocupacional 2	10,600	0.88	15,400	1.28	AM045TNVDKH/EU
8	Consultorio	5,100	0.43	7,500	0.63	AM022TNVDKH/EU
9	Terapia física	8,200	0.68	12,300	1.03	AM036TNVDKH/EU
10	Hall de Espera	6,500	0.54	9,600	0.80	AM028TNVDKH/EU
11	Terapia ocupacional 1	10,600	0.88	15,400	1.28	AM045TNVDKH/EU
12	Comedor	19,100	1.59	28,000	2.33	AM082TNVDKH/EU
13	Administración	10,600	0.88	15,400	1.28	AM082TNVDKH/EU
14	Gerencia	10,600	0.88	15,400	1.28	AM045TNVDKH/EU
15	Sala de reuniones	15,700	1.31	23,200	1.93	AM071TNVDKH/EU
16	Recaudación de fondos	19,100	1.59	28,000	2.33	AM082TNVDKH/EU
17	Hall central	13,000	1.08	19,100	1.59	AM056TNVDKH/EU
18	Taller de ortesis	27,000	2.25	38,200	3.18	AM112JNC DKH/EU
19	Dormitorio	8,200	0.68	12,300	1.03	AM036TNVDKH/EU
20	Hall	10,600	0.88	15,400	1.28	AM045TNVDKH/EU
21	Oficina	10,600	0.88	15,400	1.28	AM045TNVDKH/EU
TOTAL		248,000.00	20.67	362,500.00	30.21	

Fuente: Elaborado en base a la selección de los equipos de aire acondicionado VRF SAMSUNG.

Tabla 87. Selección del equipo de aire acondicionado exterior para las oficinas de la ONG ANIQUEM

It	Ambiente	Capacidad de enfriamiento del condensador VRF SAMSUNG		Modelo del Equipo Exterior
		Capacidad Total (Btu/h)	Ratio	
1	Patio de juegos	327,600.00	1.11	AM340MXVAFC/AZ

Fuente: Elaborado en base a la selección de los equipos de aire acondicionado VRF SAMSUNG.

La tabla 86, muestra la capacidad nominal de enfriamiento y el modelo del equipo correspondiente para cada oficina de la ONG ANIQUEM, alcanzando el sistema un valor total de 30.21 TON de refrigeración, así mismo la tabla 87, muestra el modelo y la capacidad de la unidad exterior con un valor de 327,600 Btu/h; estos equipos seleccionados permiten dimensionar las tuberías de refrigeración.

5.1.4. Dimensionamiento de la tubería de refrigeración

Se determinó los diámetros de las tuberías y derivadores que conforman el sistema de aire acondicionado, siendo detallados en las tablas 88 y 89.

Tabla 88. Dimensionamiento de la tubería de refrigeración

Tipo	Tamaño	Longitud [m] / Cantidad [EA]			
		Tubería de líquido	Tubería de gas	H.P. Gas	Total
Tuberías	6.35(1/4")	66.30	0.00	0.00	66.30
	9.52(3/8")	107.15	0.00	0.00	107.15
	12.7(1/2")	3.00	66.30	0.00	69.30
	15.88(5/8")	8.82	75.65	0.00	84.47
	19.05(3/4")	5.85	9.75	0.00	15.60
	22.22(7/8")	0.00	21.75	0.00	21.75
	28.58(1 1/8")	0.00	11.82	0.00	11.82
	34.92(1 3/8")	0.00	5.85	0.00	5.85
Codo	19.05(3/4")	2	2	0	4
	22.22(7/8")	0	5	0	5
	28.58(1 1/8")	0	2	0	2
	34.92(1 3/8")	0	2	0	2

Fuente: Tomado del reporte del software DVM Pro 2.0, SAMSUNG.

Tabla 89. Derivadores-Y del sistema de aire acondicionado VRF

Tipo	Código del modelo	Cantidad	Descripción
Accesorios	MXJ-TA3419M	1	Outdoor joint
	MXJ-YA1509M	9	Y-joint
	MXJ-YA2512M	8	Y-joint
	MXJ-YA2815M	1	Y-joint
	MXJ-YA3419M	2	Y-joint

Fuente: Tomado del reporte del software DVM Pro 2.0, SAMSUNG.

La tabla 88, detalla los diámetros y el metrado de la tubería, así como los codos de refrigeración, mientras que la tabla 89, detalla los derivadores-Y de las tuberías, junto con los equipos seleccionados, permiten realizar el presupuesto del sistema de aire acondicionado de la ONG ANIQUEM

5.1.5. Presupuesto del sistema de aire acondicionado

Tabla 90. Presupuesto del sistema de aire acondicionado VRF

PRESUPUESTO - SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO VRF		
SEÑORES: ANIQUEM DIRECCIÓN: JIRÓN SANTO DOMINGO 255 - JESUS MARÍA, LIMA ATENCIÓN: DR. VICTOR RODRÍGUEZ ASUNTO: SUMINISTRO E INSTALACIÓN DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO VRF		
ítem	Descripción	P. TOTAL
01	INSTALACIONES MECÁNICAS	
01.01	SUMINISTRO DE EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO VRF (FLUJO DE REFRIGERANTE VARIABLE)	19,892.00
01.02	INSTALACIÓN DE SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO VRF	9,470.00
01.03	GASTOS GENERALES	500.00
SUB TOTAL (DÓLARES)		29,862.00
IGV (18%)		5,375.16
TOTAL (DÓLARES)		35,237.16

Fuente: Elaborado en base al equipamiento presentado en el reporte del software DVM Pro 2.0 de SAMSUNG.

De la tabla 90, se obtuvo como resultado el presupuesto del sistema de aire acondicionado que asciende a un valor de \$ 35,257.16 dólares.

VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

6.1. Contrastación y demostración de la hipótesis con los resultados

6.1.1 Con referencia a la hipótesis general

En la hipótesis general, se planteó que: El diseño de un sistema de aire acondicionado tipo VRF de 30 TON permite el confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM de la ciudad de Lima.

De acuerdo a la figura 125 obtenido del software CBE THERMAL CONFORT se corrobora y demuestra que los parámetros de las condiciones interiores de diseño de: 23°C (74°F) de temperatura y 50% de humedad relativa seleccionados, se encuentran dentro de la zona de confort térmico recomendada por la norma ASHRAE.

Por consiguiente, con estos parámetros se logra obtener la carga de enfriamiento para cada ambiente, dando como resultado un valor total de 19.08 TON de refrigeración, este dato permitió posteriormente determinar la capacidad de enfriamiento total mediante el uso de procesos psicométricos, alcanzado un valor total de 23.54 TON de refrigeración. Los equipos de aire acondicionado son seleccionados por medio del software DVM Pro 2.0 teniendo como base los resultados de la tabla 85, alcanzando una capacidad nominal total de 30.21 TON de refrigeración, las cuales permitieron realizar la distribución manual de las tuberías, para luego obtener por medio del software DVM Pro 2.0 el dimensionamiento de las tuberías de refrigeración, siendo todos estos componentes determinados, se procedió a realizar el presupuesto del sistema de aire acondicionado, el cual asciende a un valor de \$ 35,257.16 dólares.

Por lo tanto, la hipótesis general se da por aceptada.

6.1.2 Con referencia a las hipótesis específicas

- a) De la hipótesis específica: “La carga de enfriamiento permite realizar la selección de los equipos de aire acondicionado y obtener la capacidad nominal de enfriamiento”, se demuestra lo siguiente:

La carga de enfriamiento obtenida, alcanza un valor total de 19.08 TON, lo cual permite hallar la capacidad de enfriamiento total por intermedio de procesos psicométricos, dando como resultado 23.54 TON. Finalmente, estos valores son ingresados al programa DVM Pro 2.0 de SAMSUNG, permitiendo seleccionar los equipos de aire acondicionado adecuados y la capacidad nominal de enfriamiento de acuerdo a la necesidad de cada ambiente (ver tablas 86 y 87), en otras palabras, es de gran importancia hallar la carga de enfriamiento para posteriormente seleccionar los equipos y obtener la capacidad nominal de enfriamiento requerida.

Por lo tanto, la hipótesis planteada se da por aceptada.

- b) En la siguiente hipótesis específica: “La selección de los equipos de aire acondicionado permite el dimensionamiento de tuberías de refrigeración”, se demuestra lo siguiente:

En las tablas 86 y 87, se observan los resultados obtenidos de la selección de equipos mediante la aplicación del programa DVM Pro 2.0 proporcionado por el fabricante, estos datos son de vital importancia, dado que conociendo la capacidad nominal de enfriamiento la cual se obtiene de las especificaciones de los equipos, es factible realizar el recorrido manual de tuberías y obteniendo mediante el programa DVM Pro 2.0 los diámetros y la longitud equivalente total de las tuberías, en otras palabras la selección de equipos de aire acondicionado permite dimensionar las tuberías de refrigeración del sistema.

Por lo tanto, la hipótesis planteada se da por aceptada.

- c) En la siguiente hipótesis específica: “El dimensionamiento de las tuberías de refrigeración permite realizar el presupuesto del sistema de aire acondicionado para el confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM de la ciudad de Lima”, se demuestra lo siguiente:

En las tablas 88 y 89, se observan resultados obtenidos del dimensionamiento de tuberías de refrigeración, los cuales fueron brindados por el programa DVM Pro 2.0 de SAMSUNG. Finalmente, ya seleccionado las unidades interiores, exteriores, derivadores-Y y diámetros de tubería se procede a realizar el presupuesto que incluye el suministro e instalación de todo el sistema de aire acondicionado (ver tabla 90) para su evaluación y futura implementación, en otras palabras, es necesario realizar el dimensionamiento de tuberías para elaborar el presupuesto acorde a lo diseñado.

Por lo tanto, la hipótesis planteada se da por aceptada.

6.2. Contrastación de los resultados con otros estudios similares

6.2.1 En el área Internacional.

- a) La presente investigación concuerda con lo establecido por Cabrera (2019), el cual menciona que los sistemas de aire acondicionado deben estar diseñados en función a los requerimientos máximos del proyecto, con estos datos obtuvo una carga de enfriamiento total de 187,257 Btu/h; es por ello, que la presente investigación emplea los mismos criterios recomendados por la norma ASHRAE, siendo los datos máximos tomados de Lima-Perú (temperatura de bulbo seco exterior de 86.2°F y temperatura de bulbo húmedo exterior de 76.2°F), obteniendo la carga de enfriamiento total de 228,967.19 Btu/h.

- b) La presente investigación concuerda con lo establecido por Murillo (2019), ya que menciona la relevancia del emplear la norma ASHRAE en sus cálculos, obteniendo una carga de enfriamiento total de 49.94 TON de refrigeración; siendo corroborado con esta investigación, empleando la norma ASHRAE como base de todos los cálculos, permitiendo obtener una carga de enfriamiento con valor de 228,967.19 Btu/h.

- c) La presente investigación no se encuentra alineada con lo establecido con Flores (0217), ya que obtuvo una carga de enfriamiento con un valor de 369,855.64 Btu/h, con el cual realizó la selección de los equipos omitiendo el procedimiento de cálculo de la capacidad de enfriamiento recomendado por la norma ASHRAE; mientras que esta investigación obtuvo una carga de enfriamiento de 228,967.19 Btu/h, con el que se determinó la capacidad de enfriamiento teórica de 282,420.50 Btu/h, la cual permitió la selección de los equipos de aire acondicionado.

6.2.2 En el área Nacional.

- a) La presente investigación concuerda con lo establecido por Alpaca (2019), el cual menciona que los cálculos de la carga de enfriamiento, donde obtuvo un valor total de 96,614.8 Btu/h, fueron fundamentales para determinar la capacidad de enfriamiento y realizar la selección de equipos; lo cual se corrobora con esta investigación, ya que se empleó el mismo criterio obteniendo un carga de enfriamiento total de 228,967.19 Btu/h, lo cual permitió hallar la capacidad de enfriamiento y seleccionar los equipos de aire acondicionado idóneos.
- b) La presente investigación concuerda con lo mencionado por Montero (2017), el cual indica que la carga de enfriamiento depende de la suma de las ganancias máximas tanto interiores como exteriores de la edificación obteniendo un valor de 1'133,597 Btu/h; en la presente investigación se aplicó el mismo criterio respaldado por la norma ASHRAE, obteniéndose un valor total de 228,967.19 Btu/h.
- c) La presente investigación concuerda con lo mencionado por Sánchez (2017), ya que recomienda el uso de la norma ASHRAE y de los procedimientos psicrométricos para determinar la capacidad de enfriamiento, obteniendo un valor de 457,593 Btu/h para el sistema del piso 1 y de 495.905 Btu/h para el sistema del piso 2; mientras que esta investigación utiliza el mismo criterio de cálculo, obteniéndose un valor de

70,000 Btu/h para el piso 1, de 110,000 Btu/h para el piso 2 y de 182,400 Btu/h para el piso 3.

6.3. Responsabilidad ética de acuerdo a los reglamentos vigentes

Los autores de la investigación se responsabilizan por la información emitida en el informe final de la tesis titulada “Diseño de un Sistema de Aire Acondicionado Tipo VRF de 30 TON para el confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM. Lima 2021” y se someten a las normas y reglamentos vigentes de la Universidad Nacional del Callao.

CONCLUSIONES

- a. El diseño de un sistema de aire acondicionado tipo VRF de 30 TON de refrigeración para las oficinas de la ONG ANIQUEM Lima-Perú fue posible, ya que se determinó las condiciones de diseño necesarios para este sistema, siendo procesado por medio de los cálculos de la carga de enfriamiento considerando una temperatura de 23°C (74°F) y un porcentaje de humedad relativa de 50%, de acuerdo a la norma ASHRAE, siendo validado por el software CBE THERMAL CONFORT, donde los valores se encontraron en la zona de confort térmico, así mismo se logró calcular las capacidades de enfriamiento, seleccionar los equipos de aire acondicionado, dimensionar las tuberías de refrigeración y realizar el presupuesto del sistema de aire acondicionado cumpliendo con lo requerido en la presente investigación.
- b. El cálculo de la carga de enfriamiento por medio de la suma de todas las ganancias de calor internas y externas para cada oficina alcanzó una suma total de 230,067.19 Btu/h (19.17 TON de refrigeración), el cual fue necesario para calcular la capacidad de enfriamiento de cada ambiente por medio de la psicrometría, la cual alcanza un valor total de 282,420.50 Btu/h (23.54 TON de refrigeración), este resultado permite seleccionar por medio del software DVM PRO 2.0 los equipos interiores para cada oficina, obteniendo una capacidad nominal total de 362,500 Btu/h (30.21 TON de refrigeración) y el equipo exterior una capacidad de 327,600 Btu/h con un ratio de combinación de 111%.
- c. La selección de los equipos de aire acondicionado (unidades exteriores e interiores), permite dimensionar las tuberías de refrigeración tipo L por medio del software DVM PRO 2.0 siendo la de mayor diámetro de 1-3/8 pulgadas.
- d. El dimensionamiento de las tuberías de refrigeración, incluyendo los equipos de aire acondicionado y accesorios, permite realizar el presupuesto del sistema de aire acondicionado, el cual asciende a un valor de \$ 35,257.16 dólares.

RECOMENDACIONES

- a. Realizar los cálculos mediante procedimientos de fuentes confiables, como el que se utilizó en esta investigación, el cual fue el método RTS (Serie de tiempo radiante), la norma ASHRAE Handbook Fundamentals del presente año 2021 avala y recomienda utilizar este procedimiento; de igual forma el software de acceso libre CBE THERMAL CONFORT se debe utilizar para asegurarnos que las condiciones de diseño interior, se encuentren dentro de la zona de confort térmico recomendado por la ASHRAE.
- b. Realizar una lista de requerimientos de cada ambiente a climatizar con la finalidad de recolectar toda información necesaria, que nos permita realizar el cálculo de la carga de enfriamiento de manera detallada, siendo este cálculo fundamental a la hora de determinar la capacidad de enfriamiento, el debe ser contrastado con el programa ELITE SOFTWARE CHVAC, así mismo la selección de equipos se debe realizar utilizando el software de la marca con la que diseñará.
- c. Realizar los cálculos psicrométricos considerando un 95% de porcentaje de humedad relativa para las condiciones de suministro de aire, el cual permite calcular la capacidad de enfriamiento para cada ambiente, así mismo se debe contrastar con el programa ELITE SOFTWARE CHVAC, para tener una mayor seguridad que los cálculos sean los correctos.
- d. Realizar previamente una visita técnica para determinar y contrastar los espacios donde se ubicarían los equipos y verificar cuál será el recorrido de las tuberías de refrigeración, y así tener el metrado real, evitando el sobre costo por materiales al momento de realizar el presupuesto del sistema de aire acondicionado.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

AHRI. Performance rating of positive displacement refrigerant compressors. Standard 540. Arlington, 2020.

ALPACA. Cálculo y selección de equipos de un sistema de aire acondicionado para salas blancas en instalaciones hospitalarias. Tesis (Título de Ingeniero Mecánico de Fluidos). Lima: Universidad Nacional Mayor de San Marcos, Facultad de Ciencias Físicas. 2019. 156 pp. Disponible en: <https://hdl.handle.net/20.500.12672/11099>

ASHRAE. Climatic design conditions. [en línea], [Fecha de consulta: 02 de noviembre del 2021]. Disponible en: <http://ashrae-meteo.info/v2.0/>

ASHRAE. Handbook Fundamentals. Peachtree Corners, 2021. 1100 pp. ISBN: 978-1-947192-89-8

ASHRAE. Handbook Refrigeration. Atlanta, 2018. 783 pp. ISBN: 978-1-939200-98-3

ASHRAE. Standard 55-2020 Thermal environmental conditions for human occupancy. Atlanta, 2020. 60 pp. ISSN: 1041-2336

ASHRAE. Standard 62.1-2019 Ventilation for acceptable indoor air quality. Atlanta, 2020. 87 pp. ISSN: 1041-2336

ASHRAE. Understanding psychrometrics. 3.^a ed. Atlanta, 2013. 310 pp. ISBN: 978-1-936504-31-2

ASTM. Standard Specification for seamless copper water tube. B88-09. West Conshohocken, 2009.

ATLAS COPCO. Comportamiento del flujo de calor. En Base de datos Atlas Copco. ¿Cómo se transfiere el calor? [En línea]. Perú. [Fecha de consulta: 18 de noviembre del 2021]. Disponible en: <https://www.atlas.copco.com/es-pe/compressors/wiki/compressed-air-articles/thermodynamics-heattransfer>.

- BERNAL. Metodología de la investigación. 3ª ed. Colombia: Pearson Educación, 2010. 320 pp. ISBN: 978-958-699-128-5
- CABRERA. Diseño de un sistema de climatización de aire acondicionado VRF con Reporte del Software Hisense para el edificio de la biblioteca general de la UCSG. Tesis (Título de Ingeniero Eléctrico – Mecánica). Ecuador: Universidad Católica de Guayaquil, Facultad de Educación Técnica para el Desarrollo de la Carrera de Ingeniería en Eléctrico Mecánica. 2019. 114 pp. [Fecha de consulta: 18 de noviembre del 2021]. Disponible en: <http://repositorio.ucsg.edu.ec/bitstream/3317/12490/1/T-UCSG-PRE-TEC-IEM-174.pdf>
- CARRIER. Manual de aire acondicionado. Barcelona: Marcombo, S.A., 2009, 858 pp. ISBN: 978-84-267-1499-2
- CENGEL. Transferencia de calor y masa. 4ª ed. México D.F.: Interamericana editores S.A. de C.V., 2011. 945 pp. ISBN: 978-607-15-0540-8
- DÍAZ Y BARRENECHE. Acondicionamiento térmico de edificios. 1ª ed. Buenos Aires: Nobuko, 2005. 444 pp. ISBN 987-1135-94-7
- ENESCU. A review of thermal comfort models and indicators for indoor environments. *Crossmark*. Febrero-Mayo, 2017. 1354-1379. ISN: 1364-0321.
- ESPINOZA. Metodología de investigación tecnológica. 2ª ed. Perú: Derechos reservados, 2014. 204 pp. ISBN: 978-612-00-1667-1
- FERNANDEZ. Relación entre escala de temperatura Celsius y Fahrenheit. En Base de datos FISICALAB. Temperatura [En línea]. España. [Fecha de consulta: 18 de noviembre del 2021]. Disponible en: <https://www.fisicalab.com/apartado/temperatura>
- FLORES. Optimización del sistema de aire acondicionado en el área de patio de comidas para el Centro Comercial San Marino, utilizando equipos de flujo de refrigerante variable. Tesis (Título de Ingeniero Eléctrico – Mecánica).

Ecuador: Universidad Católica de Guayaquil, Facultad de Educación Técnica para el Desarrollo de la Carrera de Ingeniería en Eléctrico Mecánica. 2017. 89 pp. [Fecha de consulta: 18 de noviembre del 2021]. Disponible en: <http://repositorio.ucsg.edu.ec/bitstream/3317/7740/1/T-UCSG-PRE-TEC-IEM-95.pdf>

GARCÍA. Enunciado de Clausius (Segunda ley de la termodinámica). En Base de datos Física con ordenador. Segundo principio de la termodinámica [En línea]. España. [Fecha de consulta: 18 de noviembre del 2021]. Disponible en: <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/estadistica/segundo/segundo.htm>

LEED. Interior design and construction. v4. 2019

MONTERO. Diseño de sistema de climatización para el almacén de la distribuidora droguería DIFARLIB S.R.L DE 4063.2 m², TRUJILLO 2017. Tesis (Título de Ingeniero Mecánico – Electricista). Trujillo: Universidad Cesar Vallejo, Escuela Académico Profesional de Mecánica Eléctrica. 2017. 111 pp. Disponible en: https://repositorio.ucv.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12692/23068/montero_sl.pdf?sequence=1&isAllowed=y

MURILLO. Diseño de un sistema de acondicionamiento de aire y extracción mecánica para la sucursal del Instituto Nacional de Seguros de Jacó, Puntaneras. Tesis (Título de Ingeniero en Mantenimiento Industrial). Costa Rica: Instituto Tecnológico de Costa Rica, Escuela de Ingeniería Electromecánica. 2019. 151 pp. [Fecha de consulta: 18 de noviembre del 2021]. Disponible en: https://repositoriotec.tec.ac.cr/bitstream/handle/2238/10920/diseño_sistema_acondicionamiento_aire_ventilacion.pdf?sequence=1&isAllowed=y

NACOBRE. Catálogo Nacobre [En digital]. México.

NEIL y CORTEZ. Procesos y fundamentos de la investigación científica. 1ª ed. Ecuador: UTMACH, 2018. 125 pp. ISBN 978-9942-24-093-4

PIANIST. Mecanismos de transferencia de calor. En: Base de datos WIKIPEDIA. Archivo: Métodos de transferencia de calor. 2011. [Fecha de consulta: 18 de noviembre del 2021]. Disponible en: https://es.wikipedia.org/wiki/Archivo:M%C3%A9todos_de_transferencia_de_calor.svg

PIRAMIDE. Pirámide book [En digital]. 1ª ed. San Isidro. [Fecha de consulta: 02 de noviembre del 2021]. Disponible en: <https://cupdf.com/document/104215160-esp-tecnicas-ladrillos-piramide.html>

PITA. Acondicionamiento de aire, principios y sistemas. 2.ª ed. México D.F.: Grupo patria cultural, S.A. de C.V., 2006. 548 pp. ISBN: 968-26-1247-0

RNE. Condiciones generales de diseño. A.010. Lima, 2021.

RNE. Confort térmico y lumínico con eficiencia energética. EM.110. Lima, 2014.

RNE. Oficinas. A.080. Lima, 2006.

SANCHEZ. Diseño de un sistema de aire acondicionado con volumen de refrigerante variable de 1140m² para el ahorro de energía eléctrica. SUNAT de Villa el Salvador. Tesis (Título de Ingeniero Mecánico). Lima: Universidad Nacional del Callao, Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía. 2017. 235 pp. 235. Disponible en: http://repositorio.unac.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12952/3458/Sanchez%20Cabezas_TITULO%20MECANICO_2017.pdf?sequence=1&isAllowed=y

SAMPIERI. Metodología de la investigación: las rutas cuantitativa, cualitativa y mixta. México D.F.: McGraw-Hill Interamericana editores, s.a. de C.V., 2018. 753 pp. ISBN:978-1-4562-6096-5

SAMSUNG. Air conditioner installation manual DVM S [En digital].

SAMSUNG. Arreglo de condensadores del sistema de aire acondicionado VRF DVMS. En: Base de datos SAMSUNG. VRF (DVM) [Fecha de consulta:

18 de noviembre del 2021]. Disponible en:
<https://www.samsung.com/pe/business/system-air-conditioners/vrf-dvm/>

SAMSUNG. Catálogo aire acondicionado [En digital]. Perú, 2020.

SAMSUNG. Equipo de aire acondicionado generando confort humano dentro de un ambiente. En: Base de datos SAMSUNG NEWSROOM LATINOAMERICA. Samsung presenta sus novedades de aires acondicionados Wind-Free y Cassette. 2020. [Fecha de consulta: 18 de noviembre del 2021]. Disponible en:
<https://news.samsung.com/latin/samsung-presenta-sus-novedades-de-aire-acondicionados-wind-free-y-cassette>

SAMSUNG. Longitudes de la tubería de refrigeración del sistema de aire acondicionado VRF DVMS instalado en edificaciones. En: Base de datos SAMSUNG. Unidad Exterior DVM S Bomba de calor. [Fecha de consulta: 18 de noviembre del 2021]. Disponible en:
<https://www.samsung.com/es/business/climate/vrf/ac-dvm-etam120jxvagh-et/>

SAMSUNG. Tarifa y guía técnica [En digital]. Países Bajos, 2021.

SAMSUNG. VRF Technical Data Book [En digital]. Ver. 2.0, Korea, 2019

SPORLAN. Uso de la tabla P-T como herramienta de servicio [En digital]. Washington

STANFORD III y SPACH. Analysis and design of heating, ventilating, and air-conditioning systems. 2ª ed. Sound Parkway: CRC Press. 2019. 477 pp. ISBN: 978-1-138-60241-0

TECENER. Aire acondicionado – tutorial para el trabajo en campo [En digital]. México D.F., 2015.

TECENER. Refrigeración – tutorial para el trabajo en campo [En digital]. México D.F., 2015.

TERMOMECANICA. Tubos para agua, gas y refrigeración [En digital]. Brasil.

UNSA. Enunciado de Clausius (Segunda ley de la termodinámica. En: Base de datos STUDOCU. Práctica 07 – segunda ley de la termodinámica [En línea]. Arequipa [Fecha de consulta: 18 de noviembre del 2021]. Disponible en: <https://www.studocu.com/pe/document/universidad-nacional-de-san-agustin-de-arequipa/termodinamica-aplicada/practica-lab07-termodinamica/14158228>

ANEXOS

ANEXO 1: Matriz de consistencia

TITULO	PROBLEMA	OBJETIVOS	HIPÓTESIS	Variable	Metodología
"DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO TIPO VRF DE 30 TON PARA EL CONFORT TÉRMICO EN LAS OFICINAS DE LA ONG ANIQUEM - LIMA"	PROBLEMA GENERAL	OBJETIVO GENERAL	HIPÓTESIS GENERAL	Diseño de un Sistema de Aire Acondicionado	TIPO: Tecnológico DISEÑO: No experimental METODO: Método analítico-sintético MUESTRA: Sistema de aire acondicionado tipo VRF para las oficinas de la ONG ANIQUEM
	¿Cómo diseñar un sistema de aire acondicionado tipo VRF de 30 TON para el confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM de la ciudad de Lima?	Diseñar un sistema de aire acondicionado tipo VRF de 30 TON para el confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM de la ciudad de Lima.	El diseño de un sistema de aire acondicionado tipo VRF de 30 TON permite el confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM de la ciudad de Lima.		
	PROBLEMAS ESPECIFICOS	OBJETIVOS ESPECIFICOS	HIPÓTESIS ESPECIFICAS		
	¿Cómo determinar la carga de enfriamiento a fin de realizar la selección de los equipos de aire acondicionado y obtener la capacidad nominal de enfriamiento?	Determinar la carga de enfriamiento a fin de realizar la selección de los equipos de aire acondicionado y obtener la capacidad nominal de enfriamiento.	La carga de enfriamiento permite realizar la selección de los equipos de aire acondicionado y obtener la capacidad nominal de enfriamiento.		
	¿Cómo seleccionar los equipos de aire acondicionado que permitan el dimensionamiento de las tuberías de refrigeración?	Seleccionar los equipos de aire acondicionado que permitan el dimensionamiento de tuberías de refrigeración.	La selección de los equipos de aire acondicionado permite el dimensionamiento de tuberías de refrigeración.		
¿Cómo determinar las dimensiones de las tuberías de refrigeración que permitan realizar el presupuesto del sistema de aire acondicionado para el confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM de la ciudad de Lima?	Determinar las dimensiones de las tuberías de refrigeración que permitan realizar el presupuesto del sistema de aire acondicionado para el confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM de la ciudad de Lima.	El dimensionamiento de las tuberías de refrigeración permite realizar el presupuesto del sistema de aire acondicionado para el confort térmico en las oficinas de la ONG ANIQUEM de la ciudad de Lima.			

ANEXO 2: Datos climáticos generales para la ciudad de LIMA - PERÚ

LIMA CALLAO INTL, PERU (WMO: 846280)																	
Lat:12.022S		Long:77.114W		Elev:113		StdP: 14.64		Time zone:-5.00		Period:90-14		WBAN:99999					
Annual Heating and Humidification Design Conditions																	
Coldest Month	Heating DB		Humidification DP/MCDB and HR						Coldest month WS/MCDB				MCWS/PCWD to 99.6% DB				
			99.6%			99%			0.4%		1%						
	99.6%	99%	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	WS	MCDB	WS	MCDB	MCWS	PCWD			
8	57.2	58.0	53.3	60.6	60.6	53.6	61.4	60.4	17.7	65.9	16.0	64.7	4.3	170			
Annual Cooling, Dehumidification, and Enthalpy Design Conditions																	
Hottest Month	Hottest Month DB Range	Cooling DB/MCWB						Evaporation WB/MCDB						MCWS/PCWD to 0.4% DB			
		0.4%		1%		2%		0.4%		1%		2%					
		DB	MCWB	DB	MCWB	DB	MCWB	WB	MCDB	WB	MCDB	WB	MCDB	MCWS	PCWD		
2	11.4	83.9	72.9	82.0	72.0	80.4	71.5	74.4	81.0	73.1	79.9	72.0	78.6	11.0	190		
Dehumidification DP/MCDB and HR									Enthalpy/MCDB						Extreme Max WB		
0.4%			1%			2%			0.4%		1%		2%				
DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB			
71.9	118.5	79.4	70.2	111.7	77.4	69.7	109.7	76.7	38.1	80.2	36.8	80.1	35.8	79.4	78.4		
Extreme Annual Design Conditions																	
Extreme Annual WS			Extreme Annual Temperature						n-Year Return Period Values of Extreme Temperature								
			Mean		Standard deviation		n=5 years		n=10 years		n=20 years		n=50 years				
1%	2.5%	5%	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	
17.7	15.7	14.1	DB	55.7	86.3	2.9	2.1	53.6	87.8	51.9	89.1	50.3	90.3	48.1	91.8		
			WB	53.9	74.7	2.9	1.5	51.8	75.8	50.1	76.7	48.5	77.6	46.4	78.7		
Monthly Climatic Design Conditions																	
Temperatures, Degree-Days and Degree-Hours	DBAvg	67.9	73.6	75.0	74.2	70.6	67.1	64.7	63.5	62.6	63.0	64.3	67.0	70.3			
	DBStd	5.13	2.50	2.34	2.72	2.95	3.09	3.39	3.10	2.50	2.42	2.09	2.27	2.45			
	HDD50	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0			
	HDD65	327	0	0	0	0	14	46	69	84	70	37	7	0			
	CDD50	6550	732	700	749	619	530	441	417	391	390	444	509	628			
	CDD65	1402	267	280	284	169	79	37	21	10	10	16	66	163			
	CDH74	3902	875	1184	1104	357	80	28	17	6	6	3	24	218			
	CDH80	401	74	141	146	28	2	1	0	0	0	0	0	9			
Wind	WSAvg	7.2	8.7	7.8	7.3	6.8	6.3	5.9	6.2	6.5	7.1	7.4	8.0	8.5			
Precipitation	PrecAvg	0.40	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.10	0.10	0.10	0.00	0.00	0.00			
	PrecMax	0.60	0.10	0.10	0.20	0.10	0.10	0.10	0.10	0.20	0.20	0.00	0.20	0.10			
	PrecMin	0.20	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00			
	PrecStd	0.10	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00			
Monthly Design Dry Bulb and Mean Coincident Wet Bulb Temperatures	0.4%	DB	85.6	86.2	86.1	83.0	79.2	77.4	76.8	74.9	74.9	73.5	77.0	81.0			
		MCWB	74.9	75.1	74.1	72.2	69.2	68.0	67.4	66.9	66.9	65.3	67.6	71.5			
	2%	DB	82.0	83.1	83.9	80.1	76.0	73.5	71.8	70.2	70.1	71.2	73.8	78.4			
		MCWB	71.8	72.5	73.0	70.8	67.6	65.9	65.2	64.7	64.1	63.9	65.7	69.7			
	5%	DB	80.2	81.8	81.2	77.4	73.6	71.5	69.8	67.9	68.2	69.4	72.0	76.5			
		MCWB	71.3	72.1	71.9	69.3	66.5	65.4	63.8	62.2	62.5	62.9	64.9	68.5			
10%	DB	78.6	80.3	79.2	75.6	71.7	69.5	67.6	65.9	66.4	67.9	71.2	75.0				
	MCWB	70.8	71.7	70.9	68.6	65.8	63.9	62.0	60.4	61.2	62.2	64.6	67.8				

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Climatic Design Conditions", 2017, p.1.

Monthly Design Wet Bulb and Mean Coincident Dry Bulb Temperatures	0.4%	WB	75.5	76.2	75.3	73.2	69.9	68.4	67.5	67.8	67.2	65.7	68.1	72.1
		MCDB	82.1	83.3	83.6	81.7	78.0	75.3	75.1	72.6	73.3	72.1	74.8	78.7
	2%	WB	73.7	74.7	73.8	71.6	68.3	67.0	66.0	65.4	65.5	64.2	66.7	70.7
		MCDB	79.7	80.3	81.4	77.6	74.4	73.1	71.6	70.8	69.9	69.5	72.7	76.8
	5%	WB	72.0	73.2	72.6	70.2	67.3	65.4	63.7	61.9	62.7	63.2	65.6	69.2
		MCDB	78.4	79.8	79.7	76.0	72.7	70.7	68.9	66.4	67.7	68.2	71.2	75.2
10%	WB	71.0	72.0	71.7	69.1	66.1	64.1	62.3	60.5	61.1	62.5	64.7	68.0	
	MCDB	77.2	78.6	78.3	74.8	71.1	68.6	66.4	64.4	65.2	67.1	70.1	73.6	
Mean Daily Temperature Range	5% DB	MDBR	10.3	11.4	11.4	10.5	8.6	6.4	5.8	6.0	6.8	7.6	8.5	9.4
		MCDBR	11.8	12.7	13.0	12.1	11.2	9.0	8.2	8.0	8.7	9.1	9.6	10.9
		MCWBR	4.7	4.9	5.1	5.0	5.1	4.1	3.8	4.0	3.9	4.3	4.3	4.8
	5% WB	MCDBR	10.7	11.6	12.3	11.3	10.7	8.5	7.3	6.9	8.0	8.5	9.2	10.3
MCWBR		4.5	4.9	5.1	4.8	5.0	4.0	3.6	3.8	3.9	4.3	4.3	4.8	
Clear Sky Solar Irradiance	taub	0.499	0.490	0.510	0.502	0.448	0.448	0.426	0.449	0.535	0.486	0.479	0.488	
	taud	2.186	2.228	2.168	2.162	2.282	2.266	2.344	2.259	1.999	2.170	2.201	2.199	
	Ebn,noon	271	272	261	252	256	251	260	263	250	269	274	273	
	Edn,noon	50	48	49	47	40	39	37	42	58	50	49	49	
All-Sky Solar Radiation	RadAvg	1946	1926	1880	1792	1491	1214	1175	1323	1508	1732	1890	1861	
	RadStd	136	83	55	86	113	78	56	70	85	77	111	137	
CDDn	Cooling degree-days base n°F, °F-day	Lat	Latitude, °		Period	Years used to calculate the design conditions								
CDHn	Cooling degree-hours base n°F, °F-hour	Long	Longitude, °		Sd	Standard deviation of daily average temperature, °F								
DB	Dry bulb temperature, °F	MCDB	Mean coincident dry bulb temperature, °F		StdP	Standard pressure at station elevation, psi								
DP	Dew point temperature, °F	MCDBR	Mean coincident dry bulb temp. range, °F		taub	Clear sky optical depth for beam irradiance								
Ebn,noon	Clear sky beam normal and diffuse horizontal irradiances at solar noon, Btu/h/ft ²	MCDP	Mean coincident dew point temperature, °F		taud	Clear sky optical depth for diffuse irradiance								
Edh,noon		MCWB	Mean coincident wet bulb temperature, °F		Tavg	Average temperature, °F								
Elev	Elevation, ft	MCWBR	Mean coincident wet bulb temp. range, °F		Time Zone	Hours ahead or behind UTC								
Enth	Enthalpy, Btu/lb	MCWS	Mean coincident wind speed, mph		WB	Wet bulb temperature, °F								
HDDn	Heating degree-days base n°F, °F-day	MDBR	Mean dry bulb temp. range, °F		Hours 8/4 & 55/69	Number of hours between 8 a.m. and 4 p.m. with DB between 55 and 69 °F								
PCWD	Prevailing coincident wind direction, °, 0 = North, 90 = East	WS	Wind speed, mph		HR	Humidity ratio, grains of moisture per lb of dry air								

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Climatic Design Conditions", 2017, p.2.

ANEXO 3: Serie de tiempo de conducción (CTS) para paredes

Table 16 Wall Conduction Time Series (CTS)										
Wall Number	Curtain Walls						Stud Walls			
	Spandrel Glass, R-10 Insulation Board, Gyp. Board	Spandrel Glass, R-20 Insulation Board, Gyp. Board	Metal Wall Panel, R-10 Insulation Board, Gyp. Board	Metal Wall Panel, R-20 Insulation Board, Gyp. Board	1 in. Stone, R-10 Insulation Board, Gyp. Board	1 in. Stone, R-20 Insulation Board, Gyp. Board	Metal Wall Panel, Sheathing, R-11 Batt Insulation, Gyp. Board	Metal Wall Panel, Sheathing, R-22 Batt Insulation, Gyp. Board	1 in. Stone, Sheathing, R-11 Batt Insulation, Gyp. Board	1 in. Stone, Sheathing, R-22 Batt Insulation, Gyp. Board
<i>U, Btu/h·ft²·°F</i>	0.076	0.043	0.076	0.043	0.076	0.043	0.074	0.041	0.073	0.041
Total R	13.2	23.2	13.2	23.1	13.2	23.2	13.6	24.6	13.6	24.7
Hour	Conduction Time Factors, %						Conduction Time Factors, %			
0	18.0	3.4	25.0	5.4	8.3	1.4	19.3	5.6	6.5	1.6
1	57.1	35.9	56.1	40.9	44.0	22.3	57.5	45.0	41.1	24.9
2	19.8	36.8	15.2	33.8	31.2	35.9	18.7	34.4	32.7	37.3
3	4.0	15.9	3.0	13.4	11.6	23.2	3.7	11.1	13.3	21.9
4	0.8	5.5	0.6	4.5	3.5	10.7	0.7	2.9	4.5	9.2
5	0.2	1.8	0.1	1.4	1.0	4.2	0.1	0.7	1.4	3.4
6	0.0	0.6	0.0	0.4	0.3	1.5	0.0	0.2	0.4	1.2
7	0.0	0.2	0.0	0.1	0.1	0.5	0.0	0.0	0.1	0.4
8	0.0	0.1	0.0	0.0	0.0	0.2	0.0	0.0	0.0	0.1
9	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0
10	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
11	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
12	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
13	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
14	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
15	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
16	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
17	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
18	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
19	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
20	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
21	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
22	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
23	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Total Percentage	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Layer ID from outdoors to indoors (See Table 18)	F01 F09 F04 I02 F04 G01 F02 0 0 0	F01 F09 F04 I02 F04 G01 F02 0 0 0	F01 F08 F04 I02 F04 G01 F02 0 0 0	F01 F08 F04 I02 F04 G01 F02 0 0 0	F01 F10 F04 I02 F04 I02 F02 0 0 0	F01 F10 F04 I02 F04 I02 G01 F02 0 0 0	F01 F08 G03 I04 G01 F02 0 0 0	F01 F08 G03 I04 I04 G01 F02 0 0 0	F01 F10 G03 I04 G01 F02 0 0 0	F01 F10 G03 I04 I04 G01 F02 0 0 0

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.26.

