

DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE APROVECHAMIENTO DE ENERGÍAS
RENOVABLES PARA EL CONSUMO ENERGÉTICO DE UNA ZONA SOCIAL
SOSTENIBLE

DANIEL ALEJANDRO VALBUENA ARIAS

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTADER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICO-MECANICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2019

DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE APROVECHAMIENTO DE ENERGÍAS
RENOVABLES PARA EL CONSUMO ENERGÉTICO DE UNA ZONA SOCIAL
SOSTENIBLE

DANIEL ALEJANDRO VALBUENA ARIAS

TRABAJO DE GRADO PARA OPTAR POR EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

Director

PhD. JULIAN ERNESTO JARAMILLO IBARRA
Ingeniero Mecánico

Codirector

DANIELA JULIANA REY BENAVIDES
Ingeniera Mecánica

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTADER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICO-MECANICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA
BUCARAMANGA
2019

TABLA DE CONTENIDO

	Pág
INTRODUCCIÓN	18
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	20
1. OBJETIVOS.....	21
1.1 OBJETIVO GENERAL	21
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	21
2. ENERGÍA SOLAR.....	22
3. ENERGÍA SOLAR TÉRMICA.....	23
3.1 INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA.....	24
4. ENERGIA SOLAR FOTOVOLTAICA	26
4.1 INSTALACION SOLAR FOTOVOLTAICA	28
4.2 NORMATIVIDAD INSTALACIONES SOLARES FOTOVOLTAICAS	29
4.2.1 NTC 1736:2005 Energía solar. Definiciones y nomenclatura.	30
4.2.2 NTC 2775:2005 Energía solar fotovoltaica. Terminología y definiciones.	30
4.2.3 NTC 2050 Código eléctrico colombiano.....	30
5. CONFORT TÉRMICO.....	32
5.1 FACTORES QUE INTEVIENEN EN EL CONFORT TERMICO	32
5.1.1 Tasa metabólica.....	33
5.1.2 Vestimenta.....	33

5.1.3 Temperatura del aire.....	33
5.1.4 Temperatura radiante	33
5.1.5 Velocidad del aire	33
5.1.6 Humedad	33
5.2 CONDICIONES NECESARIAS PARA EL CONFORT TÉRMICO	34
6. CALIDAD DEL AIRE	35
6.1 CALIDAD DE AIRE EXTERIOR.....	35
6.2 SISTEMAS Y EQUIPOS	36
6.3 TASA MÍNIMA DE VENTILACIÓN.....	37
7. ZONA SOCIAL DEL EDIFICIO BAHREIN.....	38
7.1 DEMANDA DE ENERGIA DE LA ZONA SOCIAL.....	39
7.1.1 Zona de niños	39
7.1.2 Gimnasio.....	40
7.1.3 Salón común	42
7.1.4 Área de piscinas	43
8. DISPONIBILIDAD DE ENERGÍASOLAR	46
8.1 ANÁLISIS DE SOMBRAS	48
9. DISEÑO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO SOLAR DE AGUA	54
9.1 DESCRIPCION DEL SISTEMA ACTUAL DE LAS PISCINAS	54
9.1.1Componentes de la instalación hidráulica de la piscina.....	57
9.2 SELECCIÓN SISTEMA DE CAPTACIÓN.....	59
9.2.1 Colectores sin cubierta	61
9.2.2 Colectores de placa plana	61
9.2.3 Colectores de tubos evacuados.....	62

9.2.4 Selección del colector	63
9.2.5 Diseño del arreglo de colectores.....	65
9.3 TEMPERATURA DE LA PISCINA	67
9.3.1 Mecanismos de transferencia de calor de una piscina	68
9.4 EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DE LA PISCINA SIN COLECTORES	77
9.5 EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DE LA PISCINA CON 8 COLECTORES	79
9.6 DISEÑO SISTEMA HIDRÁULICO	84
9.6.1 Tubería, conexiones y accesorios.....	85
9.6.2 Sistema de bombeo	87
9.6.3 Sistema de control	90
9.7 ANÁLISIS FINANCIERO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO SOLAR.....	93
 10. DISEÑO DEL SISTEMA FOTOVOLTAICO.....	 99
10.1 SISTEMA DE CAPTACION E INVERSION DE ENERGIA	99
10.1.1 Arreglo de módulos fotovoltaicos	101
10.1.2 Conexión de los módulos fotovoltaicos.....	103
10.2 SISTEMA DE CONDUCCION.....	104
10.3 SELECCIÓN DE PROTECCIONES ELÉCTRICAS	106
10.4 SELECCIÓN ESTRUCTURA SOPORTE	106
10.5 CÁLCULO DE ENERGIA PRODUCIDA	107
10.6 ANÁLISIS FINANCIERO DEL SISTEMA FOTOVOLTAICO	109
 11. DISEÑO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN DEL SALÓN SOCIAL	 111
11.1 METODOLOGÍA DE DISEÑO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN	111
11.2 CARACTERIZACIÓN DEL RECINTO.....	112
11.3 CONDICIONES DE SIMULACIÓN TÉRMICA DEL SALÓN SOCIAL	113
11.4 SIMULACIÓN INICIAL DEL SALÓN SOCIAL	114

11.5 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN	120
11.5.1 Condición de confort	120
11.5.2 Tasa de ventilación	121
11.6 SIMULACIÓN DEL RECINTO MODIFICADO	124
11.7 DISEÑO SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE.....	128
11.8 ANÁLISIS FINANCIERO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN.....	135
 12. CONCLUSIONES	 137
 BIBLIOGRAFÍA.....	 141
 ANEXOS.....	 143

LISTA DE TABLAS

	Pág
Tabla 1. Especificaciones de consumo de equipos en la zona de niños	40
Tabla 2. Demanda de energía diaria para la zona de niños	40
Tabla 3. Especificaciones de consumo de equipos en el gimnasio	41
Tabla 4. Demanda de energía diaria para la zona del gimnasio	41
Tabla 5. Especificaciones de consumo de equipos en el salón social.	42
Tabla 6. Demanda de energía diaria del salón común.....	42
Tabla 7. Demanda de energía diaria en el área de piscinas.....	44
Tabla 8. Demanda de energía diaria de la zona social.....	44
Tabla 9. Horas sol e irradiación mensual diaria promedio para Bucaramanga según IDEAM	47
Tabla 10. Horas sol e irradiación diaria mensual promedio para Bucaramanga según estación UIS.....	48
Tabla 11. Energía solar mensual disponible	53
Tabla 12. Especificaciones técnicas de la bomba instalada	57
Tabla 13. Especificaciones técnicas del filtro de arena Pentair	59
Tabla 14. Parámetros de rendimiento promedio según el tipo de colector	60
Tabla 15. Características técnicas de tres colectores sin cubierta.	61
Tabla 16. Características técnicas de tres colectores de placa plana	62
Tabla 17. Características técnicas de tres colectores de tubos evacuados.....	62
Tabla 18. Especificaciones técnicas del colector C20TS10.....	64
Tabla 19. Constantes para diferentes correlaciones del coeficiente de evaporación	71
Tabla 20. Factores de actividad típicos para diferentes tipos de piscinas.	71
Tabla 21. Datos climáticos de entrada para la simulación en MATLAB.....	76
Tabla 22. Condiciones típicas de diseño en función del tipo de piscina	79
Tabla 23. Calores de ganancia y pérdidas mensuales de la piscina.	82