	Stud Walls				EIFS					
	Wood Siding, Sheathing, R-11 Batt Insulation, 1/2 in. Wood	Wood Siding, Sheathing, R-22 Batt Insulation, 1/2 in. Wood	1 in. Stucco, Sheathing, R-11 Batt Insulation, Gyp. Board	1 in. Stucco, Sheathing, R-22 Batt Insulation, Gyp. Board	EIFS, R-5 Insulation Board, Sheathing, Gyp. Board	EIFS, R-10 Insulation Board, Sheathing, Gyp. Board	EIFS, R-5 Insulation Board, R-11 Batt Insulation, Gyp. Board	EIFS, R-5 Insulation Board, R-22 Batt Insulation, Gyp. Board	EIFS, R-5 Insulation Board, 8 in. LW CMU, Gyp. Board	EIFS, R-10 Insulation Board, 8 in. LW CMU, Gyp. Board
Wall Number	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
U , Btu/h·ft ² ·°F	0.071	0.040	0.073	0.076	0.040	0.118	0.054	0.034	0.093	0.063
Total R	14.1	25.2	13.8	24.8	8.5	13.4	18.6	29.7	10.8	15.8
Hour	Conduction Time Factors, %				Conduction Time Factors, %					
0	6.4	1.5	5.7	1.3	11.9	6.0	2.6	0.5	1.0	1.3
1	40.7	24.3	40.4	23.8	48.8	40.7	25.2	11.9	2.0	1.8
2	32.4	36.3	33.6	37.6	26.3	31.6	30.7	25.9	5.8	4.5
3	13.5	21.9	13.7	22.5	8.8	13.2	19.5	22.9	8.7	7.3
4	4.7	9.8	4.6	9.6	2.8	5.1	10.6	15.4	9.3	8.3
5	1.6	3.9	1.4	3.5	0.9	2.0	5.5	9.5	8.9	8.2
6	0.5	1.5	0.4	1.2	0.3	0.8	2.9	5.7	8.1	7.7
7	0.2	0.5	0.1	0.4	0.1	0.3	1.5	3.4	7.2	7.0
8	0.0	0.2	0.0	0.1	0.0	0.1	0.8	2.0	6.5	6.4
9	0.0	0.1	0.0	0.0	0.0	0.0	0.4	1.2	5.7	5.8
10	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.2	0.7	5.1	5.3
11	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.4	4.5	4.8
12	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.2	4.0	4.3
13	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	3.6	3.9
14	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	3.2	3.5
15	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	2.8	3.2
16	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	2.5	2.9
17	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	2.2	2.6
18	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	2.0	2.4
19	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1.8	2.1
20	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1.6	1.9
21	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1.4	1.8
22	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1.2	1.6
23	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	1.1	1.4
Total Percentage	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Layer ID from outdoors to indoors (See Table 18)	F01 F11 G02 I04 G01 F02 0 0 0 0	F01 F11 G02 I04 I04 G01 G01 F02 0 0 0 0	F01 F07 G03 I04 G01 F02 0 0 0 0	F01 F07 G03 I04 I04 G01 G01 F02 0 0 0 0	F01 F06 I01 G03 F04 G01 F02 0 0 0 0	F01 F06 I01 I01 G03 G03 F04 G01 G01 F02 0 0 0 0	F01 F06 I01 G03 I04 G01 I04 F02 0 0 0 0	F01 F06 I01 G03 I04 I04 G01 G01 F02 0 0 0 0	F01 F06 I01 G03 M03 F04 F02 0 0 0 0	F01 F06 I01 I01 I01 G03 G03 M03 F04 F04 G01 F02 0 0 0 0

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.27.

Wall Number	Brick Walls								
	Brick, R-5 Insulation Board, Sheathing, Gyp. Board	Brick, R-10 Insulation Board, Sheathing, Gyp. Board	Brick, Sheathing, R-11 Batt Insulation, Gyp. Board	Brick, Sheathing, R-22 Batt Insulation, Gyp. Board	Brick, R-5 Insulation Board, Sheathing, R-11 Batt Insulation, Gyp. Board	Brick, R-5 Insulation Board, Sheathing, R-22 Batt Insulation, Gyp. Board	Brick, R-5 Insulation Board, 8 in. LW CMU	Brick, R-10 Insulation Board, 8 in. LW CMU	Brick, 8 in. LW CMU, R-11 Batt Insulation, Gyp. Board
<i>U</i> , Btu/h·ft ² ·°F	0.101	0.067	0.066	0.038	0.050	0.028	0.103	0.068	0.061
Total <i>R</i>	9.9	14.9	15.1	26.1	20.1	36.1	9.7	14.7	16.4
Hour	Conduction Time Factors, %								
0	0.2	0.1	0.2	0.1	0.1	0.4	0.6	0.8	1.6
1	4.8	3.0	4.1	1.6	1.5	0.5	0.8	0.8	1.5
2	13.9	11.1	13.3	8.5	6.8	2.0	2.6	2.1	1.9
3	16.7	15.5	16.6	14.5	11.7	5.3	5.5	4.5	3.3
4	14.9	15.0	14.8	15.2	13.3	8.2	7.6	6.6	5.0
5	12.0	12.7	11.8	13.1	12.7	9.7	8.7	7.9	6.2
6	9.2	10.1	9.2	10.6	11.1	10.1	9.0	8.4	6.9
7	7.0	7.8	7.1	8.3	9.2	9.6	8.7	8.4	7.1
8	5.3	6.0	5.4	6.5	7.5	8.8	8.2	8.0	7.0
9	4.0	4.6	4.2	5.0	5.9	7.8	7.4	7.4	6.7
10	3.0	3.5	3.2	3.9	4.7	6.8	6.6	6.7	6.3
11	2.3	2.6	2.4	3.0	3.6	5.8	5.8	6.0	5.9
12	1.7	2.0	1.9	2.3	2.8	4.9	5.0	5.3	5.4
13	1.3	1.5	1.4	1.8	2.2	4.1	4.3	4.7	5.0
14	1.0	1.1	1.1	1.4	1.7	3.4	3.7	4.1	4.5
15	0.7	0.9	0.8	1.1	1.3	2.8	3.1	3.5	4.1
16	0.5	0.7	0.6	0.8	1.0	2.3	2.6	3.0	3.7
17	0.4	0.5	0.5	0.6	0.8	1.9	2.2	2.6	3.4
18	0.3	0.4	0.4	0.5	0.6	1.5	1.9	2.2	3.0
19	0.2	0.3	0.3	0.4	0.5	1.2	1.6	1.9	2.7
20	0.2	0.2	0.2	0.3	0.4	1.0	1.3	1.6	2.5
21	0.1	0.2	0.2	0.2	0.3	0.8	1.1	1.4	2.2
22	0.1	0.1	0.1	0.2	0.2	0.6	0.9	1.1	2.0
23	0.1	0.1	0.1	0.1	0.2	0.5	0.7	1.0	1.8
Total Percentage	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Layer ID from outdoors to indoors (See Table 18)	F01 M01 F04 I01 G03 F04 G01 F02 0 0 0	F01 M01 F04 I01 G03 G01 F04 G01 F02 0 0 0	F01 M01 F04 G03 I04 G01 F02 0 0 0	F01 M01 F04 G03 I04 G01 F02 0 0 0	F01 M01 F04 G03 I04 G01 F02 0 0 0	F01 M01 F04 I01 G03 I04 G03 I04 G01 F02 0 0 0	F01 M01 F04 I01 M03 F02 0 0 0 0 0	F01 M01 F04 I01 I01 M03 F02 0 0 0 0	F01 M01 F04 M03 G01 F02 0 0 0 0

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.28.

	Brick Walls								
	Brick, 8 in. LW CMU, R-22 Batt Insulation, Gyp. Board	Brick, R-5 Insulation Board, HW CMU, Gyp. Board	Brick, R-10 Insulation Board, HW CMU, Gyp. Board	Brick, R-5 Insulation Board, Brick	Brick, R-10 Insulation Board, Brick	Brick, R-5 Insulation Board, 8 in. LW Concrete, Gyp. Board	Brick, R-10 Insulation Board, 8 in. LW Concrete, Gyp. Board	Brick, R-5 Insulation Board, 12 in. HW Concrete, Gyp. Board	Brick, R-10 Insulation Board, 12 in. HW Concrete, Gyp. Board
Wall Number	30	31	32	33	34	35	36	37	38
<i>U</i> , Btu/h·ft ² ·°F	0.036	0.111	0.071	0.124	0.077	0.091	0.062	0.097	0.062
Total <i>R</i>	27.4	9.0	14.0	8.1	13.0	11.0	16.0	10.3	16.0
Hour	Conduction Time Factors, %								
0	1.9	1.8	2.0	0.9	1.0	3.3	3.4	3.8	3.9
1	1.8	1.7	1.9	1.3	1.2	3.1	3.3	3.8	3.8
2	1.8	2.4	2.3	3.3	2.8	3.0	3.2	3.7	3.8
3	2.7	3.8	3.4	5.8	5.0	3.1	3.2	3.7	3.8
4	4.0	5.1	4.6	7.3	6.6	3.4	3.4	3.8	3.8
5	5.4	6.0	5.5	8.0	7.5	3.8	3.7	3.9	3.9
6	6.2	6.5	6.1	8.2	7.8	4.2	4.1	4.1	4.0
7	6.7	6.6	6.3	7.9	7.7	4.6	4.4	4.2	4.2
8	6.8	6.6	6.3	7.5	7.4	4.8	4.6	4.3	4.3
9	6.6	6.4	6.2	6.9	6.9	5.0	4.8	4.4	4.4
10	6.4	6.1	6.0	6.2	6.4	5.1	4.9	4.5	4.5
11	6.0	5.7	5.7	5.6	5.8	5.1	5.0	4.5	4.5
12	5.6	5.3	5.4	5.0	5.2	5.1	4.9	4.6	4.5
13	5.2	4.9	5.0	4.4	4.6	5.0	4.9	4.6	4.5
14	4.8	4.6	4.7	3.8	4.1	4.9	4.8	4.5	4.5
15	4.4	4.2	4.3	3.3	3.6	4.7	4.7	4.5	4.5
16	4.0	3.8	4.0	2.9	3.2	4.6	4.6	4.3	4.3
17	3.7	3.5	3.7	2.5	2.8	4.4	4.4	4.3	4.3
18	3.4	3.2	3.4	2.2	2.4	4.2	4.3	4.2	4.2
19	3.1	2.9	3.1	1.9	2.1	4.1	4.1	4.2	4.2
20	2.8	2.6	2.9	1.6	1.8	3.9	4.0	4.1	4.1
21	2.5	2.4	2.6	1.4	1.6	3.7	3.9	4.0	4.1
22	2.3	2.1	2.4	1.2	1.4	3.6	3.7	4.0	4.0
23	2.1	1.9	2.2	1.0	1.2	3.4	3.6	3.9	3.9
Total Percentage	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Layer ID from outdoors to indoors (See Table 18)	F01 M01 F04 M03 I04 G01 F02 0 0	F01 M01 F04 I01 M05 G01 F02 0 0	F01 M01 F04 I01 I01 M05 G01 F02 0 0	F01 M01 F04 I01 M01 F02 0 0 0	F01 M01 F04 I01 I01 M01 F02 0 0 0	F01 M01 F04 I01 I01 M13 F04 G01 F02 0 0	F01 M01 F04 I01 I01 M13 I01 M13 F04 G01 F02 0 0	F01 M01 F04 I01 M16 F04 G01 F02 0 0	F01 M01 F04 I01 I01 M16 M16 F04 G01 F02 0 0

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.29.

	Brick Walls		Concrete Block Walls						
	Brick, 8 in. HW Concrete, R-11 Batt Insulation, Gyp. Board	Brick, 8 in. HW Concrete, R-22 Batt Insulation, Gyp. Board	8 in. LW CMU, R-11 Batt Insulation, Gyp. Board	8 in. LW CMU, R-22 Batt Insulation, Gyp. Board	8 in. LW CMU w/Fill Insulation, R-11 Batt Insulation, Gyp. Board	8 in. LW CMU w/Fill Insulation, R-22 Batt Insulation, Gyp. Board	1 in. Stucco, 8 in. HW CMU, R-11 Batt Insulation, Gyp. Board	1 in. Stucco, 8 in. HW CMU, R-22 Batt Insulation, Gyp. Board	8 in. LW CMU w/Fill Insulation
Wall Number	39	40	41	42	43	44	45	46	47
<i>U</i> , Btu/h·ft ² ·°F	0.067	0.038	0.067	0.039	0.059	0.036	0.073	0.040	0.186
Total <i>R</i>	14.8	26.1	14.9	25.9	17.0	28.0	13.8	24.8	5.4
Hour	Conduction Time Factors, %		Conduction Time Factors, %						
0	3.4	3.5	0.2	0.2	0.6	0.8	0.5	0.5	0.7
1	3.3	3.4	4.6	1.9	1.6	1.0	2.3	1.2	10.4
2	3.3	3.3	13.3	8.8	5.7	3.4	8.0	5.1	20.6
3	3.6	3.5	15.8	13.9	9.5	7.1	11.6	9.6	19.5
4	4.0	3.8	14.0	14.1	10.8	9.4	11.7	11.3	14.8
5	4.4	4.2	11.4	12.3	10.3	9.8	10.5	10.8	10.5
6	4.7	4.5	9.0	10.0	9.3	9.3	9.1	9.6	7.3
7	4.8	4.7	7.0	8.1	8.1	8.3	7.7	8.3	5.0
8	4.9	4.8	5.5	6.4	7.0	7.4	6.5	7.1	3.5
9	4.9	4.9	4.3	5.1	6.0	6.5	5.5	6.0	2.4
10	4.9	4.9	3.4	4.1	5.1	5.6	4.6	5.1	1.6
11	4.8	4.8	2.6	3.2	4.4	4.9	3.9	4.3	1.1
12	4.7	4.7	2.0	2.6	3.7	4.3	3.3	3.7	0.8
13	4.6	4.6	1.6	2.1	3.2	3.7	2.8	3.1	0.5
14	4.5	4.5	1.3	1.6	2.7	3.2	2.3	2.7	0.4
15	4.4	4.4	1.0	1.3	2.3	2.8	2.0	2.3	0.2
16	4.2	4.3	0.8	1.0	2.0	2.4	1.6	1.9	0.2
17	4.1	4.2	0.6	0.8	1.7	2.1	1.4	1.6	0.1
18	4.0	4.1	0.5	0.7	1.5	1.8	1.2	1.4	0.1
19	3.9	4.0	0.4	0.5	1.2	1.6	1.0	1.2	0.1
20	3.8	3.9	0.3	0.4	1.1	1.4	0.8	1.0	0.0
21	3.7	3.8	0.2	0.3	0.9	1.2	0.7	0.8	0.0
22	3.6	3.7	0.2	0.3	0.8	1.1	0.6	0.7	0.0
23	3.5	3.6	0.1	0.2	0.7	0.9	0.5	0.6	0.0
Total Percentage	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Layer ID from outdoors to indoors (See Table 18)	F01 M01 F04 M15 I04 G01 F02 0 0 0	F01 M01 F04 M15 I04 I04 G01 F02 0	F01 M03 I04 G01 F02 0 0 0 0	F01 M03 I04 I04 G01 F02 0 0 0 0	F01 M08 I04 G01 F02 0 0 0 0	F01 M08 I04 I04 G01 F02 0 0 0 0	F01 F07 M05 I04 G01 F02 0 0 0 0	F01 F07 M05 I04 I04 G01 F02 0 0 0 0	F01 M08 F02 0 0 0 0 0 0

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.30.

	Concrete Block Walls		Precast and Cast-in-Place Block Walls							
	8 in. LW CMU w/Fill Insulation, Gyp. Board	12 in. LW CMU w/Fill Insulation, Gyp. Board	4 in. LW Concrete. R-5 Board Insulation, Gyp. Board	4 in. LW Concrete. R-10 Board Insulation, Gyp. Board	4 in. LW Concrete. R-11 Batt Insulation, Gyp. Board	4 in. LW Concrete. R-22 Batt Insulation, Gyp. Board	4 in. LW Concrete. R-10 Board Insulation, 4 in. LW Concrete	4 in. LW Concrete. R-20 Board Insulation, 4 in. LW Concrete	EIFS, R-5 Insulation Board, 8 in. LW Concrete, Gyp. Board	EIFS, R-10 Insulation Board, 8 in. LW Concrete, Gyp. Board
Wall Number	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57
U, Btu/h·ft ² ·°F	0.147	0.121	0.119	0.075	0.073	0.041	0.077	0.044	0.115	0.073
Total R	6.8	8.3	8.4	13.4	13.6	24.6	13.0	23.0	8.7	13.7
Hour	Conduction Time Factors, %		Conduction Time Factors, %							
0	0.2	1.0	0.7	0.3	0.4	0.1	0.7	0.9	2.2	2.4
1	3.6	1.1	10.4	7.1	8.4	3.8	0.9	0.8	2.2	2.4
2	11.8	2.6	19.7	17.4	18.2	13.6	2.8	1.6	3.2	3.1
3	15.5	5.0	18.1	18.1	17.9	17.5	5.6	3.7	4.6	4.2
4	14.6	7.1	13.9	14.6	14.2	15.6	7.7	5.9	5.7	5.2
5	12.2	8.3	10.2	11.1	10.7	12.3	8.7	7.4	6.2	5.7
6	9.7	8.5	7.4	8.2	7.9	9.4	8.9	8.2	6.3	5.9
7	7.5	8.3	5.4	6.1	5.9	7.0	8.6	8.3	6.2	5.9
8	5.8	7.7	3.9	4.5	4.3	5.3	8.0	8.1	6.0	5.8
9	4.5	7.0	2.8	3.3	3.2	3.9	7.3	7.6	5.7	5.6
10	3.5	6.3	2.1	2.5	2.4	3.0	6.5	6.9	5.4	5.3
11	2.7	5.6	1.5	1.8	1.7	2.2	5.7	6.3	5.1	5.1
12	2.0	4.9	1.1	1.3	1.3	1.6	5.0	5.6	4.8	4.8
13	1.6	4.3	0.8	1.0	0.9	1.2	4.3	4.9	4.5	4.6
14	1.2	3.8	0.6	0.7	0.7	0.9	3.7	4.3	4.2	4.3
15	0.9	3.3	0.4	0.5	0.5	0.7	3.2	3.7	3.9	4.1
16	0.7	2.9	0.3	0.4	0.4	0.5	2.7	3.2	3.7	3.9
17	0.6	2.5	0.2	0.3	0.3	0.4	2.3	2.8	3.5	3.6
18	0.4	2.2	0.2	0.2	0.2	0.3	1.9	2.4	3.2	3.4
19	0.3	1.9	0.1	0.2	0.2	0.2	1.6	2.0	3.0	3.3
20	0.3	1.7	0.1	0.1	0.1	0.2	1.4	1.7	2.8	3.1
21	0.2	1.5	0.1	0.1	0.1	0.1	1.1	1.5	2.6	2.9
22	0.1	1.3	0.0	0.1	0.1	0.1	0.9	1.2	2.5	2.7
23	0.1	1.1	0.0	0.0	0.0	0.1	0.8	1.0	2.3	2.6
Total Percentage	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Layer ID from outdoors to indoors (See Table 18)	F01 M08 F04 G01 F02 0 0 0 0 0	F01 M09 F04 G01 F02 0 0 0 0 0	F01 M11 I01 F04 G01 F02 0 0 0 0 0	F01 M11 I01 I01 F04 G01 F02 0 0 0 0 0	F01 M11 I04 G01 F02 0 0 0 0 0	F01 M11 I04 I04 M11 G01 F02 0 0 0 0 0	F01 M11 I02 I02 M11 F02 0 0 0 0 0	F01 M11 I02 I02 M11 F02 0 0 0 0 0	F01 F06 I01 M13 G01 F02 0 0 0 0 0	F01 F06 I01 I01 M13 G01 F02 0 0 0 0 0

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.31.

	Precast and Cast-in-Place Block Walls								
	8 in. LW Concrete. R-11 Batt Insulation, Gyp. Board	8 in. LW Concrete. R-22 Batt Insulation, Gyp. Board	EIFS, R-10 Board, 8 in. HW Concrete, Gyp. Board	EIFS, R-20 Board, 8 in. HW Concrete, Gyp. Board	8 in. HW Concrete. R-11 Batt Insulation, Gyp. Board	8 in. HW Concrete. R-22 Batt Insulation, Gyp. Board	12 in. HW Concrete, R-19 Batt Insulation, Gyp. Board	12 in. HW Concrete, R-38 Batt Insulation, Gyp. Board	12 in. HW Concrete
Wall Number	58	59	60	61	62	63	64	65	66
U, Btu/h·ft ² ·°F	0.068	0.039	0.082	0.045	0.076	0.041	0.047	0.025	0.549
Total R	14.7	25.7	12.1	22.1	13.1	24.2	21.4	40.5	1.8
Hour	Conduction Time Factors, %								
0	1.4	1.6	2.8	2.9	1.1	1.2	2.5	2.7	1.2
1	1.6	1.6	3.0	2.9	2.1	1.5	2.4	2.6	1.9
2	3.2	2.4	4.2	3.5	5.5	3.8	2.7	2.5	4.3
3	5.6	4.3	5.2	4.5	8.2	6.9	3.6	2.8	6.6
4	7.2	6.2	5.6	5.2	8.9	8.4	4.7	3.5	7.8
5	7.7	7.2	5.6	5.5	8.6	8.6	5.5	4.3	8.1
6	7.7	7.4	5.5	5.5	7.9	8.1	5.9	5.1	7.9
7	7.3	7.3	5.3	5.4	7.1	7.4	6.0	5.5	7.4
8	6.8	6.9	5.2	5.2	6.4	6.7	5.9	5.8	6.8
9	6.2	6.4	5.0	5.0	5.7	6.1	5.7	5.8	6.2
10	5.6	5.9	4.8	4.9	5.1	5.4	5.5	5.7	5.6
11	5.1	5.4	4.6	4.7	4.6	4.9	5.2	5.5	5.0
12	4.7	4.9	4.4	4.5	4.1	4.4	5.0	5.3	4.5
13	4.2	4.5	4.3	4.4	3.7	3.9	4.7	5.1	4.0
14	3.8	4.1	4.1	4.2	3.3	3.5	4.4	4.8	3.6
15	3.5	3.7	3.9	4.1	2.9	3.2	4.2	4.6	3.2
16	3.2	3.4	3.8	3.9	2.6	2.8	4.0	4.3	2.9
17	2.9	3.1	3.6	3.8	2.3	2.5	3.7	4.1	2.6
18	2.6	2.8	3.5	3.6	2.1	2.3	3.5	3.9	2.3
19	2.4	2.6	3.4	3.5	1.9	2.0	3.3	3.6	2.0
20	2.1	2.4	3.2	3.4	1.7	1.8	3.1	3.4	1.8
21	1.9	2.2	3.1	3.3	1.5	1.6	3.0	3.2	1.6
22	1.8	2.0	3.0	3.1	1.3	1.5	2.8	3.1	1.5
23	1.6	1.8	2.9	3.0	1.2	1.3	2.6	2.9	1.3
Total Percentage	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Layer ID from outdoors to indoors (See Table 18)	F01 M13 I04 G01 F02 0 0 0 0 0	F01 M13 I04 I04 G01 F02 0 0 0 0 0	F01 F06 I02 M15 G01 F02 0 0 0 0 0	F01 F06 I02 I02 M15 G01 F02 0 0 0 0 0	F01 M15 I04 G01 F02 0 0 0 0 0	F01 M15 I04 I04 G01 G01 F02 0 0 0 0 0	F01 M16 I05 G01 F02 0 0 0 0 0	F01 M16 I05 I05 G01 F02 0 0 0 0 0	F01 M16 F02 0 0 0 0 0 0

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.32.

ANEXO 4: Serie de tiempo de conducción (CTS) para techos

Table 17 Roof Conduction Time Series (CTS)									
	Sloped Frame Roofs								
	Metal Roof, R-19 Batt Insulation, Gyp. Board	Metal Roof, R-38 Batt Insulation, Gyp. Board	Metal Roof, R-19 Batt Insulation, Acoustical Ceiling	Metal Roof, R-38 Batt Insulation, Acoustical Ceiling	Metal Roof, R-19 Batt Insulation	Metal Roof, R-38 Batt Insulation	Asphalt Shingles, Wood Sheathing, R-19 Batt Insulation, Gyp. Board	Asphalt Shingles, Wood Sheathing, R-38 Batt Insulation, Gyp. Board	Slate or Tile, Wood Sheathing, R-19 Batt Insulation, Gyp. Board
Roof Number	1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>U</i> , Btu/h · ft ² · °F	0.0438	0.0239	0.0399	0.0227	0.0449	0.0242	0.0414	0.0231	0.0421
Total <i>R</i>	22.85	41.91	25.07	44.12	22.29	41.35	24.18	43.24	23.78
Hour	Conduction Time Factors, %								
1	6.4	0.3	10.1	0.5	26.6	1.9	0.9	0.0	0.8
2	44.2	10.9	55.6	14.8	61.0	27.5	16.5	2.6	16.6
3	32.7	28.5	27.3	32.1	11.2	34.7	30.1	13.3	32.8
4	11.6	25.9	5.7	24.3	1.1	19.1	23.5	21.0	25.0
5	3.6	16.2	1.0	13.6	0.1	9.0	14.0	20.2	13.6
6	1.1	8.9	0.2	7.1	0.0	4.2	7.5	15.5	6.4
7	0.3	4.6	0.0	3.7	0.0	1.9	3.8	10.6	2.8
8	0.1	2.3	0.0	1.9	0.0	0.9	1.9	6.7	1.2
9	0.0	1.2	0.0	1.0	0.0	0.4	0.9	4.1	0.5
10	0.0	0.6	0.0	0.5	0.0	0.2	0.5	2.5	0.2
11	0.0	0.3	0.0	0.3	0.0	0.1	0.2	1.4	0.1
12	0.0	0.1	0.0	0.1	0.0	0.0	0.1	0.8	0.0
13	0.0	0.1	0.0	0.1	0.0	0.0	0.1	0.5	0.0
14	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.3	0.0
15	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.2	0.0
16	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.0
17	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.0
18	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
19	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
20	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
21	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
22	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
23	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
24	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Total Percentage	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Layer ID from outdoors to indoors (See Table 18)	F01 F08 G03 F05 I05 G01 F03 0 0 0 0 0 0 0 0	F01 F08 G03 F05 I05 I05 G01 F03 F03 0 0 0 0 0 0	F01 F08 G03 F05 I05 I05 F16 F03 F03 0 0 0 0 0 0	F01 F08 G03 F05 I05 I05 I05 F05 F16 F03 0 0 0 0 0 0	F01 F08 G03 F05 I05 F03 0 0 0 0 0 0 0 0	F01 F08 G03 F05 I05 I05 I05 F03 F03 0 0 0 0 0 0	F01 F12 G05 F05 I05 F05 G01 F03 0 0 0 0 0 0	F01 F12 G05 F05 I05 I05 I05 F05 F05 G01 G01 0 0 0 0 0 0	F01 F14 G05 F05 I05 I05 F05 G01 F03 0 0 0 0 0 0

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.33.

Table 17 Roof Conduction Time Series (CTS) (Continued)									
	Sloped Frame Roofs			Wood Deck				Metal Deck Roofs	
	Slate or Tile, Wood Sheathing, R-38 Batt Insulation, Gyp. Board	Wood Shingles, Wood Sheathing, R-19 Batt Insulation, Gyp. Board	Wood Shingles, Wood Sheathing, R-38 Batt Insulation, Gyp. Board	Membrane, Sheathing, R-10 Insulation Board, Wood Deck	Membrane, Sheathing, R-20 Insulation Board, Wood Deck	Membrane, Sheathing, R-10 Insulation Board, Wood Deck	Membrane, Sheathing, R-20 Insulation Board, Wood Deck	Membrane, Sheathing, R-10 Insulation Board, Metal Deck	Membrane, Sheathing, R-20 Insulation Board, Metal Deck
Roof Number	10	11	12	13	14	15	16	17	18
U , Btu/h · ft ² · °F	0.0233	0.0405	0.0229	0.0695	0.0411	0.0582	0.0369	0.0799	0.0445
Total R	42.84	24.69	43.75	14.40	24.34	17.17	27.12	12.51	22.46
Hour	Conduction Time Factors, %			Conduction Time Factors, %				Conduction Time Factors, %	
1	0.0	0.6	0.0	0.3	0.1	0.9	1.2	18.0	3.3
2	2.5	11.6	1.7	6.9	2.1	2.7	1.5	60.0	38.1
3	14.0	24.2	9.7	17.2	10.0	7.8	4.3	18.4	37.6
4	22.8	22.1	17.0	17.7	15.4	10.1	7.6	3.0	14.6
5	21.4	15.6	18.1	14.3	15.2	9.8	8.8	0.5	4.5
6	15.7	10.0	15.5	10.9	12.7	8.8	8.6	0.1	1.3
7	10.1	6.2	11.9	8.2	10.1	7.8	8.0	0.0	0.4
8	6.0	3.8	8.5	6.2	7.9	6.9	7.2	0.0	0.1
9	3.4	2.3	5.9	4.6	6.1	6.1	6.5	0.0	0.0
10	1.9	1.4	4.0	3.5	4.7	5.4	5.9	0.0	0.0
11	1.0	0.8	2.6	2.6	3.6	4.8	5.3	0.0	0.0
12	0.6	0.5	1.7	2.0	2.8	4.2	4.7	0.0	0.0
13	0.3	0.3	1.1	1.5	2.2	3.7	4.3	0.0	0.0
14	0.2	0.2	0.7	1.1	1.7	3.3	3.8	0.0	0.0
15	0.1	0.1	0.5	0.8	1.3	2.9	3.4	0.0	0.0
16	0.0	0.1	0.3	0.6	1.0	2.6	3.1	0.0	0.0
17	0.0	0.0	0.2	0.5	0.8	2.3	2.8	0.0	0.0
18	0.0	0.0	0.1	0.3	0.6	2.0	2.5	0.0	0.0
19	0.0	0.0	0.1	0.3	0.5	1.8	2.2	0.0	0.0
20	0.0	0.0	0.1	0.2	0.4	1.5	2.0	0.0	0.0
21	0.0	0.0	0.0	0.1	0.3	1.4	1.8	0.0	0.0
22	0.0	0.0	0.0	0.1	0.2	1.2	1.6	0.0	0.0
23	0.0	0.0	0.0	0.1	0.2	1.1	1.5	0.0	0.0
24	0.0	0.0	0.0	0.1	0.1	0.9	1.3	0.0	0.0
Total Percentage	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Layer ID from outdoors to indoors (See Table 18)	F01 F14 G05 F05 I05 I05 F05 G01 G01 F03 0 0 0 0 0 0 0	F01 F15 G05 F05 I05 I05 F05 G01 F03 0 0 0 0 0 0 0	F01 F15 G05 F05 I05 I05 F05 G01 G01 F03 0 0 0 0 0 0 0	F01 F13 G03 I02 G06 F03 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0	F01 F13 G03 I02 I02 G06 G06 F03 0 0 0 0 0 0 0	F01 F13 G03 I02 I02 G06 F05 F16 F03 0 0 0 0 0 0 0	F01 F13 G03 I02 I02 G06 G06 F05 F05 F16 F03 0 0 0 0 0 0 0	F01 F13 G03 I02 I02 F08 F03 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0	F01 F13 G03 I02 I02 I02 F08 F08 F03 0 0 0 0 0 0 0

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.34.

Roof Number	Metal Deck Roofs							Concrete Roofs	
	Membrane, Sheathing, R-10 Insulation Board, Metal Deck, Suspended Acoustical Ceiling	Membrane, Sheathing, R-20 Insulation Board, Metal Deck, Suspended Acoustical Ceiling	Membrane, Sheathing, R-15 Insulation Board, Metal Deck	Membrane, Sheathing, R-30 Insulation Board, Metal Deck	Membrane, Sheathing, R-25 Insulation Board, Metal Deck	2 in. Concrete RoofBallast, R-15 Insulation Board, Metal Deck	2 in. Concrete RoofBallast, R-30 Insulation Board, Metal Deck	Membrane, Sheathing, R-15 Insulation Board, 4 in. LW Concrete	Membrane, Sheathing, R-30 Insulation Board, 4 in. LW Concrete
U, Btu/h·ft²·°F	0.0654	0.0331	0.0572	0.0309	0.0438	0.0526	0.0295	0.0539	0.0299
Total R	15.29	30.21	17.48	32.40	22.85	19.03	33.95	18.56	33.48
Hour	Conduction Time Factors, %							Conduction Time Factors, %	
1	4.8	0.2	8.6	0.3	6.4	0.4	0.1	0.6	0.8
2	40.0	8.8	52.5	12.8	44.2	10.1	1.3	2.2	0.9
3	34.7	26.6	29.8	31.1	32.7	21.9	8.1	7.9	2.5
4	13.8	26.3	7.3	25.5	11.6	19.5	14.7	11.2	5.9
5	4.6	17.3	1.5	14.7	3.6	14.2	15.8	11.2	8.6
6	1.4	9.8	0.3	7.7	1.1	10.1	14.0	10.0	9.6
7	0.4	5.2	0.1	3.9	0.3	7.1	11.4	8.7	9.4
8	0.1	2.7	0.0	2.0	0.1	5.0	8.8	7.5	8.7
9	0.0	1.4	0.0	1.0	0.0	3.5	6.7	6.4	7.8
10	0.0	0.7	0.0	0.5	0.0	2.5	5.0	5.5	6.9
11	0.0	0.4	0.0	0.2	0.0	1.7	3.7	4.7	6.0
12	0.0	0.2	0.0	0.1	0.0	1.2	2.8	4.0	5.2
13	0.0	0.1	0.0	0.1	0.0	0.9	2.0	3.4	4.5
14	0.0	0.1	0.0	0.0	0.0	0.6	1.5	2.9	3.9
15	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.4	1.1	2.5	3.4
16	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.3	0.8	2.2	2.9
17	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.2	0.6	1.8	2.5
18	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.2	0.4	1.6	2.2
19	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.3	1.4	1.9
20	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.2	1.2	1.6
21	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.2	1.0	1.4
22	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.9	1.2
23	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.7	1.1
24	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.1	0.6	0.9
Total Percentage	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Layer ID from outdoors to indoors (See Table 18)	F01 G03 I02 F08 F05 F16 F03 0 0 0 0 0 0 0 0 0	F01 G03 I02 I02 F08 F05 F03 F16 F03 0 0 0 0 0 0 0	F01 G03 I03 F08 F03 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0	F01 G03 I03 I03 F08 F03 0 0 0 0 0 0 0 0 0	F01 F08 G03 I05 G01 F03 0 0 0 0 0 0 0 0 0	F01 M17 F13 G03 I03 I03 F08 F03 0 0 0 0 0 0 0	F01 M17 F13 G03 G03 I03 I03 F08 F03 0 0 0 0 0 0 0	F01 F13 G03 I03 M11 F03 0 0 0 0 0 0 0 0 0	F01 F13 G03 I03 I03 M11 F03 0 0 0 0 0 0 0 0 0

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.35.

Table 17 Roof Conduction Time Series (CTS) (Concluded)										
	Concrete Roofs								Membrane, Membrane,	
	Membrane, Sheathing, R-15	Membrane, Sheathing, R-30	Membrane, Sheathing, R-15	Membrane, Sheathing, R-30	Membrane, Sheathing, R-15	Membrane, Sheathing, R-30	Membrane, Sheathing, R-15	Membrane, Sheathing, R-30	6 in. HW Concrete, R-19	6 in. HW Concrete, R-38
	Insulation Board, 6 in. LW Concrete	Insulation Board, 6 in. LW Concrete	Insulation Board, 8 in. LW Concrete	Insulation Board, 8 in. LW Concrete	Insulation Board, 6 in. HW Concrete	Insulation Board, 6 in. HW Concrete	Insulation Board, 8 in. HW Concrete	Insulation Board, 8 in. HW Concrete	Batt Insulation, Suspended Acoustical Ceiling	Batt Insulation, Suspended Acoustical Ceiling
Roof Number	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37
U , Btu/h · ft ² · °F	0.0523	0.0294	0.0509	0.0297	0.0558	0.0304	0.0553	0.0303	0.0420	0.0233
Total R	19.10	34.02	19.65	33.64	17.93	32.85	18.09	33.02	23.78	42.84
Hour	Conduction Time Factors, %									
1	1.5	1.9	2.4	1.5	2.0	2.3	2.6	2.8	1.4	1.6
2	1.7	1.7	2.3	1.4	2.4	2.2	2.6	2.7	2.3	1.6
3	3.4	2.0	2.6	1.5	4.6	2.7	3.5	2.8	5.7	2.6
4	6.0	3.2	3.7	2.6	6.5	4.1	4.8	3.4	8.0	4.8
5	7.5	4.9	4.9	4.6	7.0	5.4	5.7	4.3	8.2	6.5
6	7.8	6.2	5.7	6.4	6.8	6.2	5.9	5.0	7.8	7.3
7	7.6	6.9	6.1	7.4	6.5	6.4	5.9	5.5	7.2	7.4
8	7.1	7.0	6.1	7.8	6.1	6.3	5.7	5.6	6.6	7.1
9	6.5	6.9	6.0	7.6	5.7	6.1	5.5	5.6	6.0	6.7
10	6.0	6.5	5.8	7.2	5.3	5.8	5.3	5.5	5.5	6.2
11	5.5	6.1	5.5	6.7	5.0	5.5	5.0	5.3	5.0	5.7
12	5.0	5.7	5.2	6.1	4.7	5.2	4.8	5.1	4.6	5.3
13	4.6	5.2	5.0	5.5	4.4	4.8	4.6	4.9	4.2	4.8
14	4.2	4.8	4.7	5.0	4.1	4.5	4.4	4.7	3.8	4.4
15	3.8	4.4	4.4	4.5	3.8	4.3	4.2	4.5	3.5	4.0
16	3.5	4.1	4.1	4.0	3.6	4.0	4.0	4.3	3.2	3.7
17	3.2	3.7	3.9	3.6	3.4	3.8	3.8	4.1	2.9	3.4
18	2.9	3.4	3.7	3.2	3.1	3.5	3.6	3.9	2.6	3.1
19	2.6	3.1	3.4	2.9	2.9	3.3	3.4	3.7	2.4	2.8
20	2.4	2.9	3.2	2.6	2.8	3.1	3.3	3.6	2.2	2.6
21	2.2	2.6	3.0	2.3	2.6	2.9	3.1	3.4	2.0	2.4
22	2.0	2.4	2.9	2.1	2.4	2.7	3.0	3.2	1.8	2.2
23	1.8	2.2	2.7	1.9	2.3	2.6	2.8	3.1	1.7	2.0
24	1.7	2.0	2.5	1.7	2.1	2.4	2.7	3.0	1.5	1.8
Total Percentage	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
Layer ID from outdoors to indoors (See Table 18)	F01 F13 G03 I03 M12 F03 0 0 0 0 0 0 0 0 0	F01 F13 G03 I03 I03 M12 F03 0 0 0 0 0 0 0 0	F01 F13 G03 I03 I03 M13 F03 0 0 0 0 0 0 0 0	F01 F13 G03 I03 I03 I03 M13 F03 0 0 0 0 0 0 0 0	F01 F13 G03 I03 M14 F03 0 0 0 0 0 0 0 0	F01 F13 G03 I03 I03 I03 M14 F03 0 0 0 0 0 0 0 0	F01 F13 G03 I03 I03 M15 F03 0 0 0 0 0 0 0 0	F01 F13 G03 I03 I03 I03 M15 F03 0 0 0 0 0 0 0 0	F01 F13 M14 F05 I05 F16 F03 0 0 0 0 0 0 0 0	F01 F13 M14 F05 I05 I05 F16 F03 0 0 0 0 0 0 0 0

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.36.

ANEXO 5: Valores recomendados de radiación y convección para ganancia de calor

Heat Gain Type	Recommended Radiative Fraction	Recommended Convective Fraction	Comments
Occupants, typical office conditions	0.60	0.40	See Table 1 for other conditions.
Equipment	0.1 to 0.8	0.9 to 0.2	See Tables 6 to 12 for details of equipment heat gain and recommended radiative/convective splits for motors, cooking appliances, laboratory equipment, medical equipment, office equipment, etc.
Office, with fan	0.10	0.90	
Without fan	0.30	0.70	
Lighting			Varies; see Table 3.
Conduction heat gain			
Through walls and floors	0.46	0.54	
Through roof	0.60	0.40	
Through windows	0.33 (SHGC > 0.5) 0.46 (SHGC < 0.5)	0.67 (SHGC > 0.5) 0.54 (SHGC < 0.5)	
Solar heat gain through fenestration			
Without interior shading	1.00	0.00	
With interior shading			Varies; see Tables 14A to 14G in Chapter 15.
Infiltration	0.00	1.00	

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.24.

ANEXO 6: Valores representativos de RTS no solares para construcción desde ligera a pesada

Glass	Interior Zones																							
	Light						Medium						Heavy						Light	Medium	Heavy			
	With Carpet			No Carpet			With Carpet			No Carpet			With Carpet			No Carpet			With Carpet	No Carpet	With Carpet			
Hour	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%
0	47	50	53	41	43	46	46	49	52	31	33	35	34	38	42	22	25	28	46	40	46	31	33	21
1	19	18	17	20	19	19	18	17	16	17	16	15	9	9	9	10	9	9	19	20	18	17	9	9
2	11	10	9	12	11	11	10	9	8	11	10	10	6	6	5	6	6	6	11	12	10	11	6	6
3	6	6	5	8	7	7	6	5	5	8	7	7	4	4	4	5	5	5	6	8	6	8	5	5
4	4	4	3	5	5	5	4	3	3	6	5	5	4	4	4	5	5	4	4	5	3	6	4	5
5	3	3	2	4	3	3	2	2	2	4	4	4	4	3	3	4	4	4	3	4	2	4	4	4
6	2	2	2	3	3	2	2	2	2	4	3	3	3	3	3	4	4	4	2	3	2	4	3	4
7	2	1	1	2	2	2	1	1	1	3	3	3	3	3	3	4	4	4	2	2	1	3	3	4
8	1	1	1	1	1	1	1	1	1	3	2	2	3	3	3	4	3	3	1	1	1	3	3	4
9	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	3	3	2	3	3	3	1	1	1	2	3	3
10	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	3	2	2	3	3	3	1	1	1	2	3	3
11	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3	1	1	1	2	2	3
12	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	3	3	3	1	1	1	1	2	3
13	1	1	1	0	1	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	3	3	2	1	1	1	1	2	3
14	0	0	1	0	1	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	3	2	2	1	0	1	1	2	3
15	0	0	1	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	0	0	1	1	2	3
16	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	0	0	1	1	2	3
17	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	0	0	1	1	2	2
18	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	1	2	2	2	0	0	1	1	2	2
19	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	1	1	2	2	1	2	2	2	0	0	1	0	2	2
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	2	1	1	2	2	2	0	0	0	0	2	2
21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	2	1	1	2	2	2	0	0	0	0	2	2
22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1	1	1	2	2	2	0	0	0	0	1	2
23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2	2	1	0	0	0	0	1	2
	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.39.

ANEXO 7: Valores representativos de RTS solares para construcción desde ligera a pesada

% Glass	Light			Medium			Heavy											
	With Carpet		No Carpet	With Carpet		No Carpet	With Carpet		No Carpet									
	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%									
Hour	Radiant Time Factor, %																	
0	53	55	56	44	45	46	52	54	55	28	29	29	47	49	51	26	27	28
1	17	17	17	19	20	20	16	16	15	15	15	15	11	12	12	12	13	13
2	9	9	9	11	11	11	8	8	8	10	10	10	6	6	6	7	7	7
3	5	5	5	7	7	7	5	4	4	7	7	7	4	4	3	5	5	5
4	3	3	3	5	5	5	3	3	3	6	6	6	3	3	3	4	4	4
5	2	2	2	3	3	3	2	2	2	5	5	5	2	2	2	4	4	4
6	2	2	2	3	2	2	2	1	1	4	4	4	2	2	2	3	3	3
7	1	1	1	2	2	2	1	1	1	4	3	3	2	2	2	3	3	3
8	1	1	1	1	1	1	1	1	1	3	3	3	2	2	2	3	3	3
9	1	1	1	1	1	1	1	1	1	3	3	3	2	2	2	3	3	3
10	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3
11	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	1	3	3	2
12	1	1	1	1	1	0	1	1	1	2	2	2	2	1	1	2	2	2
13	1	1	0	1	0	0	1	1	1	2	2	2	2	1	1	2	2	2
14	1	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	1	1	2	2	2
15	1	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2
16	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2
17	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2
18	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2
19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2
21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2	2	2
22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2	1	1
23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2	1	1
	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.39.

ANEXO 8: Construcción de zona representativa RTS

Construction Class	Exterior Wall	Roof/Ceiling	Partitions	Floor	Furnishings
Light	Steel siding, 2 in. insulation, air space, 3/4 in. gyp.	4 in. LW concrete, ceiling air space, acoustic tile	3/4 in. gyp., air space, 3/4 in. gyp.	Acoustic tile, ceiling air space, 4 in. LW concrete	1 in. wood @ 50% of floor area
Medium	4 in. face brick, 2 in. insulation, air space, 3/4 in. gyp.	4 in. HW concrete, ceiling air space, acoustic tile	3/4 in. gyp., air space, 3/4 in. gyp.	Acoustic tile, ceiling air space, 4 in. HW concrete	1 in. wood @ 50% of floor area
Heavy	4 in. face brick, 8 in. HW concrete air space, 2 in. insulation, 3/4 in. gyp.	8 in. HW concrete, ceiling air space, acoustic tile	3/4 in. gyp., 8 in. HW concrete block, 3/4 in. gyp.	Acoustic tile, ceiling air space, 8 in. HW concrete	1 in. wood @ 50% of floor area

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.40.

ANEXO 9: Factor (U) para diferentes tipos de ventana (Btu/h·ft²·°F)

Product Type		Glass Only		Vertical Installation										
				Operable (including sliding and swinging glass doors)					Fixed					
Frame Type		Center of Glass	Edge of Glass	Aluminum		Aluminum Reinforced		Insulated Fiberglass/Vinyl	Aluminum		Aluminum Reinforced		Insulated Fiberglass/Vinyl	
ID	Glazing Type			Without Thermal Break	with Thermal Break	Vinyl/Aluminum Clad Wood	Wood/Vinyl		Without Thermal Break	with Thermal Break	Vinyl/Aluminum Clad Wood	Wood/Vinyl		
Single Glazing														
1	1/8 in. glass	1.04	1.04	1.23	1.07	0.93	0.91	0.85	1.12	1.07	0.98	0.98	1.04	
2	1/4 in. acrylic/polycarbonate	0.88	0.88	1.10	0.94	0.81	0.80	0.74	0.98	0.92	0.84	0.84	0.88	
3	1/8 in. acrylic/polycarbonate	0.96	0.96	1.17	1.01	0.87	0.86	0.79	1.05	0.99	0.91	0.91	0.96	
Double Glazing														
Double Glazing, $\epsilon = 0.60$ on surface 2 or 3														
4	1/4 in. air space	0.55	0.64	0.81	0.64	0.57	0.55	0.50	0.68	0.62	0.56	0.56	0.55	
5	1/2 in. air space	0.48	0.59	0.76	0.58	0.52	0.50	0.45	0.62	0.56	0.50	0.50	0.48	
6	1/4 in. argon space	0.51	0.61	0.78	0.61	0.54	0.52	0.47	0.65	0.59	0.53	0.52	0.51	
7	1/2 in. argon space	0.45	0.57	0.73	0.56	0.50	0.48	0.43	0.60	0.53	0.48	0.47	0.45	
Double Glazing, $\epsilon = 0.40$ on surface 2 or 3														
8	1/4 in. air space	0.52	0.62	0.79	0.61	0.55	0.53	0.48	0.66	0.59	0.54	0.53	0.52	
9	1/2 in. air space	0.44	0.56	0.72	0.55	0.49	0.48	0.43	0.59	0.53	0.47	0.47	0.44	
10	1/4 in. argon space	0.47	0.58	0.75	0.57	0.51	0.50	0.45	0.61	0.55	0.49	0.49	0.47	
11	1/2 in. argon space	0.41	0.54	0.70	0.53	0.47	0.45	0.41	0.56	0.50	0.44	0.44	0.41	
Double Glazing, $\epsilon = 0.20$ on surface 2 or 3														
12	1/4 in. air space	0.49	0.60	0.76	0.59	0.53	0.51	0.46	0.63	0.57	0.51	0.51	0.49	
13	1/2 in. air space	0.40	0.54	0.69	0.52	0.47	0.45	0.40	0.55	0.49	0.44	0.43	0.40	
14	1/4 in. argon space	0.43	0.56	0.72	0.54	0.49	0.47	0.42	0.58	0.52	0.46	0.46	0.43	
15	1/2 in. argon space	0.36	0.51	0.66	0.49	0.44	0.42	0.37	0.52	0.46	0.40	0.40	0.36	
Double Glazing, $\epsilon = 0.10$ on surface 2 or 3														
16	1/4 in. air space	0.45	0.57	0.73	0.56	0.50	0.48	0.43	0.60	0.53	0.48	0.47	0.45	
17	1/2 in. air space	0.35	0.50	0.65	0.48	0.43	0.41	0.37	0.51	0.45	0.39	0.39	0.35	
18	1/4 in. argon space	0.38	0.52	0.68	0.51	0.45	0.43	0.39	0.54	0.47	0.42	0.42	0.38	
19	1/2 in. argon space	0.30	0.46	0.61	0.45	0.39	0.38	0.33	0.47	0.41	0.35	0.35	0.30	
Double Glazing, $\epsilon = 0.10$ on surface 2 or 3														
20	1/4 in. air space	0.42	0.55	0.71	0.54	0.48	0.46	0.41	0.57	0.51	0.45	0.45	0.42	
21	1/2 in. air space	0.32	0.48	0.63	0.46	0.41	0.39	0.34	0.49	0.42	0.37	0.37	0.32	
22	1/4 in. argon space	0.35	0.50	0.65	0.48	0.43	0.41	0.37	0.51	0.45	0.39	0.39	0.35	
23	1/2 in. argon space	0.27	0.44	0.59	0.42	0.37	0.36	0.31	0.44	0.38	0.33	0.32	0.27	
Double Glazing, $\epsilon = 0.05$ on surface 2 or 3														
24	1/4 in. air space	0.41	0.54	0.70	0.53	0.47	0.45	0.41	0.56	0.50	0.44	0.44	0.41	
25	1/2 in. air space	0.30	0.46	0.61	0.45	0.39	0.38	0.33	0.47	0.41	0.35	0.35	0.30	
26	1/4 in. argon space	0.33	0.48	0.64	0.47	0.42	0.40	0.35	0.49	0.43	0.38	0.37	0.33	
27	1/2 in. argon space	0.25	0.42	0.57	0.41	0.36	0.34	0.30	0.43	0.36	0.31	0.31	0.25	
Triple Glazing														
28	1/4 in. air spaces	0.38	0.52	0.67	0.49	0.43	0.43	0.38	0.53	0.47	0.42	0.42	0.38	
29	1/2 in. air spaces	0.31	0.47	0.61	0.44	0.38	0.38	0.34	0.47	0.41	0.36	0.36	0.31	
30	1/4 in. argon spaces	0.34	0.49	0.63	0.46	0.41	0.40	0.36	0.50	0.44	0.38	0.38	0.34	
31	1/2 in. argon spaces	0.29	0.45	0.59	0.42	0.37	0.36	0.32	0.45	0.40	0.34	0.34	0.29	
Triple Glazing, $\epsilon = 0.20$ on surface 2, 3, 4, or 5														
32	1/4 in. air spaces	0.33	0.48	0.62	0.45	0.40	0.39	0.35	0.49	0.43	0.37	0.37	0.33	
33	1/2 in. air spaces	0.25	0.42	0.56	0.39	0.34	0.33	0.29	0.42	0.36	0.31	0.31	0.25	
34	1/4 in. argon spaces	0.28	0.45	0.58	0.41	0.36	0.36	0.31	0.45	0.39	0.33	0.33	0.28	
35	1/2 in. argon spaces	0.22	0.40	0.54	0.37	0.32	0.31	0.27	0.39	0.33	0.28	0.28	0.22	
Triple Glazing, $\epsilon = 0.20$ on surfaces 2 or 3 and 4 or 5														
36	1/4 in. air spaces	0.29	0.45	0.59	0.42	0.37	0.36	0.32	0.45	0.40	0.34	0.34	0.29	
37	1/2 in. air spaces	0.20	0.39	0.52	0.35	0.31	0.30	0.26	0.38	0.32	0.26	0.26	0.20	
38	1/4 in. argon spaces	0.23	0.41	0.54	0.37	0.33	0.32	0.28	0.40	0.34	0.29	0.29	0.23	
39	1/2 in. argon spaces	0.17	0.36	0.49	0.33	0.28	0.28	0.24	0.35	0.29	0.24	0.24	0.17	
Triple Glazing, $\epsilon = 0.10$ on surfaces 2 or 3 and 4 or 5														
40	1/4 in. air spaces	0.27	0.44	0.58	0.40	0.36	0.35	0.31	0.44	0.38	0.32	0.32	0.27	
41	1/2 in. air spaces	0.18	0.37	0.50	0.34	0.29	0.28	0.25	0.36	0.30	0.25	0.25	0.18	
42	1/4 in. argon spaces	0.21	0.39	0.53	0.36	0.31	0.31	0.27	0.38	0.33	0.27	0.27	0.21	
43	1/2 in. argon spaces	0.14	0.34	0.47	0.30	0.26	0.26	0.22	0.32	0.27	0.21	0.21	0.14	
Quadruple Glazing, $\epsilon = 0.10$ on surfaces 2 or 3 and 4 or 5														
44	1/4 in. air spaces	0.22	0.40	0.54	0.37	0.32	0.31	0.27	0.39	0.33	0.28	0.28	0.22	
45	1/2 in. air spaces	0.15	0.35	0.48	0.31	0.27	0.26	0.23	0.33	0.27	0.22	0.22	0.15	
46	1/4 in. argon spaces	0.17	0.36	0.49	0.33	0.28	0.28	0.24	0.35	0.29	0.24	0.24	0.17	
47	1/2 in. argon spaces	0.12	0.32	0.45	0.29	0.25	0.24	0.20	0.31	0.25	0.20	0.20	0.12	
48	1/4 in. krypton spaces	0.12	0.32	0.45	0.29	0.25	0.24	0.20	0.31	0.25	0.20	0.20	0.12	

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 15.9.

Vertical Installation					Sloped Installation									ID
Garden Windows		Curtain Wall			Glass Only (Skylights)		Manufactured Skylight				Site-Assembled Sloped/Overhead Glazing			
Aluminum Without Thermal Break	Wood/Vinyl	Aluminum Without Thermal Break	Aluminum with Thermal Break	Structural Glazing	Center of Glass	Edge of Glass	Aluminum Without Thermal Break	Aluminum with Thermal Break	Reinforced Vinyl/Aluminum Clad Wood	Wood/Vinyl	Aluminum Without Thermal Break	Aluminum with Thermal Break	Structural Glazing	
2.50	2.10	1.21	1.10	1.10	1.19	1.19	1.77	1.70	1.61	1.42	1.35	1.34	1.25	1
2.24	1.84	1.06	0.96	0.96	1.03	1.03	1.60	1.54	1.45	1.31	1.20	1.20	1.10	2
2.37	1.97	1.13	1.03	1.03	1.11	1.11	1.68	1.62	1.53	1.39	1.27	1.27	1.18	3
1.72	1.32	0.77	0.67	0.63	0.58	0.66	1.10	0.96	0.92	0.84	0.80	0.83	0.66	4
1.62	1.22	0.71	0.61	0.57	0.57	0.65	1.09	0.95	0.91	0.84	0.79	0.82	0.65	5
1.66	1.26	0.74	0.63	0.59	0.53	0.63	1.05	0.91	0.87	0.80	0.76	0.80	0.62	6
1.57	1.17	0.68	0.58	0.54	0.53	0.63	1.05	0.91	0.87	0.80	0.76	0.80	0.62	7
1.68	1.28	0.74	0.64	0.60	0.54	0.63	1.06	0.92	0.88	0.81	0.77	0.80	0.63	8
1.56	1.16	0.68	0.57	0.53	0.53	0.63	1.05	0.91	0.87	0.80	0.76	0.80	0.62	9
1.60	1.20	0.70	0.60	0.56	0.49	0.60	1.01	0.87	0.83	0.76	0.72	0.77	0.58	10
1.51	1.11	0.65	0.55	0.51	0.49	0.60	1.01	0.87	0.83	0.76	0.72	0.77	0.58	11
1.63	1.23	0.72	0.62	0.58	0.51	0.61	1.03	0.89	0.85	0.78	0.74	0.78	0.60	12
1.50	1.10	0.64	0.54	0.50	0.50	0.61	1.02	0.88	0.84	0.77	0.73	0.78	0.59	13
1.54	1.14	0.67	0.56	0.52	0.44	0.56	0.96	0.83	0.78	0.72	0.68	0.74	0.54	14
1.44	1.04	0.61	0.50	0.46	0.46	0.58	0.98	0.85	0.80	0.74	0.70	0.75	0.56	15
1.57	1.17	0.68	0.58	0.54	0.46	0.58	0.98	0.85	0.80	0.74	0.70	0.75	0.56	16
1.43	1.03	0.60	0.50	0.45	0.46	0.58	0.98	0.85	0.80	0.74	0.70	0.75	0.56	17
1.47	1.07	0.62	0.52	0.48	0.39	0.53	0.91	0.78	0.74	0.68	0.64	0.70	0.50	18
1.35	0.95	0.55	0.45	0.41	0.40	0.54	0.92	0.79	0.75	0.68	0.64	0.71	0.51	19
1.53	1.13	0.66	0.56	0.51	0.44	0.56	0.96	0.83	0.78	0.72	0.68	0.74	0.54	20
1.38	0.98	0.57	0.47	0.43	0.44	0.56	0.96	0.83	0.78	0.72	0.68	0.74	0.54	21
1.43	1.03	0.60	0.50	0.45	0.36	0.51	0.88	0.75	0.71	0.65	0.61	0.68	0.47	22
1.30	0.90	0.53	0.43	0.38	0.38	0.52	0.90	0.77	0.73	0.67	0.63	0.69	0.49	23
1.51	1.11	0.65	0.55	0.51	0.42	0.55	0.94	0.81	0.76	0.70	0.66	0.72	0.52	24
1.35	0.95	0.55	0.45	0.41	0.43	0.56	0.95	0.82	0.77	0.71	0.67	0.73	0.53	25
1.40	1.00	0.58	0.48	0.44	0.34	0.49	0.86	0.73	0.69	0.63	0.59	0.66	0.45	26
1.27	0.87	0.51	0.41	0.37	0.36	0.51	0.88	0.75	0.71	0.65	0.61	0.68	0.47	27
see note 7	see note 7	0.61	0.51	0.46	0.39	0.53	0.90	0.75	0.71	0.64	0.62	0.69	0.48	28
see note 7	see note 7	0.55	0.45	0.40	0.36	0.51	0.87	0.72	0.68	0.61	0.60	0.67	0.45	29
see note 7	see note 7	0.58	0.48	0.43	0.35	0.50	0.86	0.71	0.67	0.60	0.59	0.66	0.44	30
see note 7	see note 7	0.53	0.43	0.38	0.33	0.48	0.84	0.69	0.65	0.59	0.57	0.65	0.42	31
see note 7	see note 7	0.57	0.47	0.42	0.34	0.49	0.85	0.70	0.66	0.59	0.58	0.65	0.43	32
see note 7	see note 7	0.50	0.40	0.35	0.31	0.47	0.82	0.67	0.63	0.57	0.56	0.63	0.41	33
see note 7	see note 7	0.53	0.43	0.37	0.28	0.45	0.80	0.64	0.60	0.54	0.53	0.61	0.38	34
see note 7	see note 7	0.47	0.37	0.32	0.27	0.44	0.79	0.63	0.59	0.53	0.52	0.60	0.37	35
see note 7	see note 7	0.53	0.43	0.38	0.29	0.45	0.81	0.65	0.61	0.55	0.54	0.62	0.39	36
see note 7	see note 7	0.46	0.36	0.30	0.27	0.44	0.79	0.63	0.59	0.53	0.52	0.60	0.37	37
see note 7	see note 7	0.48	0.38	0.33	0.24	0.42	0.76	0.60	0.57	0.50	0.49	0.58	0.35	38
see note 7	see note 7	0.43	0.33	0.28	0.22	0.40	0.74	0.58	0.55	0.49	0.48	0.57	0.33	39
see note 7	see note 7	0.52	0.42	0.37	0.27	0.44	0.79	0.63	0.59	0.53	0.52	0.60	0.37	40
see note 7	see note 7	0.44	0.34	0.29	0.25	0.42	0.77	0.61	0.57	0.51	0.50	0.59	0.36	41
see note 7	see note 7	0.46	0.36	0.31	0.21	0.39	0.73	0.57	0.54	0.48	0.47	0.56	0.32	42
see note 7	see note 7	0.40	0.30	0.25	0.20	0.39	0.72	0.56	0.53	0.47	0.46	0.55	0.31	43
see note 7	see note 7	0.47	0.37	0.32	0.22	0.40	0.74	0.58	0.55	0.49	0.48	0.57	0.33	44
see note 7	see note 7	0.41	0.31	0.26	0.19	0.38	0.71	0.55	0.52	0.46	0.45	0.54	0.30	45
see note 7	see note 7	0.43	0.33	0.28	0.18	0.37	0.70	0.54	0.51	0.45	0.44	0.54	0.29	46
see note 7	see note 7	0.39	0.29	0.23	0.16	0.35	0.68	0.52	0.49	0.43	0.42	0.52	0.28	47
see note 7	see note 7	0.39	0.29	0.23	0.13	0.33	0.65	0.49	0.46	0.40	0.40	0.50	0.25	48

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 15.10.

ANEXO 10: Densidad de potencia de iluminación (LPD)

Common Space Types ^a	LPD, W/ft ²	Common Space Types ^a	LPD, W/ft ²	Building-Specific Space Types ^z	LPD, W/ft ²
Atrium		Loading Dock, Interior	0.47	Playing area	1.20
≤40 ft high	0.03/ft total height	Lobby		Health Care Facility	
>40 ft high	0.40 + 0.02/ft total height	In facility for the visually impaired (and not used primarily by staff) ^c	1.80	Exam/treatment room	1.66
Audience Seating Area		For elevator	0.64	Imaging room	1.51
In auditorium	0.63	In hotel	1.06	Medical supply room	0.74
In convention center	0.82	In motion picture theater	0.59	Nursery	0.88
In gymnasium	0.65	In performing arts theater	2.00	Nurses' station	0.71
In motion picture theater	1.14	All other lobbies	0.90	Operating room	2.48
In penitentiary	0.28	Locker Room	0.75	Patient room	0.62
In performing arts theater	2.43	Lounge/Breakroom		Physical therapy room	0.91
In religious building	1.53	In health care facility	0.92	Recovery room	1.15
In sports arena	0.43	All other lounges/breakrooms	0.73	Library	
All other audience seating areas	0.43	Enclosed and ≤250 ft ²	1.11	Reading area	1.06
Banking Activity Area	1.01	Enclosed and >250 ft ²	1.11	Stacks	1.71
Breakroom (See Lounge/Breakroom)		Open plan	0.98	Manufacturing Facility	
Classroom/Lecture Hall/Training Room		Office		Detailed manufacturing area	1.29
In penitentiary	1.34	Enclosed	1.11	Equipment room	0.74
All other classrooms/lecture halls/training rooms	1.24	Open plan	0.98	Extra-high-bay area (>50 ft floor-to-ceiling height)	1.05
Conference/Meeting/Multipurpose Room	1.23	Parking Area, Interior	0.19	High-bay area (25 to 50 ft floor-to-ceiling height)	1.23
Confinement Cells	0.81	Pharmacy Area	1.68	Low bay area (<25 ft floor-to-ceiling height)	1.19
Copy/Print Room	0.72	Restroom		Museum	
Corridor^b		In facility for the visually impaired (and not used primarily by staff) ^c	1.21	General exhibition area	1.05
In facility for visually impaired (and not used primarily by staff) ^c	0.92	All other restrooms	0.98	Restoration room	1.02
In hospital	0.99	Sales Area^d	1.44	Performing Arts Theater, Dressing Room	0.61
In manufacturing facility	0.41	Seating Area, General	0.54	Post Office, Sorting Area	0.94
All other corridors	0.66	Stairway		Religious Buildings	
Courtroom	1.72	Space containing stairway determines LPD and control requirements for stairway.		Fellowship hall	0.64
Computer Room	1.71	Stairwell	0.69	Worship/pulpit/choir area	1.53
Dining Area		Storage Room		Retail Facilities	
In penitentiary	0.96	<50 ft ²	1.24	Dressing/fitting room	0.71
In facility for visually impaired (and not used primarily by staff) ^c	2.65	All other storage rooms	0.63	Mall concourse	1.10
In bar/lounge or leisure dining	1.07	Vehicular Maintenance Area	0.67	Sports Arena, Playing Area	
In cafeteria or fast food dining	0.65			For Class I facility	3.68
In family dining	0.89	Building-Specific Space Types^z	LPD, W/ft²	For Class II facility	2.40
All other dining areas	0.65	Facility for Visually Impaired^e		For Class III facility	1.80
Electrical/Mechanical Room^f	0.42	Chapel (used primarily by residents)	2.21	For Class IV facility	1.20
Emergency Vehicle Garage	0.56	Recreation room/common living room (and not used primarily by staff)	2.41	Transportation Facility	
Food Preparation Area	1.21	Automotive (See Vehicular Maintenance Area)		In baggage/carousel area	0.53
Guest Room	0.91	Convention Center, Exhibit Space	1.45	In airport concourse	0.36
Laboratory		Dormitory/Living Quarters	0.38	At terminal ticket counter	0.80
In or as classroom	1.43	Fire Station, Sleeping Quarters	0.22	Warehouse—Storage Area	
All other laboratories	1.81	Gymnasium/Fitness Center		For medium to bulky, palletized items	0.58
Laundry/Washing Area	0.60	Exercise area	0.72	For smaller, hand-carried items ^g	0.95

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.5.

ANEXO 11: Parámetros de ganancia de calor de iluminación para condiciones de funcionamiento típico

Luminaire Category	Space Fraction	Radiative Fraction	Notes
Recessed fluorescent luminaire without lens	0.64 to 0.74	0.48 to 0.68	<ul style="list-style-type: none"> Use middle values in most situations May use higher space fraction, and lower radiative fraction for luminaire with side-slot returns May use lower values of both fractions for direct/indirect luminaire May use higher values of both fractions for ducted returns
Recessed fluorescent luminaire with lens	0.40 to 0.50	0.61 to 0.73	<ul style="list-style-type: none"> May adjust values in the same way as for recessed fluorescent luminaire without lens
Downlight compact fluorescent luminaire	0.12 to 0.24	0.95 to 1.0	<ul style="list-style-type: none"> Use middle or high values if detailed features are unknown Use low value for space fraction and high value for radiative fraction if there are large holes in luminaire's reflector
Downlight incandescent luminaire	0.70 to 0.80	0.95 to 1.0	<ul style="list-style-type: none"> Use middle values if lamp type is unknown Use low value for space fraction if standard lamp (i.e. A-lamp) is used Use high value for space fraction if reflector lamp (i.e. BR-lamp) is used
Non-in-ceiling fluorescent luminaire	1.0	0.5 to 0.57	<ul style="list-style-type: none"> Use lower value for radiative fraction for surface-mounted luminaire Use higher value for radiative fraction for pendant luminaire
Recessed LED troffer partial aperture diffuser	0.49 to 0.64	0.37 to 0.47	<ul style="list-style-type: none"> Use middle value in most cases. May use higher space fraction for ducted return configuration and lower space fraction for high supply air temperature. May use higher radiant value for ducted return configuration and lower value for large supply airflow rate.
Recessed LED troffer uniform diffuser	0.44 to 0.66	0.32 to 0.41	<ul style="list-style-type: none"> Use middle value in most cases. May use higher space fraction for smaller supply airflow rate and lower value for larger supply airflow rate. May use higher radiant value for ducted return configuration and lower value for larger supply airflow rate.
Recessed high-efficacy LED troffer	0.59	0.51	
Recessed LED downlight	0.40 to 0.56	0.15 to 0.18	<ul style="list-style-type: none"> Use middle value in most cases. May use higher space fraction value for high supply air temperature and lower value for smaller air flowrate. May use higher radiant value for dimming control and lower value for large supply air flowrate.
Recessed LED retrofit kit 2x4	0.41 to 0.53	0.31 to 0.42	<ul style="list-style-type: none"> Use middle value in most cases. May use higher space fraction value for large supply air flowrate and lower value for ducted return configuration. May use higher radiant value for ducted return configuration and lower value for larger supply airflow rate.
Recessed LED color tuning fixture	0.53 to 0.56	0.40 to 0.42	Use middle value in most cases.
High-bay LED fixture	1.0	0.42 to 0.51	Use middle value in most cases.
Linear pendant LED fixture	1.0	0.55 to 0.60	Use middle value in most cases.

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.6.

ANEXO 12: Tasas representativas de calor sensible y latente expulsados por las personas en diferentes estados de actividad

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

Notes:

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

Fuente: Tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.4.

ANEXO 13: Eficiencia media mínima a plena carga para motores eléctricos pequeños polifásicos

Full-Load Efficiency for Motors Manufactured on or after March 9, 2015, %			
Open Motors			
Number of Poles ⇒	2	4	6
Synchronous Speed (RPM) ⇒	3600	1800	1200
Motor Horsepower			
0.25	65.6	69.5	67.5
0.33	69.5	73.4	71.4
0.50	73.4	78.2	75.3
0.75	76.8	81.1	81.7
1	77.0	83.5	82.5
1.5	84.0	86.5	83.8
2	85.5	86.5	N/A
3	85.5	86.9	N/A

Fuente: Tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.7.

ANEXO 14: Eficiencia nominal mínima a plena carga para motores eléctricos de uso general de 60 Hz (subtipo I) con una potencia nominal de 600 V o menos

	Open Drip-Proof Motors			Totally Enclosed Fan-Cooled Motors		
	2	4	6	2	4	6
Number of Poles ⇒	2	4	6	2	4	6
Synchronous Speed (RPM) ⇒	3600	1800	1200	3600	1800	1200
Motor Horsepower						
1	77.0	85.5	82.5	77.0	85.5	82.5
1.5	84.0	86.5	86.5	84.0	86.5	87.5
2	85.5	86.5	87.5	85.5	86.5	88.5
3	85.5	89.5	88.5	86.5	89.5	89.5
5	86.5	89.5	89.5	88.5	89.5	89.5
7.5	88.5	91.0	90.2	89.5	91.7	91.0
10	89.5	91.7	91.7	90.2	91.7	91.0
15	90.2	93.0	91.7	91.0	92.4	91.7
20	91.0	93.0	92.4	91.0	93.0	91.7
25	91.7	93.6	93.0	91.7	93.6	93.0
30	91.7	94.1	93.6	91.7	93.6	93.0
40	92.4	94.1	94.1	92.4	94.1	94.1
50	93.0	94.5	94.1	93.0	94.5	94.1
60	93.6	95.0	94.5	93.6	95.0	94.5
75	93.6	95.0	94.5	93.6	95.4	94.5
100	93.6	95.4	95.0	94.1	95.4	95.0
125	94.1	95.4	95.0	95.0	95.4	95.0
150	94.1	95.8	95.4	95.0	95.8	95.8
200	95.0	95.8	95.4	95.4	96.2	95.8

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.7.

ANEXO 15: Valores recomendados de las tasas de ganancia de calor sensible y latente de aparatos eléctricos sin campana (Condición: listos para cocinar)

Appliance	Energy Rate, Btu/h		Rate of Heat Gain, Btu/h				Usage Factor F_U	Radiation Factor F_R
	Rated	Standby	Sensible Radiant	Sensible Convective	Latent	Total		
Cabinet: hot serving (large), insulated ^a	6,800	1,200	400	800	0	1,200	0.18	0.33
hot serving (large), uninsulated	6,800	3,500	700	2,800	0	3,500	0.51	0.20
proofing (large) ^a	17,400	1,400	1,200	0	200	1,400	0.08	0.86
proofing (small 15-shelf)	14,300	3,900	0	900	3,000	3,900	0.27	0.00
Cheesemelter ^b	8,200	3,300	1,500	1,800	0	3,300	0.41	0.45
Coffee brewing urn	13,000	1,200	200	300	700	1,200	0.09	0.17
Drawer warmers, 2-drawer (moist holding) ^a	4,100	500	0	0	200	200	0.12	0.00
Egg cooker ^b	8,100	850	200	650	0	850	0.10	0.26
Espresso machine*	8,200	1,200	400	800	0	1,200	0.15	0.33
Food warmer: steam table (2-well-type)	5,100	3,500	300	600	2,600	3,500	0.69	0.09
Freezer (small)	2,700	1,100	500	600	0	1,100	0.41	0.45
Fryer, countertop, open deep fat ^b	15,700	1,500	700	800	0	1,500	0.09	0.47
Griddle, countertop ^b	27,300	6,100	2,900	3,200	0	6,100	0.22	0.48
Hot dog roller ^b	5,500	4,200	900	3,300	0	4,200	0.77	0.22
Hot plate: single element, high speed	3,800	3,400	1,100	2,300	0	3,400	0.89	0.32
Hot-food case (dry holding) ^a	31,100	2,500	900	1,600	0	2,500	0.08	0.36
Hot-food case (moist holding) ^a	31,100	3,300	900	1,800	600	3,300	0.11	0.27
Induction hob, countertop ^b	17,100	0	0	0	0	0	0.00	0.00

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.8.

ANEXO 16: Valores recomendados de las tasas de ganancia de calor sensible y latente de aparatos eléctricos sin campana (Condiciones de cocción)

Appliance	Energy Rate, Btu/h		Rate of Heat Gain, Btu/h				Usage Factor F_U	Radiation Factor F_R
	Rated	Cooking	Sensible Radiant	Sensible Convective	Latent	Total		
Cheesemelter	8,200	9,300	1,500	3,700	2,000	7,200	1.13	0.16
Egg cooker	8,100	4,100	200	1,300	2,200	3,700	0.50	0.05
Fryer, countertop, open deep fryer	15,700	13,000	700	1,700	5,600	8,000	0.83	0.05
Griddle, countertop	27,300	11,200	2,900	2,200	4,400	9,500	0.41	0.26
Hot dog roller	5,500	5,400	900	2,100	2,300	5,300	0.99	0.17
Hot plate, single burner	3,800	3,400	1,100	2,100	200	3,400	0.90	0.32
Induction hob, countertop	17,100	2,200	0	1,100	1,100	2,200	0.13	0.00
Oven, conveyor	17,100	14,600	2,500	8,400	700	11,600	0.86	0.17
Microwave	5,800	8,100	0	3,200	3,400	6,600	1.39	0.00
Rapid cook	19,400	7,900	300	4,200	2,600	7,100	0.41	0.04
Panini grill	6,100	4,700	700	2,400	500	3,600	0.76	0.14
Popcorn popper	2,900	2,000	100	800	700	1,600	0.68	0.05
Rice cooker	5,300	4,000	50	300	200	550	0.75	0.01
Soup warmer	2,700	2,900	0	300	2,400	2,700	1.05	0.00
Steamer (bun)	5,100	2,700	100	800	1,700	2,600	0.53	0.04
Steamer, countertop	28,300	26,400	0	1,700	23,700	25,400	0.93	0.00
Toaster, conveyor	6,000	5,800	1,200	3,300	1,300	5,800	0.98	0.21
Vertical	8,900	6,300	600	2,400	1,100	4,100	0.71	0.10
Tortilla grill	7,500	7,500	900	4,300	2,300	7,500	1.00	0.12
Waffle maker	9,200	4,000	200	1,200	1,900	3,300	0.44	0.05

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.9.

ANEXO 17: Ganancia de calor recomendada para computadoras típicas

Table 8A Recommended Heat Gain for Typical Desktop Computers		
Description	Name-plate Power,^a W	Peak Heat Gain,^{b, d} W
Manufacturer 1		
3.0 GHz processor, 4 GB RAM, $n = 1$	NA	83
3.3 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 8$	NA	50
3.5 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 2$	NA	42
3.6 GHz processor, 16 GB RAM, $n = 2$	NA	66
3.3 GHz processor, 16 GB RAM, $n = 2$	NA	52
4.0 GHz processor, 16 GB RAM, $n = 1$	NA	83
3.3 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	84
3.7 GHz processor, 32 GB RAM, $n = 1$	750	116
	NA	102
3.5 GHz processor, 16 GB RAM, $n = 3^c$	550	144
	NA	93
Manufacturer 2		
3.6 GHz processor, 32 GB RAM, $n = 8$	NA	80
3.6 GHz processor, 16 GB RAM, $n = 1$	NA	78
3.4 GHz processor, 32 GB RAM, $n = 1$	NA	72
3.4 GHz processor, 24 GB RAM, $n = 1$	NA	86
3.50 GHz processor, 4 GB RAM, $n = 1$	NA	26
3.3 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	78
3.20 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	61
3.20 GHz processor, 4 GB RAM, $n = 1$	NA	44
2.93 GHz processor, 16 GB RAM, $n = 1$	NA	151
2.67 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	137

Fuente: Tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.12.

ANEXO 18: Ganancia de calor recomendada para computadoras típicas

Table 8B Recommended Heat Gain for Typical Laptops and Laptop Docking Station			
Equipment Description		Name-plate Power,^a W	Peak Heat Gain,^{b, c} W
Laptop computer	Manufacturer 1, 2.6 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	46
	Manufacturer 2, 2.4 GHz processor, 4 GB RAM, $n = 1$	NA	59
Average 15-min peak power consumption (range)		53 (46-59)	
Laptop with docking station	Manufacturer 1, 2.7 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	38
	1.6 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 2$	NA	45
	2.0 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	50
	2.6 GHz processor, 4 GB RAM, $n = 1$	NA	51
	2.4 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	40
	2.6 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	35
	2.7 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	59
	3.0 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 3$	NA	70
	2.9 GHz processor, 32 GB RAM, $n = 3$	NA	58
	3.0 GHz processor, 32 GB RAM, $n = 1$	NA	128
	3.7 GHz processor, 32 GB RAM, $n = 1$	NA	63
3.1 GHz processor, 32 GB RAM, $n = 1$	NA	89	

Fuente: Tomado de la norma “ASHRAE Handbook Fundamentals”, 2021, p. 18.13.

ANEXO 19: Ganancia de calor recomendada para Tablet PC típicas

Description	Name-plate Power,^a W	Peak Heat Gain,^b W
1.7 GHz processor, 4 GB RAM, $n = 1$	NA	42
2.2 GHz processor, 16 GB RAM, $n = 1$	NA	40
2.3 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	30
2.5 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	31

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.13.

ANEXO 20: Ganancia de calor recomendada para monitores típicas

Description^a	Name-plate Power, W	Peak Heat Gain,^{b, c} W
Manufacturer 1		
1397 mm LED flat screen, $n = 1$ (excluded from average because atypical size)	240	50
686 mm LED flat screen, $n = 2$	40	26
546 mm LED flat screen, $n = 2$	29	25
Manufacturer 2		
1270 mm 3D LED flat screen, $n = 1$ (excluded from average because atypical size)	94	49
Manufacturer 3		
864 mm LCD curved screen, $n = 1$ (excluded from average because atypical size and curved)	130	48
584 mm LED flat screen, $n = 3$	50	17
584 mm LED flat screen, $n = 1$	38	21
584 mm LED flat screen, $n = 1$	38	14
Manufacturer 4		
610 mm LED flat screen, $n = 1$	42	25
Manufacturer 5		
600 mm LED flat screen, $n = 1$	26	17
546 mm LED flat screen, $n = 1$	29	22
Manufacturer 6		
546 mm LED flat screen, $n = 1$	28	24

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.13.

ANEXO 21: Ganancia de calor recomendada para impresoras típicas

Table 9 Recommended Heat Gain for Typical Printers				
Equipment	Description	Max. Printing Speed, Pages per Minute	Name-plate Power, W	Peak Heat Gain,^a W
Multifunction printer (copy, print, scan)	Large, multiuser, office type	40	1010	540 (Idle 29 W)
		30	1300	303 (Idle 116 W)
		28	1500	433 (Idle 28 W)
	Average 15-min peak power consumption (range)		425 (303-540)	
	Multiuser, medium-office type	35	900	732 (Idle 18 W)
	Desktop, small-office type	25	470	56 (Idle 3 W)
Monochrome printer	Desktop, medium-office type	55	1000	222
		45	680	61
	Average 15-min peak power consumption (range)		142 (61-222)	
Color printer	Desktop, medium-office type	40	620	120
Laser printer	Desktop, small-office type	14	310	89
		24	495	67
		26	1090	65
	Average 15-min peak power consumption (range)		74 (65-89)	
Plotter	Manufacturer 1		1600	571
	Manufacturer 2		270	173
Average 15-min peak power consumption (range)			372 (173-571)	
Fax machine	Medium		1090	92
	Small		600	46
Average 15-min peak power consumption (range)			69 (46-92)	

Fuente: Tomado de la norma "ASHRAE Handbook Fundamentals", 2021, p. 18.14.