Tabla 24. Distribución de calor de ganancias y pérdidas mensuales de la piscina.....	83
Tabla 25. Pérdida de presión por accesorios.....	86
Tabla 26. Especificaciones técnicas de la bomba Matrix 10-3T6/2.2	90
Tabla 27. Costo de inversión del sistema de calentamiento solar.	93
Tabla 28. Valor presente neto anual del sistema de calentamiento solar	94
Tabla 29. Costo del sistema de calentamiento a gas.....	95
Tabla 30. Valor presente neto anual para el sistema de calentamiento a gas.....	98
Tabla 31. Especificaciones técnicas del microinversor Enphase IQ7+	100
Tabla 32. Especificaciones técnicas de las alternativas de módulos fotovoltaicos.....	100
Tabla 33. Porcentaje de caída de tensión para cada línea en función del calibre del conductor.	105
Tabla 34. Corriente máxima permitida por línea en función del calibre del conductor.....	105
Tabla 35. Costos de inversión de módulos fotovoltaicos	109
Tabla 36. Propiedades térmicas de los materiales que componen la pared.....	115
Tabla 37. Temperaturas y humedades del salón social con y sin ventilación. ...	125
Tabla 38. Costos de inversión de equipos del sistema de ventilación.	135
Tabla 39. Límites en la fluctuación de la temperatura para un periodo de tiempo dado.....	202

LISTA DE FIGURAS

	Pág
Figura 1. Componentes de una instalación solar térmica	25
Figura 2. Generación de energía a partir de sistemas fotovoltaicos en el periodo 1990-2016.....	27
Figura 3. Índices de calidad del aire para PM10	36
Figura 4. Zona social edificio Bahrein	38
Figura 5. Zona de niños	39
Figura 6. Área de piscinas	43
Figura 7. Consumo mensual de las zonas comunes del edificio Bahrein	45
Figura 8. Modelo 3D del edificio Bahrein en Sketch Up.....	49
Figura 9. Sombras presentes en la cubierta del edificio para el 7 de Julio a las 3 de la tarde.....	50
Figura 10. Superposición de sombras proyectadas en la cubierta en una base anual.....	51
Figura 11. Áreas útiles en la cubierta del edificio para la captación de energía solar	52
Figura 12. Metodología de diseño para el sistema de calentamiento solar.	54
Figura 13. Piscina de adultos del conjunto Bahrein.	55
Figura 14. Piscina para niños del conjunto Bahrein	55
Figura 15. Sistema hidráulico de las piscinas	56
Figura 16. Curva de operación de la bomba Pentair	57
Figura 17. Operación del filtrado de una piscina.....	58
Figura 18. Inclinação de colectores recomendada por Technosolis	65
Figura 19. Distribución de los colectores solares en la cubierta del edificio	65
Figura 20. Arreglo de colectores con dos ramales y cuatro colectores en paralelo	66

Figura 21. Mecanismos de transferencia de calor en una piscina	68
Figura 22. Temperatura mensual promedio ambiente y de la piscina sin colectores.	77
Figura 23. Distribución de temperatura de la piscina sin colectores	78
Figura 24. Temperatura mensual promedio de la piscina con y sin colectores....	80
Figura 25. Distribución de temperatura de la piscina con colectores	80
Figura 26. Gráfica comparativa de la frecuencia de temperatura de la piscina con y sin colectores	81
Figura 27. Conexión de los colectores.....	84
Figura 28. Punto de operación de la bomba OptiFlo 1.5 HP para un caudal de 40 gpm.....	87
Figura 29. Esquema del circuito hidráulico con bomba de refuerzo	88
Figura 30. Curva de operación de la bomba Matrix 10-3T6/2.2.....	89
Figura 31. Circulación del agua cuando el sistema de calentamiento está encendido.	91
Figura 32. Circulación del agua cuando el sistema de calentamiento está apagado.	92
Figura 33. Evolución del precio de 20 metro cúbicos de gas por estratos para Colombia.....	96
Figura 34. Balance del gas en Colombia en millones de pies cúbicos por día (MPCD).....	97
Figura 35. Distancia mínima que debe existir entre paneles fotovoltaicos.....	101
Figura 36. Distribución del campo de paneles FV	102
Figura 37. Esquema de conexión de los módulos fotovoltaicos	103
Figura 38. Estructura de módulos fotovoltaicos SolarMount RM5	106
Figura 39. Instalación de los módulos en la estructura RM5	107
Figura 40. Curva representativa de la degradación de la eficiencia del panel en su vida útil.....	108

Figura 41. Esquema del flujo de caja del sistema fotovoltaico.....	110
Figura 42. Geometría y dimensiones del salón social	112
Figura 43. Orientación del salón social	113
Figura 44. Modelo geométrico del edificio Bahrein	114
Figura 45. Materiales que componen la estructura de las paredes	115
Figura 46. Comportamiento térmico del salón social en función de la ocupación	116
Figura 47. Humedad relativa del recinto en función de la ocupación.....	117
Figura 48. Comportamiento térmico del salón social para el día jueves 7 de febrero	117
Figura 49. Comportamiento térmico del salón social para el día domingo 10 de febrero	118
Figura 50. Ganancia de calor sensible y latente total diario del salón social	119
Figura 51. Fuentes de calor sensible.....	119
Figura 52. Porcentaje de influencia de las fuentes de calor sensible.....	120
Figura 53. Carta psicrométrica del proceso de ventilación	121
Figura 54. Concentraciones diarias promedio de PM10 para dos estaciones de Bucaramanga	122
Figura 55. Módulo HVAC de DesignBuilder.....	124
Figura 56. Evolución de la temperatura del salón social con y sin ventilación...	125
Figura 57. Evolución de la humedad relativa interior del salón social con y sin ventilación.....	126
Figura 58. Distribución temporal de la temperatura del recinto sin ventilación. .	126
Figura 59. Distribución temporal de la temperatura del recinto con ventilación. .	127
Figura 60. Distribución de temperaturas del aire con y sin ventilación	127
Figura 61. Difusión del aire con ventilación lateral.....	128
Figura 62. Dimensiones del difusor lineal KoolAir DF-47.....	129
Figura 63. Especificaciones difusor lineal KoolAir DF-47 1219x267	129

Figura 64. Velocidad de la vena de aire para un alcance de 6.75 metros	130
Figura 65. Desviación vertical de la vena de aire para un alcance de 6.75 metros.....	131
Figura 66. Pérdida de carga y nivel de potencia sonora	132
Figura 67. Especificaciones técnicas de la rejilla de ventilación 20-45-H	132
Figura 68. Factor de corrección para rejillas con aspiración libre	133
Figura 69. Especificaciones técnicas del ventilador helicoidal HC-31-4M	134
Figura 70. Curva característica del ventilador helicoidal HC-31-4M-H	134

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. CÁLCULO DE LA ENERGÍA SOLAR INCIDENTE EN UNA SUPERFICIE	144
ANEXO B. CÓDIGO DE SIMULACIÓN TÉRMICA DE LA PISCINA EN MATLAB	155
ANEXO C. COMPORTAMIENTO TRANSITORIO PISCINA SIN COLECTORES	174
ANEXO D. COMPORTAMIENTO TRANSITORIO DE LA PISCINA CON OCHO COLECTORES	177
ANEXO E. MATERIALES RECOMENDADOS PARA TUBERÍA DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA CALIENTE SEGÚN NTC 1500.....	181
ANEXO F. PÉRDIDA DE PRESIÓN POR ACCESORIOS DEL SISTEMA HIDRÁULICO.....	182
ANEXO G. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ELEMENTOS DEL SISTEMA HIDRÁULICO.....	184
ANEXO H. COSTOS DE INVERSION DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE PISCINAS	186
ANEXO I. PROPIEDADES DE CONDUCTORES SEGÚN CALIBRE.....	189
ANEXO J. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ELEMENTOS DEL SISTEMA FOTOVOLTAICO.....	190
ANEXO K. COSTOS DE INVERSION DEL SISTEMA FOTOVOLTAICO.....	194
ANEXO L. TABLAS DE CONFORT TÉRMICO ASHRAE 55	197
ANEXO M. TABLAS DE VENTILACIÓN ASHRAE 62.1	203
ANEXO N. RESULTADOS SIMULACIÓN SALÓN SOCIAL EN DESIGNBUILDER SIN VENTILACIÓN	205
ANEXO O. RESULTADOS SIMULACIÓN SALÓN SOCIAL EN DESIGNBUILDER CON VENTILACIÓN	213
ANEXO P. COTIZACIÓN SISTEMA DE VENTILACIÓN	220

RESUMEN

TÍTULO:

DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE APROVECHAMIENTO DE ENERGIA SOLAR PARA EL CONSUMO ENERGÉTICO DE UNA ZONA SOCIAL SOSTENIBLE*

AUTOR:

Daniel Alejandro Valbuena Arias

PALABRAS CLAVE:

Energía solar, módulos fotovoltaicos, colectores solares, ventilación.