ANEXO 22: Características de los materiales de construcción

ANEXO N° 3: Lista de características higrométricas de los materiales de construcción

N°	Material	Densidad ρ (kg / m ³)	Coefficiente de Transmisión Térmica o de Conductividad térmica k (W / m K)	Transmitancia térmica U (W/m ² K)	Calor Especifico C_p (J / kg °C)	Factor de Resistencia a la difusión de vapor de agua μ (adimensional)
ROCAS Y SUELOS						
Rocas o suelos sedimentarios						
1	Gravas y arenas (arena fina, arena gruesa, etc.)	1700 - 2200	2.00	—	910 - 1180	50
2	Arcilla o limo	1200 - 1800	1.50	—	1070 - 2500	50
3	Arcilla refractaria	2000	0.45	—	870	—
4	Caliza muy dura	2200 - 2500	2.30	—	1000	200
5	Caliza media dura	1800 - 1900	1.40	—	1000	40
6	Caliza muy blanda	≤ 1500	0.65	—	1000	20
7	Piedra canto rodado de 10 cm	—	3.50	—	—	—
Rocas ígneas						
8	Basalto	2700 - 3000	3.50	—	1000	10000
9	Granito	2500 - 2700	2.80	—	1000	10000
10	Piedra pómez	≤ 400	0.12	—	1000	5
11	Roca natural porosa (por ej. lava)	≤ 1600	0.55	—	1000	15
Rocas metamórficas						
12	Pizarra	2000 - 2800	2.20	—	1000	800
13	Mármol	2800 - 2900	3.50	—	1000	10000
Tierra						
14	Tierra	≤ 2050	0.52	—	1840	—
15	Yeso	800 - 900	0.30	—	1000	4
16	Bano con peje de 2 cm.	—	0.09	—	—	—
CONCRETO						
17	Concreto armado	2400	1.83	—	1000	80
18	Concreto simple	2300	1.51	—	1000	80
19	Cemento pulido (pisos de 5 cm. de espesor)	—	0.53	—	—	—
MAMPOSTERÍA						
20	Bloque de arcilla - Ladrillo común	1700	0.84	—	800	10
21	Bloque de arcilla - Ladrillo tipo King Kong	1000	0.47	—	930	10
22	Bloque de arcilla - Ladrillo pandereta	900	0.44	—	—	10
23	Bloque de arcilla - Ladrillo hueco de techo	600	0.35	—	—	10
24	Bloque de arcilla - Ladrillo pasteler	1450	0.71	—	—	10
25	Bloque de concreto - Unidad hueca	1200	0.50	—	1000	5
26	Adobe	1100 - 1800	0.90	—	—	—
MORTEROS Y ENLUCIDOS						
27	Mortero cemento-arena	2000	1.40	—	1000	10
28	Mortero cemento y cal o yeso	1850	0.87	—	1000	10
29	Enlucido de yeso	≤ 1000	0.40	—	1000	5
METALES						
30	Acero	7800	50.00	—	450	∞
31	Acero inoxidable	7913	15.00	—	450	∞
32	Aluminio	2700	230.00	—	880	∞
33	Bronce	8700	65.00	—	380	∞
34	Cobre	8900	380.00	—	380	∞
35	Estañ	7310	66.00	—	227	∞
36	Latón	8400	120.00	—	380	∞
37	Plomo	11300	35.00	—	130	∞
38	Zinc	7200	110.00	—	380	∞
39	Calamina metálica de 2 mm.	—	237.00	—	—	—
MADERAS						
40	Maderas livianas: Álamo, Avelano, Aliso, Zapote, Bolina blanca, Tornillo, Cacho Moena, Diablo Fuerte, Humbo, Maquisape Nagcha, Merupe, Panguana, Ucheguano Blanco	200 - 905	0.130 - 0.150	—	1000	50
41	Maderas de densidad media: Abedul, Canelo, Castaño, Laurel, Roble, Olmo, Ceibo, Lagarto, Copalbe, Chiricua, Huayuro, Manchingo, Fresno, Nogal, Cerezo, Palosango Amarillo, Palosango Negro, Pumaquho	565 - 750	0.180	—	1000	50
42	Maderas densas: Capirón, Estroque	750 - 870	0.230	—	1000	50
43	Maderas muy densas: Algarrobo, Eucalipto, Shihuahuaco	≥ 870	0.290	—	1000	50

Fuente: Tomado de la “norma técnica EM.110”, Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE), 2014, p. 40.

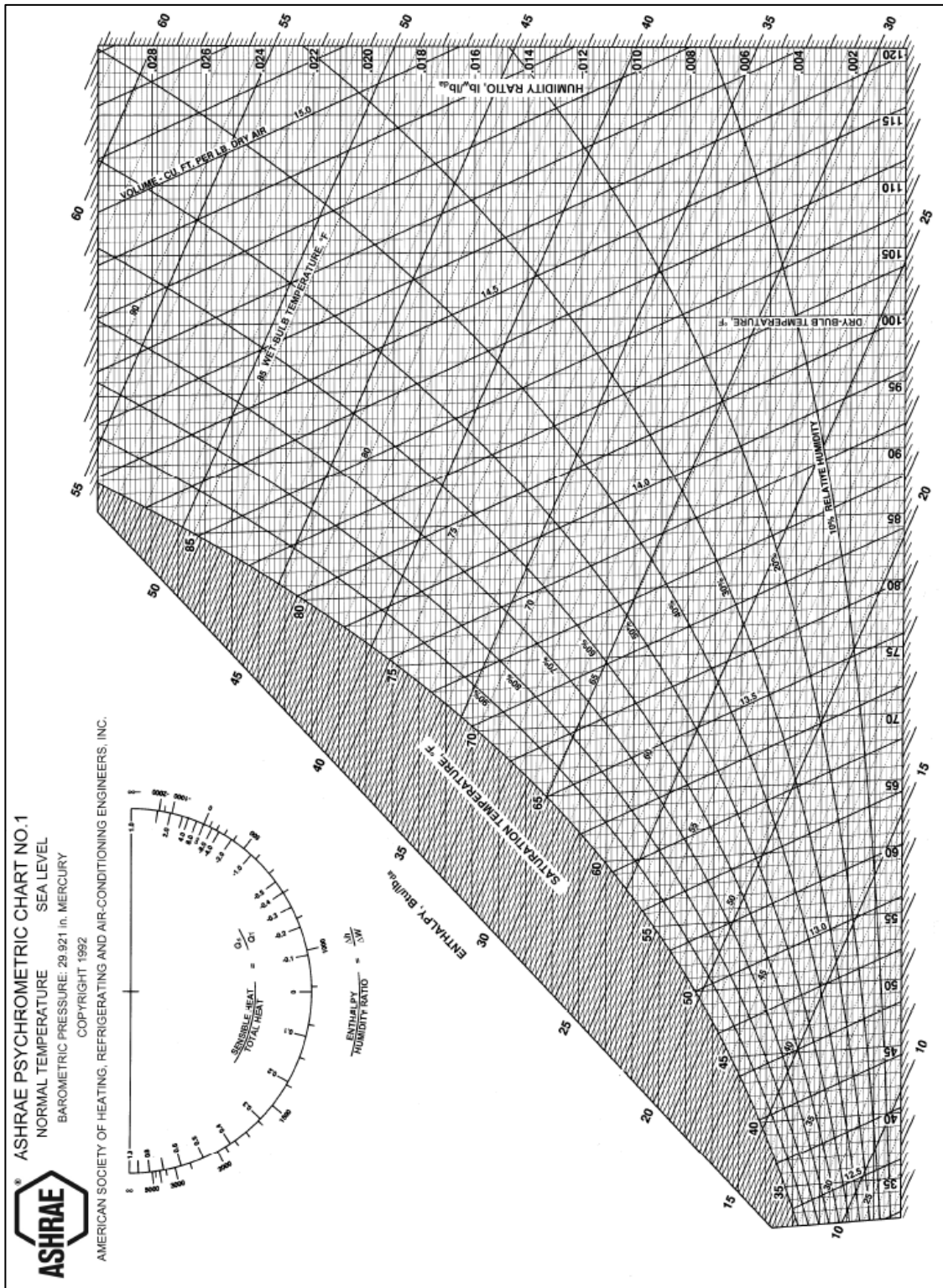
N°	Material	Densidad ρ (kg / m ³)	Coefficiente de Transmisión Térmica o de Conductividad térmica k (W / m K)	Transmitancia térmica U (W/m ² K)	Calor Específico C_p (J / kg °C)	Factor de Resistencia a la difusión de vapor de agua μ (adimensional)
44	Coníferas livianas: Cedro	≤ 435	0.130	—	1600	20
45	Coníferas de densidad media: Pino Insigne	435 - 520	0.150	—	1600	20
46	Coníferas densas: Pino Oregon, Ciprés, Alerce	520 - 610	0.180	—	1600	20
47	Coníferas muy densas	≥ 610	0.230	—	1600	20
48	Balsa	≤ 200	0.057	—	1600	20
49	Tablero de fibras, incluyendo MDF (alta densidad)	750 - 1000	0.200	—	1700	20
50	Tablero de fibras, incluyendo MDF y MDF (media densidad)	550 - 750	0.160	—	1700	20
51	Tablero de fibras, incluyendo MDF y Trupen (baja densidad)	350 - 550	0.140	—	1700	12
52	Tablero de partículas: Melamina	640 - 820	0.160	—	1700	20
53	Tablero de partículas	450 - 640	0.150	—	1700	20
54	Tablero de partículas	270 - 450	0.130	—	1700	20
55	Tablero de virutas, tipo OSB	≤ 650	0.130	—	1700	30
56	Triplay	560	0.140	—	1400	—
57	Puerta de madera		0.120			
58	Madera machihembrada o listapada (Tornillo)		0.120			
MADERAS PERUANAS ⁽¹⁾						
59	Cachimbo	664	0.160	—	—	—
60	Chpingo	625	0.148	—	—	—
61	Catahu amarilla	365	0.087	—	1464	—
62	Cuñilla colorada	990	0.168	—	1548	—
PANELES COMUNES						
63	Panel fibrocemento	920 - 1135	0.220 - 0.230	—	1512	—
64	Panel de yeso	750 - 900	0.250	—	1000	4
65	Panel de fibra de vidrio	25	0.035	—	1000	—
66	Panel de corcho	120	0.039	—	1600	—
67	Panel de lana mineral ⁽¹⁾	80 - 120	0.036	—	—	—
68	Panel melítico ablatante 50 mm (muros) ⁽¹⁾	181	0.400	—	—	—
69	Panel melítico ablatante 60 mm (muros)	158	0.330	—	—	—
70	Panel melítico ablatante 80 mm (muros)	128	0.250	—	—	—
71	Panel melítico ablatante 100 mm (muros)	111	0.200	—	—	—
72	Panel melítico ablatante 120 mm (muros)	99	0.170	—	—	—
73	Panel melítico ablatante 150 mm (muros)	87	0.130	—	—	—
74	Panel melítico ablatante 20 mm (techos autoportantes)	265	1.000	—	—	—
75	Panel melítico ablatante 25 mm (techos autoportantes)	330	0.800	—	—	—
76	Panel melítico ablatante 35 mm (techos autoportantes)	247	0.570	—	—	—
77	Panel melítico ablatante 45 mm (techos autoportantes)	200	0.440	—	—	—
REVESTIMIENTOS HOMOGÉNEOS PARA PISOS, TECHOS Y MUROS						
78	Alfombra de materiales sintéticos	160	0.060	—	2500	—
79	Baldosa cerámica	2000	1.000	—	800	30
80	Teja de arcilla	2000	1.000	—	800	30
81	Teja cerámica-porcelana	2300	1.300	—	840	—
MATERIALES VARIOS						
82	Agua	1000	0.580	—	4186	—
83	Hielo	922	2.030	—	1945	—
84	Nieve	150 - 500	0.120 - 0.470	—	—	—
85	Papel	930	0.160	—	1340	—
86	Acrílico	1050	0.200	—	1500	10000
87	Asfalto	2100	0.700	—	1000	50000
88	Caucho natural	910	0.130	—	1100	10000
89	Linóleo	1200	0.170	—	1400	800
90	Membrana asfáltica	1127	0.170	—	—	—
91	Neoprene	1240	0.230	—	2140	10000
92	Policarbonato (PC)	1200	0.200	—	1200	5000
93	Polipropileno (PP)	910	0.220	—	1600	10000
94	Cloruro de polivinilo (PVC)	1390	0.170	—	900	50000
95	Poliétileno de alta densidad (HDPE)	980	0.500	—	1800	100000
96	Poliétileno de baja densidad (LDPE)	920	0.330	—	2200	100000
97	Resina epóxica	1200	0.200	—	1400	10000
98	Silicona	1200	0.350	—	1000	5000

Fuente: Tomado de la "norma técnica EM.110", Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE), 2014, p. 41.

Nº	Material	Densidad ρ (kg / m ³)	Coefficiente de Transmisión Térmica o de Conductividad térmica k (W / m K)	Transmitancia térmica U (W/m ² K)	Calor Especifico C_p (J / kg °C)	Factor de Resistencia a la difusión de vapor de agua μ (adimensional)
99	Techo verde (14 cm espesor)	—	0.174	—	—	—
100	Faja (carra de 2 cm.)	—	0.090	—	—	—
101	Tela yute	1500	0.090	—	—	—
MATERIALES AISLANTES						
102	Aire	1.2	0.026	—	1000	—
103	Corcho	100 - 150	0.040	—	1900	5
104	Fibra de vidrio	200	0.040	—	670	—
105	Fielto	120	0.030	—	1300	15
106	Lana de vidrio (baja densidad)	11 - 14	0.043	—	—	—
107	Lana de vidrio (media densidad)	19 - 30	0.037	—	—	—
108	Lana de vidrio (alta densidad)	46 - 100	0.033	—	—	—
109	Lana de vidrio con foil ⁽¹⁾	—	0.035	—	—	—
110	Lana mineral (baja densidad)	30 - 90	0.042	—	—	—
111	Lana mineral (media densidad)	51 - 70	0.040	—	—	—
112	Lana mineral (alta densidad)	71 - 150	0.038	—	—	—
113	Lana mineral ⁽²⁾	—	0.037	—	—	—
114	Poliéstereno expandido (EPS)	30	0.033	—	1700	150
115	Poliéstereno extruido (XPS)	55 - 80	0.035	—	—	100
116	Espuma elastomérica flexible	60 - 80	0.030	—	1900	10000
117	Espuma de poliestireno con aluminio 5 mm ⁽¹⁾	—	0.045	—	—	—
118	Espuma de poliestireno con aluminio 10 mm ⁽¹⁾	—	0.035	—	—	—
VIDRIOS						
Vidrio crudo						
119	Incoloro de 6 mm	—	—	5.700	—	—
120	Incoloro de 8 mm	—	—	5.600	—	—
121	Incoloro de 10 mm	—	—	5.600	—	—
Vidrio laminado						
122	Incoloros ⁽¹⁾ 4 + 4	—	—	5.600	—	—
123	Incoloros 6 + 6	—	—	5.400	—	—
124	Incoloros 8 + 8	—	—	5.300	—	—
Vidrio insulado						
125	Incoloros (4) 4-6-(4.....10)	—	—	3.300	—	—
126	Incoloros (4) 4-6-(4.....10)	—	—	3.000	—	—
127	Incoloros (4) 4-12-(4.....10)	—	—	2.800	—	—
Otros tipos de vidrio						
128	Cuarzo	2300	—	1.400	750	∞
129	Vidrio prensado	2000	—	1.200	750	∞
130	Venta de vidrio doble Incoloro de 3mm.	—	—	3.759	—	—
POLICARBONATOS ⁽¹⁾						
131	Alveolar Estándar de 4 mm	—	—	3.900	—	—
132	Alveolar Estándar de 6 mm	—	—	3.600	—	—
133	Alveolar Estándar de 8 mm	—	—	3.300	—	—
134	Alveolar Estándar de 10 mm	—	—	3.000	—	—
135	Alveolar Estándar de 16 mm	—	—	2.300	—	—
136	Control Térmico, tipo Polygal Polyshade de 6 mm	—	—	3.600	—	—
137	Control Térmico, tipo Polygal Polyshade de 8 mm	—	—	3.300	—	—
138	Control Térmico, tipo Polygal Polyshade de 10 mm	—	—	3.000	—	—
139	Control Térmico, tipo Polygal Thermogal de 25 mm	—	—	1.700	—	—
140	Control Térmico, tipo Polygal Thermogal de 32 mm	—	—	1.400	—	—
141	Control Térmico, tipo Polygal Thermogal de 40 mm	—	—	1.100	—	—
142	Control Térmico - Luminico, tipo Polygal Selectogal de 10 mm	—	—	2.500	—	—
143	Control Térmico - Luminico, tipo Polygal Selectogal de 16 mm	—	—	2.200	—	—
144	Decorativos, tipo Polygal Rainbow de 6 mm	—	—	3.300	—	—

Fuente: Tomado de la “norma técnica EM.110”, Reglamento Nacional de Edificaciones (RNE), 2014, p. 42.

ANEXO 23: Carta Psicrométrica



Fuente: Tomado de "ASHRAE Handbook fundamentals", 2021, p.1.19.

ANEXO 24: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de SERVICIO SOCIAL – PISO 1

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr Hell		ONG ANIQUEM Page 4	
Air Handler #1 - SERVICIO SOCIAL - P1 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	SERVICIO SOCIAL - P1 Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 0.05 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.94	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	4pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 85° DB, 76° WB, 117.95 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 74° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.997 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	10,532 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			10,532 Btuh
Cooling Supply Air: $10,627 / (.997 \times 1.1 \times 19) =$		505 CFM	
Summer Vent Outside Air (7.3% of supply) =		37 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	485 Btuh	37 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	121 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			605 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			11,138 Btuh
Zone space latent gain:	620 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,468 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			2,088 Btuh
Total system sensible and latent gain:			13,225 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		505 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (7.29% of Supply):		37 CFM	
Total Conditioned Air Space:		139 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		3.6351 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		126.0 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0079 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		1.10 Tons	

Fuente: Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de SERVICIO SOCIAL, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 25: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de ADMISIÓN – PISO 1

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		ONG ANIQUEM	
Hell		Page 6	
Air Handler #2 - ADMISIÓN - P1 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	ADMISIÓN - P1 Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 0.02 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.87	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	4pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 85° DB, 76° WB, 117.95 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 74° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.997 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	4,171 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			4,171 Btuh
Cooling Supply Air: $4,182 / (.997 \times 1.1 \times 21) =$		185 CFM	
Summer Vent Outside Air (19.6% of supply) =		36 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	478 Btuh	36 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	44 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			522 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			4,693 Btuh
Zone space latent gain:	620 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,448 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			2,068 Btuh
Total system sensible and latent gain:			6,761 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 21° TD):		185 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (19.65% of Supply):		36 CFM	
Total Conditioned Air Space:		132 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.3973 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		234.9 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0043 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.56 Tons	

Fuente: Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de ADMISIÓN, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 26: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de TALLER DE PRESOTERAPIA – PISO 1

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReukEr		ONG ANIQUEM	
Hell		Page 8	
Air Handler #3 - TALLER DE PRESOTERAPIA - P1 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	TALLER DE PRESOTERAPIA - P1 Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 0.07 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.92	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	4pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 85° DB, 76° WB, 117.95 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 74° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (.997 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	16,578 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			16,578 Btuh
Cooling Supply Air: 16,675 / (.997 X 1.1 X 20) =		777 CFM	
Summer Vent Outside Air (10.4% of supply) =		81 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	1,084 Btuh	81 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	188 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			1,250 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			17,827 Btuh
Zone space latent gain:	1,395 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	3,222 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			4,617 Btuh
Total system sensible and latent gain:			22,444 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		777 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (10.40% of Supply):		81 CFM	
Total Conditioned Air Space:		288 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.7132 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		153.1 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0065 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		1.87 Tons	

Fuente: Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de TALLER DE PRESOTERAPIA, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 27: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de HALL DE INGRESO – PISO 1

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr Hell		ONG ANIQUEM Page 10	
Air Handler #4 - HALL DE INGRESO - P1 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	HALL DE INGRESO - P1 Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 0.03 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.82	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	4pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 85° DB, 76° WB, 117.95 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 74° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.997 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	8,254 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			8,254 Btuh
Cooling Supply Air: $8,448 / (.997 \times 1.1 \times 22) =$		350 CFM	
Summer Vent Outside Air (35.4% of supply) =		124 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	1,632 Btuh	124 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	84 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			1,715 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			9,969 Btuh
Zone space latent gain:	1,860 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	4,939 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			6,799 Btuh
Total system sensible and latent gain:			16,769 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 22° TD):		350 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (35.39% of Supply):		124 CFM	
Total Conditioned Air Space:		589 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		0.5947 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		421.5 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0024 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		1.40 Tons	

Fuente: Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de HALL DE INGRESO, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 28: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de CONSULTORIO PSICOLOGÍA – PISO 2

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		ONG ANIQUEM	
Hell		Page 12	
Air Handler #5 - CONSULTORIO PSICOLOGIA - P2 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	CONSULTORIO PSICOLOGIA - P2 Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 0.03 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.94	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	4pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 85° DB, 78° WB, 117.95 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 74° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.997 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	6,955 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			6,955 Btuh
Cooling Supply Air: $6,955 / (.997 \times 1.1 \times 19) =$		328 CFM	
Summer Vent Outside Air (10.5% of supply) =		34 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	453 Btuh	34 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	78 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			531 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			7,486 Btuh
Zone space latent gain:	465 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,370 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,835 Btuh
Total system sensible and latent gain:			9,321 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		328 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (10.47% of Supply):		34 CFM	
Total Conditioned Air Space:		191 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.7222 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		245.5 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0041 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.78 Tons	

Fuente: Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de CONSULTORIO PSICOLOGÍA, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 29: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de CONSULTORIO REHABILITACIÓN – PISO 2

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr Hell		ONG ANIQUEM Page 14	
Air Handler #6 - CONSULTORIO REHABILITACIÓN - P2 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	CONSULTORIO REHABILITACIÓN - P2 Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 0.03 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.93	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	4pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 85° DB, 76° WB, 117.95 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 74° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (.997 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	6,288 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			6,288 Btuh
Cooling Supply Air: 6,398 / (.997 X 1.1 X 19) =		301 CFM	
Summer Vent Outside Air (10.0% of supply) =		30 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	397 Btuh	30 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	72 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			469 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			6,757 Btuh
Zone space latent gain:	465 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,201 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,666 Btuh
Total system sensible and latent gain:			8,423 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		301 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (10.03% of Supply):		30 CFM	
Total Conditioned Air Space:		137 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.2025 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		194.5 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0051 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.70 Tons	

Fuente: Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de CONSULTORIO REHABILITACIÓN, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 30: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de TERAPIA OCUPACIONAL 2 – PISO 2

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program pReJkEr Hell		Elite Software Development, Inc. ONG ANIQUEM Page 18	
Air Handler #7 - TERAPIA OCUPACIONAL 2 - P2 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	TERAPIA OCUPACIONAL 2 - P2 Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 0.03 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.90	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	4pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 85° DB, 76° WB, 117.95 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 74° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.997 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	8,111 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			8,111 Btuh
Cooling Supply Air: $8,111 / (.997 \times 1.1 \times 20) =$		369 CFM	
Summer Vent Outside Air (15.3% of supply) =		56 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	741 Btuh	56 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	88 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			829 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			8,940 Btuh
Zone space latent gain:	930 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	2,243 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			3,173 Btuh
Total system sensible and latent gain:			12,113 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		369 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (15.26% of Supply):		56 CFM	
Total Conditioned Air Space:		222 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.6649 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		219.5 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0046 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		1.01 Tons	

Fuente: Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de TERAPIA OCUPACIONAL 2, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 31: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de CONSULTORIO – PISO 2

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pRe.JkEr		ONG ANIQUEM	
Hell		Page 18	
Air Handler #8 - CONSULTORIO - P2 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	CONSULTORIO - P2 Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 0.01 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.83	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	4pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 85° DB, 78° WB, 117.95 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 74° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.997 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	2,150 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			2,150 Btuh
Cooling Supply Air: $2,309 / (.997 \times 1.1 \times 22) =$		97 CFM	
Summer Vent Outside Air (28.2% of supply) =		28 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	362 Btuh	28 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	23 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			386 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			2,536 Btuh
Zone space latent gain:	465 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,097 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,562 Btuh
Total system sensible and latent gain:			4,098 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 22° TD):		97 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (28.25% of Supply):		28 CFM	
Total Conditioned Air Space:		103 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		0.9464 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		301.5 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0033 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.34 Tons	

Fuente: Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de CONSULTORIO, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 32: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de TERAPIA FÍSICA – PISO 2

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		ONG ANIQUEM	
Hell		Page 20	
Air Handler #9 - TERAPIA FISICA - P2 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	TERAPIA FISICA - P2 Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 0.03 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.90	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	12pm in March.		
Outdoor Conditions:	Clg: 83° DB, 75° WB, 116.15 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 74° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.997 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	6,306 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			6,306 Btuh
Cooling Supply Air: $6,607 / (.997 \times 1.1 \times 20) =$		300 CFM	
Summer Vent Outside Air (19.1% of supply) =		57 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	566 Btuh	57 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	72 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			638 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			6,944 Btuh
Zone space latent gain:	775 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	2,172 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			2,947 Btuh
Total system sensible and latent gain:			9,890 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		300 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (19.14% of Supply):		57 CFM	
Total Conditioned Air Space:		319 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		0.9407 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		386.7 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0026 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.82 Tons	

Fuente: Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de TERAPIA FÍSICA, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 33: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de HALL DE ESPERA – PISO 2

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		ONG ANIQUEM	
Hell		Page 22	
Air Handler #10 - HALL DE ESPERA - P2 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	HALL DE ESPERA - P2 Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 0.02 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.81	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	4pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 85° DB, 78° WB, 117.95 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 74° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.997 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	3,956 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			3,956 Btuh
Cooling Supply Air: $3,956 / (.997 \times 1.1 \times 22) =$		162 CFM	
Summer Vent Outside Air (40.1% of supply) =		65 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	854 Btuh	65 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	39 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			892 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			4,848 Btuh
Zone space latent gain:	930 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	2,584 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			3,514 Btuh
Total system sensible and latent gain:			8,362 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 22° TD):		162 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (40.11% of Supply):		65 CFM	
Total Conditioned Air Space:		331 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		0.4881 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		475.4 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0021 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.70 Tons	

Fuente: Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de HALL DE ESPERA, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 34: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de TERAPIA OCUPACIONAL 1 – PISO 2

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		ONG ANIQUEM	
Hell		Page 24	
Air Handler #11 - TERAPIA OCUPACIONAL - P2 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	TERAPIA OCUPACIONAL - P2 Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 0.04 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.90	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	10am in March.		
Outdoor Conditions:	Clg: 79° DB, 74° WB, 116.88 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 74° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (.997 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	7,892 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			7,892 Btuh
Cooling Supply Air: 8,248 / (.997 X 1.1 X 20) =		376 CFM	
Summer Vent Outside Air (15.9% of supply) =		60 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	327 Btuh	60 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	90 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			417 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			8,309 Btuh
Zone space latent gain:	930 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	2,276 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			3,206 Btuh
Total system sensible and latent gain:			11,515 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		376 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (15.87% of Supply):		60 CFM	
Total Conditioned Air Space:		264 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.4226 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		275.2 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0036 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.96 Tons	

Fuente: Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de TERAPIA OCUPACIONAL, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 35: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de COMEDOR – PISO 2

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReukEr Hell		ONG ANIQUEM Page 26	
Air Handler #12 - COMEDOR - P2 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	COMEDOR - P2 Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 0.08 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.93	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	4pm in March.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 75° WB, 115.89 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 74° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (.997 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	17,547 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			17,547 Btuh
Cooling Supply Air: 17,583 / (.997 X 1.1 X 19) =		828 CFM	
Summer Vent Outside Air (10.0% of supply) =		83 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	1,091 Btuh	83 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	198 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			1,289 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			18,836 Btuh
Zone space latent gain:	1,240 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	2,863 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			4,103 Btuh
Total system sensible and latent gain:			22,939 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		828 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (10.02% of Supply):		83 CFM	
Total Conditioned Air Space:		398 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.0890 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		207.3 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0048 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		1.91 Tons	

Fuente: Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de COMEDOR, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 36: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de ADMINISTRACIÓN – PISO 3

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		ONG ANIQUEM	
Hell		Page 28	
Air Handler #13 - ADMINISTRACIÓN - P3 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	ADMINISTRACIÓN - P3 Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 0.04 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.94	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	4pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 85° DB, 76° WB, 117.95 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 74° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.997 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	7,930 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			7,930 Btuh
Cooling Supply Air: $7,930 / (.997 \times 1.1 \times 19) =$		377 CFM	
Summer Vent Outside Air (7.7% of supply) =		29 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	382 Btuh	29 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	90 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			472 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			8,402 Btuh
Zone space latent gain:	465 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,158 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,623 Btuh
Total system sensible and latent gain:			10,025 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		377 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (7.71% of Supply):		29 CFM	
Total Conditioned Air Space:		122 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		3.0792 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		146.4 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0068 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.84 Tons	

Fuente: Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de ADMINISTRACIÓN, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 37: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de GERENCIA – PISO 3

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		ONG ANIQUEM	
Hell		Page 30	
Air Handler #14 - GERENCIA - P3 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	GERENCIA - P3 Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 0.05 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.96	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	4pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 85° DB, 76° WB, 117.95 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 74° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.997 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	10,274 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			10,274 Btuh
Cooling Supply Air: $10,274 / (.997 \times 1.1 \times 19) =$		493 CFM	
Summer Vent Outside Air (6.4% of supply) =		32 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	417 Btuh	32 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	118 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			534 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			10,808 Btuh
Zone space latent gain:	465 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,262 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,727 Btuh
Total system sensible and latent gain:			12,535 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		493 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (6.42% of Supply):		32 CFM	
Total Conditioned Air Space:		156 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		3.1641 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		149.2 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0067 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		1.04 Tons	

Fuente: Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de GERENCIA, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 38: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de SALA DE REUNIONES – PISO 3

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		ONG ANIQUEM	
Hell		Page 32	
Air Handler #15 - SALA DE REUNIONES - P3 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	SALA DE REUNIONES - P3 Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 0.06 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.92	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	4pm in January.		
Outdoor Conditions:	Clg: 85° DB, 76° WB, 117.95 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 74° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.997 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	13,710 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			13,710 Btuh
Cooling Supply Air: $13,710 / (.997 \times 1.1 \times 20) =$		636 CFM	
Summer Vent Outside Air (11.4% of supply) =		73 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	956 Btuh	73 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	152 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			1,108 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			14,818 Btuh
Zone space latent gain:	1,240 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	2,894 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			4,134 Btuh
Total system sensible and latent gain:			18,952 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		636 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (11.43% of Supply):		73 CFM	
Total Conditioned Air Space:		264 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.4042 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		167.4 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0080 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		1.58 Tons	

Fuente: Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de SALA DE REUNIONES, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 39: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de RECAUDACIÓN DE FONDOS – PISO 3

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		ONG ANIQUEM	
Hell		Page 34	
Air Handler #16 - RECAUDACION DE FONDOS - P3 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	RECAUDACION DE FONDOS - P3 Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 0.08 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.90	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	3pm in February.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 76° WB, 120.73 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 74° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.997 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	14,450 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			14,450 Btuh
Cooling Supply Air: $14,450 / (.997 \times 1.1 \times 20) =$		661 CFM	
Summer Vent Outside Air (15.2% of supply) =		101 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	1,328 Btuh	101 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	158 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			1,484 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			15,934 Btuh
Zone space latent gain:	1,550 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	3,903 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			5,453 Btuh
Total system sensible and latent gain:			21,388 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		661 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (15.24% of Supply):		101 CFM	
Total Conditioned Air Space:		458 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.4418 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		257.2 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0039 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		1.78 Tons	

Fuente: Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de RECAUDACIÓN DE FONDOS, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 40: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de HALL CENTRAL – PISO 3

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program pReJkEr Hell		Elite Software Development, Inc. ONG ANIQUEM Page 36	
Air Handler #17 - HALL CENTRAL - P3 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	HALL CENTRAL - P3 Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 0.05 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.92	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	3pm in February.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 76° WB, 120.73 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 74° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (.997 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	10,892 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			10,892 Btuh
Cooling Supply Air: 10,892 / (.997 X 1.1 X 20) =		507 CFM	
Summer Vent Outside Air (13.9% of supply) =		71 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	930 Btuh	71 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	121 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			1,051 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			11,942 Btuh
Zone space latent gain:	930 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	2,736 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			3,666 Btuh
Total system sensible and latent gain:			15,608 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 20° TD):		507 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (13.93% of Supply):		71 CFM	
Total Conditioned Air Space:		405 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		1.2507 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		311.6 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0032 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		1.30 Tons	

Fuente: Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de HALL CENTRAL, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 41: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de TALLER ORTESIS – PISO 3

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		ONG ANIQUEM	
Hell		Page 38	
Air Handler #18 - TALLER ORTESIS - P3 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	TALLER ORTESIS - P3 Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 0.11 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.98	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	2pm in March.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 75° WB, 115.89 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 74° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.997 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	23,733 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			23,733 Btuh
Cooling Supply Air: $23,733 / (.997 \times 1.1 \times 19) =$		1,160 CFM	
Summer Vent Outside Air (2.7% of supply) =		31 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	413 Btuh	31 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	277 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			690 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			24,423 Btuh
Zone space latent gain:	465 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	1,083 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,548 Btuh
Total system sensible and latent gain:			25,971 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		1,160 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (2.70% of Supply):		31 CFM	
Total Conditioned Air Space:		152 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		7.6257 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		70.3 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0142 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		2.16 Tons	

Fuente: Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de TALLER ORTESIS, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 42: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de DORMITORIO – PISO 3

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		ONG ANIQUEM	
Hell		Page 40	
Air Handler #19 - DORMITORIO - P3 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	DORMITORIO - P3 Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 0.03 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.96	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	4pm in March.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 75° WB, 115.89 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 74° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.997 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	7,694 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			7,694 Btuh
Cooling Supply Air: $7,694 / (.997 \times 1.1 \times 19) =$		371 CFM	
Summer Vent Outside Air (5.1% of supply) =		19 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	251 Btuh	19 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	89 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			340 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			8,034 Btuh
Zone space latent gain:	310 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	659 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			969 Btuh
Total system sensible and latent gain:			9,003 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		371 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (5.15% of Supply):		19 CFM	
Total Conditioned Air Space:		78 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		4.7501 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		104.0 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0096 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.75 Tons	

Fuente: Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de DORMITORIO, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 43: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de HALL – PISO 3

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr Hell		ONG ANIQUEM Page 42	
Air Handler #20 - HALL - P3 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	HALL - P3 Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 0.04 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.97	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	4pm in March.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 75° WB, 115.89 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 74° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: 0 / (.997 X 1.08 X 0) =		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	9,282 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			9,282 Btuh
Cooling Supply Air: 9,282 / (.997 X 1.1 X 19) =		449 CFM	
Summer Vent Outside Air (5.7% of supply) =		26 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	339 Btuh	26 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	107 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			446 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			9,728 Btuh
Zone space latent gain:	310 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	889 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,199 Btuh
Total system sensible and latent gain:			10,927 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		449 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (5.73% of Supply):		26 CFM	
Total Conditioned Air Space:		163 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		2.7507 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		179.4 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0056 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.91 Tons	

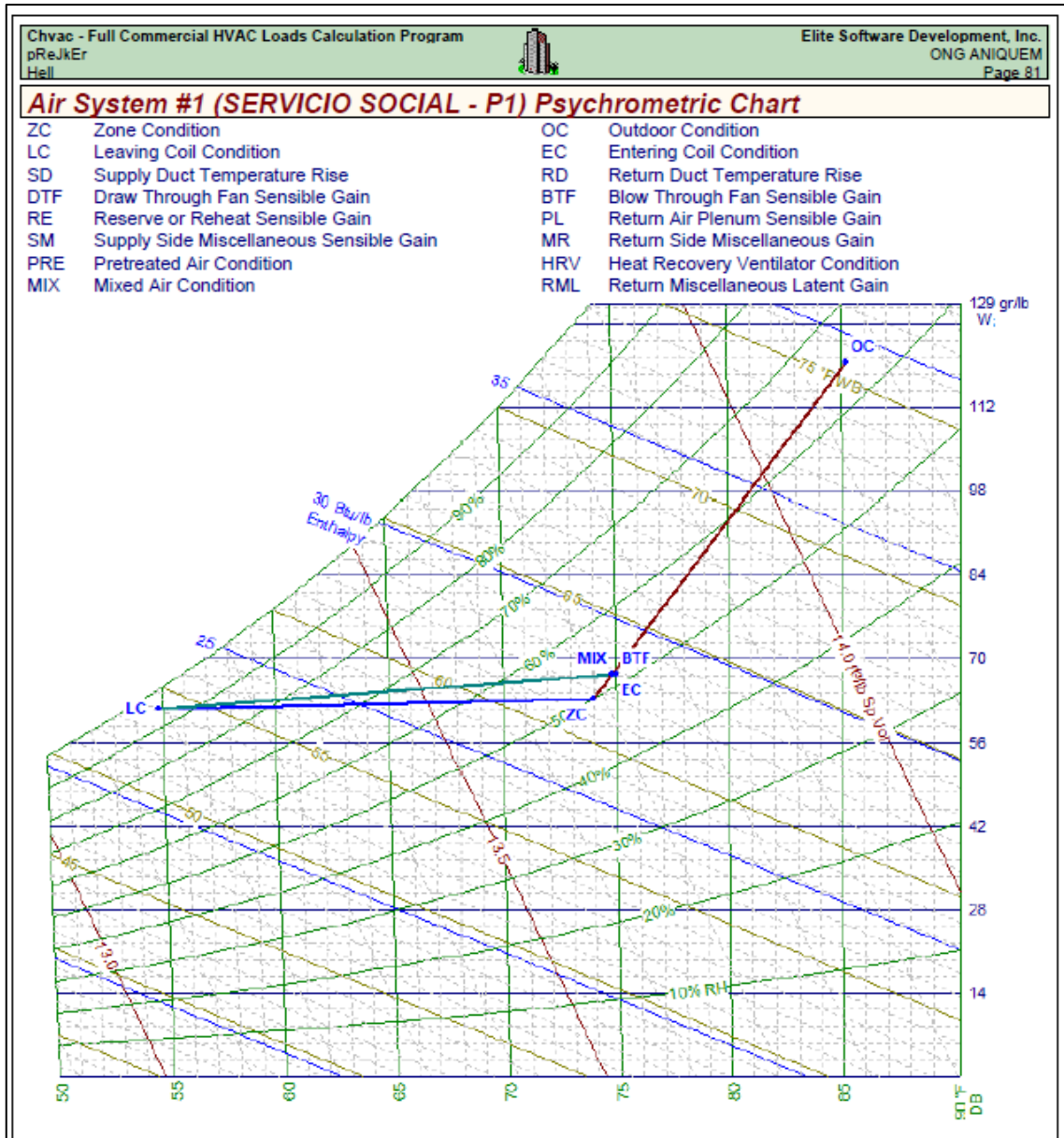
Fuente: Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de HALL, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 44: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC para el área de OFICINA – PISO 3

Chvac - Full Commercial HVAC Loads Calculation Program		Elite Software Development, Inc.	
pReJkEr		ONG ANIQUEM	
Hell		Page 44	
Air Handler #21 - OFICINA - P3 - Total Load Summary			
Air Handler Description:	OFICINA - P3 Constant Volume - Sum of Peaks		
Supply Air Fan:	Blow-Thru with program estimated horsepower of 0.05 HP		
Fan Input:	0% motor and fan efficiency with 0 in. water across the fan		
Sensible Heat Ratio:	0.97	--- This system occurs 1 time(s) in the building. ---	
Air System Peak Time:	4pm in March.		
Outdoor Conditions:	Clg: 86° DB, 75° WB, 115.89 grains		
Indoor Conditions:	Clg: 74° DB, 50% RH		
Summer: Ventilation controls outside air, ---- Winter: Exhaust controls outside air.			
Zone Space sensible loss:	0 Btuh		
Infiltration sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Outside Air sensible loss:	0 Btuh	0 CFM	
Supply Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Duct sensible loss:	0 Btuh		
Return Plenum sensible loss:	0 Btuh		
Total System sensible loss:			0 Btuh
Heating Supply Air: $0 / (.997 \times 1.08 \times 0) =$		0 CFM	
Winter Vent Outside Air (0.0% of supply) =		0 CFM	
Zone space sensible gain:	10,129 Btuh		
Infiltration sensible gain:	0 Btuh		
Draw-thru fan sensible gain:	0 Btuh		
Supply duct sensible gain:	0 Btuh		
Reserve sensible gain:	0 Btuh		
Total sensible gain on supply side of coil:			10,129 Btuh
Cooling Supply Air: $10,129 / (.997 \times 1.1 \times 19) =$		491 CFM	
Summer Vent Outside Air (4.8% of supply) =		23 CFM	
Return duct sensible gain:	0 Btuh		
Return plenum sensible gain:	0 Btuh		
Outside air sensible gain:	309 Btuh	23 CFM	
Blow-thru fan sensible gain:	117 Btuh		
Total sensible gain on return side of coil:			426 Btuh
Total sensible gain on air handling system:			10,555 Btuh
Zone space latent gain:	310 Btuh		
Infiltration latent gain:	0 Btuh		
Outside air latent gain:	810 Btuh		
Total latent gain on air handling system:			1,120 Btuh
Total system sensible and latent gain:			11,675 Btuh
Check Figures			
Total Air Handler Supply Air (based on a 19° TD):		491 CFM	
Total Air Handler Vent. Air (4.78% of Supply):		23 CFM	
Total Conditioned Air Space:		134 Sq.ft	
Supply Air Per Unit Area:		3.6672 CFM/Sq.ft	
Area Per Cooling Capacity:		137.7 Sq.ft/Ton	
Cooling Capacity Per Area:		0.0073 Tons/Sq.ft	
Heating Capacity Per Area:		0.00 Btuh/Sq.ft	
Total Heating Required With Outside Air:		0 Btuh	
Total Cooling Required With Outside Air:		0.97 Tons	