DESCRIPCIÓN:

El objetivo del proyecto es determinar la viabilidad económica de integrar los sistemas de generación de energía solar en un conjunto residencial. El trabajo fue desarrollado en conjunto con la constructora OTECO en el edificio Bahrein, ubicado en Bucaramanga.

Se calculó la cantidad de energía solar aprovechable en el edificio, a partir de los resultados se diseñó un sistema de calentamiento de agua para las piscinas con colectores solares, además un sistema de generación de energía fotovoltaica fue diseñado para abastecer parcialmente los consumos del edificio.

Se diseñó un sistema de ventilación del salón social tomando en consideración las normas ASHRAE 55 y 92.1.

En consecuencia, el proyecto trata de incentivar la integración de los sistemas de generación de energía renovables en el sector residencial.

*Trabajo de grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica.
Director: PHD. Julián Ernesto Jaramillo Ibarra, Ingeniero Mecánico

ABSTRACT

TITLE:

DESIGN OF THE SOLAR ENERGY HARNESSING SYSTEMS FOR THE ELECTRICAL CONSUMPTION FOR A SUSTAINABLE SOCIAL AREA.

AUTHOR:

Daniel Alejandro Valbuena Arias

KEYWORDS:

Solar energy, photovoltaic modules, solar collectors, ventilation

DESCRIPTION:

The purpose of the thesis is to determine the economic feasibility of developing solar energy generation systems in the residential sector. This project was developed with the help of the construction company OTECO in Bahrein, located in Bucaramanga.

The solar energy available in the building was calculated. With that information a solar water heating system was designed to warm two pools with solar collectors. A solar photovoltaic system was designed to provide a percentage of the energy demand of the building.

Additionally, a ventilation system was designed based on the ASHRAE standards 55 and 92.1.

The aim of the project is to encourage the renewables energy system generation in the residential area.

*Degree Thesis

** Physical Mechanical Engineer Faculty. Mechanical Engineering School. PHD. Julián Ernesto Jaramillo Ibarra, Mechanical Engineer.

INTRODUCCIÓN

La disponibilidad energética se ha convertido en un foco global, ya que la vida como la conocemos no sería posible sin el uso de energía. Alrededor del 80% de la energía producida globalmente se supe a partir de fuentes no renovables (1), aun sabiendo que estos recursos son limitados. Junto al exponencial crecimiento poblacional viene una creciente demanda energética que cada vez es más difícil de abastecer debido a la escasez de combustibles fósiles, incurriendo así en un aumento de precios a futuro y posteriormente, de continuar con esta tecnología, acabar con las reservas de hidrocarburos a nivel mundial.

Los problemas de contaminación ambiental que se generan al producir energía como el calentamiento global y la destrucción de la capa de ozono han dado pie al desarrollo de una nueva conciencia sostenible, amigable con el medio ambiente la cual ha incentivado la investigación, desarrollo y uso de fuentes de energías alternativas.

Con el paso de los años se ha impulsado un nuevo campo de trabajo emergente a nivel ingenieril cuyo principal objetivo es la creación y desarrollo de tecnologías que minimicen el impacto ambiental en la producción de energía, lo que incentiva a la búsqueda de nuevas tecnologías a partir de diversas fuentes de energía naturales e inagotables como la energía solar, eólica, biomasa, geotérmica y mareomotriz.

El presente proyecto tiene como finalidad incentivar el desarrollo de proyectos sostenibles a través del diseño de los sistemas de aprovechamiento de energía solar para satisfacer la demanda energética de la zona social del edificio Bahrein ubicado en Bucaramanga, para lo cual se requiere diseñar tres sistemas:

- Sistema de energización para la iluminación.
- Sistema de calentamiento de piscinas.

- Sistema de climatización del salón social.

La metodología planteada se segmenta en 12 capítulos:

En los capítulos 1 se plantea el problema y los objetivos propuestos.

En los capítulos 2,3,4 se presenta el marco teórico de la energía solar, energía solar térmica y fotovoltaica, respectivamente.

En los capítulos 5 y 6 se describen los métodos propuestos por la ASHRAE para determinar las condiciones de confort térmico y de calidad de aire interior aceptable respectivamente.

En el capítulo 7 se describen las áreas pertenecientes a la zona social y se calcula la demanda energética de cada una de estas.

En el capítulo 8 se determina la cantidad de energía solar aprovechable en el edificio Bahrein.

En los capítulos 9,10 y 11 se diseñan los sistemas de: calentamiento de la piscina, paneles fotovoltaicos y climatización del salón común, respectivamente.

En el capítulo 12 se presentan las conclusiones del proyecto.

El desarrollo de este trabajo está enmarcado en el proyecto de investigación de convocatoria interna aprobado por la vicerrectoría de investigación y extensión titulado *Estrategias de mitigación de la ganancia solar térmica por techo y envolvente*, el cual se está ejecutando en convenio con la empresa Oteco.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La producción de energía es una actividad necesaria que reduce la dependencia económica y promueve el desarrollo de un país, sin embargo, a pesar del conocimiento de los efectos contaminantes de la generación de energía a partir de combustibles fósiles, el petróleo, carbón y gas natural participan en más del 80% de los procesos de producción de energía, porcentaje que se ha mantenido constante durante los últimos 25 años (2).

La matriz energética de Colombia se concentra principalmente en dos fuentes, las centrales hidroeléctricas y la generación por gas natural, que para el año 2014 participaban con el 67.7% y 26.3% de la capacidad instalada, respectivamente (3). La disponibilidad de gas natural y el fenómeno del niño generan una vulnerabilidad alarmante para la canasta energética de Colombia haciendo la diversificación de las fuentes de generación de energía un foco principal.

Se prevé que para el periodo 2017- 2031 la demanda de energía eléctrica nacional tenga un incremento anual promedio de 2.99% (4), tomando en consideración que para el periodo 2015-2016 la participación de los hogares en el consumo energético fue del 42% en comparación al 27% y 20% del sector industrial y comercial respectivamente (5) la implementación de tecnologías que aprovechen las fuentes renovables en el sector residencial hace que tenga un efecto mucho más significativo y contundente en la disminución de la contaminación nacional.

“La construcción de edificios y su operación representaron 36% del consumo final de la energía global y cerca del 40% de las emisiones de dióxido de carbono (CO₂) relacionadas con la producción de energía en 2017” (6).

En el presente proyecto se plantea el diseño de tres sistemas: Sistema de calentamiento de piscinas, sistema de energización de la zona social y sistema de climatización del salón común los cuales se pretenden energizar a partir de la energía solar.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Contribuir a la misión de la Universidad Industrial de Santander mediante el desarrollo e implementación de tecnologías que estén en pro de la sociedad, promover la generación de energía a partir de fuentes alternativas y mitigación de contaminación ambiental mediante el diseño de sistemas de aprovechamiento energético para el desarrollo de una zona social sostenible.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Establecer la demanda energética de la zona social del edificio.
- Determinar la disponibilidad de la radiación solar en el edificio.
- Diseñar el sistema de calentamiento de dos piscinas con capacidades de 30 y 7,2[m³].
- Diseñar el sistema de climatización del salón social tomando como base las normas ASHRAE 55 y 62.1.
- Diseñar el sistema fotovoltaico de acuerdo a las áreas disponibles en el edificio para suplir las necesidades energéticas de la zona social, y si es posible zonas comunes.
- Evaluar la viabilidad económica de la implementación de los sistemas de aprovechamiento energético en el edificio.

2. ENERGÍA SOLAR

El calentamiento global, los gases de efecto invernadero y la creciente demanda de energía incentiva la investigación y desarrollo de nuevas tecnologías de generación energética, amigables con el medio ambiente.

La energía solar es la fuente de energía renovable más abundante y disponible del planeta tierra, en una hora, la tierra recibe suficiente energía para abastecer su demanda energética para casi un año (7).

Aunque la energía solar ha sido aprovechada desde la antigüedad, las limitaciones tecnológicas no habían permitido una integración real de estos sistemas. El desarrollo y producción de captadores y paneles solares más económicos y eficientes ha permitido la integración y viabilidad económica de diversos sistemas de aprovechamiento solar a nivel residencial e industrial.

El diseño y selección de los sistemas que usan como fuente primaria la energía solar requiere como primera medida la estimación de la energía incidente en una superficie, para dicha tarea, es necesario conocer la estructura, características geométricas y trayectoria del sol presentes en el anexo a.

3. ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

La energía solar térmica hace referencia a la radiación solar que es aprovechada mediante un captador para luego ser transformada en calor en un fluido, generalmente agua o aire. Las aplicaciones de la energía solar térmica van desde el ámbito residencial hasta el industrial.

Las aplicaciones residenciales son comúnmente de baja temperatura, el fluido calor portador no supera los 100 [°C], ejemplos de estas aplicaciones son:

- Producción de agua caliente de consumo
- Calentamiento de piscinas

Las aplicaciones industriales manejan fluidos con temperaturas superiores a los 100 [°C] por lo que se requieren de equipos especializados para alcanzar y mantener el calor requerido, ejemplos de estas aplicaciones son:

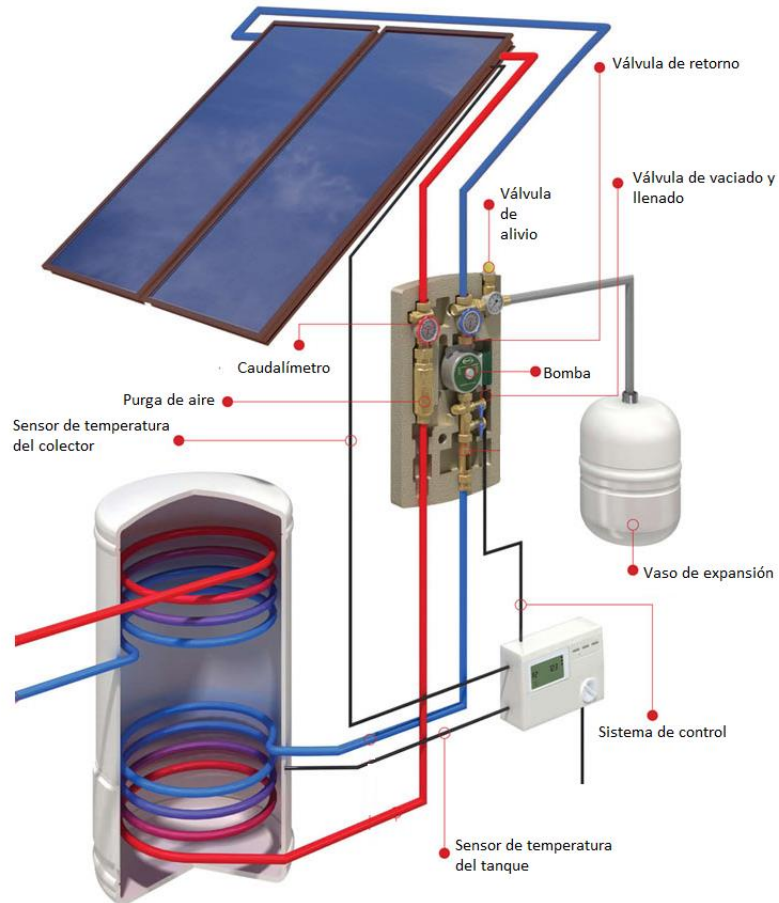
- Generación de vapor
- Alimentación máquinas de refrigeración por absorción

En la siguiente sección se describe una típica instalación solar térmica, de igual manera se describen los componentes y subsistemas necesarios para su funcionamiento.

3.1 INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA

En una instalación solar térmica confluyen diversos subsistemas que hacen posible la transformación de energía solar en calor útil. Los subsistemas que participan en el proceso son: subsistema de captación, subsistema hidráulico, subsistema de intercambio, subsistema de acumulación y subsistema de control. En la figura 1 se ilustra una instalación solar térmica típica con cada uno de los componentes de los subsistemas mencionados anteriormente.

Figura 1. Componentes de una instalación solar térmica



Fuente: <http://grantengineering.ie/wp-content/uploads/2014/10/Solar-System-large.jpg>

- Subsistema de captación: Cumple el papel fundamental de recolectar la energía solar para luego ser transformada en calor, en función de la temperatura en la que opere el fluido según la aplicación existen tres tipos de colectores: placa plana, tubos al vacío y colectores de concentración.
- Subsistema hidráulico: Su función consiste en transportar el fluido desde el subsistema de captación hasta el subsistema de acumulación, para cumplir

con dicha tarea se hacen necesarios los siguientes componentes: bombas de circulación, tuberías, elementos de: expansión, seguridad y purga de aire.

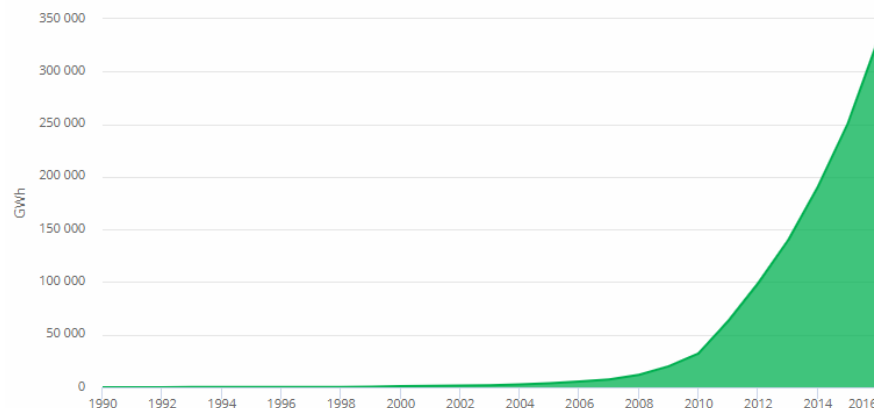
- Subsistema de intercambio: El subsistema de intercambio se encarga de transferir el calor del fluido hacia su uso final, generalmente, el subsistema de acumulación. El proceso de intercambio puede ser interno o externo.
- Subsistema de acumulación: La fluctuación de la disponibilidad de la energía solar requiere un elemento de almacenamiento para garantizar un suministro constante de energía. El subsistema de acumulación se encarga de almacenar el calor transferido desde los colectores garantizando una disponibilidad de consumo independiente de las condiciones de radiación disponibles.
- Subsistema de control: se encarga de regular los flujos de energía entre los distintos subsistemas para asegurar un rendimiento óptimo de la instalación a partir de dos controles: control de carga y control de descarga.

4. ENERGÍA SOLAR FOTOVOLTAICA

El consumo de electricidad es un indicador directo del nivel de desarrollo de una región. La creciente demanda de energía eléctrica obliga la búsqueda de nuevos recursos energéticos, en donde la energía solar brilla por su gran disponibilidad en todo el territorio colombiano. La energía fotovoltaica hace referencia a la energía solar aprovechada a partir de módulos fotovoltaicos y trasformada en energía eléctrica para su uso final.