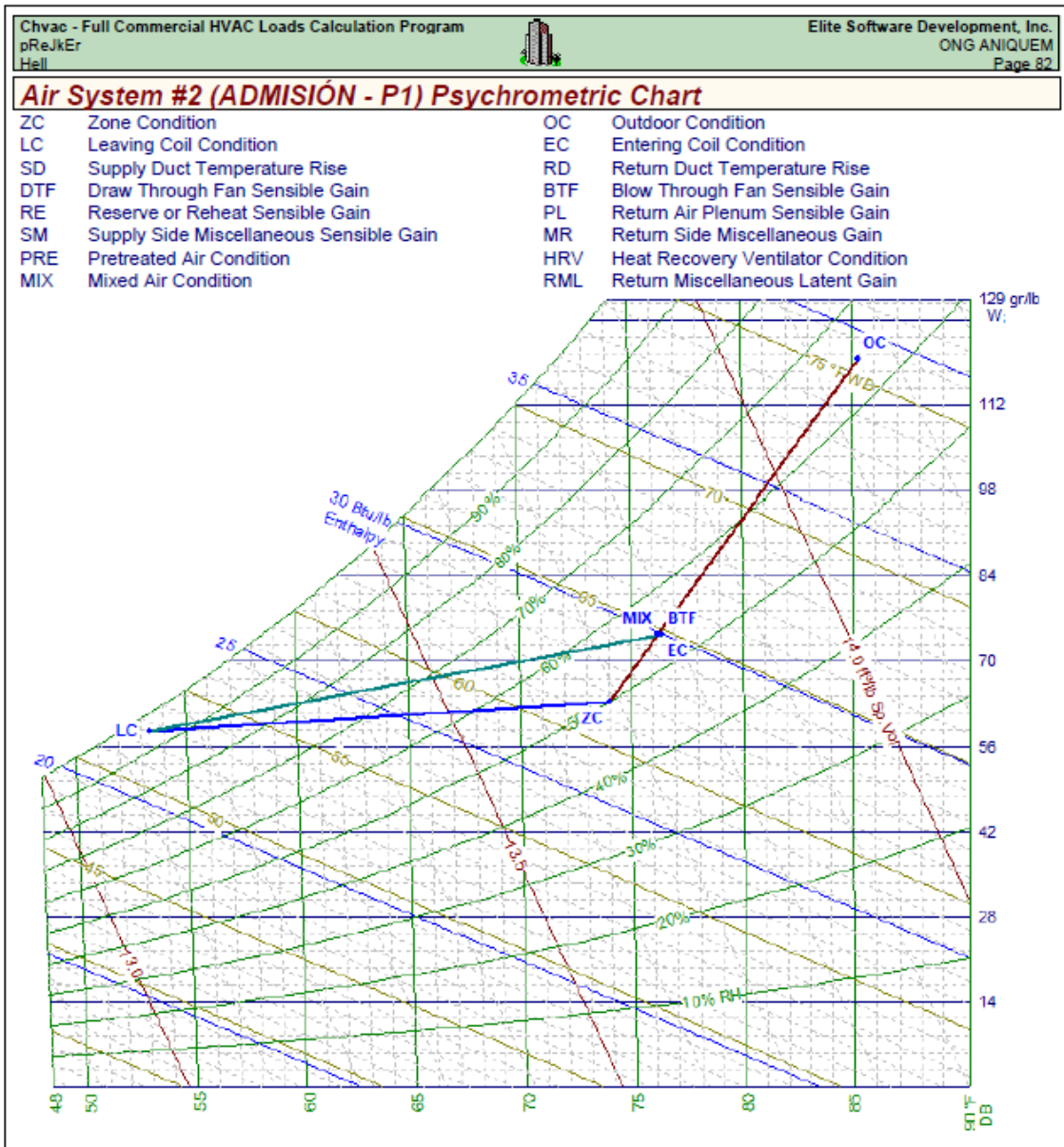
Fuente: Cálculo de la capacidad de enfriamiento para el área de OFICINA, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 45: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de SERVICIO SOCIAL – PISO 1



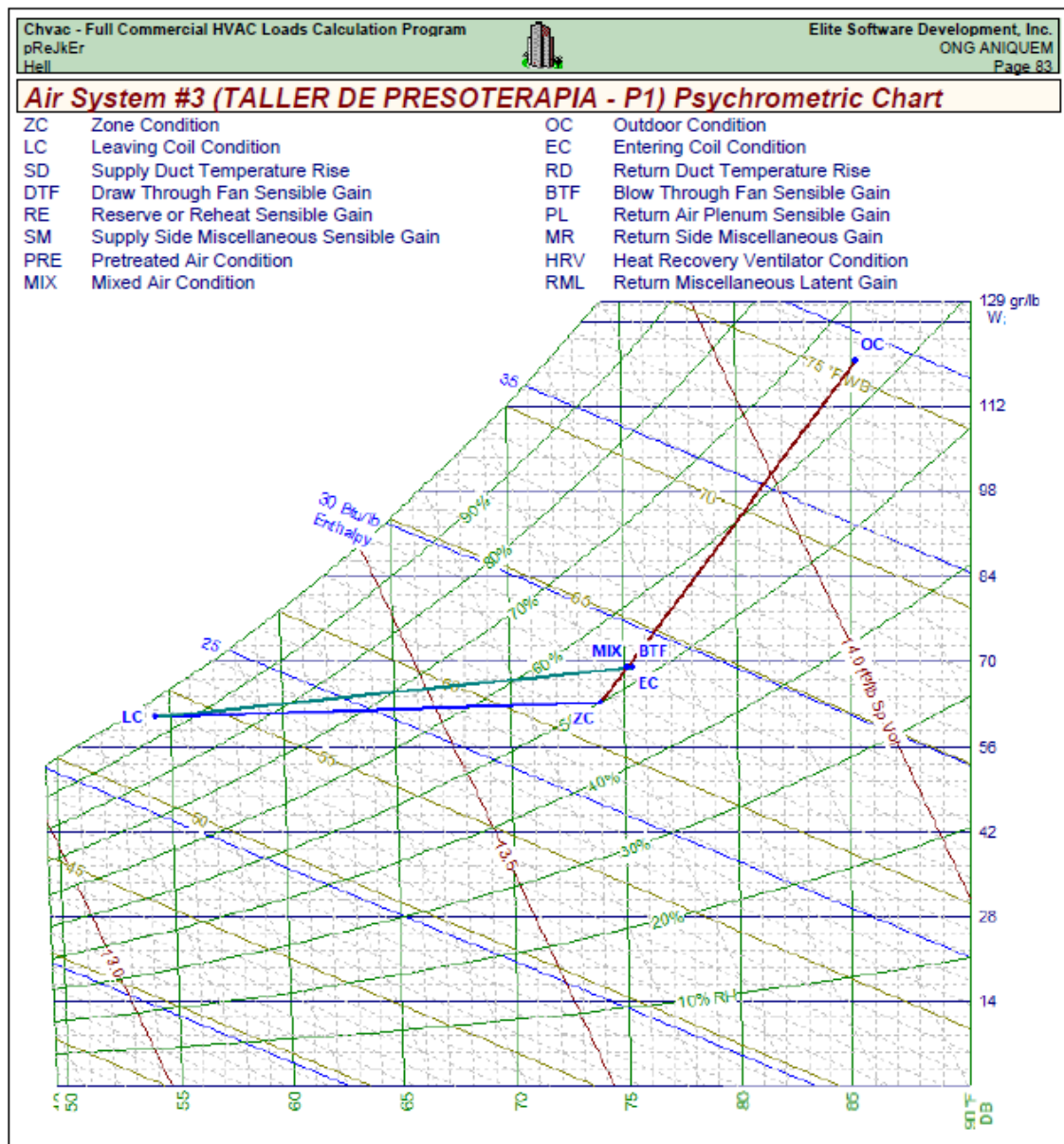
Fuente: Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de SERVICIO SOCIAL, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 46: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de ADMISIÓN – PISO 1



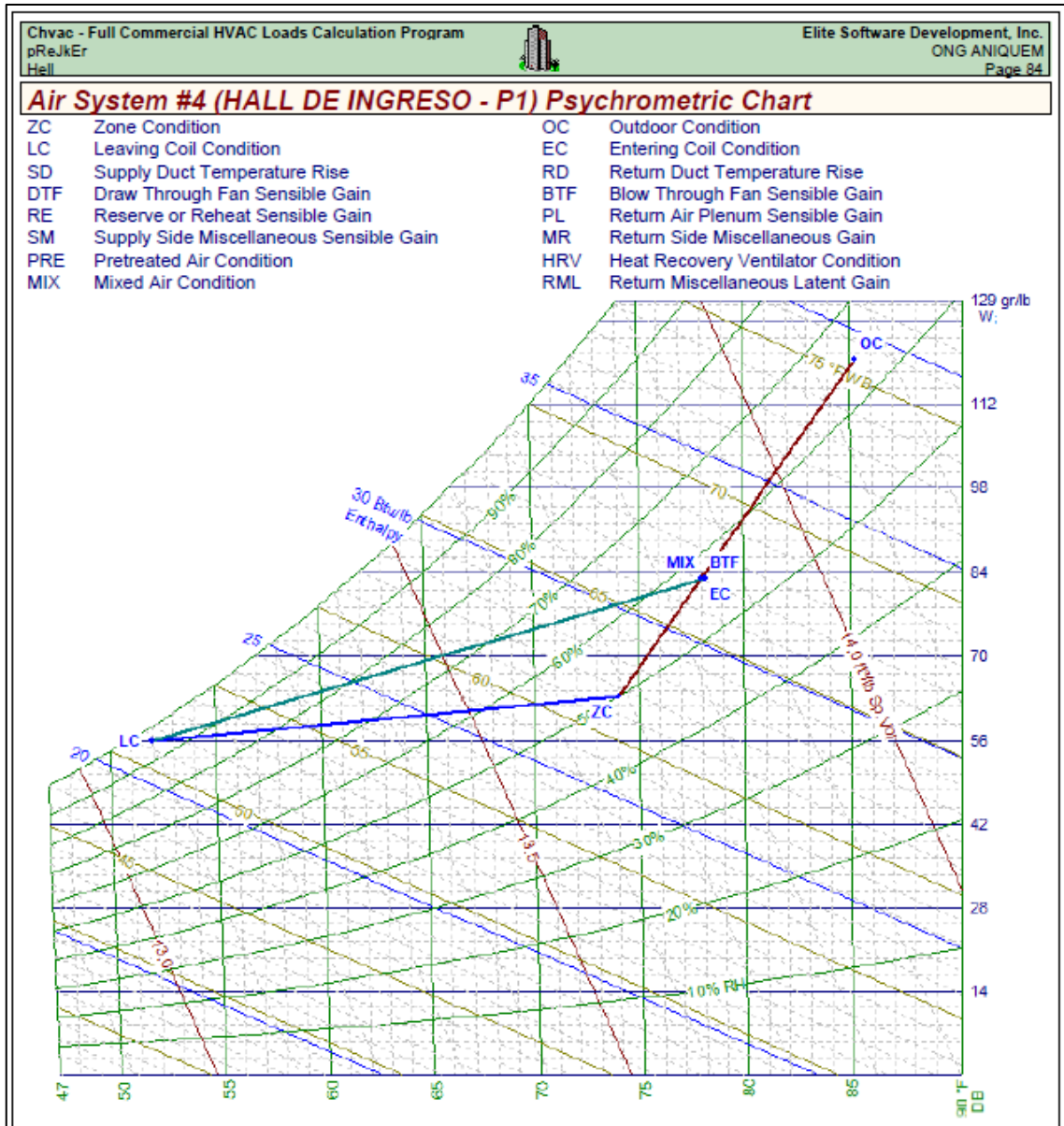
Fuente: Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de ADMISIÓN, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 47: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de TALLER DE PRESOTERAPIA – PISO 1



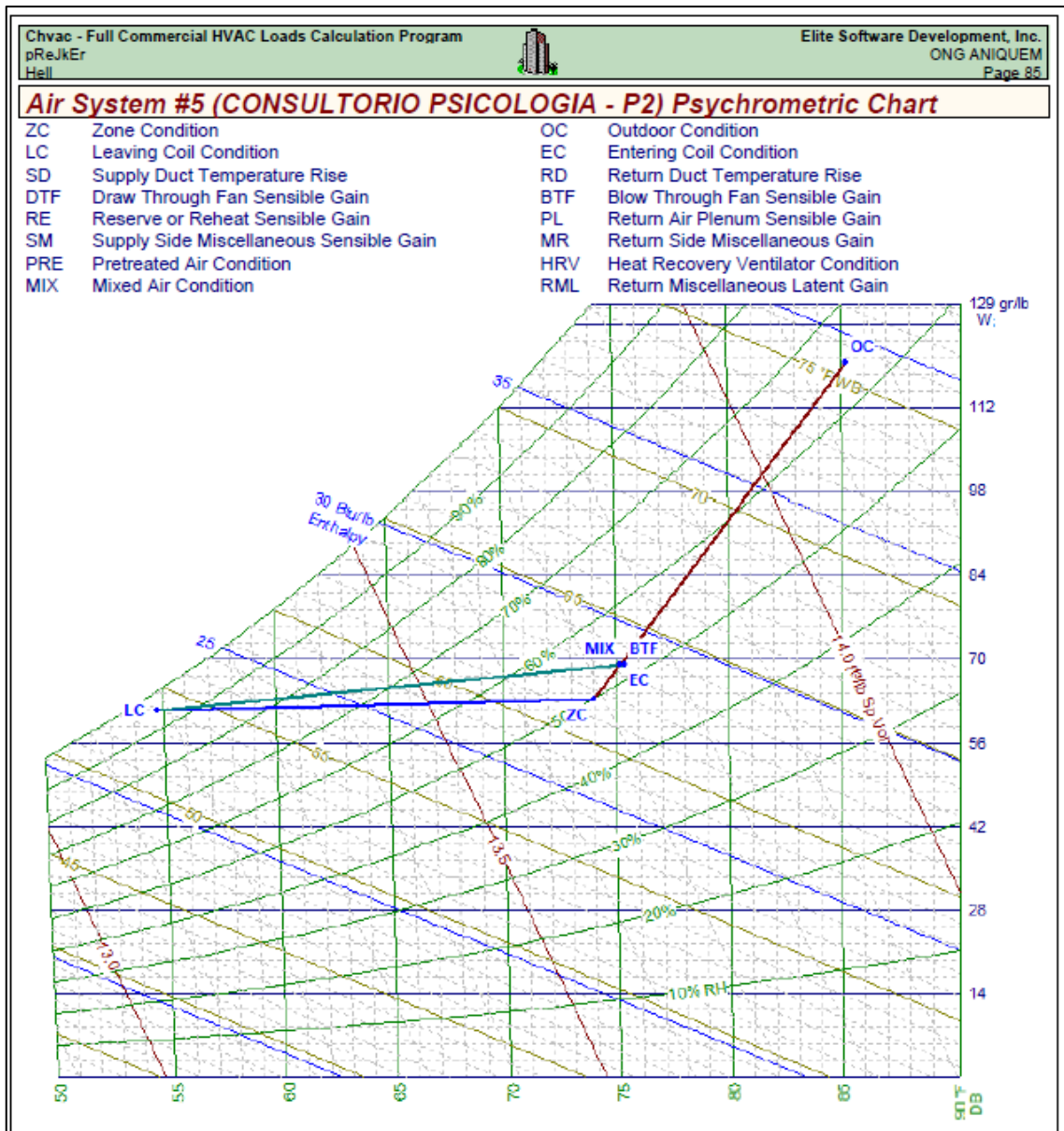
Fuente: Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de TALLER DE PRESOTERAPIA, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 48: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de HALL DE INGRESO – PISO 1



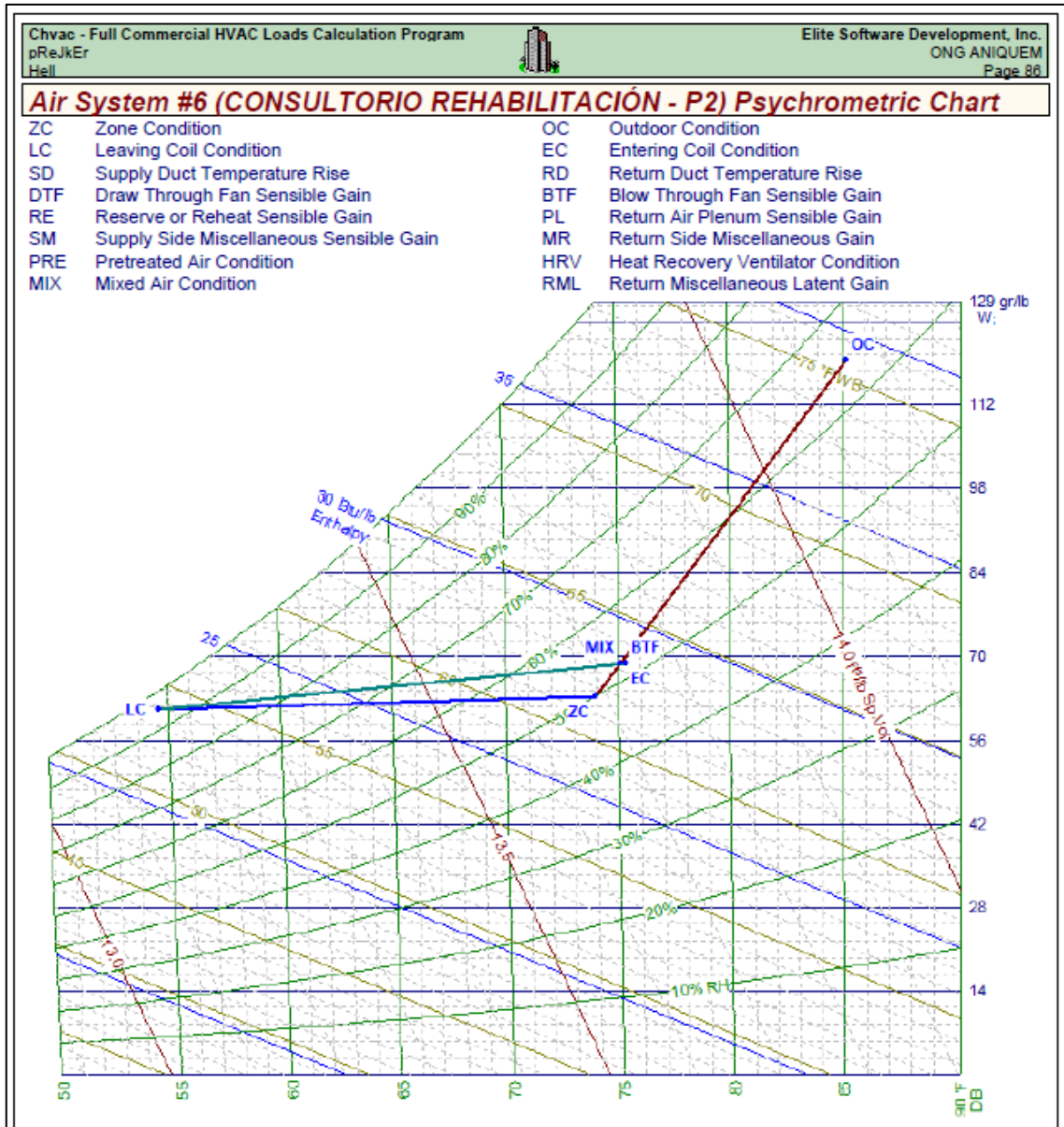
Fuente: Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de HALL DE INGRESO, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 49: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de CONSULTORIO PSICOLOGÍA – PISO 2



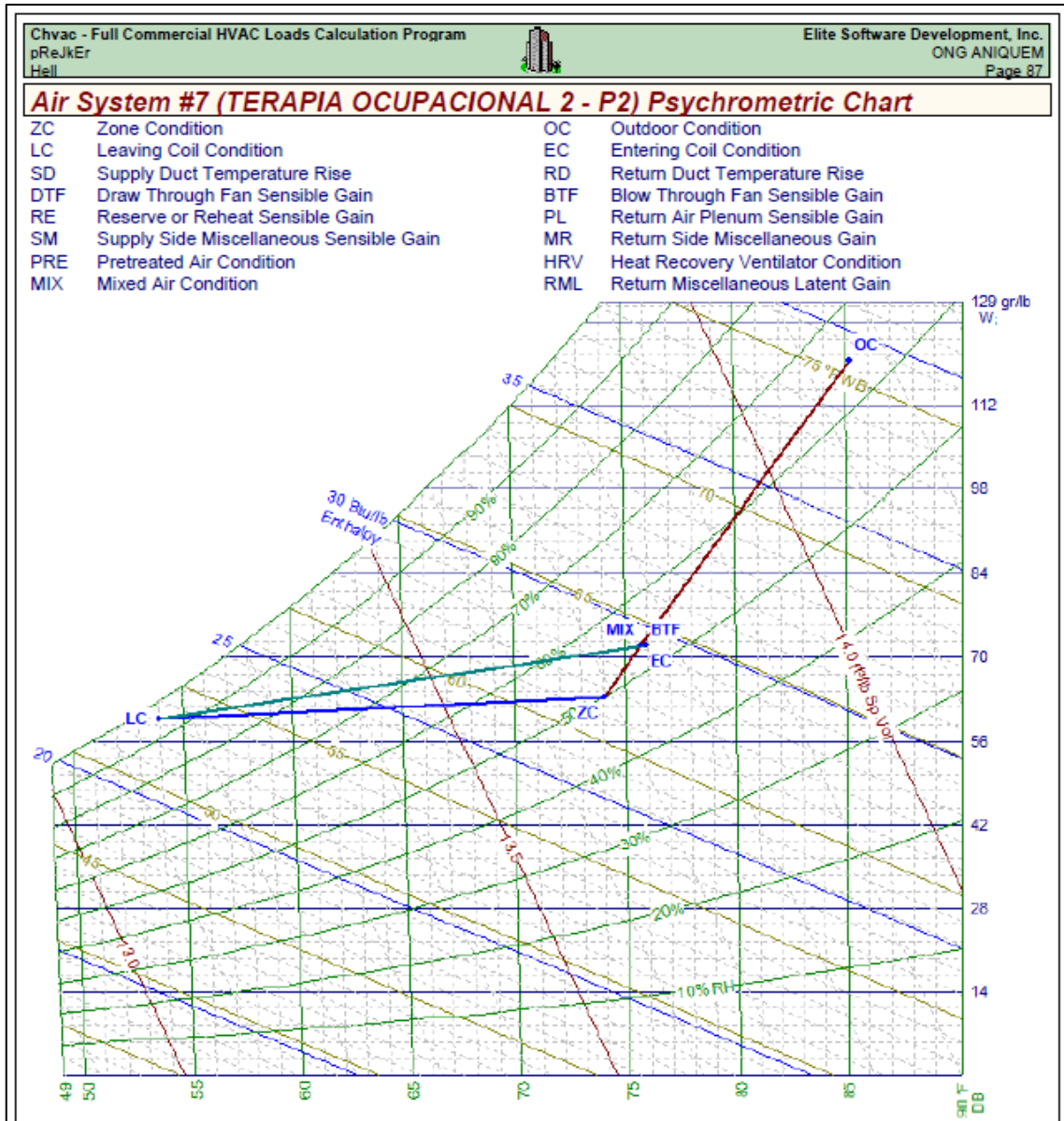
Fuente: Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de CONSULTORIO PSICOLOGÍA, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 50: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de CONSULTORIO REHABILITACIÓN – PISO 2



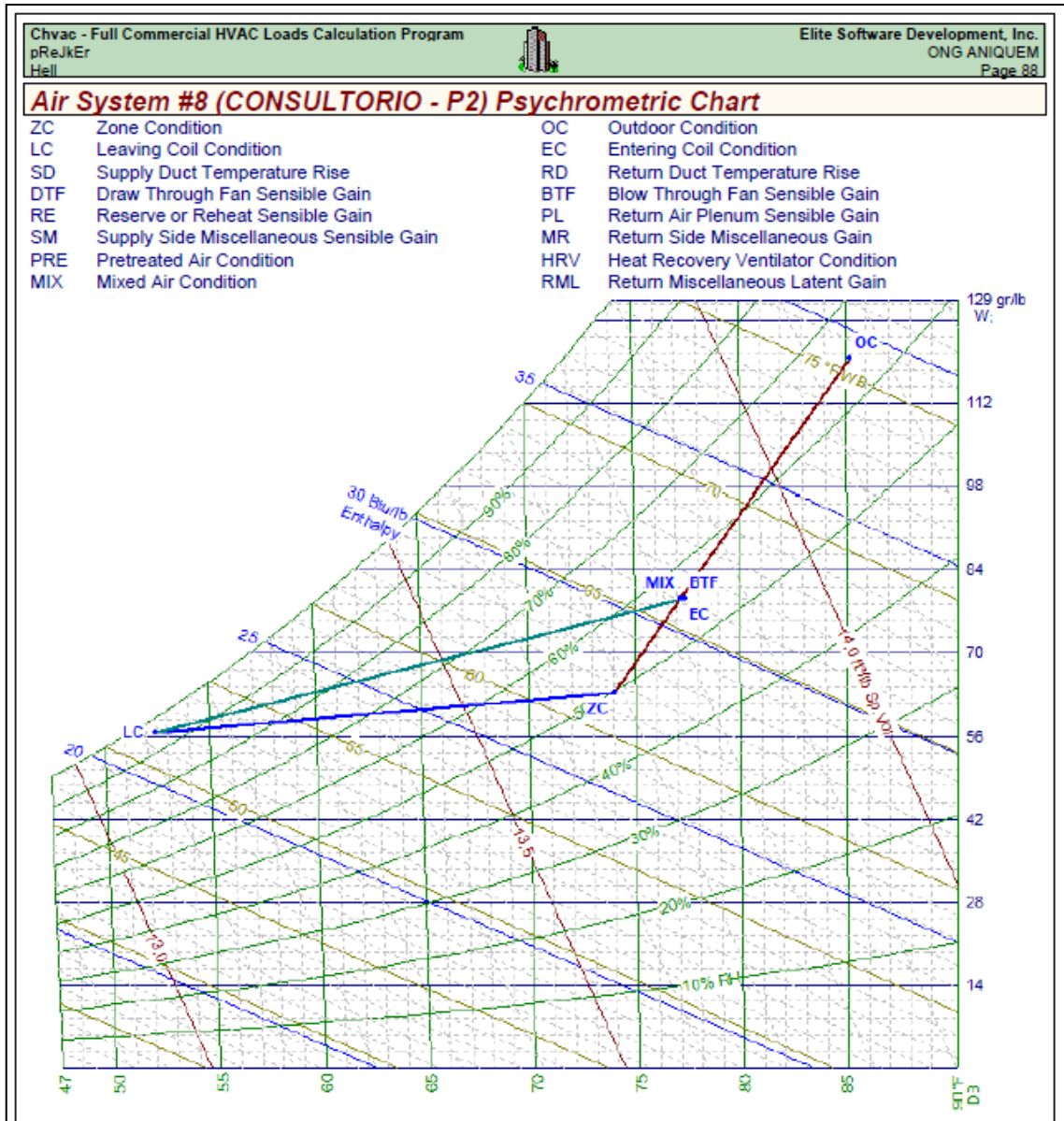
Fuente: Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de CONSULTORIO REHABILITACIÓN, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 51: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de TERAPIA OCUPACIONAL 2 – PISO 2



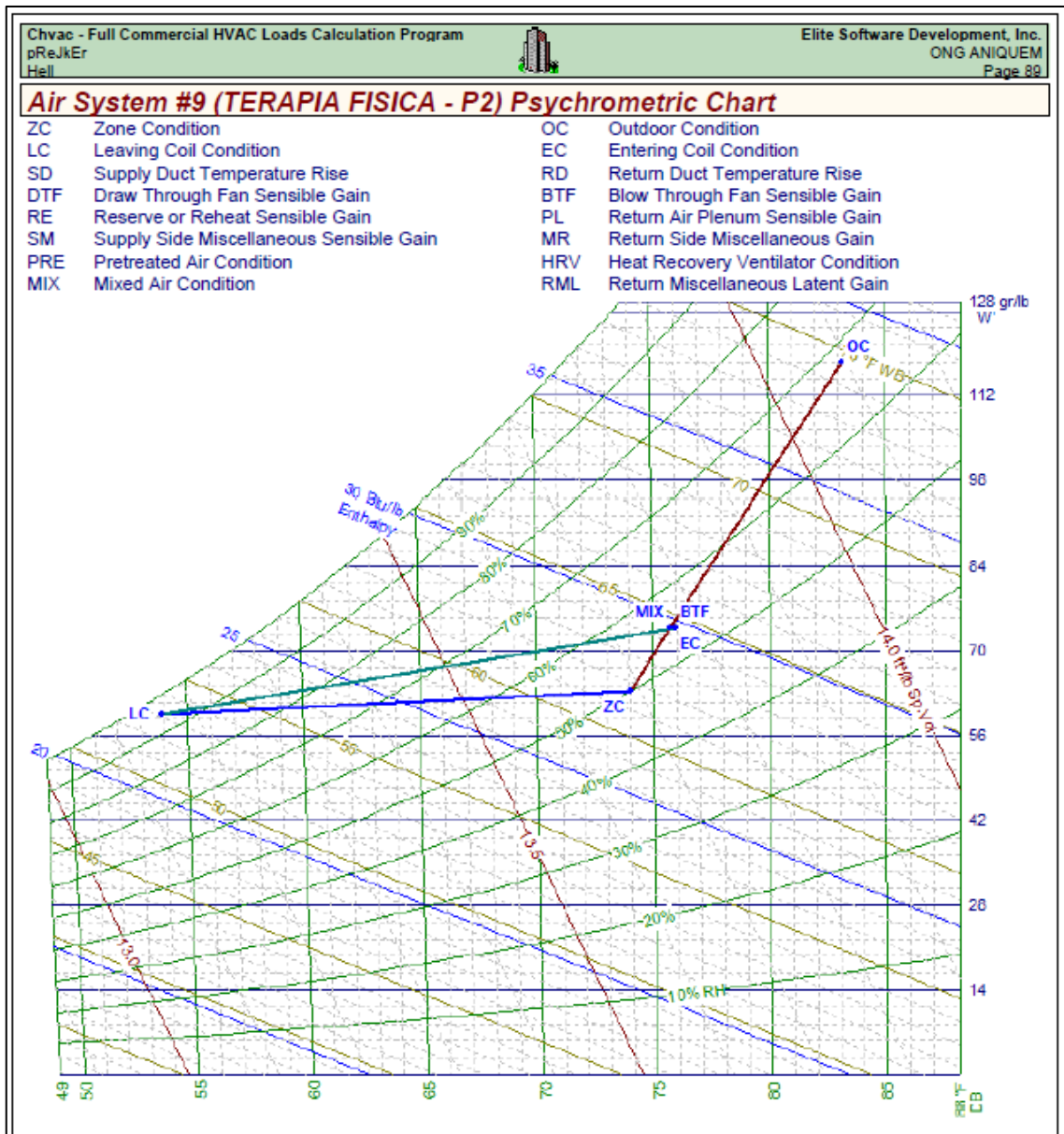
Fuente: Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de TERAPIA OCUPACIONAL 2, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 52: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de CONSULTORIO – PISO 2



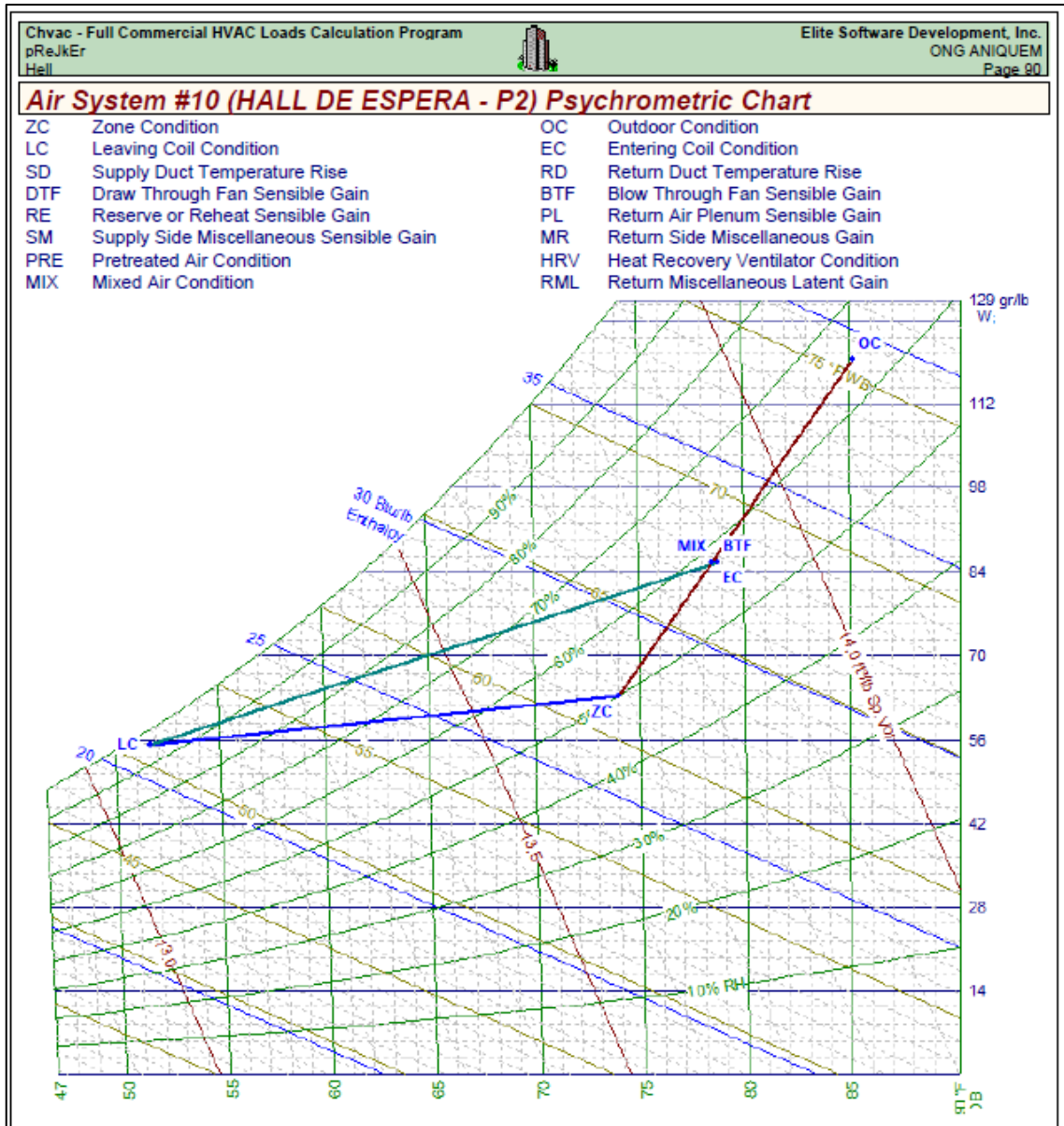
Fuente: Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de CONSULTORIO, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 53: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de TERAPIA FISICA – PISO 2



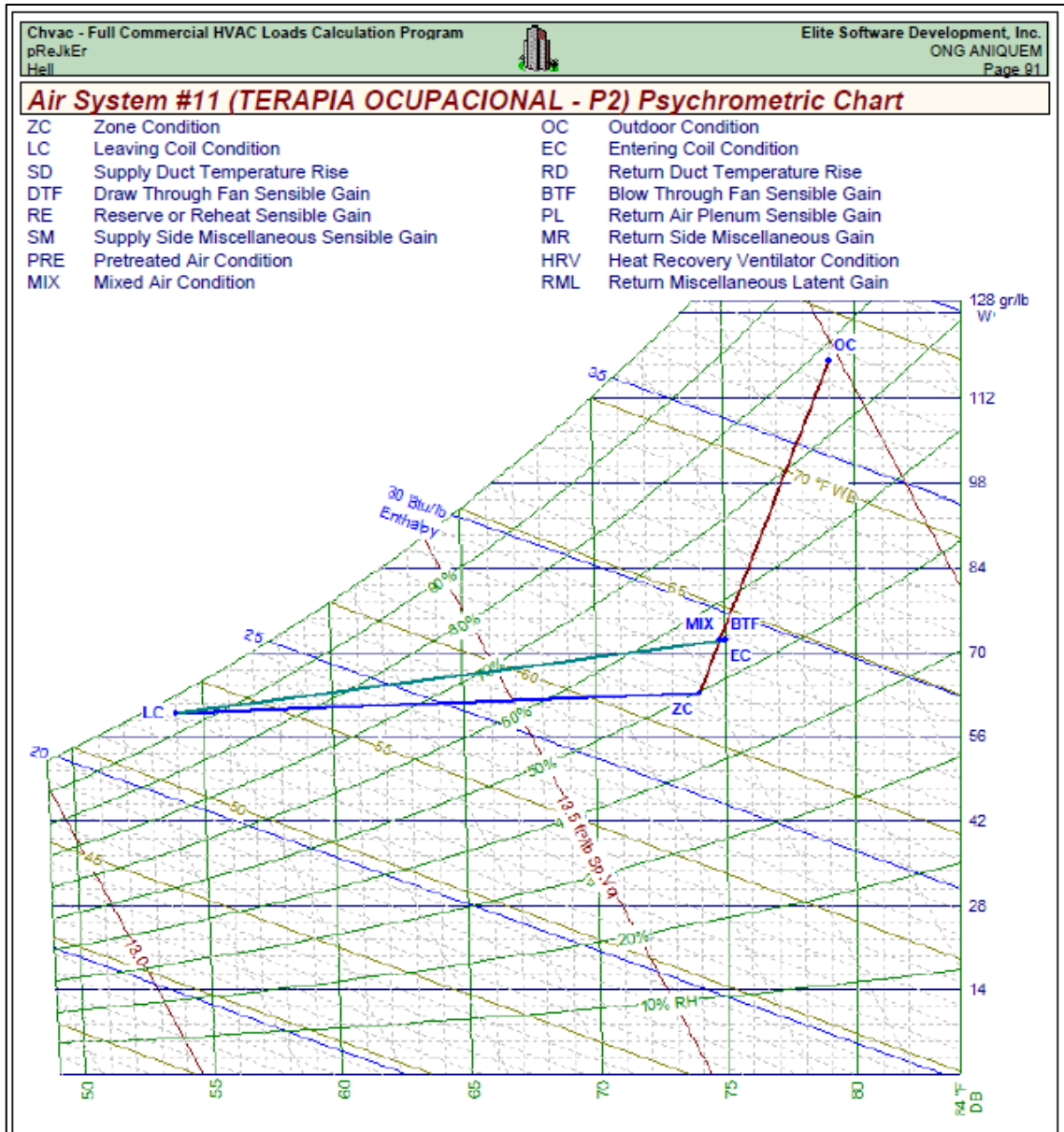
Fuente: Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de TERAPIA FÍSICA, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 54: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de HALL DE ESPERA – PISO 2



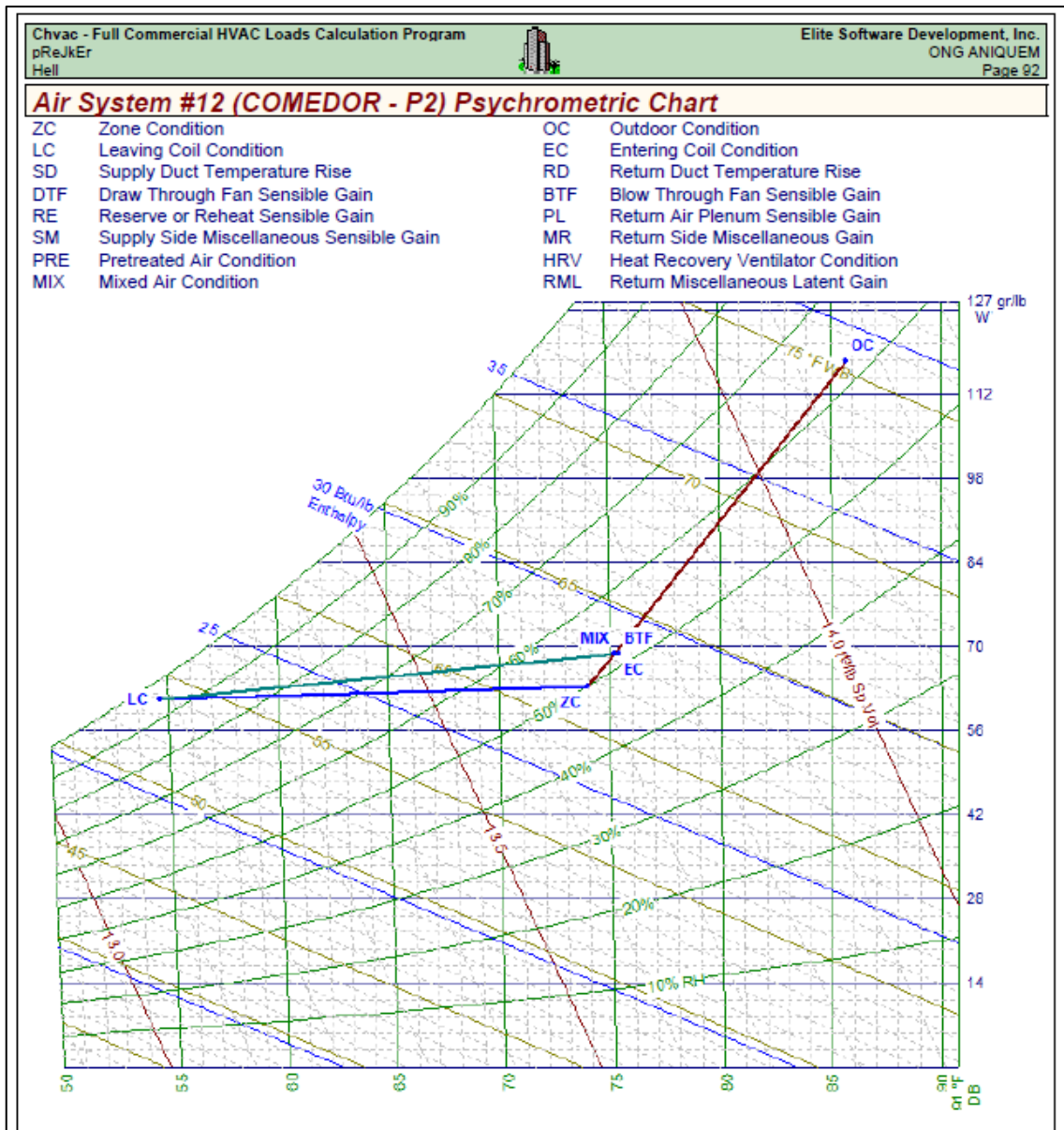
Fuente: Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de HALL DE ESPERA, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 55: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de TERAPIA OCUPACIONAL – PISO 2