La investigación, el avance y desarrollo de la tecnología fotovoltaica ha viabilizado la implementación de sistemas de generación, haciendo los precios de los equipos cada vez más competitivos con una huella ecológica mucho menor que las tecnologías de generación de electricidad actuales. Sus grandes beneficios se han visto reflejados en el crecimiento exponencial global de sistemas fotovoltaicos instalados (figura 2).

Figura 2. Generación de energía a partir de sistemas fotovoltaicos en el periodo 1990-2016



Fuente: <https://www.iea.org/statistics/?country=WORLD&year=2016&category=Renewables&indicator=SolarGen&mode=chart&dataTable=ELECTRICITYANDHEAT>

La variabilidad e incertidumbre en la disponibilidad solar en conjunto con los retos actuales de almacenamiento de energía comprometen la confiabilidad de los sistemas fotovoltaicos. Como respuesta a esta problemática, las instalaciones

fotovoltaicas más comunes están conectadas como sistema de respaldo, en donde el consumo eléctrico se provee tanto de la red eléctrica como de la instalación fotovoltaica.

Según el nivel de dependencia a la red, las instalaciones de energía solar fotovoltaica pueden clasificarse en: sistemas aislados, sistemas conectados a la red y sistemas híbridos.

4.1 INSTALACION SOLAR FOTOVOLTAICA

Las instalaciones solares fotovoltaicas constan de: sistema de captación, sistema de inversión, sistema de control, sistema de almacenamiento, sistema de protección.

- Sistema de captación: cumple la función de coleccionar la radiación solar incidente y transformarla en energía eléctrica mediante paneles solares, existen distintas tecnologías de celdas solares, distinguidas entre sí por sus valores de eficiencia, las más comerciales son las celdas de silicio monocristalino con eficiencias entre 14% y 18% y de silicio policristalino con eficiencias entre el 12% y 14%.
- Sistema de inversión: Se encarga de transformar la corriente DC en AC, modular la onda alterna de salida y regular el valor eficaz de la tensión de salida del inversor. En sistemas conectados a la red, la energía entregada por el inversor debe de cumplir ciertos estándares de calidad: el factor de potencia debe ser alto, la distorsión armónica baja, debe de operar en la misma frecuencia de la red (50 Hz o 60 Hz) y presentar baja interferencia magnética. La selección de un inversor debe tener en consideración principalmente la potencia a generar y la potencia del inversor, la relación de estos dos factores determina la eficiencia de este componente.

- Sistema de control: En aplicaciones que requieran el almacenamiento de energía, se hace necesario el uso de un regulador para controlar la carga y descarga de las baterías.
- Sistema de almacenamiento: El almacenamiento de energía en batería es necesario cuando se posee un requerimiento energético en la noche en sistemas aislados o inclusive cuando el arreglo FV no es capaz de proveer la energía requerida, es decir cuando la demanda de energía supera la energía entregada por el sistema fotovoltaico. Las baterías usadas en sistemas fotovoltaicos deben ser diseñadas para operar bajo repetidos ciclos de carga y descarga. Los principales tipos de baterías para aplicaciones de sistemas FV son: plomo-acido (Pb-a), Niquel-Cadmio (Ni-Cd) y Litio (Li), siendo las más usadas las baterías de Plomo-acido.
- Sistema de conducción y protecciones: Encargado de transportar la energía entre los distintos componentes del circuito, los conductores usualmente empleados en sistemas fotovoltaicos son de cobre o aluminio debido a su bajo costo.

4.2 NORMATIVIDAD INSTALACIONES SOLARES FOTOVOLTAICAS

Existen tres normas colombianas relacionadas con las instalaciones solares fotovoltaicas:

4.2.1 NTC 1736:2005 Energía solar. Definiciones y nomenclatura. Se definen conceptos, nomenclatura y convenciones necesarios para calcular la cantidad de energía solar en una superficie.

4.2.2 NTC 2775:2005 Energía solar fotovoltaica. Terminología y definiciones. Establece y describe los conceptos fundamentales que se emplean en las normas relativas a la energía solar fotovoltaica.

4.2.3 NTC 2050 Código eléctrico colombiano. Se describen definiciones, disposiciones y requisitos a seguir para el diseño y puesta en marcha de una instalación eléctrica.

La sección 690 de la NTC 2050 está dedicada a los sistemas solares fotovoltaicos donde se describen las generalidades, requisito de los circuitos, medios de desconexión, métodos de alambrado, puesta a tierra y rotulado de componentes distribuidas como se muestra:

- Generalidades: Secciones 690-1 a 609-5, se describe el alcance de la sección, definiciones de componentes y topologías de construcción.
- Requisitos de los circuitos: Secciones 690-7 a 690-9, la sección 690-7 describe la tensión máxima de una instalación solar, la sección 690-8 describe el procedimiento de dimensionado y corriente de los circuitos de conducción y la sección 609-9 describe la selección de elementos de protección contra sobrecorriente.
- Medios de desconexión, Secciones 690-13 a 690-18, se describen los métodos de desconexión de un conjunto y partes del conjunto a partir de interruptores y fusibles.
- Métodos de alambrado, secciones 690-31 a 690-34, se describen los tipos de cable permitidos, selección del calibre del cable, conectores permitidos entre componentes y la ubicación y acceso de la caja de distribución.
- Puesta a tierra: secciones 690-41 a 690-47, se describe el dimensionamiento e instalación de las puestas a tierra de los circuitos del sistema.

- Rotulado: secciones 690-51 a 690-52, se describen los parámetros y especificaciones que deben estar visibles en los componentes de la instalación.

5. CONFORT TÉRMICO

Se define confort térmico como el conjunto de condiciones ambientales necesarias con las que una persona se siente satisfecha con su alrededor. Para que el cuerpo humano funcione correctamente su temperatura interna debe ser de 36.8°C , sin embargo, existen numerosas condiciones que afectan el intercambio de calor entre el ser humano y el ambiente.

Una temperatura interna de 28°C puede producir arritmia cardíaca ocasionando la muerte, por otra parte, una temperatura interna superior a 43°C puede causar daño en el cerebro irreversiblemente (8), por esta razón el cuerpo humano posee un sistema de termorregulación cuya función es mantener una temperatura interna cercana a los 36.8°C . Es cuando el cuerpo se sobre esfuerza para regular la temperatura que se produce una sensación de inconformidad con el ambiente.

5.1 FACTORES QUE INTEVIENEN EN EL CONFORT TERMICO

La ASHRAE STANDARD 55 *Thermal environmental conditions for human occupancy* estudia los factores y condiciones necesarias para alcanzar el confort térmico. Según la ASHRAE existen 6 factores que deben tenerse en cuenta para determinar las condiciones ambientales que producen el confort térmico: Tasa metabólica, temperatura del aire, temperatura radiante, velocidad del aire y humedad del ambiente.

5.1.1 Tasa metabólica. Es la cantidad de energía química que un cuerpo transforma en energía mecánica y calor producto de las actividades metabólicas por unidad de tiempo. Se expresa en unidades met ($1 \text{ met} = 58.2 \text{ w/m}^2$) que corresponde a la cantidad de energía que produce por una persona en reposo por unidad de área. El anexo L presenta diversos índices de tasas metabólicas según el tipo de actividad.

5.1.2 Vestimenta. Hace referencia al tipo y cantidad de ropa que se usa. Determina la cantidad de área de piel que no está en contacto directo con el ambiente y el nivel de aislamiento. La vestimenta se expresa en unidades clo, el anexo L presenta diversos valores de aislamiento para conjuntos de prendas típicas.

5.1.3 Temperatura del aire. Corresponde a la temperatura de bulbo seco promedio de los alrededores donde se encuentra ubicada una persona dado un tiempo y espacio determinado.

5.1.4 Temperatura radiante. Corresponde a una temperatura hipotética uniforme de una superficie negra donde una persona intercambiaría el mismo calor que con la superficie actual con temperaturas no uniformes.

5.1.5 Velocidad del aire. Corresponde a la velocidad del aire promedio en el recinto, se deben tomar mediciones al nivel de altura de tobillos, rodillas y cabeza, la velocidad de aire de diseño será la mayor velocidad de aire promedio de las mediciones.

5.1.6 Humedad. Corresponde a la cantidad de agua presente en el aire, se expresa en kilogramo de agua por Kg aire.

5.2 CONDICIONES NECESARIAS PARA EL CONFORT TÉRMICO

Existen diversos métodos que determinan el confort térmico de un recinto en función de los seis factores anteriormente mencionados. A continuación, se presentan los métodos y las condiciones de aplicabilidad para cada método:

- Método gráfico de zona de confort: Establece gráficamente la temperatura del aire y humedad del recinto para que al menos el 80% de los ocupantes alcance el confort térmico. Aplicable para situaciones con un bajo nivel de actividad ($1.0 < met < 1.3$), con un índice de vestimenta entre 0.5 y 1.0 y para una velocidad del aire menor a 0.2 metros por segundo (8).
- Método SET (temperatura estándar efectiva): Es un modelo computacional que determina un rango de condiciones de confort para una persona en función de su vestimenta e índice de actividad metabólica para un rango de velocidades de aire. Aplicable para situaciones con un índice metabólico entre 1.0 y 2.0 y un índice de vestimenta menor a 1.5 (8).
- Método de confort adaptativo: Determina gráficamente los límites de temperatura aceptables al interior del recinto en función de la temperatura exterior. Es aplicable a recintos donde no existan sistemas de calentamiento o ventilación mecánica, donde el índice metabólico de los ocupantes se encuentre entre 1.0 y 1.3 con índices de vestimenta entre 0.5 y 1.0 (8). Viene acompañado de una lista que permite una corrección en la temperatura límite en función de la velocidad del viento.

La descripción detallada de los métodos que determinan las condiciones térmicas de confort para cada situación se presenta en el anexo L.

6. CALIDAD DEL AIRE

Además del confort térmico la calidad del aire es un factor que afecta directamente a los ocupantes, no solo para una sensación de satisfacción sino también para su salud.

La normatividad ASHRAE 62.1 (9) establece el proceso para determinar la cantidad mínima de ventilación de aire, así como también otras recomendaciones para asegurar la calidad de aire de un recinto.

La cantidad mínima de aire que requiere un recinto para garantizar una calidad de aire interior varía conforme al tipo de actividad, cantidad de personas, área del recinto, ubicación y posibles fuentes contaminantes. La tasa de aire mínima para un recinto se calcula siguiendo el siguiente procedimiento:

6.1 CALIDAD DE AIRE EXTERIOR

Los sistemas de ventilación renuevan constantemente el aire del recinto, por lo tanto, la calidad de aire interior está relacionada directamente con la calidad del aire exterior. A partir de la calidad del aire exterior se define la ubicación, la presencia o ausencia de filtros en la toma de aire.

Se requiere evaluar la calidad del aire regional, así como la local teniendo en cuenta la posible fuente de contaminantes aledaños al recinto. La calidad del aire es evaluada a partir del factor ICA (Índice de calidad del aire) (figura 3) que toma en consideración la cantidad de material particulado presente en el aire.

Figura 3. Índices de calidad del aire para PM10

Tabla 3 Definición de índices de calidad de aire para PM10 (Adaptado de AQI, A Guide to Air Quality and your health, US-EPA)

ICA	Color	Clasificación	PM10 diario ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	Efectos en salud
0-50	Verde	Bueno	0-54	La calidad del aire es satisfactoria y no implica riesgos a la salud.
51-100	Amarillo	Moderado	55-154	La calidad del aire es aceptable, sin embargo, la contaminación en este rango puede implicar un riesgo moderado para un número muy pequeño de individuos.
101-150	Naranja	Dañino a la salud para grupos sensibles	155-254	Grupos sensibles (adultos mayores, niños y personas con enfermedades cardíacas o pulmonares) pueden experimentar efectos en salud, pero el público en general no es afectado.
151-200	Rojo	Dañino a la salud	255-354	Todas las personas pueden empezar a experimentar efectos en salud.
201-300	Púrpura	Muy dañino a la salud	355-424	Todas las personas pueden experimentar serios problemas de salud.
301-500	Marrón	Peligroso	>425	Toda la población tiene más posibilidad de ser

Fuente: Calidad de aire- Área Metropolitana de Bucaramanga. 2017. Pág. 9. Disponible en: https://www.amb.gov.co/jdownloads/Documentos/sub_ambiental/informe_calidad_del_aire_marzo_2017.pdf

La evaluación de la cantidad de material particulado en el aire requiere de equipo y personal especializado, cada región posee un departamento encargado de monitorear la calidad del aire. Si la cantidad de material particulado entre $2.5\mu\text{m}$ y $10\mu\text{m}$ (PM10) supera al límite permitido por la región se hace necesaria la adecuación de un filtro en la toma de aire.

6.2 SISTEMAS Y EQUIPOS

Se definen consideraciones generales y recomendaciones para sistemas con ventilación natural y distribución de aire.

Para sistemas con ventilación natural se recomienda un área mínima de apertura del 8% del área de la zona.

Para sistemas de distribución de aire se brindan recomendaciones respecto a la ubicación de toma de aire, se toma en consideración la distancia mínima a la que

puede estar de una fuente contaminante, la cantidad de penetración de agua lluvia permitida y la posible instalación de filtros. Así mismo se define que la humedad relativa del lugar debe estar siempre por debajo del 65%.

6.3 TASA MÍNIMA DE VENTILACIÓN

La tasa de ventilación mínima de ventilación es el flujo de aire mínimo que se debe garantizar para una calidad de aire interior aceptable de una zona (V_{oz}), es calculada a partir de la relación entre la tasa de ventilación de respiración (V_{bz}) y la eficiencia de distribución del aire (E_z).

$$V_{oz} = \frac{V_{bz}}{E_z}$$

Para los sistemas de ventilación con múltiples zonas, la tasa de aire exterior es calculada como el producto entre el número de zonas y la tasa mínima de aire por zona.

La eficiencia de distribución del aire (E_z) toma en consideración la ubicación del aire de suministro, la presencia o ausencia de sistema de extracción y la ubicación del mismo, en función de estos parámetros es seleccionado el valor E_z (anexo K) La tasa de ventilación de respiración es calculada a partir del área, cantidad de personas y tipo de actividad que se desarrolla en el recinto.

$$V_{bz} = R_p P_z + R_A A_z$$

Donde

R_p cantidad de aire mínima requerida por persona (Tabla 6.1).

P_z cantidad de personas por zona.

R_A cantidad de aire mínima requerida por unidad de área (Tabla 6.1).

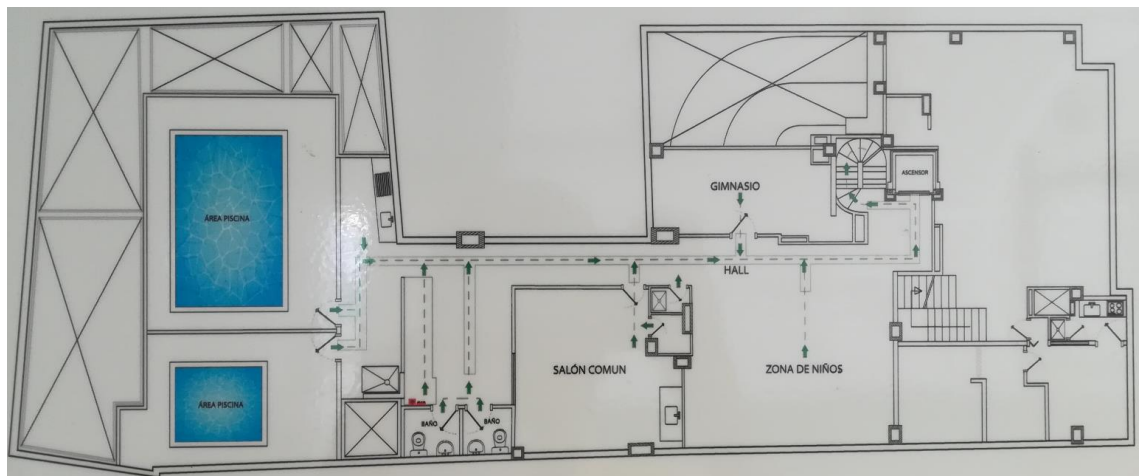
A_z área total de la zona.