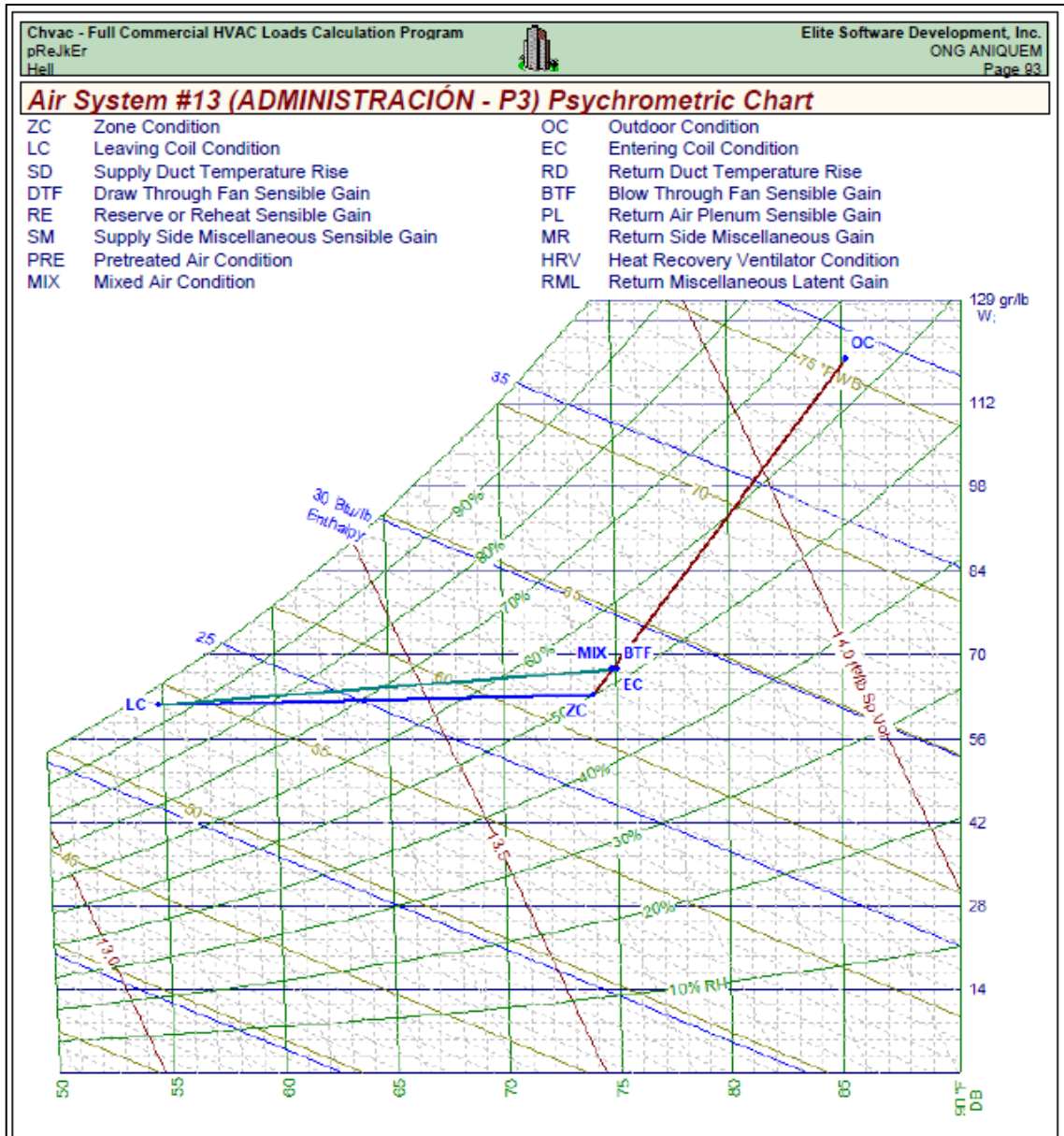
Fuente: Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de TERAPIA OCUPACIONAL, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 56: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de COMEDOR – PISO 2



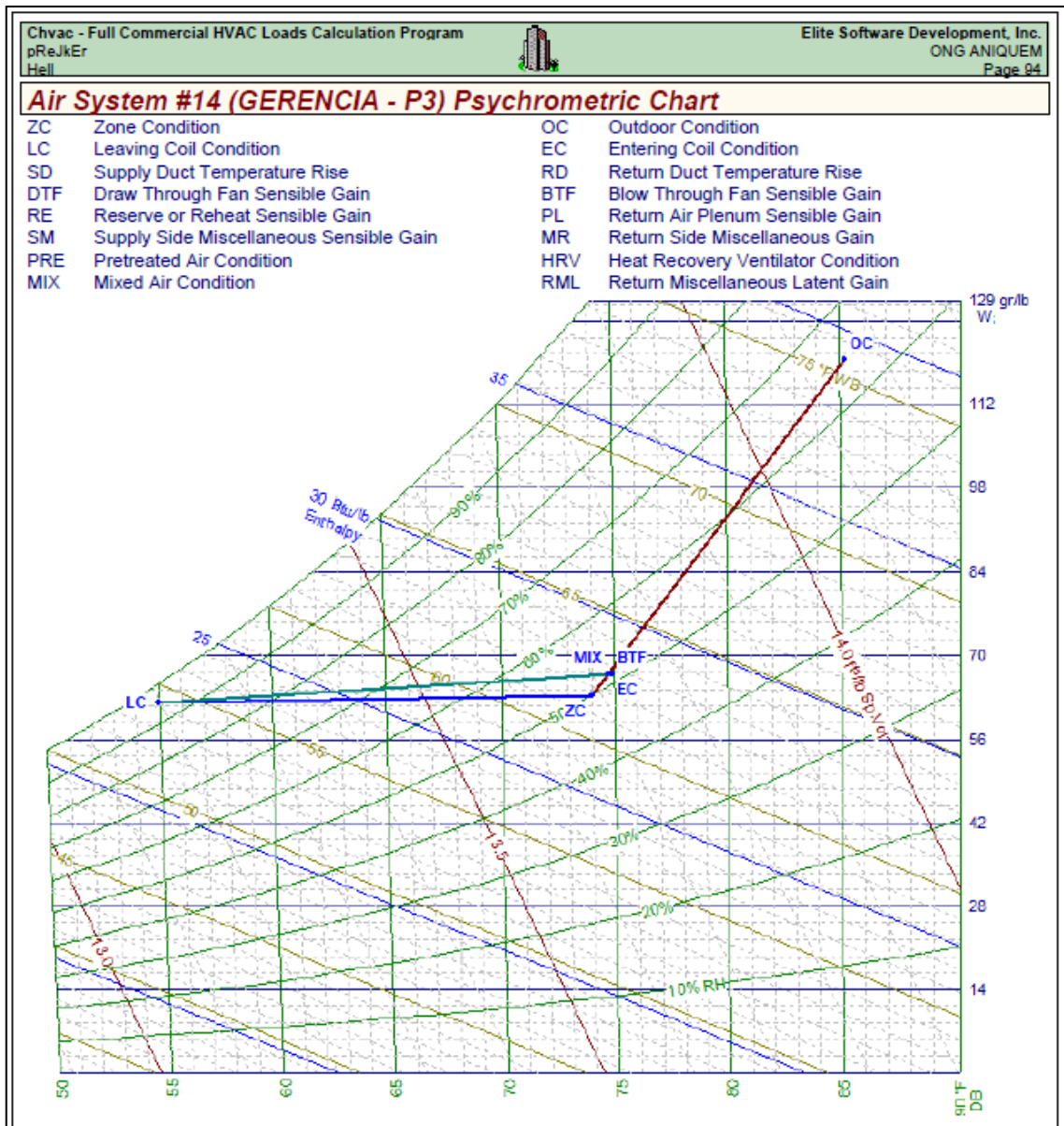
Fuente: Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de COMEDOR, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 57: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de ADMINISTRACIÓN – PISO 3



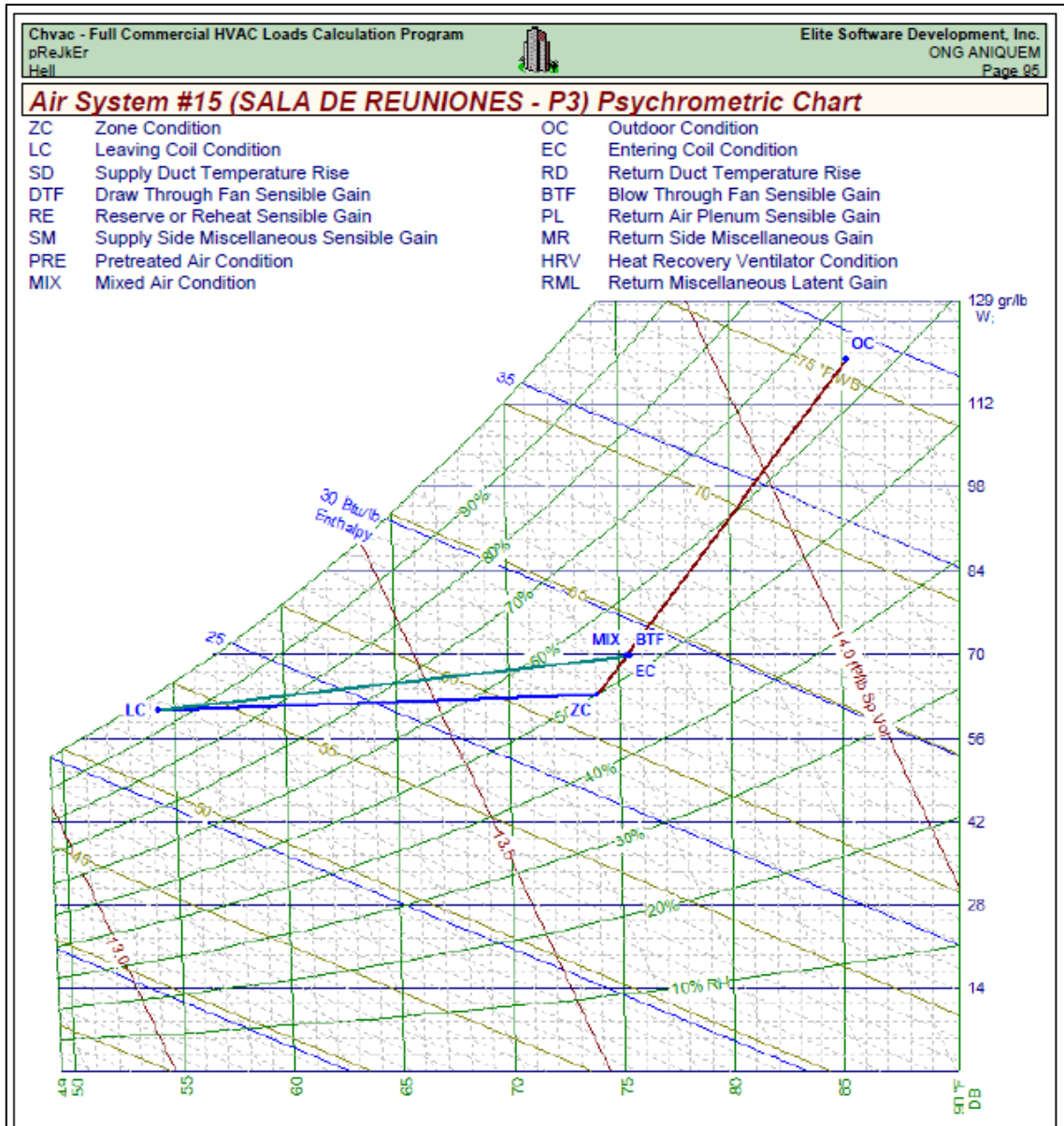
Fuente: Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de ADMINISTRACIÓN, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 58: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de GERENCIA – PISO 3



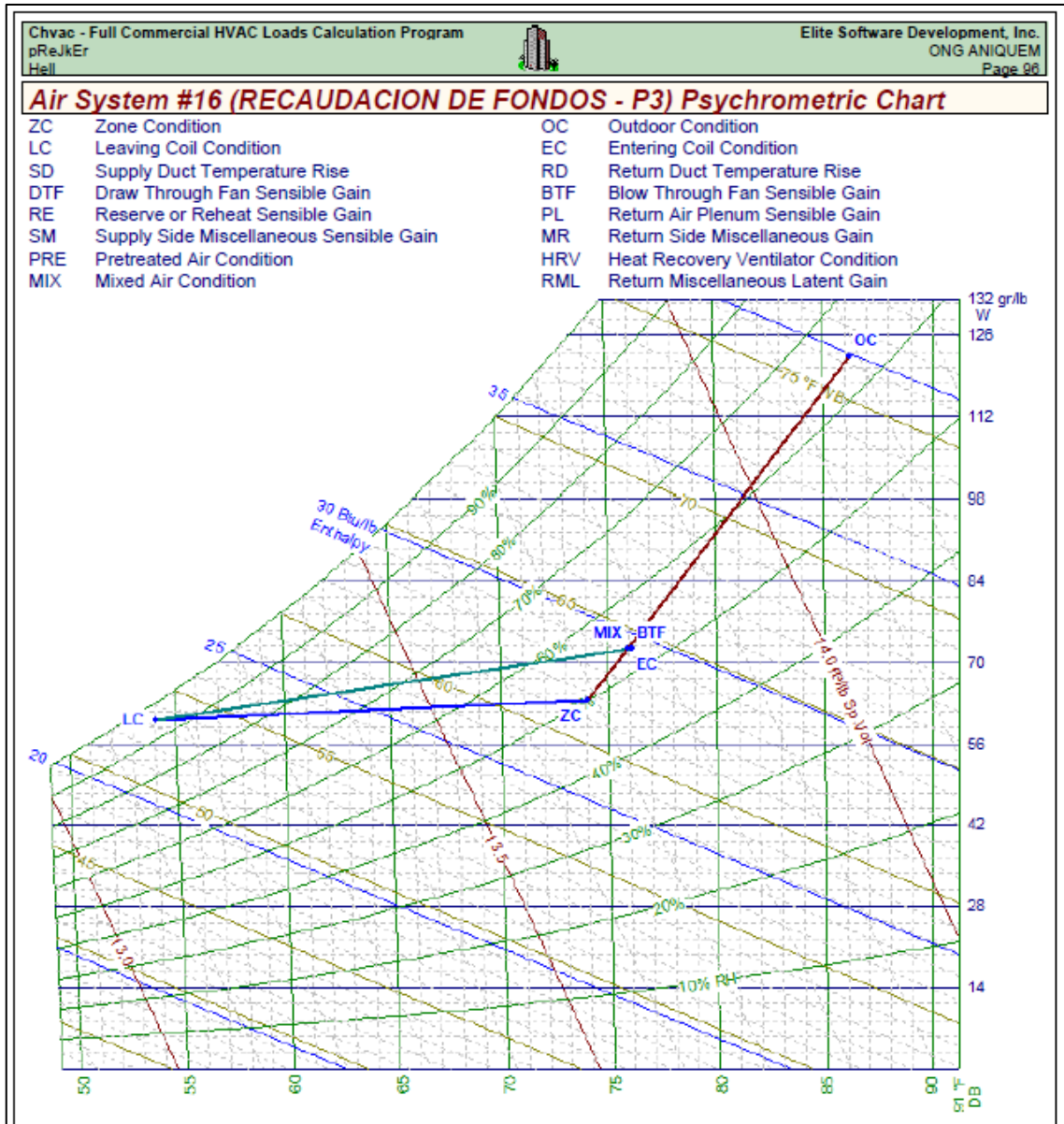
Fuente: Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de GERENCIA, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 59: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de SALA DE REUNIONES – PISO 3



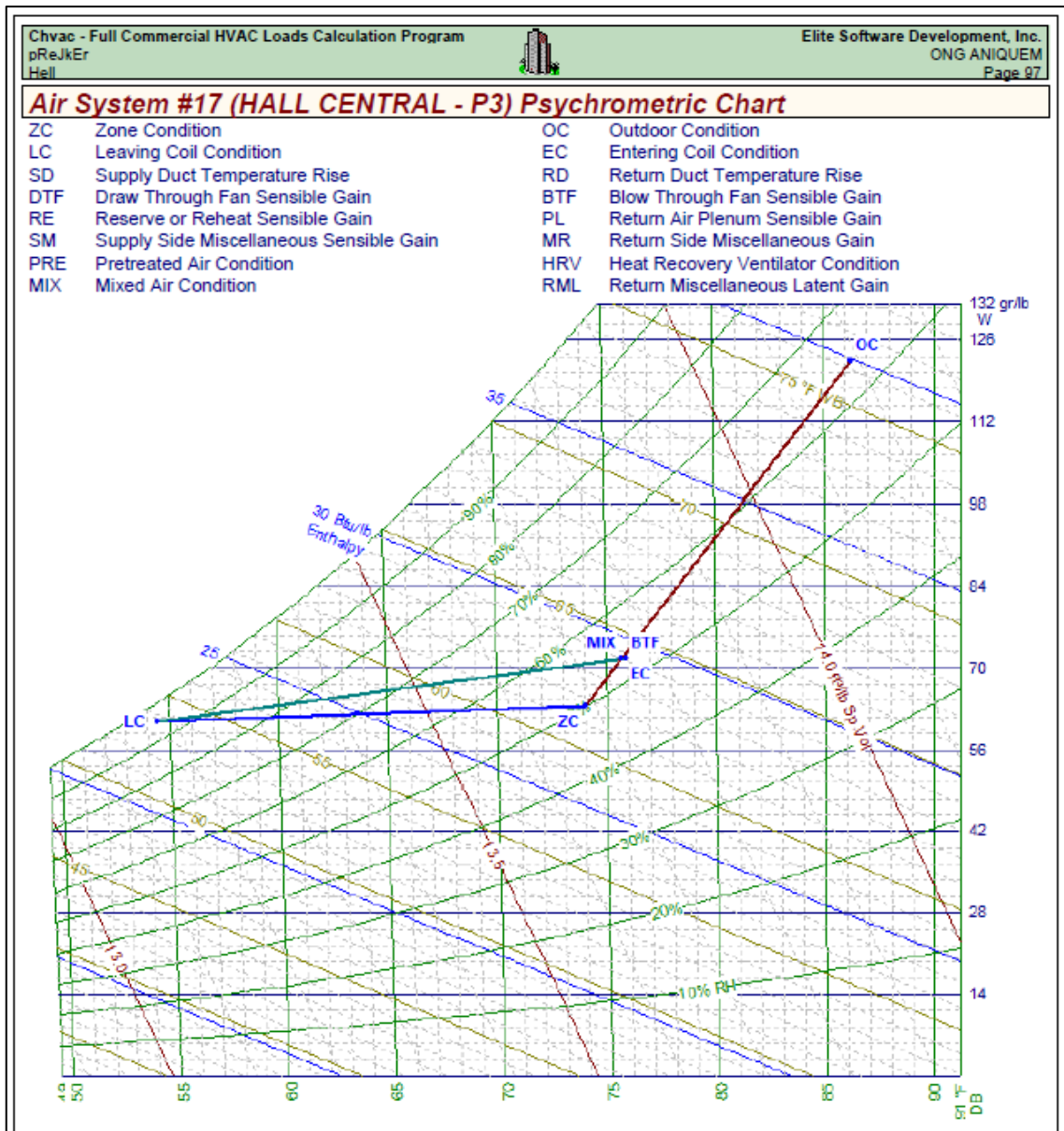
Fuente: Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de SALA DE REUNIONES, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 60: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de RECAUDACION DE FONDOS – PISO 3



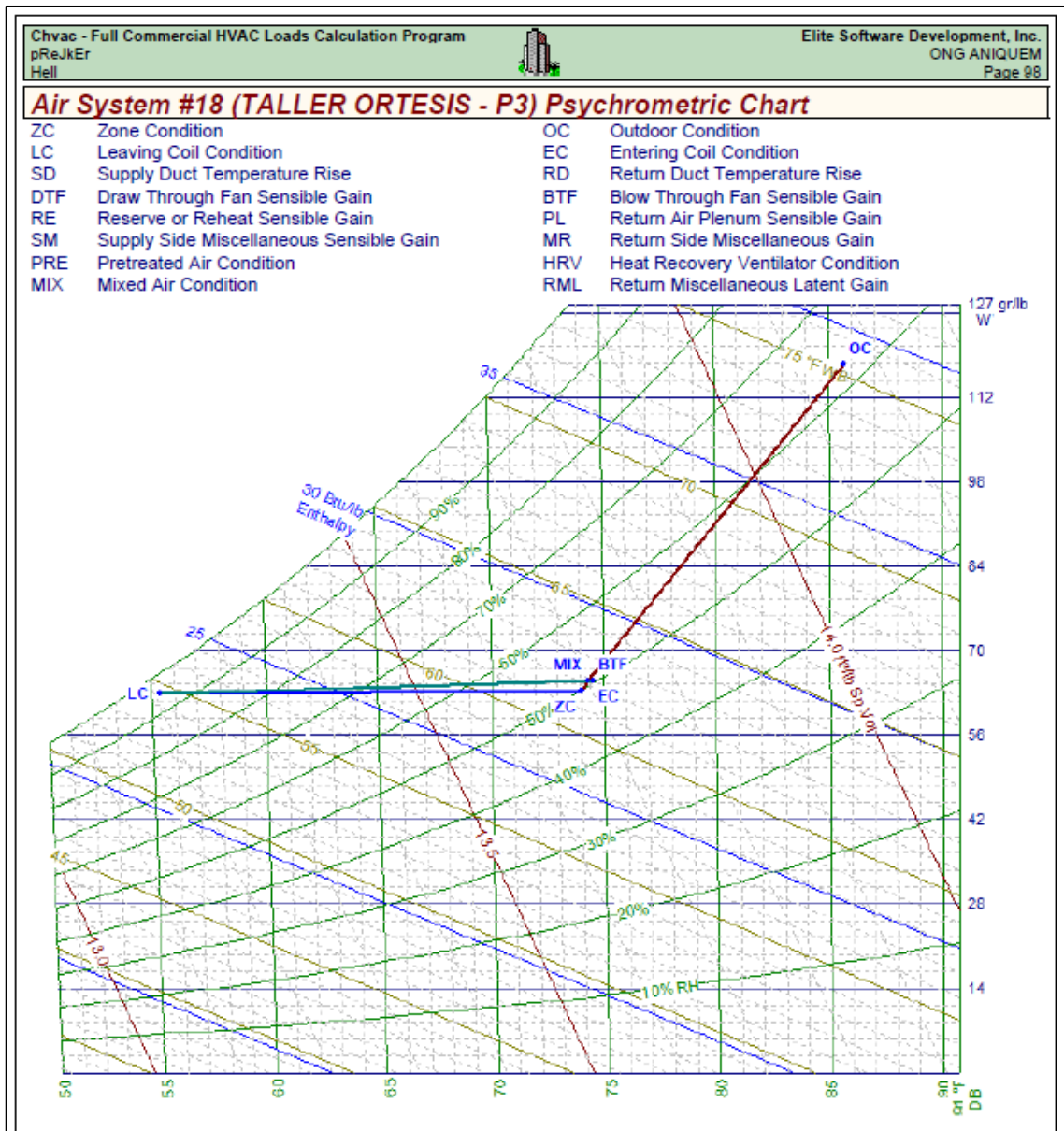
Fuente: Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de RECAUDACIÓN DE FONDOS, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 61: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de HALL CENTRAL – PISO 3



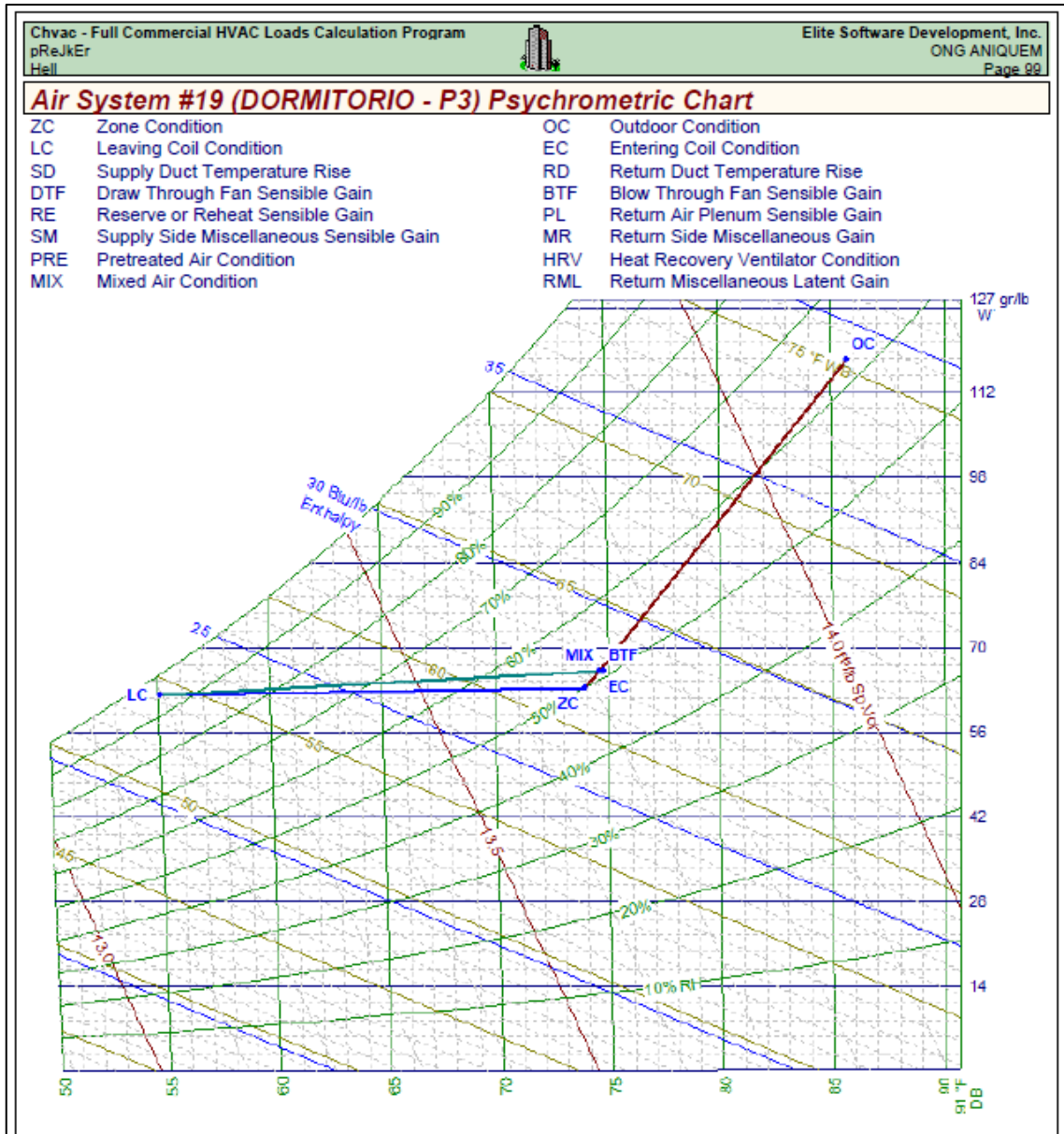
Fuente: Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de HALL CENTRAL, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 62: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de TALLER ORTESIS – PISO 3



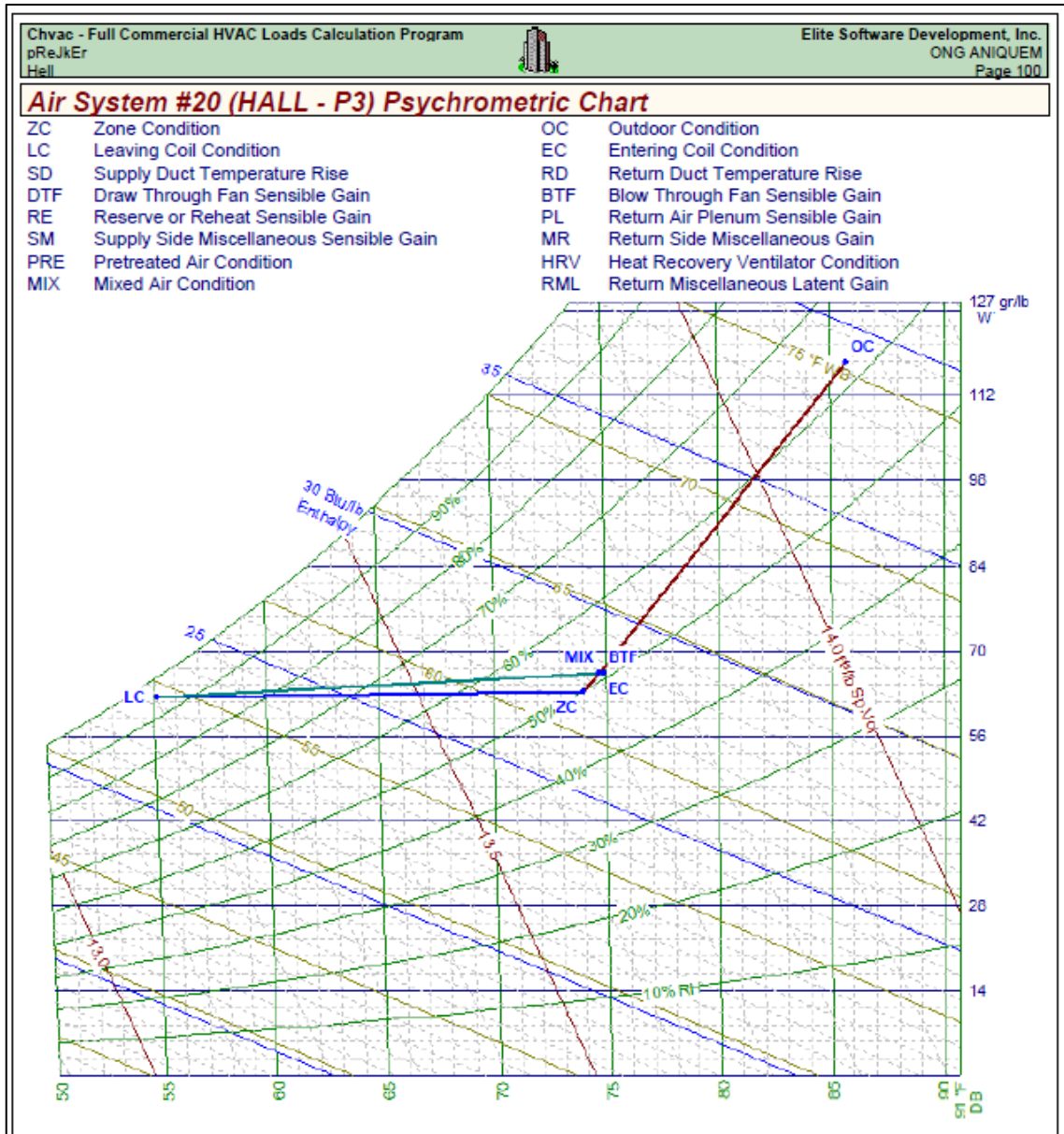
Fuente: Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de TALLER ORTESIS, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 63: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de DORMITORIO – PISO 3



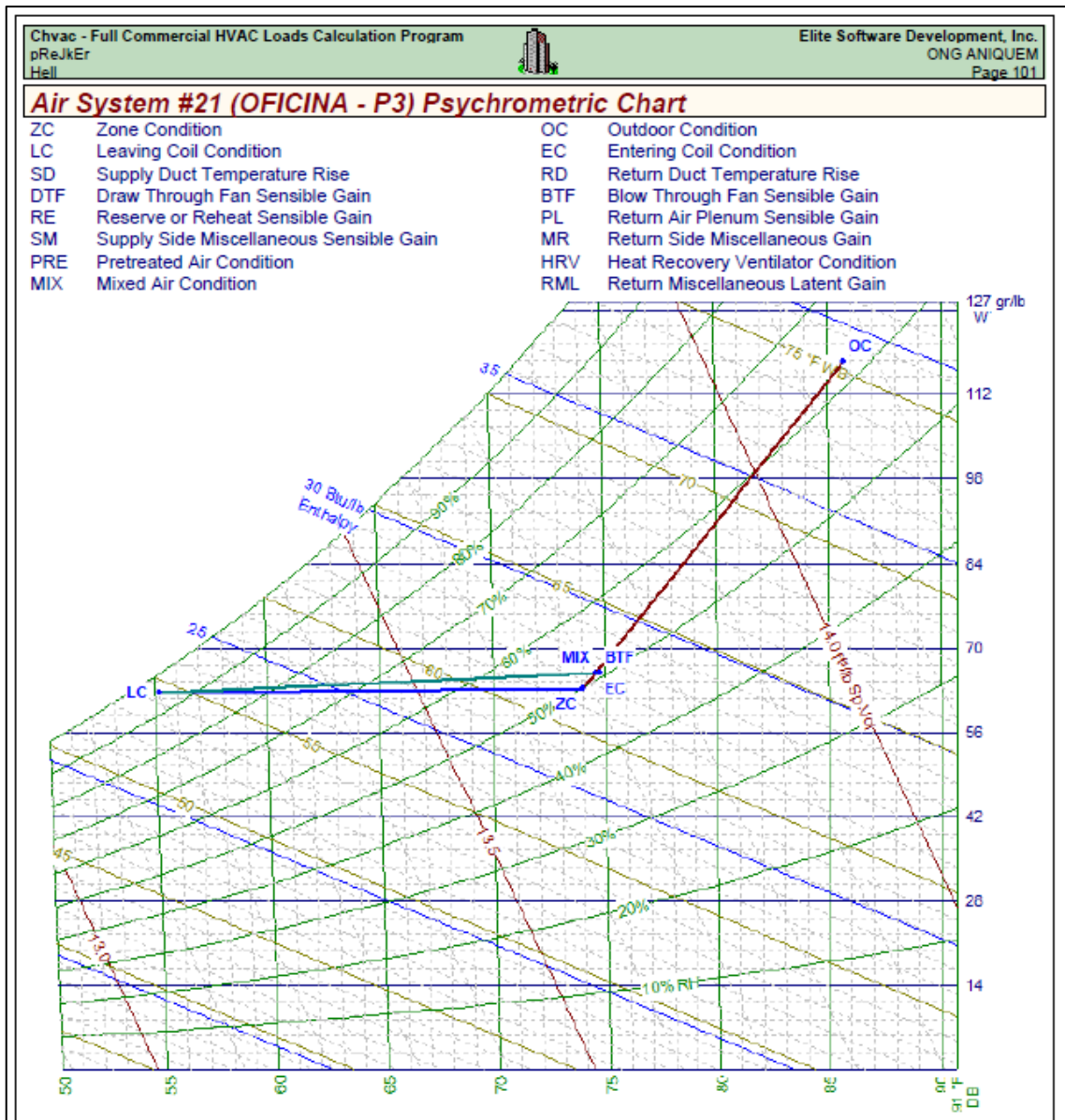
Fuente: Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de DORMITORIO, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 64: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de HALL – PISO 3



Fuente: Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de HALL, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.


ANEXO 65: Reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC de la psicrometría para el área de OFICINA – PISO 3



Fuente: Proceso de enfriamiento en la carta psicrométrica para el área de OFICINA, tomado del reporte del programa ELITE SOFTWARE CHVAC.

ANEXO 66: Submittal de la unidad interior AM022TNDVDKH/EU (7,500 Btu/h)

Submittal		AM022TNDVDKH/EU	Wind-Free	SAMSUNG Latin America
Job Name	_____	Location	_____	
Purchaser	_____	Engineer	_____	
Submitted to	_____	Reference	Approval _____	Construction _____
Specifications				
Model		AM022TNDVDKH/EU		
Features	Type	Wind-Free		
Power Supply (Indoor Unit) [Φ, #, V, Hz]		1,2,220-240,50/60		
Capacity	Cooling [kW]	2.20		
	Cooling [Btu/h]	7,500		
	Heating [kW]	2.50		
	Heating [Btu/h]	8,500		
Current Input (Nominal)	Cooling 1 [A]	0.16		
	Heating 2 [A]	0.16		
System	Mode	HP/HR		
Power Input (Nominal)	Cooling 1 [W]	24.00		
	Heating 2 [W]	24.00		
Fan	Type	Crossflow Fan		
	Motor (Output) [W]	27 x 1		
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) [CFM]	201/177/159		
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) [CMM]	5.70/5.00/4.50		
	Air Flow Rate (High/Mid/Low) [L/S]	95.00/83.33/75.00		
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [in H2O]	-		
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [mmAq]	-		
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [Pa]	-		
Piping Connections	Liquid Pipe (Φ, mm)	6.35		
	Liquid Pipe (Φ, Inch)	1/4"		
	Gas Pipe (Φ, mm)	12.70		
	Gas Pipe (Φ, Inch)	1/2"		
	Drain Pipe (Φ,mm)	ID 18 HOSE		
Field Wiring	Power Source Wire	-		
	Transmission Cable	0.75		
Refrigerant	Type	R410A		
	Control Method	EEV INCLUDED		
Sound	Sound Pressure	34.0/32.0/30.0		
	Sound Power	51.0		
External Dimension (Indoor Unit)	Net Weight(kg)	9.00		
	Shipping Weight (kg)	10.50		
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	820 x 299 x 215		
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	880 x 290 x 375		
Panel Size	Panel model	-		
	Panel Net Weight (kg)	-		
	Shipping Weight (kg)	-		
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	-		
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	-		
Additional Accessories	Drain Pump	-		
	Drain Pump Max. Lifting Height/Displacement	-		
	Air Filter	Removable / Washable		



Specifications

Compatible with Samsung DVM S, DVM S Water, and DVM S Eco systems (AM*****/**).

- Electro-static, washable, pleated filters as standard (included with unit)
- 7-segment digital display on front of unit to display temperature and unit status
- High-voltage terminal block temperature sensor to disable unit in the event overheating of power connection
- Wind-Free™ function will close the supply air outlet louver while in cooling mode to gently disperse cool air into the space without blowing directly onto occupants. The Wind-Free™ feature is optional and can be enabled using central or local control options (MWR-SH11N, MWR-WE13N, MWR-WG00*IN, and AR-EH0*U only).

Construction
HIPS chassis certified to UL94 V0 with galvanized steel mounting bracket

Heat Exchanger
The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube


Indoor Fan
Indoor fan is a single, antibacterial, crossflow type
Three fan speed settings and auto setting
Automatic (motorized) vertical swing (up/down) and horizontal swing (left/right) louvers

Controls
The unit shall be operated via a wireless or wired remote control with DDC type signal
The unit shall integrate with the Samsung NASA Controls Network Solution
Controls shall integrate with a BMS system
Control wiring shall be 2 X 16 AWG shielded wire

Fuente: Tomado del submittal del evaporador tipo pared VRF SAMSUNG AM022TNDVDKH/EU.

ANEXO 67: Submittal de la unidad interior AM028TNDVDKH/EU (9,600 Btu/h)

Submittal		AM028TNDVDKH/EU	Wind-Free	SAMSUNG Latin America
Job Name	_____	Location	_____	
Purchaser	_____	Engineer	_____	
Submitted to	_____	Reference	Approval _____	Construction _____
Specifications				
		Model	AM028TNDVDKH/EU	
Features	Type	Wind-Free		
Power Supply (Indoor Unit) [Φ, #, V, Hz]	1,2,220-240,50/60			
Capacity	Cooling [kW]	2.80		
	Cooling [Btu/h]	9,600		
	Heating [kW]	3.20		
	Heating [Btu/h]	10,900		
Current Input (Nominal)	Cooling 1 [A]	0.20		
	Heating 2 [A]	0.20		
System	Mode	HP/HR		
Power Input (Nominal)	Cooling 1 [W]	30.00		
	Heating 2 [W]	30.00		
Fan	Type	Crossflow Fan		
	Motor (Output) [W]	27 x 1		
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) [CFM]	300/272/244		
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) [CMM]	8.50/7.70/6.90		
	Air Flow Rate (High/Mid/Low) [L/S]	141.67/128.33/115.00		
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [in H ₂ O]	-		
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [mmAq]	-		
Piping Connections	Liquid Pipe (Φ, mm)	6.35		
	Liquid Pipe (Φ, Inch)	1/4"		
	Gas Pipe (Φ, mm)	12.70		
	Gas Pipe (Φ, Inch)	1/2"		
	Drain Pipe (Φ,mm)	ID 18 HOSE		
Field Wiring	Power Source Wire	-		
	Transmission Cable	0.75		
Refrigerant	Type	R410A		
	Control Method	EEV INCLUDED		
Sound	Sound Pressure	34.0/33.0/32.0		
	Sound Power	52.0		
External Dimension (Indoor Unit)	Net Weight(kg)	9.50		
	Shipping Weight (kg)	11.00		
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	820 x 299 x 215		
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	880 x 290 x 375		
Panel Size	Panel model	-		
	Panel Net Weight (kg)	-		
	Shipping Weight (kg)	-		
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	-		
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	-		
Additional Accessories	Drain Pump	-		
	Drain Pump Max. Lifting Height/Displacement	-		
	Air Filter	Removable / Washable		



Compatible with Samsung DVM S, DVM S Water, and DVM S Eco systems (AM*****/***).