La tabla 6.1 (anexo k) presenta la cantidad de aire mínima requerida por persona y por unidad de área dado el tipo de actividad que se desarrolla en el recinto.

7. ZONA SOCIAL DEL EDIFICIO BAHREIN

La zona social se encuentra ubicada en el segundo piso del edificio, donde se incluye la zona de niños, gimnasio, salón común, área de piscinas y áreas comunes (pasillos y baños) tal y como se muestra en la figura 4.

Figura 4. Zona social edificio Bahrein



La zona social está compuesta por diferentes tipos de áreas, para alcanzar el confort en cada una de estas zonas se procede a clasificarlas en función de las condiciones requeridas. Se diferenciaron 4 tipos de áreas en la zona social (zona de niños, salón social, gimnasio y área de piscinas).

Con el fin de estimar la energía consumida por la zona social se optó por realizar un cuadro de cargas cuya metodología se describe a continuación.

- Descripción de cada área
- Conteo de luces y equipos
- Estimación del perfil de consumo de los equipos
- Cálculo de energía diaria consumida

7.1 DEMANDA DE ENERGIA DE LA ZONA SOCIAL

7.1.1 Zona de niños. La zona de niños está compuesta por una serie de juegos de parque infantil como se muestra en la figura 5. La zona está iluminada por 5 plafones de pared distribuidos en toda el área.

Figura 5. Zona de niños



Teniendo en cuenta que el área está destinada para el uso de menores y construida a cielo abierto no se requiere iluminación a lo largo del día, se estableció un horario de iluminación de 6 de la tarde a 10 de la noche.

Las especificaciones de los plafones de pared al igual que la energía que estos consumen teniendo en cuenta el horario de uso establecido se muestra en la tabla 1.

Tabla 1. Especificaciones de consumo de equipos en la zona de niños

Plafón de pared	
Tipo	Luz LED
Diámetro	27 cm
Potencia	60 W
Flujo luminoso	1008 lumens

La zona de niños requiere de 1200 [wh] diaria para garantizar la iluminación durante las cuatro horas de uso. El cuadro de cargas para la zona de niños se muestra en la tabla 2.

Tabla 2. Demanda de energía diaria para la zona de niños

ZONA DE NIÑOS					
Equipo	Potencia		Potencia total	Horas uso [h]	Energía diaria [Wh]
	unitaria [w]	Cantidad			
Plafón	60	5	300	4	1200
ENERGIA DIARIA CONSUMIDA EN LA ZONA DE NIÑOS [Wh]					1200

7.1.2 Gimnasio. El gimnasio posee un área 23.67 metros cuadrados, donde se encuentran las máquinas de musculación. El área está iluminada por 2 bombillos LED en el techo y posee 3 tomas corriente para su uso a disposición.

El gimnasio siempre está disponible, según la administración, los picos de uso son entre las 5 am y 7 am y entre las 8 pm y 10 pm.

Teniendo en cuenta que en un gimnasio suelen haber equipos de sonido, ya sean brindados por la administración o bien traídos por los propios residentes, se elige un equipo de sonido hipotético con el fin de realizar un cuadro de cargas más

acertado. Las especificaciones de los bombillos LED y el equipo de sonido se muestran a en la tabla 3:

Tabla 3. Especificaciones de consumo de equipos en el gimnasio

Panel de techo LED	
Color	Luz blanca
Potencia	6 W
Flujo luminoso	450 lumens

Microcomponente SC-HC19	
Potencia Salida	20 W
Consumo en uso	14 W
Consumo espera	0,2 W

El cuadro de carga para el área del gimnasio según los equipos y el horario de uso se muestra en la tabla 4.

Tabla 4. Demanda de energía diaria para la zona del gimnasio

GIMNASIO					
Equipo	Potencia [w]	Cantidad	Potencia total	Horas uso [h]	Energía diaria [wh]
Panel bombillo LED	6	2	12	4	48
Microcomponente	14	1	14	4	56
ENERGIA DIARIA CONSUMIDA EN EL GIMNASIO					104

7.1.3 Salón común. El salón común posee un área de 45.56 metros cuadrados, destinado para reuniones o eventos de los residentes. El área ésta iluminada con 5 paneles de bombillos LED en el techo y posee 5 tomas de corriente eléctrica para su uso a disposición.

El salón común suele ser usado para reuniones o eventos, por tanto, se adicionó en el cuadro de cargas un minicomponente cuyas especificaciones se muestran a continuación (tabla 5).

Tabla 5. Especificaciones de consumo de equipos en el salón social.

Minicomponente SC-AKX18	
Potencia Salida	350 W
Consumo en uso	50 W
Consumo espera	1.5 W

El cuadro de cargas del salón común se muestra en la tabla 6.

Tabla 6. Demanda de energía diaria del salón común.

SALÓN COMÚN					
Equipo	Potencia [w]	Cantidad	Potencia total	Horas uso [h]	Energía diaria [wh]
Panel bombillos techo LED	6	5	30	4	120
Minicomponente SC-AKX18	50	1	50	3	150
ENERGIA DIARIA CONSUMIDA EN EL SALON COMUN					270

7.1.4 Área de piscinas. La zona de baño cuenta con dos piscinas, en conjunto poseen un área de 40,88 metros cuadrados, es iluminada por 9 bombillos LED en el piso y un plafón redondo de pared como se muestra en la figura 6.

Figura 6. Área de piscinas



La administración ha definido que las piscinas estarán disponibles al público de la siguiente manera:

- Martes y jueves de 2 a 5 de la tarde
- Miércoles y viernes de 10:30 de la mañana a 12:30 del medio día
- Sábados, domingos y festivos de 10 de la mañana a 5 de la tarde
- Los lunes no habrá servicio por rutinas de mantenimiento

Teniendo en cuenta que el horario de uso de la piscina varia de día a día se procede a elegir como día modelo los sábados, domingos y festivos, siendo estos cuando la piscina se encuentra más tiempo disponible. El cuadro de carga del área de piscinas se muestra en la tabla 7.

Tabla 7. Demanda de energía eléctrica diaria en el área de piscinas.

ÁREA DE PISCINAS					
Equipo	Potencia [w]	Cantidad	Potencia total	Horas uso [h]	Energía diaria [wh]
Bombillo LED	6,5	9	58,5	4	234
Plafón	60	1	60	4	240
ENERGÍA DIARIA CONSUMIDA EN EL AREA DE PISCINAS					474

Para la zona social, el consumo de energía eléctrica diaria es de 2048 Wh (tabla 8).