- * Electro-static, washable, pleated filters as standard (included with unit)
- * 7-segment digital display on front of unit to display temperature and unit status
- * High-voltage terminal block temperature sensor to disable unit in the event overheating of power connection
- * Wind-Free™ function will close the supply air outlet louver while in cooling mode to gently disperse cool air into the space without blowing directly onto occupants. The Wind-Free™ feature is optional and can be enabled using central or local control options (MWR-SH11N, MWR-WE13N, MWR-WG00*N, and AR-EH0*U only).

Construction

HIPS chassis certified to UL94 V0 with galvanized steel mounting bracket

Heat Exchanger

The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube

Indoor Fan

Indoor fan is a single, antibacterial, crossflow type

Three fan speed settings and auto setting

Automatic (motorized) vertical swing (up/down) and horizontal swing (left/right) louvers

Controls

The unit shall be operated via a wireless or wired remote control with DDC type signal

The unit shall integrate with the Samsung NASA Controls Network

Solution


Controls shall integrate with a BMS system

Control wiring shall be 2 X 16 AWG shielded wire

Specifications


Fuente: Tomado del submittal del evaporador tipo pared VRF SAMSUNG AM028TNDVDKH/EU.

ANEXO 68: Submittal de la unidad interior AM036TNDVDKH/EU (12,300 Btu/h)

Submittal		AM036TNVDKH/EU	Wind-Free	SAMSUNG Latin America
Job Name	_____		Location	_____
Purchaser	_____		Engineer	_____
Submitted to	_____		Reference	Approval _____ Construction _____
Specifications				
		Model	AM036TNVDKH/EU	
Features	Type	Wind-Free		 <p style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">Specifications</p> <ul style="list-style-type: none"> • Compatible with Samsung DVM S, DVM S Water, and DVM S Eco systems (AM*****/***). • Electro-static, washable, pleated filters as standard (included with unit) • 7-segment digital display on front of unit to display temperature and unit status • High-voltage terminal block temperature sensor to disable unit in the event overheating of power connection • Wind-Free™ function will close the supply air outlet louver while in cooling mode to gently disperse cool air into the space without blowing directly onto occupants. The Wind-Free™ feature is optional and can be enabled using central or local control options (MWR-SH11N, MWR-WE13N, MWR-WG00*N, and AR-EH0*U only). Construction HIPS chassis certified to UL94 V0 with galvanized steel mounting bracket Heat Exchanger The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube Indoor Fan Indoor fan is a single, antibacterial, crossflow type Three fan speed settings and auto setting Automatic (motorized) vertical swing (up/down) and horizontal swing (left/right) louvers Controls The unit shall be operated via a wireless or wired remote control with DDC type signal The unit shall integrate with the Samsung NASA Controls Network Solution Controls shall integrate with a BMS system Control wiring shall be 2 X 16 AWG shielded wire
Power Supply (Indoor Unit) [Φ, #, V, Hz]		1,2,220-240,50/60		
Capacity	Cooling [kW]	3.60		
	Cooling [Btu/h]	12,300		
	Heating [kW]	4.00		
	Heating [Btu/h]	13,600		
Current Input (Nominal)	Cooling 1 [A]	0.25		
	Heating 2 [A]	0.25		
System	Mode	HP/HR		
Power Input (Nominal)	Cooling 1 [W]	37.00		
	Heating 2 [W]	37.00		
Fan	Type	Crossflow Fan		
	Motor (Output) [W]	27 x 1		
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) [CFM]	364/321/293		
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) [CMM]	10.30/9.10/8.30		
	Air Flow Rate (High/Mid/Low) [L/s]	171.67/151.67/138.33		
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [in H2O]	-		
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [mmAq]	-		
Piping Connections	Liquid Pipe (Φ, mm)	6.35		
	Liquid Pipe (Φ, Inch)	1/4"		
	Gas Pipe (Φ, mm)	12.70		
	Gas Pipe (Φ, Inch)	1/2"		
Field Wiring	Drain Pipe (Φ, mm)	ID 18 HOSE		
	Power Source Wire	-		
Refrigerant	Transmission Cable	0.75		
	Type	R410A		
Sound	Control Method	EEV INCLUDED		
	Sound Pressure	40.0/36.0/34.0		
	Sound Power	56.0		
External Dimension (Indoor Unit)	Net Weight(kg)	9.50		
	Shipping Weight (kg)	11.00		
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	820 x 299 x 215		
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	880 x 290 x 375		
Panel Size	Panel model	-		
	Panel Net Weight (kg)	-		
	Shipping Weight (kg)	-		
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	-		
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	-		
Additional Accessories	Drain Pump	-		
	Drain Pump Max. Lifting Height/Displacement	-		
	Air Filter	Removable / Washable		


Fuente: Tomado del submittal del evaporador tipo pared VRF SAMSUNG AM036TNDVDKH/EU.

ANEXO 69: Submittal de la unidad interior AM045TNDVDKH/EU (15,400 Btu/h)

Submittal	AM045TNDVDKH/EU	Wind-Free	SAMSUNG Latin America
Job Name _____	Location _____		
Purchaser _____	Engineer _____		
Submitted to _____	Reference _____	Approval _____	Construction _____
Specifications			
	Model	AM045TNDVDKH/EU	
Features	Type	Wind-Free	
Power Supply (Indoor Unit) [Φ, #, V, Hz]		1,2,220-240,50/60	
Capacity	Cooling [kW]	4.50	 <div style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg); font-weight: bold; font-size: 1.2em;">Specifications</div>
	Cooling [Btu/h]	15,400	
	Heating [kW]	5.00	
	Heating [Btu/h]	17,100	
Current Input (Nominal)	Cooling 1 [A]	0.27	<ul style="list-style-type: none"> • Compatible with Samsung DVM S, DVM S Water, and DVM S Eco systems (AM*****/***). • Electro-static, washable, pleated filters as standard (included with unit) • 7-segment digital display on front of unit to display temperature and unit status • High-voltage terminal block temperature sensor to disable unit in the event overheating of power connection • Wind-Free™ function will close the supply air outlet louver while in cooling mode to gently disperse cool air into the space without blowing directly onto occupants. The Wind-Free™ feature is optional and can be enabled using central or local control options (MWR-SH11N, MWR-WE13N, MWR-WG00*N, and AR-EH0*U only).
	Heating 2 [A]	0.27	
System	Mode	HP/HR	
Power Input (Nominal)	Cooling 1 [W]	40.00	<ul style="list-style-type: none"> • Wind-Free™ function will close the supply air outlet louver while in cooling mode to gently disperse cool air into the space without blowing directly onto occupants. The Wind-Free™ feature is optional and can be enabled using central or local control options (MWR-SH11N, MWR-WE13N, MWR-WG00*N, and AR-EH0*U only).
	Heating 2 [W]	40.00	
Fan	Type	Crossflow Fan	<ul style="list-style-type: none"> • High-voltage terminal block temperature sensor to disable unit in the event overheating of power connection • Wind-Free™ function will close the supply air outlet louver while in cooling mode to gently disperse cool air into the space without blowing directly onto occupants. The Wind-Free™ feature is optional and can be enabled using central or local control options (MWR-SH11N, MWR-WE13N, MWR-WG00*N, and AR-EH0*U only).
	Motor (Output) [W]	27 x 1	
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) [CFM]	441/403/371	
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) [CMM]	12.50/11.40/10.50	
	Air Flow Rate (High/Mid/Low) [L/S]	208.33/190.00/175.00	
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [in H2O]	-	
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [mmAq]	-	
Piping Connections	Liquid Pipe (Φ, mm)	6.35	<ul style="list-style-type: none"> • Construction • HIPS chassis certified to UL94 V0 with galvanized steel mounting bracket • Heat Exchanger • The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube • Indoor Fan • Indoor fan is a single, antibacterial, crossflow type • Three fan speed settings and auto setting • Automatic (motorized) vertical swing (up/down) and horizontal swing (left/right) louvers • Controls • The unit shall be operated via a wireless or wired remote control with DDC type signal • The unit shall integrate with the Samsung NASA Controls Network • Solution • Controls shall integrate with a BMS system • Control wiring shall be 2 X 16 AWG shielded wire
	Liquid Pipe (Φ, Inch)	1/4"	
	Gas Pipe (Φ, mm)	12.70	
	Gas Pipe (Φ, Inch)	1/2"	
Field Wiring	Power Source Wire	-	<ul style="list-style-type: none"> • Construction • HIPS chassis certified to UL94 V0 with galvanized steel mounting bracket • Heat Exchanger • The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube • Indoor Fan • Indoor fan is a single, antibacterial, crossflow type • Three fan speed settings and auto setting • Automatic (motorized) vertical swing (up/down) and horizontal swing (left/right) louvers • Controls • The unit shall be operated via a wireless or wired remote control with DDC type signal • The unit shall integrate with the Samsung NASA Controls Network • Solution • Controls shall integrate with a BMS system • Control wiring shall be 2 X 16 AWG shielded wire
Refrigerant	Type	R410A	
Sound	Control Method	EEV INCLUDED	<ul style="list-style-type: none"> • Construction • HIPS chassis certified to UL94 V0 with galvanized steel mounting bracket • Heat Exchanger • The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube • Indoor Fan • Indoor fan is a single, antibacterial, crossflow type • Three fan speed settings and auto setting • Automatic (motorized) vertical swing (up/down) and horizontal swing (left/right) louvers • Controls • The unit shall be operated via a wireless or wired remote control with DDC type signal • The unit shall integrate with the Samsung NASA Controls Network • Solution • Controls shall integrate with a BMS system • Control wiring shall be 2 X 16 AWG shielded wire
	Sound Pressure	37.0/34.0/33.0	
	Sound Power	55.0	
External Dimension (Indoor Unit)	Net Weight(kg)	12.00	<ul style="list-style-type: none"> • Construction • HIPS chassis certified to UL94 V0 with galvanized steel mounting bracket • Heat Exchanger • The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube • Indoor Fan • Indoor fan is a single, antibacterial, crossflow type • Three fan speed settings and auto setting • Automatic (motorized) vertical swing (up/down) and horizontal swing (left/right) louvers • Controls • The unit shall be operated via a wireless or wired remote control with DDC type signal • The unit shall integrate with the Samsung NASA Controls Network • Solution • Controls shall integrate with a BMS system • Control wiring shall be 2 X 16 AWG shielded wire
	Shipping Weight (kg)	14.00	
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	1055 x 299 x 215	
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	1115 x 290 x 375	
Panel Size	Panel model	-	<ul style="list-style-type: none"> • Construction • HIPS chassis certified to UL94 V0 with galvanized steel mounting bracket • Heat Exchanger • The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube • Indoor Fan • Indoor fan is a single, antibacterial, crossflow type • Three fan speed settings and auto setting • Automatic (motorized) vertical swing (up/down) and horizontal swing (left/right) louvers • Controls • The unit shall be operated via a wireless or wired remote control with DDC type signal • The unit shall integrate with the Samsung NASA Controls Network • Solution • Controls shall integrate with a BMS system • Control wiring shall be 2 X 16 AWG shielded wire
	Panel Net Weight (kg)	-	
	Shipping Weight (kg)	-	
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	-	
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	-	
Additional Accessories	Drain Pump	-	<ul style="list-style-type: none"> • Construction • HIPS chassis certified to UL94 V0 with galvanized steel mounting bracket • Heat Exchanger • The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube • Indoor Fan • Indoor fan is a single, antibacterial, crossflow type • Three fan speed settings and auto setting • Automatic (motorized) vertical swing (up/down) and horizontal swing (left/right) louvers • Controls • The unit shall be operated via a wireless or wired remote control with DDC type signal • The unit shall integrate with the Samsung NASA Controls Network • Solution • Controls shall integrate with a BMS system • Control wiring shall be 2 X 16 AWG shielded wire
	Drain Pump Max. Lifting Height/Displacement	-	
	Air Filter	Removable / Washable	


Fuente: Tomado del submittal del evaporador tipo pared VRF SAMSUNG AM045TNDVDKH/EU.

ANEXO 70: Submittal de la unidad interior AM056TNDVDKH/EU (19,100 Btu/h)

Submittal		AM056TNDVDKH/EU	Wind-Free	SAMSUNG Latin America	
Job Name	_____		Location	_____	
Purchaser	_____		Engineer	_____	
Submitted to	_____		Reference	Approval _____	Construction _____
Specifications					
		Model	AM056TNDVDKH/EU		
Features	Type	Wind-Free		 <p style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">Specifications</p> <p>Compatible with Samsung DVM S, DVM S Water, and DVM S Eco systems (AM*****/**).</p> <ul style="list-style-type: none"> • Electro-static, washable, pleated filters as standard (included with unit) • 7-segment digital display on front of unit to display temperature and unit status • High-voltage terminal block temperature sensor to disable unit in the event overheating of power connection • Wind-Free™ function will close the supply air outlet louver while in cooling mode to gently disperse cool air into the space without blowing directly onto occupants. The Wind-Free™ feature is optional and can be enabled using central or local control options (MWR-SH11N, MWR-WE13N, MWR-WG00*N, and AR-EH0*U only). <p>Construction HIPS chassis certified to UL94 V0 with galvanized steel mounting bracket</p> <p>Heat Exchanger The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube</p> <p>Indoor Fan Indoor fan is a single, antibacterial, crossflow type Three fan speed settings and auto setting Automatic (motorized) vertical swing (up/down) and horizontal swing (left/right) louvers</p> <p>Controls The unit shall be operated via a wireless or wired remote control with DDC type signal The unit shall integrate with the Samsung NASA Controls Network</p> <p>Solution Controls shall integrate with a BMS system Control wiring shall be 2 X 16 AWG shielded wire</p>	
Power Supply (Indoor Unit) [Φ, #, V, Hz]		1,2,220-240,50/60			
Capacity	Cooling [kW]	5.60			
	Cooling [Btu/h]	19,100			
	Heating [kW]	6.30			
	Heating [Btu/h]	21,600			
Current Input (Nominal)	Cooling 1 [A]	0.35			
	Heating 2 [A]	0.35			
System	Mode	HP/HR			
Power Input (Nominal)	Cooling 1 [W]	52.00			
	Heating 2 [W]	52.00			
Fan	Type	Crossflow Fan			
	Motor (Output) [W]	27 x 1			
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) [CFM]	554/487/424			
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) [CMM]	15.70/13.80/12.00			
	Air Flow Rate (High/Mid/Low) [L/S]	261.67/230.00/200.00			
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [in H2O]	-			
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [mmAq]	-			
Piping Connections	Liquid Pipe (Φ, mm)	6.35			
	Liquid Pipe (Φ, Inch)	1/4"			
	Gas Pipe (Φ, mm)	12.70			
	Gas Pipe (Φ, Inch)	1/2"			
Field Wiring	Drain Pipe (Φ,mm)	ID 18 HOSE			
	Power Source Wire	-			
Refrigerant	Transmission Cable	0.75			
	Type	R410A			
Sound	Control Method	EEV INCLUDED			
	Sound Pressure	40.0/37.0/34.0			
External Dimension (Indoor Unit)	Sound Power	56.0			
	Net Weight(kg)	12.00			
	Shipping Weight (kg)	14.00			
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	1055 x 299 x 215			
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	1115 x 290 x 375			
Panel Size	Panel model	-			
	Panel Net Weight (kg)	-			
	Shipping Weight (kg)	-			
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	-			
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	-			
Additional Accessories	Drain Pump	-			
	Drain Pump Max. Lifting Height/Displacement	-			
	Air Filter	Removable / Washable			

Fuente: Tomado del submittal del evaporador tipo pared VRF SAMSUNG AM056TNDVDKH/EU.


ANEXO 71: Submittal de la unidad interior AM071TNDVDKH/EU (23,200 Btu/h)

Submittal		AM071TNDVDKH/EU	Wind-Free	SAMSUNG Latin America
Job Name			Location	
Purchaser			Engineer	
Submitted to			Reference	Approval _____ Construction _____
Specifications				
		Model	AM071TNDVDKH/EU	 <p style="writing-mode: vertical-rl; transform: rotate(180deg);">Specifications</p>
Features	Type	Wind-Free		
Power Supply (Indoor Unit) [Φ, #, V, Hz]			1,2,220-240,50/60	
Capacity	Cooling [kW]	6.80		
	Cooling [Btu/h]	23,200		
	Heating [kW]	7.00		
	Heating [Btu/h]	23,900		
Current Input (Nominal)	Cooling 1 [A]	0.40		
	Heating 2 [A]	0.40		
System	Mode	HP/HR		
Power Input (Nominal)	Cooling 1 [W]	60.00		
	Heating 2 [W]	60.00		
Fan	Type	Crossflow Fan		
	Motor (Output) [W]	27 x 1		
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) [CFM]	593/530/466		
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) [CMM]	16.80/15.00/13.20		
	Air Flow Rate (High/Mid/Low) [L/s]	280.00/250.00/220.00		
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [in H ₂ O]	-		
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [mmAq]	-		
Piping Connections	Liquid Pipe (Φ, mm)	9.52		
	Liquid Pipe (Φ, Inch)	3/8"		
	Gas Pipe (Φ, mm)	15.88		
	Gas Pipe (Φ, Inch)	5/8"		
	Drain Pipe (Φ,mm)	ID 18 HOSE		
Field Wiring	Power Source Wire	-		
	Transmission Cable	0.75		
Refrigerant	Type	R410A		
	Control Method	EEV INCLUDED		
Sound	Sound Pressure	43.0/40.0/37.0		
	Sound Power	62.0		
External Dimension (Indoor Unit)	Net Weight(kg)	12.00		
	Shipping Weight (kg)	14.00		
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	1055 x 299 x 215		
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	1115 x 290 x 375		
Panel Size	Panel model	-		
	Panel Net Weight (kg)	-		
	Shipping Weight (kg)	-		
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	-		
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	-		
Additional Accessories	Drain Pump	-		
	Drain Pump Max. Lifting Height/Displacement	-		
	Air Filter	Removable / Washable		

Fuente: Tomado del submittal del evaporador tipo pared VRF SAMSUNG AM071TNDVDKH/EU.

ANEXO 72: Submittal de la unidad interior AM082TNDVDKH/EU (28,000 Btu/h)

Submittal		AM082TNVDKH/EU	Wind-Free	SAMSUNG Latin America
Job Name			Location	
Purchaser			Engineer	
Submitted to			Reference	Approval _____ Construction _____
Specifications				
Model		AM082TNVDKH/EU		
Features	Type	Wind-Free		
Power Supply (Indoor Unit) [Φ, #, V, Hz]		1,2,220-240,50/60		
Capacity	Cooling [kW]	8.20		
	Cooling [Btu/h]	28,000		
	Heating [kW]	8.50		
	Heating [Btu/h]	29,000		
Current Input (Nominal)	Cooling 1 [A]	0.43		
	Heating 2 [A]	0.43		
System	Mode	HP/HR		
Power Input (Nominal)	Cooling 1 [W]	65.00		
	Heating 2 [W]	65.00		
Fan	Type	Crossflow Fan		
	Motor (Output) [W]	27 x 1		
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) [CFM]	618/551/487		
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) [CMM]	17.50/15.60/13.80		
	Air Flow Rate (High/Mid/Low) [L/S]	291.67/260.00/230.00		
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [In H2O]	-		
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [mmAq]	-		
Piping Connections	Liquid Pipe (Φ, mm)	9.52		
	Liquid Pipe (Φ, Inch)	3/8"		
	Gas Pipe (Φ, mm)	15.88		
	Gas Pipe (Φ, Inch)	5/8"		
	Drain Pipe (Φ,mm)	ID 18 HOSE		
Field Wiring	Power Source Wire	-		
	Transmission Cable	0.75		
Refrigerant	Type	R410A		
	Control Method	EEV INCLUDED		
Sound	Sound Pressure	46.0/45.0/43.0		
	Sound Power	64.0		
External Dimension (Indoor Unit)	Net Weight(kg)	13.00		
	Shipping Weight (kg)	15.00		
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	1055 x 299 x 215		
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	1115 x 290 x 375		
Panel Size	Panel model	-		
	Panel Net Weight (kg)	-		
	Shipping Weight (kg)	-		
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	-		
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	-		
Additional Accessories	Drain Pump	-		
	Drain Pump Max. Lifting Height/Displacement	-		
	Air Filter	Removable / Washable		



Specifications

Compatible with Samsung DVM S, DVM S Water, and DVM S Eco systems (AM*****/**).

- Electro-static, washable, pleated filters as standard (included with unit)
- 7-segment digital display on front of unit to display temperature and unit status
- High-voltage terminal block temperature sensor to disable unit in the event overheating of power connection
- Wind-Free™ function will close the supply air outlet louver while in cooling mode to gently disperse cool air into the space without blowing directly onto occupants. The Wind-Free™ feature is optional and can be enabled using central or local control options (MWR-SH11N, MWR-WE13N, MWR-WG00*N, and AR-EH0*U only).

Construction
HIPS chassis certified to UL94 V0 with galvanized steel mounting bracket

Heat Exchanger
The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube


Indoor Fan
Indoor fan is a single, antibacterial, crossflow type
Three fan speed settings and auto setting
Automatic (motorized) vertical swing (up/down) and horizontal swing (left/right) louvers

Controls
The unit shall be operated via a wireless or wired remote control with DDC type signal
The unit shall integrate with the Samsung NASA Controls Network Solution
Controls shall integrate with a BMS system
Control wiring shall be 2 X 16 AWG shielded wire

Fuente: Tomado del submittal del evaporador tipo pared VRF SAMSUNG AM082TNDVDKH/EU.

ANEXO 73: Submittal de la unidad interior AM112JNCDKH/EU (28,000 Btu/h)

Submittal		AM112JNCDKH/EU	CEILING	SAMSUNG Latin America	
Job Name	_____		Location	_____	
Purchaser	_____		Engineer	_____	
Submitted to	_____		Reference	Approval _____	Construction _____
Specifications					
Model		AM112JNCDKH/EU			
Features	Type	CEILING			
Power Supply (Indoor Unit) [Φ, #, V, Hz]	1,2,220-240,50/60				
Capacity	Cooling [kW]	11.20			
	Cooling [Btu/h]	38,200			
	Heating [kW]	12.50			
	Heating [Btu/h]	42,700			
Current Input (Nominal)	Cooling 1 [A]	0.94			
	Heating 2 [A]	0.83			
System	Mode	HP/HR			
Power Input (Nominal)	Cooling 1 [W]	92.00			
	Heating 2 [W]	80.00			
Fan	Type	Sirocco Fan			
	Motor (Output) [W]	260 x 1			
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) [CFM]	1035/844/653			
	Air Flow Rate (High / Mid / Low) [CMM]	29.30/23.90/18.50			
	Air Flow Rate (High/Mid/Low) [L/S]	488.33/398.33/308.33			
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [in H ₂ O]	-			
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [mmAq]	-			
	External Static Pressure (Min / Std / Max) [Pa]	-			
Piping Connections	Liquid Pipe (Φ, mm)	9.52			
	Liquid Pipe (Φ, inch)	3/8"			
	Gas Pipe (Φ, mm)	15.88			
	Gas Pipe (Φ, inch)	5/8"			
	Drain Pipe (Φ,mm)	VP25 (OD 25, ID 20)			
Field Wiring	Power Source Wire	1.5 ~ 2.5			
	Transmission Cable	0.75 ~ 1.50			
Refrigerant	Type	R410A			
	Control Method	EEV INCLUDED			
Sound	Sound Pressure	45.0/41.0/37.0			
	Sound Power	61.0			
External Dimension (Indoor Unit)	Net Weight(kg)	33.50			
	Shipping Weight (kg)	39.50			
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	1350 x 675 x 235			
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	1439 x 758 x 321			
Panel Size	Panel model	-			
	Panel Net Weight (kg)	-			
	Shipping Weight (kg)	-			
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	-			
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	-			
Additional Accessories	Drain Pump	-			
	Drain Pump Max. Lifting Height/Displacement	-			
	Air Filter	Removable / Washable			



Specifications

- Compatible with Samsung DVM S, DVM 5 Water, and DVM Eco systems (AM*****/**).
- Washable electro-static filter as standard (included with unit)
- High-voltage terminal block temperature sensor to disable unit in the event overheating of power connection.
- Power and pipe connections are easily accessible from one side of the unit for simple installation and service.
- Powerful air throw for large areas
- Fresh air inlet to allow simple introduction of outside air.

Construction
HIPS chassis certified to UL94 V0 with a galvanized steel base.

Heat Exchanger
The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube


Indoor Fan
Indoor fan shall be sirocco type (4)
Three fan speed settings and auto setting

Controls
The unit shall be operated via a wireless or wired remote control with DDC type signal
The unit shall integrate with the Samsung NASA Controls Network

Solution
Controls shall integrate with a BMS system
Control wiring shall be 2 X 16 AWG shielded wire

Fuente: Tomado del submittal del evaporador tipo techo VRF SAMSUNG AM112JNCDKH/EU.

ANEXO 74: Submittal de la unidad exterior AM140MXVAF/AZ (136,500 Btu/h)

Submittal		AM140MXVAF/AZ	DVM S	SAMSUNG Latin America
Job Name	_____		Location	_____
Purchaser	_____		Engineer	_____
Submitted to	_____		Reference	Approval _____ Construction _____
Specifications				
		Model	AM140MXVAF/AZ	
		Type	DVM S	
Power	Voltage (Φ, #, V, Hz)	3,3,208-230,60		
	MCA [A]	45.40 (MCA)		
	MFA [A]	63.00		
Performance	HP	14.00		
	Cooling [kW]	40.00		
	Cooling [Btu/h]	136,500		
	Heating [kW]	0		
	Heating [Btu/h]	-		
	EER	4.72		
Current Input (Nominal)	Cooling 1 [A]	24.70		
	Heating 2 [A]	-		
System	Mode	COOLING ONLY		
Compressor	Type	SBC Scroll x 2		
	Output (kW x n)	(5.09x2)		
	Oil	Type	PVE	
Refrigerant	Initial Charge [cc]	2200		
	Type	R410A		
Installation	Factory Charge [kg]	7.70		
	Max. Distance	Length [m]	200	
Condenser Fan	Fan	Height [m]	110.0	
		Type	Propeller	
	Motor	Output [CMM]	255	
		Output [CFM]	9005	
Piping Connections	Output [W]	620.0 x 2		
	E.S.P Max. [mmAq]	8.00		
	E.S.P Max. [Pa]	78.45		
	Liquid Pipe (Φ, mm)	12.70		
	Liquid Pipe (Φ, inch)	1/2"		
Sound	Gas Pipe (Φ, mm)	28.58		
	Gas Pipe (Φ, inch)	1 1/8"		
	Discharge (Φ,mm)	-		
	Discharge (Φ,inch)	-		
Dimension	Sound Pressure	81.0		
	Sound Power	81.0		
	Net Weight(kg)	282.0		
Operating Temp. Range	Shipping Weight (kg)	301.0		
	Cooling [°C]	-5.0 ~ 48.0		
	Heating [°C]	-		
		Net Dimensions (WxHxD) (mm)	1,295 x 1,595 x 755	
		Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	1,353 x 1,887 x 832	

Specifications


* Nominal cooling capacities are based on: Indoor temperature: 80°F DB, 67°F WB. Outdoor temperature: 96°F DB, 75°F WB.
 * Nominal heating capacities are based on: Indoor temperature: 70°F DB, 60°F WB. Outdoor temperature: 47°F DB, 43°F WB.

* Restrictions apply. Design above 130% requires an engineering review for approval.

Fuente: Tomado del submittal del condensador VRF SAMSUNG AM140MXVAF/AZ.

ANEXO 75: Submittal de la unidad exterior AM200MXVAF/AZ (191,100 Btu/h)

Submittal		AM200MXVAF/AZ	DVM S	SAMSUNG Latin America
Job Name			Location	
Purchaser			Engineer	
Submitted to			Reference	Approval _____ Construction _____
Specifications				
		Model	AM200MXVAF/AZ	
		Features	Type	DVM S
Power	Voltage (Φ, #, V, Hz)	3,3,208-230,60		
	MCA [A]	65.00 (MCA)		
	MFA [A]	75.00		
Performance	HP	20.00		
	Cooling [kW]	55.00		
	Cooling [Btu/h]	191,100		
	Heating [kW]	0		
	Heating [Btu/h]	-		
	EER	4.89		
Current Input (Nominal)	Cooling 1 [A]	33.40		
	Heating 2 [A]	-		
System	Mode	COOLING ONLY		
Compressor	Type	SBC Scroll x 2		
	Output (kW x n)	(5.45x2)		
	Oil	Type	PVE	
Refrigerant	Initial Charge [cc]	2200		
	Type	R410A		
Installation	Factory Charge [kg]	8.40		
	Max. Distance	Length [m]	200	
Condenser Fan	Height [m]	110.0		
	Fan	Type	Propeller	
	Output [CMM]	265		
	Output [CFM]	935B		
	Motor	Output [W]	620.0 x 2	
Piping Connections	E.S.P Max. [mmAq]	8.00		
	E.S.P Max. [Pa]	78.45		
Sound	Liquid Pipe (Φ, mm)	15.88		
	Liquid Pipe (Φ, inch)	5/8"		
	Gas Pipe (Φ, mm)	28.58		
	Gas Pipe (Φ, inch)	1 1/8"		
	Discharge (Φ, mm)	-		
Dimension	Discharge (Φ, inch)	-		
	Sound Pressure	65.0		
	Sound Power	87.0		
Operating Temp. Range	Net Weight(kg)	305.0		
	Shipping Weight (kg)	324.0		
	Net Dimensions (WxHxD) (mm)	1,295 x 1,695 x 755		
	Shipping Dimensions (WxHxD) (mm)	1,383 x 1,987 x 832		
Other Features	Cooling [°C]	-5.0 ~ 48.0		
	Heating [°C]	-		



Specifications

Compatibility
NASA DVM S indoor units , AHU kits (MXD-K***AN), and UCK (MCM-D211UN)

Construction
The unit shall be galvanized steel with a baked on powder coated finish.

Heat Exchanger
The heat exchanger shall be mechanically bonded fin to copper tube. The aluminum fins of the heat exchanger shall have a protective coating.

Salt spray test method: ASTM-B117-12 - the heat exchanger showed no unusual rust or corrosion development to 2,280 hours.

Controls
The outdoor unit shall have a removable EEPROM that stores unit serial number, startup information, system settings, system tag/name, and other information. Control wiring shall be 16 AWG X 2 shielded wire.

Refrigerant System
The compressors shall be Samsung hermetically sealed, inverter driven, direct flash injected, DC scroll type with soft-start capability. Flash injected compressors provide advanced low ambient heating performance. Subcooling devices in system maintain capacity at extreme system refrigerant pipe lengths and minimize refrigerant noise.


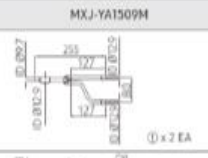
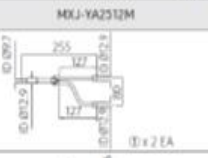
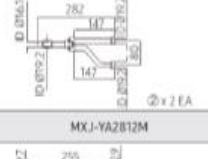
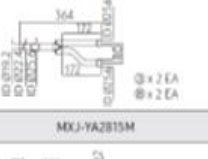
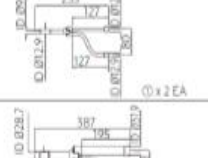



Other Features
Asymmetrical scroll design with rotating compressor operation/priority (where applicable).
Advanced oil recovery cycle logic (maximum duration in cool mode: 3 minutes, maximum duration in heat mode: 6 minutes, defrost cycles lasting over 3 minutes are considered oil recovery cycles). Oil recovery operation shall not interrupt heating or cooling operation.
Optional night quiet modes to reduce outdoor unit sound (4 levels) with automatic activation or manual activation (with MIM-B14).
Advanced intelligent defrost logic to significantly reduce defrost cycle frequency by monitoring air resistance across the condenser coil during heating operation to determine defrost operation initiation to prevent unnecessary defrost cycles.
Optional snow blowing logic to prevent snow accumulation on idle outdoor units
Maximum current control of outdoor unit[s] to limit current (50% - 100% of design current) adjustable at outdoor unit or central control devices: DMS 2.5 [MIM-D01AN], BACnet Gateway (MIM-B17BN), LON Gateway (MIM-B18BN).
Energy savings options to reduce system energy consumption when average indoor room temperatures are greater than average indoor set temperatures in heating mode or when average indoor room temperatures are lower than average indoor set temperatures in cooling mode.
Samsung maintains a policy of ongoing development, specifications are subject to change without notice.

* Restrictions apply. Design above 130% requires an engineering review for approval.

* Nominal cooling capacities are based on: Indoor temperature: 80°F DB, 67°F WB; Outdoor temperature: 95°F DB, 75°F WB.
* Nominal heating capacities are based on: Indoor temperature: 70°F DB, 50°F WB; Outdoor temperature: 47°F DB, 43°F WB.

Fuente: Tomado del submittal del condensador VRF SAMSUNG AM200MXVAF/AZ.

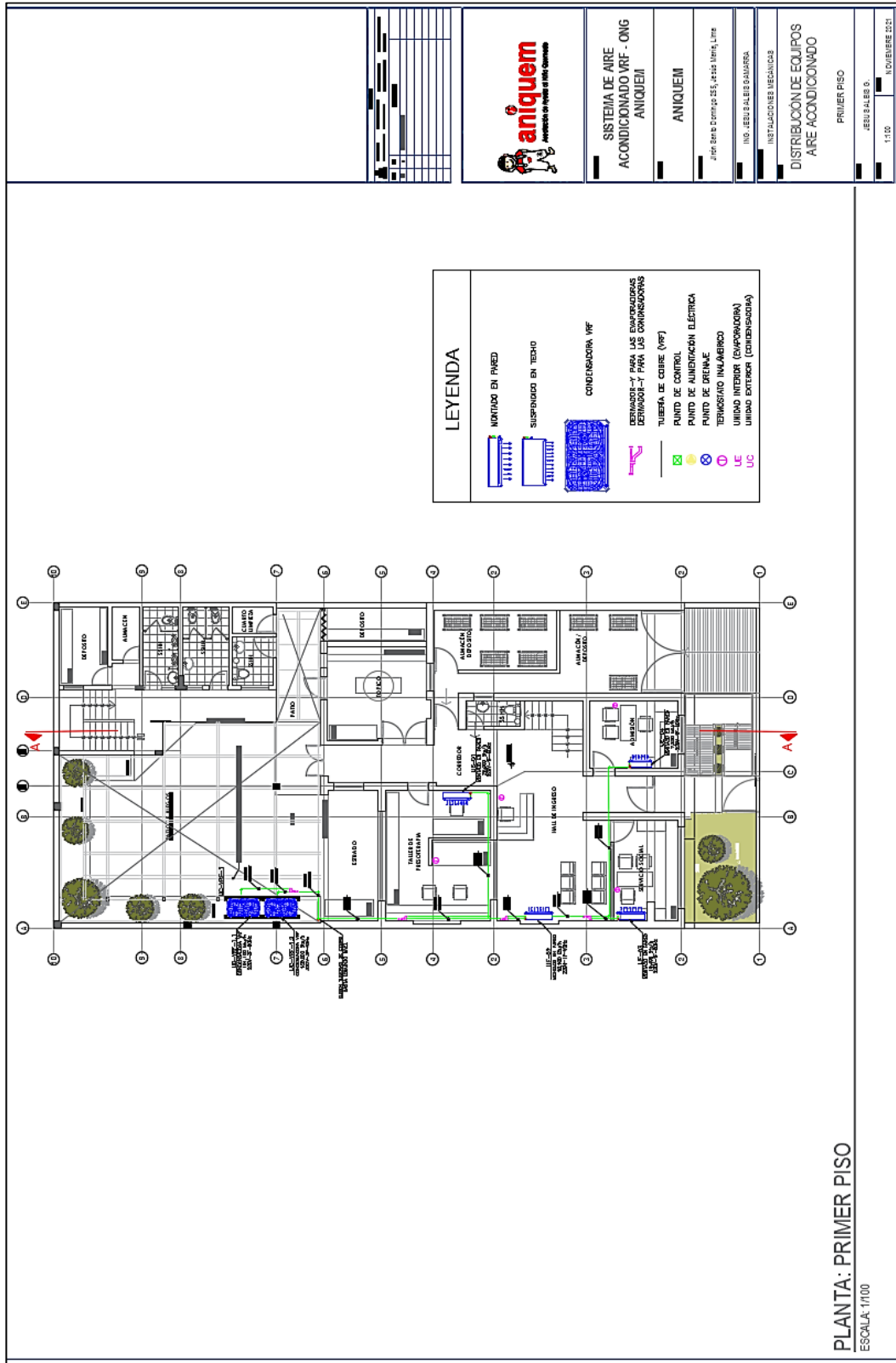
ANEXO 76: Submittal del derivador-Y

Submittal		Y-joint	SAMSUNG <small>Latino America</small>																
Job Name	HOSPITAL JUNIN	Location																	
Purchaser		Engineer	SAMSUNG ELECTRONICS																
Submitted to		Reference	Approval _____ Construction _____																
Specifications																			
Features	Type	Y-joint																	
<ul style="list-style-type: none"> Required component for Samsung DVM S and DVM Eco systems (AM****X****/**) with multiple evaporators and/or Model Change Units (MCU) Constructed of brazed copper or brass and copper Indoor unit Y-joint models include both liquid and suction fittings, insulation, and ties to secure insulation Heat recovery (HR) Y-joint models are required for branching the hot gas pipe throughout heat recovery systems (HR systems only) Included insulation shall be polystyrene certified to UL94 V0, 5/8" wall thickness Inlet pipe shall be adjustable to facilitate different pipe sizes without having to braze additional fittings Each model shall include adjustable reducers as noted in the table below 																			
																			
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; text-align: center;"> <thead> <tr> <th style="width: 30%;">Model</th> <th>Total indoor unit's capacities</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>MXJ-YA1509M</td> <td>15.0 kW (51 MBH) and below</td> </tr> <tr> <td>MXJ-YA2512M</td> <td>Over 15.0-40.0 kW (51-136 MBH) and below</td> </tr> <tr> <td>MXJ-YA2812M</td> <td>Over 40.0-45.0 kW (136-154 MBH) and below</td> </tr> <tr> <td>MXJ-YA2815M</td> <td>Over 45.0-70.5 kW (154-240 MBH) and below</td> </tr> <tr> <td>MXJ-YA3419M</td> <td>Over 70.5-98.4 kW (240-336 MBH) and below</td> </tr> <tr> <td>MXJ-YA4119M</td> <td>Over 98.4-135.2 kW (336-461 MBH) and below</td> </tr> <tr> <td>MXJ-YA4422M</td> <td>Over 135.2 kW (461 MBH)</td> </tr> </tbody> </table>				Model	Total indoor unit's capacities	MXJ-YA1509M	15.0 kW (51 MBH) and below	MXJ-YA2512M	Over 15.0-40.0 kW (51-136 MBH) and below	MXJ-YA2812M	Over 40.0-45.0 kW (136-154 MBH) and below	MXJ-YA2815M	Over 45.0-70.5 kW (154-240 MBH) and below	MXJ-YA3419M	Over 70.5-98.4 kW (240-336 MBH) and below	MXJ-YA4119M	Over 98.4-135.2 kW (336-461 MBH) and below	MXJ-YA4422M	Over 135.2 kW (461 MBH)
Model	Total indoor unit's capacities																		
MXJ-YA1509M	15.0 kW (51 MBH) and below																		
MXJ-YA2512M	Over 15.0-40.0 kW (51-136 MBH) and below																		
MXJ-YA2812M	Over 40.0-45.0 kW (136-154 MBH) and below																		
MXJ-YA2815M	Over 45.0-70.5 kW (154-240 MBH) and below																		
MXJ-YA3419M	Over 70.5-98.4 kW (240-336 MBH) and below																		
MXJ-YA4119M	Over 98.4-135.2 kW (336-461 MBH) and below																		
MXJ-YA4422M	Over 135.2 kW (461 MBH)																		
Dimensional drawing (Unit : mm)																			
	Model	MXJ-YA1509M	MXJ-YA2512M																
Liquid side																			
Gas side																			
	Model	MXJ-YA2812M	MXJ-YA2815M																
Liquid side																			
Gas side																			

Specifications

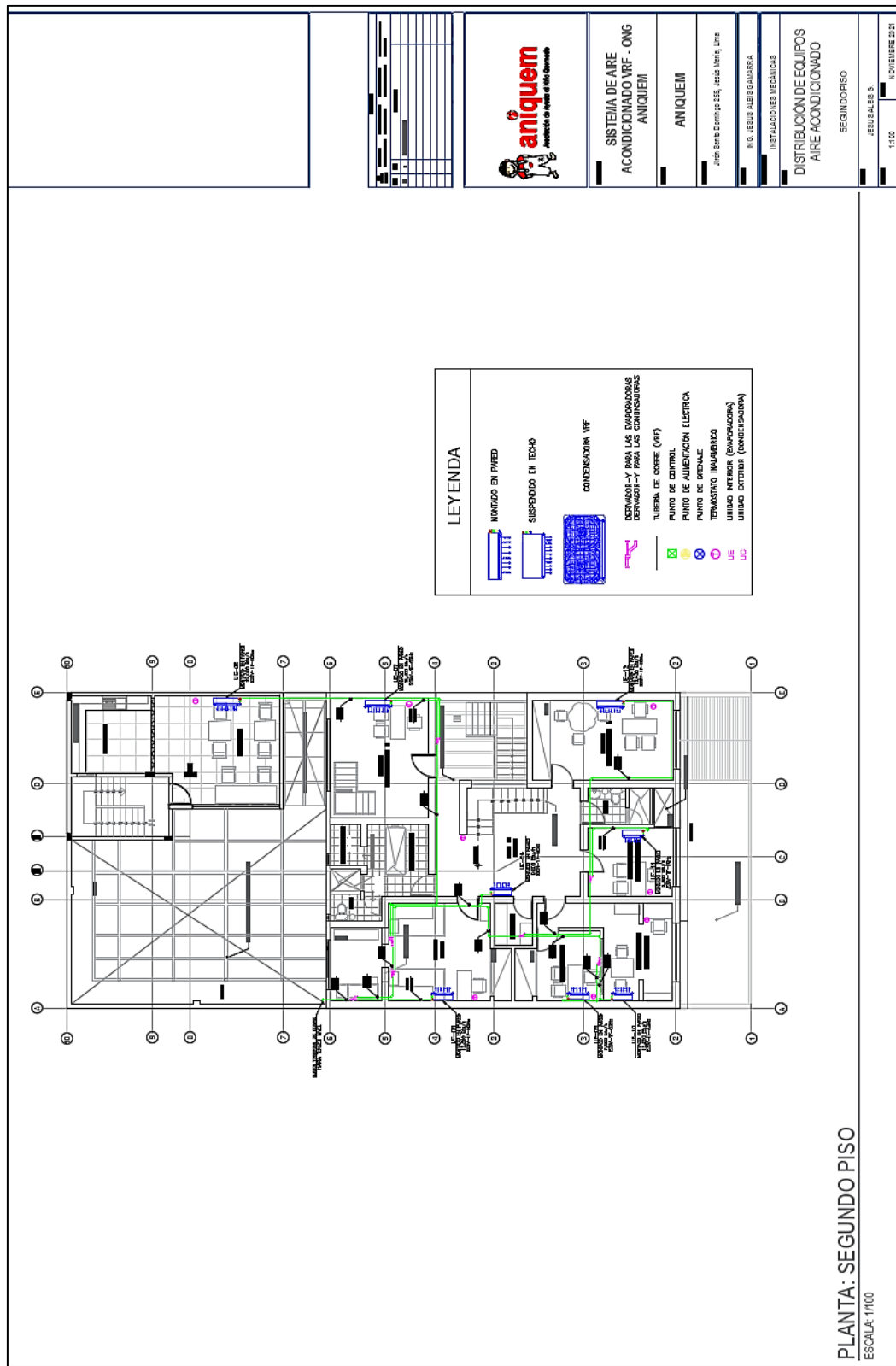
Fuente: Tomado del submittal del derivador-Y VRF SAMSUNG.

ANEXO 77: Plano 1 – Distribución de equipos de aire acondicionado (Primer Piso)



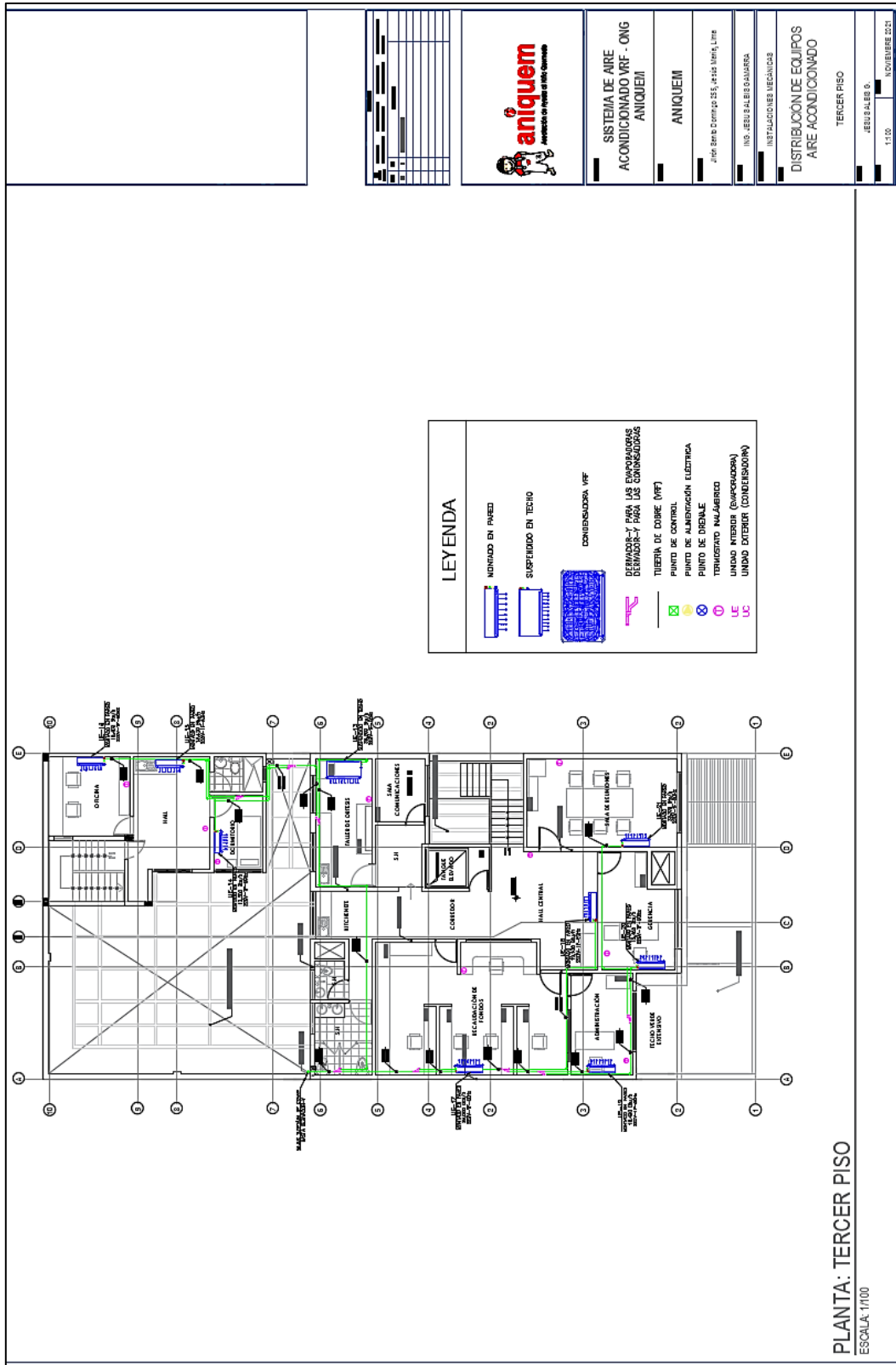
Fuente: Elaborado en base a los planos de arquitectura brindados por el propietario de ANIQUEM.

ANEXO 78: Plano 2 – Distribución de equipos de aire acondicionado (Segundo Piso)



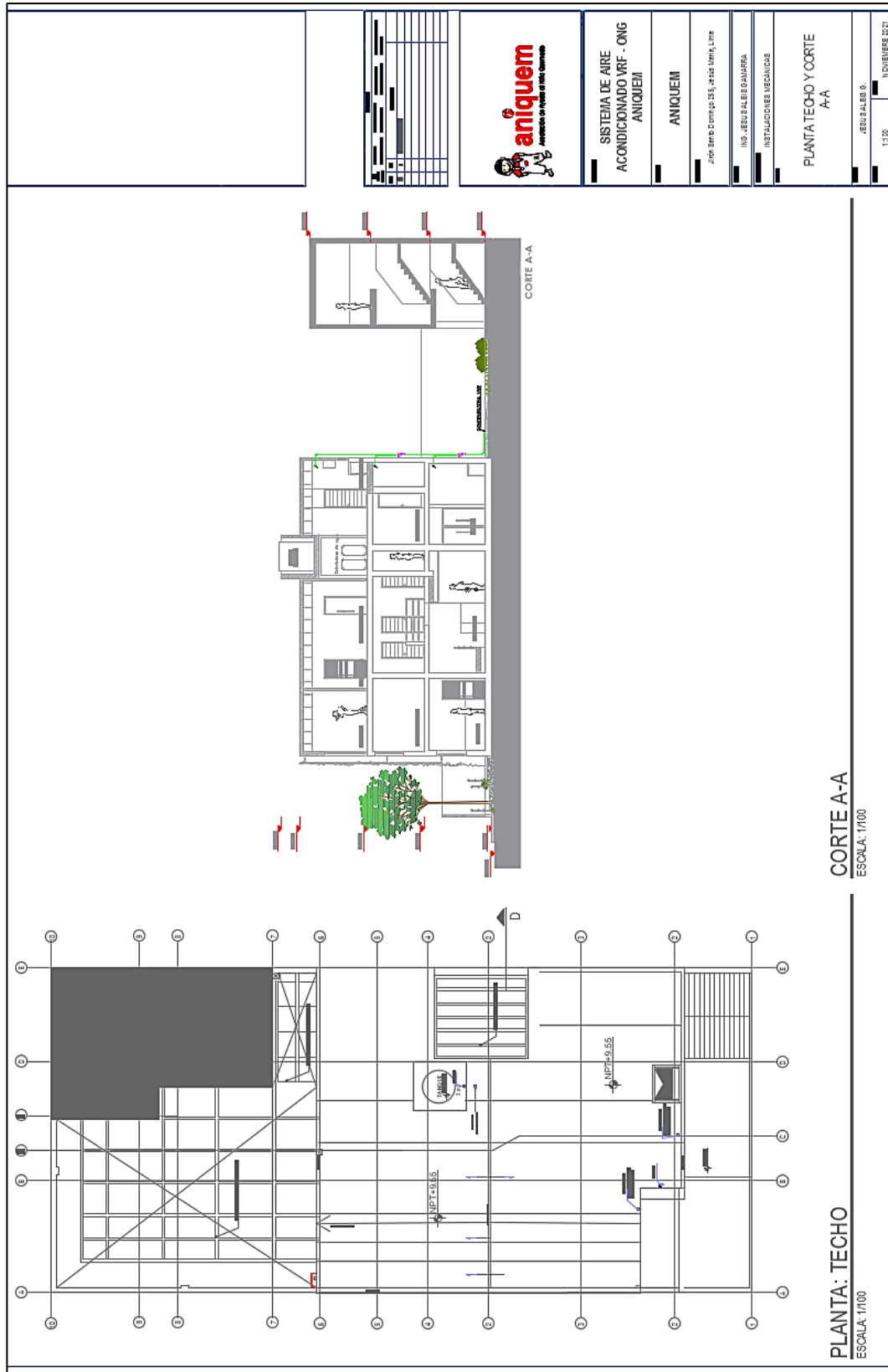
Fuente: Elaborado en base a los planos de arquitectura brindados por el propietario de ANIQUEM.

ANEXO 79: Plano 3 – Distribución de equipos de aire acondicionado (Tercer Piso)



Fuente: Elaborado en base a los planos de arquitectura brindados por el propietario de ANIQUEM.

ANEXO 80: Plano 4 – Planta techo y corte AA



Fuente: Elaborado en base a los planos de arquitectura brindados por el propietario de ANIQUEM.

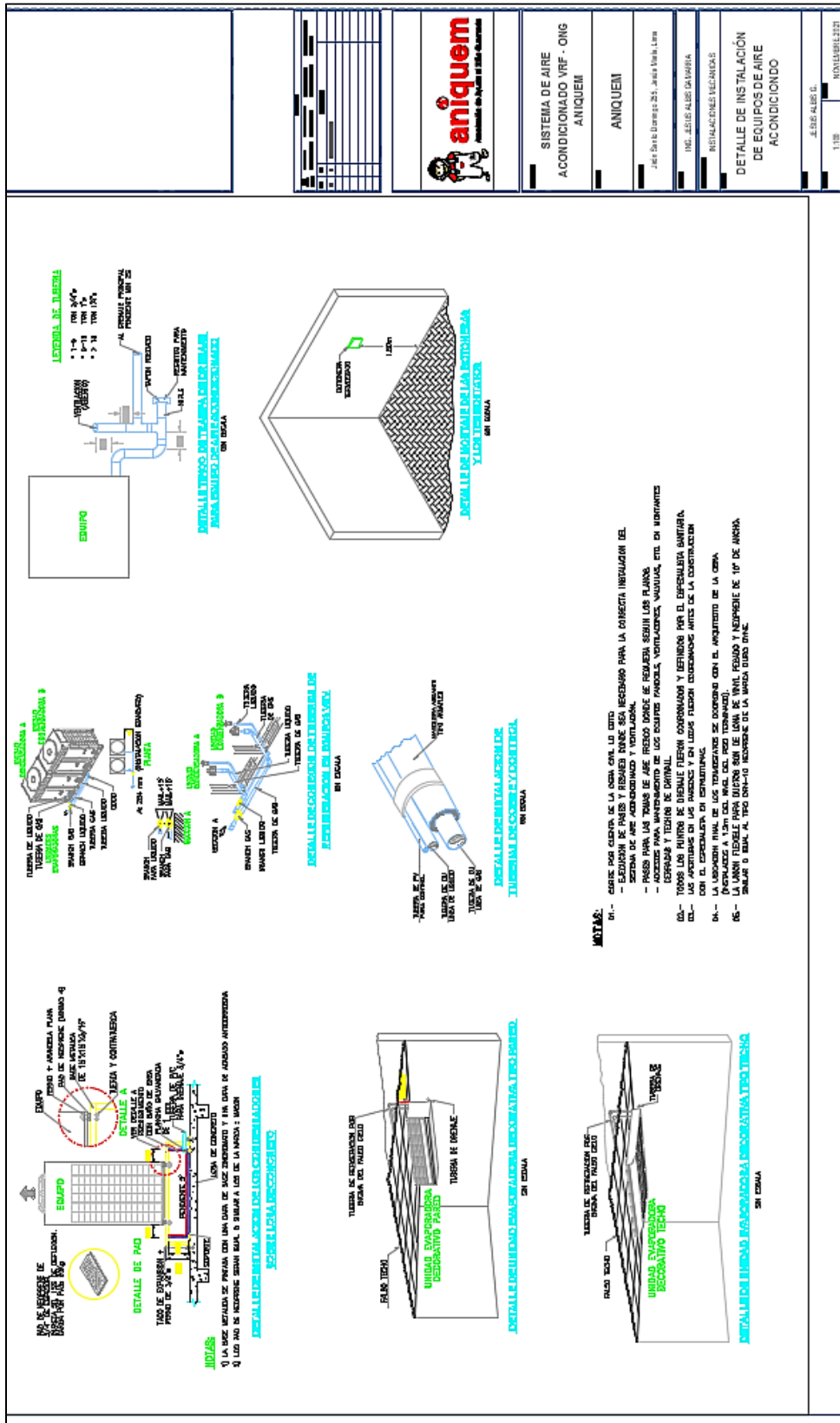
ANEXO 81: Plano 5 – Cuadro de equipos del sistema de aire acondicionado

CUADRO DE EQUIPOS DE AIRE ACONDICIONADO									
PLANTA	TAG DE EQUIPO	DESCRIPCIÓN	CAPACIDAD DE ENFRAMBIENTO (RT (U))	MODELO	MARCA	TIPO DE REFRIGERANTE	CARACTERÍSTICAS ELÉCTRICAS \$	UBICACIÓN	
1° NIVEL	UC-VRF-1.1	CONDENSADORA VRF - FRD SOLO	191,100	AM12MXVATC/AZ	SAMSUNG	R-410A	220v-3f-60hz	RATO DE JUEGOS	
	UC-VRF-1.2	CONDENSADORA VRF - FRD SOLO	196,500	AM20MXVATC/AZ	SAMSUNG	R-410A	220v-3f-60hz	RATO DE JUEGOS	
	UE-01	EVAPORADORA MONTADA EN PARED	28,000	AM02TNV/DK61EU	SAMSUNG	R-410A	220v-1f-60hz	TALLER DE RESOTERAPIA	
	UE-02	EVAPORADORA MONTADA EN PARED	19,100	AM05TNV/DK61EU	SAMSUNG	R-410A	220v-1f-60hz	HALL INGRESO	
	UE-03	EVAPORADORA MONTADA EN PARED	15,400	AM04SNV/DK61EU	SAMSUNG	R-410A	220v-1f-60hz	SERVICIO SOCIAL	
	UE-04	EVAPORADORA MONTADA EN PARED	7,500	AM02TNV/DK61EU	SAMSUNG	R-410A	220v-1f-60hz	ADMISION	
	UE-05	EVAPORADORA MONTADA EN PARED	12,300	AM03TNV/DK61EU	SAMSUNG	R-410A	220v-1f-60hz	TIENDA PA FBCA	
2° NIVEL	UE-06	EVAPORADORA MONTADA EN PARED	9,600	AM02TNV/DK61EU	SAMSUNG	R-410A	220v-1f-60hz	HALL DE ESPERA	
	UE-07	EVAPORADORA MONTADA EN PARED	15,400	AM04SNV/DK61EU	SAMSUNG	R-410A	220v-1f-60hz	TERAPIA OCUPACIONAL 1	
	UE-08	EVAPORADORA MONTADA EN PARED	28,000	AM02TNV/DK61EU	SAMSUNG	R-410A	220v-1f-60hz	COMEDOR	
	UE-09	EVAPORADORA MONTADA EN PARED	7,500	AM02TNV/DK61EU	SAMSUNG	R-410A	220v-1f-60hz	CONSULTORIO	
	UE-10	EVAPORADORA MONTADA EN PARED	12,300	AM03TNV/DK61EU	SAMSUNG	R-410A	220v-1f-60hz	CONSULTORIO PSICOLOGIA	
	UE-11	EVAPORADORA MONTADA EN PARED	9,600	AM02TNV/DK61EU	SAMSUNG	R-410A	220v-1f-60hz	CONSULTORIO REHABILITACION	
	UE-12	EVAPORADORA MONTADA EN PARED	15,400	AM04SNV/DK61EU	SAMSUNG	R-410A	220v-1f-60hz	TERAPIA OCUPACIONAL 2	
3° NIVEL	UE-13	EVAPORADORA SUSPENDIDA EN TECHO	38,200	AM12LJNDK61EU	SAMSUNG	R-410A	220v-1f-60hz	TALLER DE ARTES	
	UE-14	EVAPORADORA MONTADA EN PARED	12,300	AM03TNV/DK61EU	SAMSUNG	R-410A	220v-1f-60hz	DORMITORIO	
	UE-15	EVAPORADORA MONTADA EN PARED	15,400	AM04SNV/DK61EU	SAMSUNG	R-410A	220v-1f-60hz	HALL	
	UE-16	EVAPORADORA MONTADA EN PARED	15,400	AM04SNV/DK61EU	SAMSUNG	R-410A	220v-1f-60hz	OFICINA	
	UE-17	EVAPORADORA MONTADA EN PARED	28,000	AM02TNV/DK61EU	SAMSUNG	R-410A	220v-1f-60hz	RECAUDACION DE FONDOS	
	UE-18	EVAPORADORA MONTADA EN PARED	7,500	AM05TNV/DK61EU	SAMSUNG	R-410A	220v-1f-60hz	HALL CENTRAL	
	UE-19	EVAPORADORA MONTADA EN PARED	15,400	AM04SNV/DK61EU	SAMSUNG	R-410A	220v-1f-60hz	ADMINISTRACION	
	UE-20	EVAPORADORA MONTADA EN PARED	15,400	AM04SNV/DK61EU	SAMSUNG	R-410A	220v-1f-60hz	GERENCIA	
	UE-21	EVAPORADORA MONTADA EN PARED	23,200	AM07TNV/DK61EU	SAMSUNG	R-410A	220v-1f-60hz	SALA DE REUNIONES	

(*) Nota: La condensadora UC-VRF-1 cuyo modelo es AM04MXVATC/AZ está conformado por 02 módulos UC-VRF-1.1 y UC-VRF-1.2

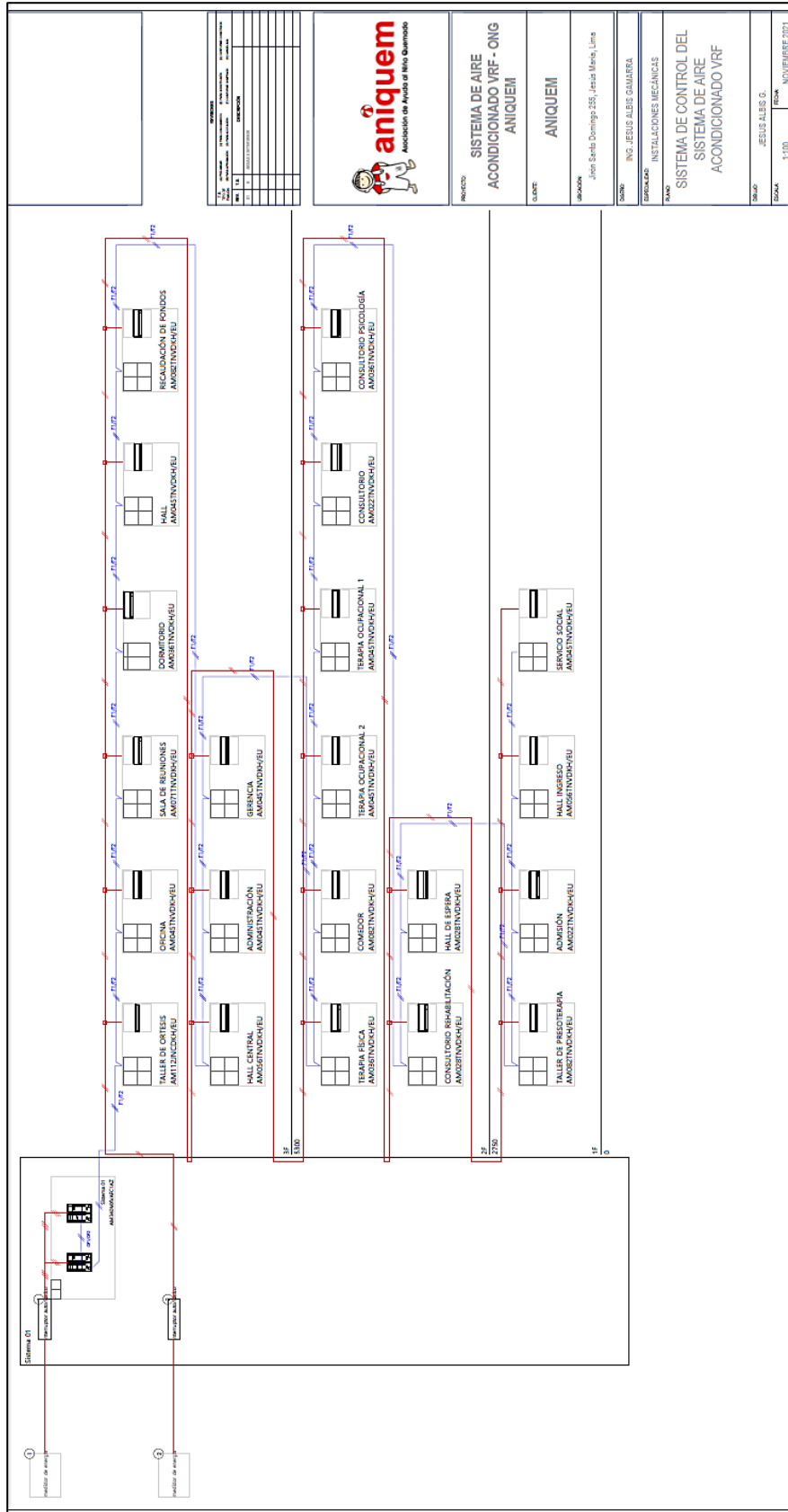
Fuente: Elaborado en base a los planos de arquitectura brindados por el propietario de ANIQUEM.

ANEXO 82: Plano 6 – Detalle de instalación de equipos de aire acondicionado



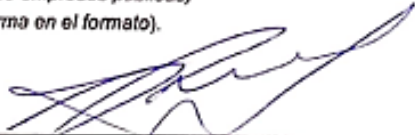



Fuente: Elaborado en base a los planos de arquitectura brindados por el propietario de ANIQUEM.

ANEXO 83: Plano 7 – Plano eléctrico del sistema de aire acondicionado VRF



ANEXO 84: Carta de autorización de uso de datos

	
CARTA DE AUTORIZACIÓN DE USO DE DATOS DE LA EMPRESA	
Yo <u>VICTOR RAÚL RODRIGUEZ VILCA.</u>	
identificado con DNI <u>08638776</u> , en mi calidad de <u>PRESIDENTE</u>	
del área de <u>CONSEJO DIRECTIVO</u> de	
la empresa/institución <u>ASOCIACION DE AYUDA AL NIÑO QUEMADO</u> con	
R.U.C.N° <u>20456565353</u> .	
OTORGO LA AUTORIZACIÓN	
Al señor JESUS ALBIS GAMARRA, identificado con DNI N° 71407829, BACHILLER de la unidad de posgrado de la facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía de la Universidad Nacional del Callao, que utilice la siguiente información de la empresa:	
<ul style="list-style-type: none">• Planos de arquitectura.• Acceso a sus instalaciones para levantamiento de información.	
.....	
con la finalidad de que pueda desarrollar su tesis para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico. Con respecto al uso del nombre de la empresa, en mi calidad de representante legal, manifiesto que:	
<input type="checkbox"/> Se debe mantener en reserva el nombre o cualquier distintivo de la empresa; o	
<input checked="" type="checkbox"/> Se puede mencionar el nombre de la empresa en la tesis.	
Adjuntar a esta carta la siguiente información del representante legal (firmante):	
<ul style="list-style-type: none">• Vigencia de Poder o Ficha RUC o consulta RUC (para el caso de empresas privadas).• ROF o MOF o Resolución de designación, (para el caso de empresas públicas)• Copia del DNI del Representante Legal (para validar su firma en el formato).	
 Firma y sello del Representante Legal DNI: <u>08638776</u>	
El Tesista declara que los datos emitidos en esta carta y en la Tesis son auténticos. En caso de comprobarse la falsedad de datos, el bachiller será sometido al inicio del procedimiento disciplinario correspondiente; asimismo, asumirá toda la responsabilidad ante posibles acciones legales que la empresa, otorgante de información, pueda ejecutar.	
 Firma del Bachiller DNI: <u>71407829</u>	

ANEXO 85: Ficha RUC del representante legal

<p>ZONA REGISTRAL N° IX - SEDE LIMA Oficina Registral de LIMA</p>	
<p>Código de Verificación: 80554648 Solicitud N° 2021 - 4608072 28/09/2021 11:27:35</p>	
<p>REGISTRO DE PERSONAS JURÍDICAS LIBRO DE ASOCIACIONES <u>CERTIFICADO DE VIGENCIA</u></p>	
<p>El servidor que suscribe, CERTIFICA:</p>	
<p>Que, en la partida electrónica N° 11128024 del Registro de Personas Jurídicas de la Oficina Registral de LIMA, consta registrado y vigente el nombramiento a favor de RODRIGUEZ VILCA, VICTOR RAUL, identificado con DNI. N° 08636778. , cuyos datos se precisan a continuación:</p>	
<p>DENOMINACIÓN O RAZÓN SOCIAL: ASOCIACION DE AYUDA AL NIÑO QUEMADO LIBRO: ASOCIACIONES ASIENTO: A00011 CARGO: PRESIDENTE DEL CONSEJO DIRECTIVO</p>	
<p>FACULTADES: :</p>	
<p>Elegir al consejo directivo, para el periodo del 21 de diciembre del 2018 al 21 de diciembre del 2021, el cual quedará conformado de la forma siguiente:</p>	
<p><u>Presidente:</u> VICTOR RAUL RODRIGUEZ VILCA, con D.N.I N° 08638778.</p>	
<p>DOCUMENTO QUE DIO MÉRITO A LA INSCRIPCIÓN: POR ASAMBLEA GENERAL DEL 20/12/2018</p>	
<p>II. ANOTACIONES EN EL REGISTRO PERSONAL O EN EL RUBRO OTROS: NINGUNO.</p>	
<p>III. TÍTULOS PENDIENTES: NINGUNO.</p>	
<p>IV. DATOS ADICIONALES DE RELEVANCIA PARA CONOCIMIENTO DE TERCEROS: REGLAMENTO DEL SERVICIO DE PUBLICIDAD REGISTRAL : ARTÍCULO 81 - DELIMITACIÓN DE LA RESPONSABILIDAD. EL SERVIDOR RESPONSABLE QUE EXPIDE LA PUBLICIDAD FORMAL NO ASUME RESPONSABILIDAD POR LOS DEFECTOS O LAS INEXACTITUDES DE LOS ASIENOS REGISTRALES, ÍNDICES AUTOMATIZADOS, Y TÍTULOS PENDIENTES QUE NO CONSTEN EN EL SISTEMA INFORMÁTICO.</p>	
<p>V. PÁGINAS QUE ACOMPAÑAN AL CERTIFICADO: NINGUNO.</p>	
<p>N° de Fojas del Certificado: 2</p>	
<p><small>LOS CERTIFICADOS QUE EXTIENDEN LAS OFICINAS REGISTRALES ACREDITAN LA EXISTENCIA O INEXISTENCIA DE INSCRIPCIONES O ANOTACIONES EN EL REGISTRO AL TIEMPO DE SU EMISION (ART. 140° DEL T.U.O DEL REGLAMENTO GENERAL DE LOS REGISTROS PUBLICOS APROBADO POR RESOLUCION N° 126-2013-SUNARP-67)</small></p>	
<p><small>LA AUTENTICIDAD DEL PRESENTE DOCUMENTO PODRÁ VERIFICARSE EN LA PÁGINA WEB HTTPS://EN.LIMA.SUNARP.GOB.PE/SUNARPWEBPASES/ PUBLICIDADCERTIFICADA/VERIFICARCERTIFICADOLITERAL.FACEES EN EL PLAZO DE 90 DIAS CALENDARIO CONTADOS DESDE SU EMISION.</small></p>	
<p><small>REGLAMENTO DEL SERVICIO DE PUBLICIDAD REGISTRAL - ARTÍCULO 81 - DELIMITACIÓN DE LA RESPONSABILIDAD. EL SERVIDOR RESPONSABLE QUE EXPIDE LA PUBLICIDAD FORMAL NO ASUME RESPONSABILIDAD POR LOS DEFECTOS O LAS INEXACTITUDES DE LOS ASIENOS REGISTRALES, ÍNDICES AUTOMATIZADOS, Y TÍTULOS PENDIENTES QUE NO CONSTEN EN EL SISTEMA INFORMÁTICO.</small></p>	
<p>Pag. 1 de 2</p>	



Código de Verificación:
80554648
Solicitud N° 2021 - 4608072
26/09/2021 11:27:35

Derechos Pagados: 2021-99999-1910049 S/ 26.00
Tasa Registral del Servicio S/ 26.00

Verificado y expedido por FLORES VALERIO, DELIA, Abogado Certificador de la Oficina Registral de Lima, a las 00:38:35 horas del 01 de Octubre del 2021.

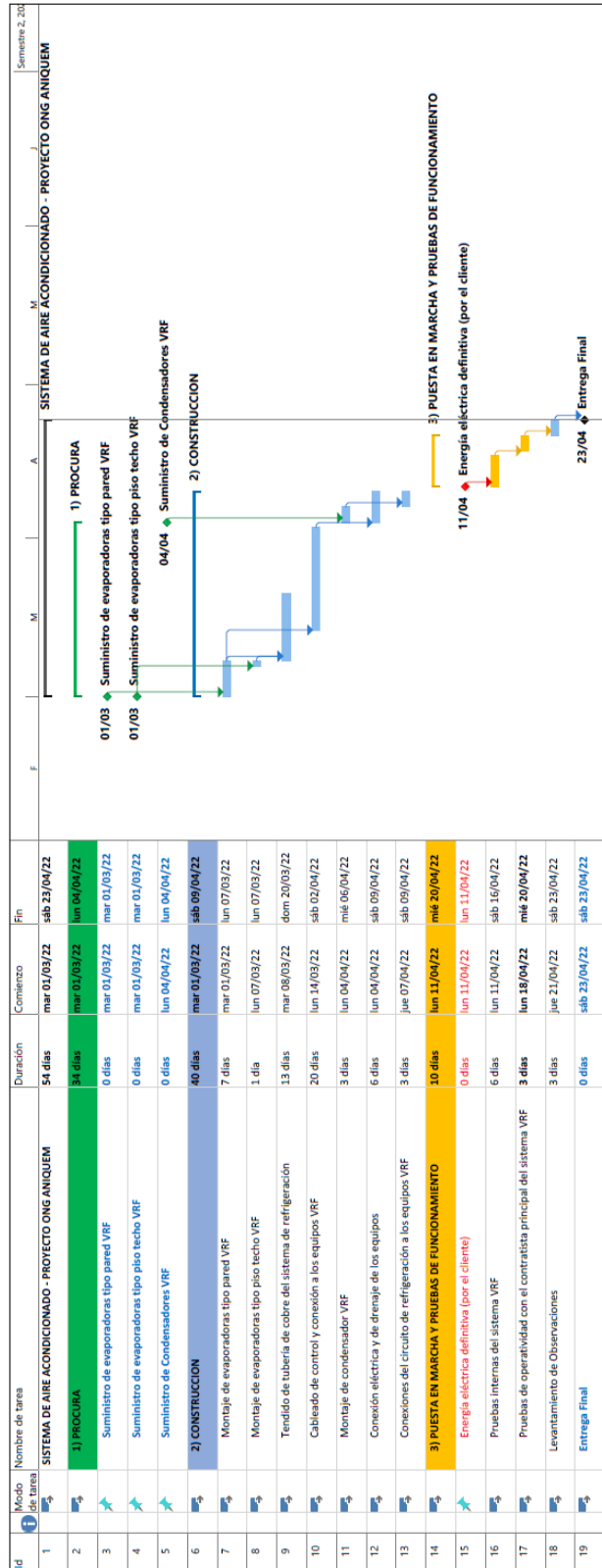

.....
DELIA ELIZABETH FLORES VALERIO
Abogado Certificador
Zona Registral N° IX - Sede Lima

LOS CERTIFICADOS QUE EXTIENDEN LAS OFICINAS REGISTRALES ACREDITAN LA EXISTENCIA O INEXISTENCIA DE INSCRIPCIONES O ANOTACIONES EN EL REGISTRO AL TIEMPO DE SU EXPEDICIÓN (ART. 140° DEL T.U.U. O DEL REGLAMENTO GENERAL DE LOS REGISTROS PÚBLICOS APROBADO POR RESOLUCIÓN N° 126-2012-SUNARP-024)

LA AUTENTICIDAD DEL PRESENTE DOCUMENTO PODRÁ VERIFICARSE EN LA PÁGINA WEB [HTTPS://PORTAL.SUNARP.GOB.PE/SUNARPWEBPAGES/](https://portal.sunarp.gob.pe/sunarpwebpages/) PUBLICIDAD CERTIFICADA VERIFICAR CERTIFICADO LITERAL FACES EN EL PLAZO DE 90 DIAS CALENDARIO CONTADOS DESDE SU EMISIÓN

REGLAMENTO DEL SERVICIO DE PUBLICIDAD REGISTRAL : ARTICULO 81 - DELIMITACIÓN DE LA RESPONSABILIDAD. EL SERVIDOR RESPONSABLE QUE EXPEDE LA PUBLICIDAD FORMAL NO ASUME RESPONSABILIDAD POR LOS DEFECTOS O LAS INEACTITUDES DE LOS AGENTES REGISTRALES, ÍNDICES AUTOMATIZADOS, Y TÍTULOS PENDIENTES QUE NO CONSTEN EN EL SISTEMA INFORMÁTICO.

ANEXO 87: Programación de ejecución del proyecto sistema de aire acondicionado tipo VRF – ONG ANIQUEM



ANEXO 88: Procedimiento de operación del sistema de aire acondicionado tipo VRF

Operación del sistema de aire acondicionado tipo VRF

Lógica de funcionamiento:

La ONG ANIQUEM cuenta con 1 sistema de aire acondicionado VRF solo frío. La operación se inicia con la activación del sistema por medio del control remoto inalámbrico (seleccionando la temperatura deseada), este dispositivo de control gobierna el sistema, si la temperatura del ambiente es superior a la temperatura seleccionada por el control remoto inalámbrico el cual activa el condensador y el evaporador en simultáneo, esto hace que se suministre al ambiente aire con menor temperatura hasta llegar a la temperatura seleccionada, en ese instante el termostato desactiva el condensador y solo queda activo el evaporador generando que el aire del ambiente recircule, cuando en el ambiente se incrementa la temperatura con respecto a la seleccionada, se reinicia el ciclo.

Consideraciones previas:

- Verificar en el tablero de fuerza del sistema de aire acondicionado del proyecto, que las llaves termomagnéticas se encuentren en posición ON para el energizado de todas las unidades interiores y exteriores, de lo contrario colocar las llaves en posición ON siguiendo esta secuencia, primero las unidades interiores (evaporadoras) y luego las unidades exteriores (condensadoras).
- Cerrar las ventanas y puertas de los ambientes a climatizar por las unidades interiores (evaporadoras).
- Verificar que el control remoto inalámbrico del sistema de aire acondicionado VRF se encuentre activo (con las pilas colocadas).
- La temperatura seteada debe estar entre 20°C y 23°C, recomendamos 22°C, no operar debajo de los 20°C.

ANEXO 89: Procedimiento de mantenimiento del sistema de aire acondicionado tipo VRF

Actividades principales en los mantenimientos de los sistemas de aire acondicionado tipo VRF

ADVERTENCIA: Antes de efectuar cualquier actividad u operación de mantenimiento, se debe aislar y/o apagar el interruptor de suministro de energía eléctrica que atiende al equipo a intervenir, y asegurarse de que efectivamente este equipo ha sido liberado de energía eléctrica, utilizando los instrumentos y componentes de bloqueo adecuados.

Entre las principales actividades que se pueden desarrollar, se tiene a las siguientes; no siendo esta limitativa, sino referencial, las cuales se pueden complementar con algunas otras en función del momento, equipo y o periodo atendido, así como a las características de desempeño de cada uno de los equipos y las recomendaciones de fabricante:

Tabla N° 01: Principales actividades en el mantenimiento de equipos de aire acondicionado

ITEM	ACTIVIDAD
1	Lavado de unidad evaporadora y purificado de filtros de aire con producto químico antibacteriano
2	Lavado de serpentines con hidro lavadora presurizada con producto químico antiadherente al 10%
3	Aplicación de producto químico protector a las aletas de aluminio.
4	Chequeo de fuga de gas refrigerante, verificando las presiones de succión y descarga si se observa condiciones anormales
5	Desmontaje, Limpieza y chequeo de operación de componentes mecánicos, aspas, ventiladores, rodamientos, bocinas, etc.
6	Desmontaje, limpieza y chequeo de operación de motores eléctricos, midiendo las corrientes de arranque y marcha para verificar que sean sus valores normales.

7	Limpieza de los gabinetes metálicos, tanto exterior como interior, incluyendo el rasqueteo, lijado y pintado en aquellas zonas con indicios de corrosión.
8	Lubricación de elementos móviles no sellados, rodamientos, chumaceras.
9	Revisión y templado de fajas y poleas, donde se aplica.
10	Limpieza de bandeja de drenaje de condensado y sopleteo de tubería de descarga.
11	Verificación del funcionamiento y limpieza de componentes eléctricos, contactores, relay, capacitores, etc.
12	Verificación de funcionamiento de elementos de control y regulación, termostatos.
13	Pintado de los impelentes de los ventiladores si son metálicos.
14	Chequeo de balanceo de los impelentes.
15	Verificación y reparación del aislamiento térmico de los equipos.
16	Pintado de la carcasa de motores eléctricos y ventiladores.
17	Aplicación undercoating a la bandeja de condensado de evaporadoras y condensadora, cuando se requiera.
18	Megado del bobinado de motores eléctricos y transformadores.
19	Medición de capacitancia, donde aplique.
20	Chequeo de resistencias eléctricas donde las hubiera.
21	Chequeo de operación de dámpers.
22	Limpieza de difusores y rejillas en sistemas con ductos de distribución de aire.
23	Armado de los equipos.
24	Pruebas de funcionamiento, incluye medición de flujo de aire y temperatura de ingreso y salida de aire de unidades evaporadoras.
25	Otras actividades complementarias.
26	Registro de actividades