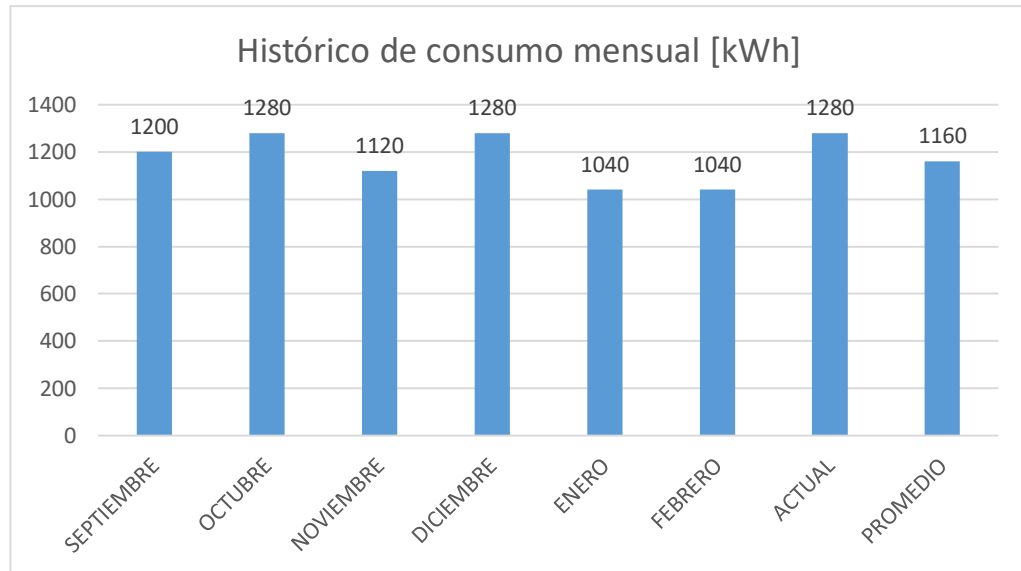
Tabla 8. Demanda de energía diaria de la zona social.

AREA	ENERGIA DIARIA [WH]
ZONA DE NIÑOS	1200
GIMNASIO	104
SALON COMÚN	270
ÁREA DE PISCINAS	474
CONSUMO DIARIO ZONA SOCIAL	2048

Según el cuadro de cargas, el consumo promedio diario de la zona social es de 2048 [wh], para un mes, será cercano a 61,450 [kwh]. Para el edificio Bahrein el precio del kilovatio hora es de \$482.88 pesos colombianos, representando la zona social un consumo mensual de \$29.673.

El recibo de electricidad correspondiente a la administración del edificio Bahrein muestra un consumo histórico mensual promedio de 1160 [kwh] (figura 7) correspondientes a una tarifa mensual de \$560.140, donde se incluye el uso de ascensores, bombas de agua, aires acondicionados y demás equipos para el funcionamiento del edificio en general.

Figura 7. Consumo mensual de las zonas comunes del edificio Bahrein



Los equipos tomados en cuenta de la zona social representan alrededor del 5% del consumo de energía total por parte de la administración del edificio. Aplicaciones como iluminación y equipos de sonido consumen considerablemente menos energía que las bombas de agua, ascensores y equipos de aire acondicionado.

8. DISPONIBILIDAD DE ENERGÍASOLAR

El IDEAM (Instituto de hidrología meteorología y estudios ambientales) en conjunto con el gobierno colombiano, Colciencias y el UPME (Unidad de planeación minero energética) han desarrollado el Atlas de Radiación Solar (10), ultravioleta y ozono de Colombia con el fin de proveer herramientas que incentiven el desarrollo de las energías renovables y demás alternativas sostenibles con el medio ambiente.

En éste se presenta información, mapas y gráficos de la distribución mensual y anual promedio de radiación global, ultravioleta, brillo solar y capa de ozono para el territorio colombiano.

El IDEAM posee numerosas estaciones meteorológicas distribuidas en el territorio colombiano, una de ellas ha almacenado datos del brillo solar (energía diaria mensual promedio) en Bucaramanga desde enero del año 1979 hasta el mes de Julio del año 2014. El brillo solar mensual promedio de Bucaramanga según el IDEAM se presenta en la tabla 9.

Tabla 9. Horas sol e irradiación mensual diaria promedio para Bucaramanga según IDEAM

MES	ESTACION IDEAM	
	[kWh/m ² dia]	[MJ/m ² dia]
ENERO	5,9	21,24
FEBRERO	4,3	15,48
MARZO	3,3	11,88
ABRIL	3,6	12,96
MAYO	3,8	13,68
JUNIO	3	10,8
JULIO	3,9	14,04
AGOSTO	3,8	13,68
SEPTIEMBRE	3,6	12,96
OCTUBRE	3,5	12,6
NOVIEMBRE	4,4	15,84
DICIEMBRE	5,3	19,08
PROMEDIO	4,03	14,52

Fuente: IDEAM. Atlas de radiación solar, ultravioleta y ozono de Colombia Pág. 144 [13]

Igualmente, la Universidad Industrial de Santander posee una estación meteorológica que toma y almacena datos cada 5 minutos de la radiación instantánea incidente en una superficie horizontal, a partir de estos datos se ha calculado la irradiación diaria y la irradiación mensual promedio. En la tabla 10 se presenta la energía mensual promedio incidente en la Universidad Industrial de Santander para el año 2017.

Tabla 10. Horas sol e irradiación diaria mensual promedio para Bucaramanga según estación UIS.

ESTACION UIS		
MES	[kWh/m ² dia]	[MJ/m ² dia]
ENERO	4,8	17,37
FEBRERO	5,4	19,42
MARZO	4,0	14,46
ABRIL	4,2	15,11
MAYO	4,3	15,5
JUNIO	4,3	15,34
JULIO	4,3	15,5
AGOSTO	4,5	16,06
SEPTIEMBRE	4,6	16,39
OCTUBRE	4,6	16,5
NOVIEMBRE	4,4	15,87
DICIEMBRE	4,5	16,04
PROMEDIO	4,48	16,13

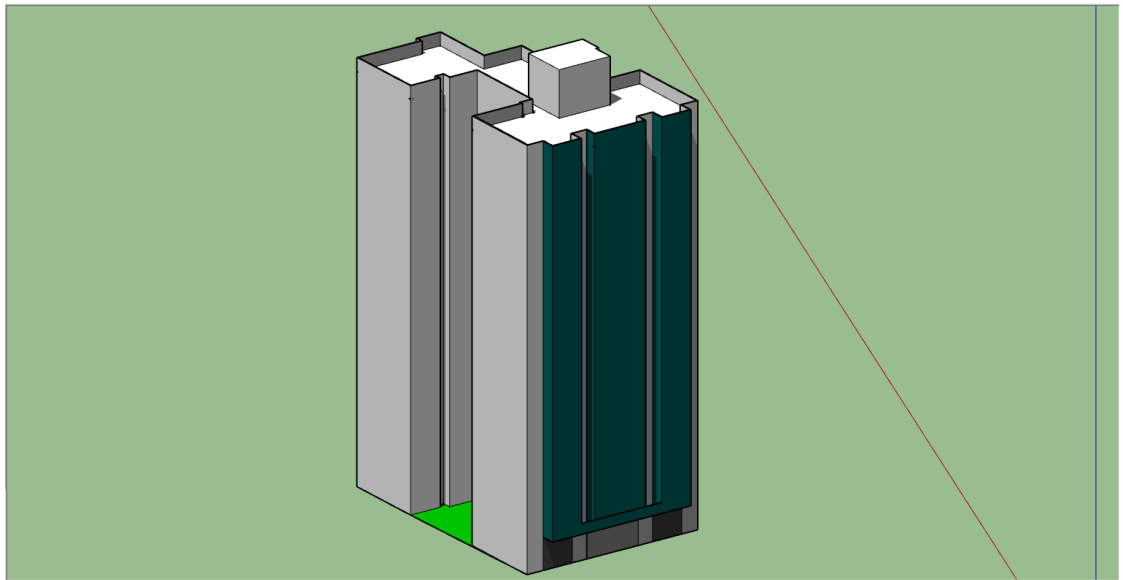
En el desarrollo del proyecto se usarán los datos de la estación UIS ya que son más actualizados, además, existe un registro cada 5 minutos de radiación, temperatura, precipitación que darán más exactitud al dimensionamiento de los sistemas.

8.1 ANÁLISIS DE SOMBRAS

Una vez definida la cantidad de energía incidente en Bucaramanga se procedió a realizar un análisis de sombras en el edificio Bahrein para determinar más precisamente el potencial solar energético aprovechable. El análisis de sombras

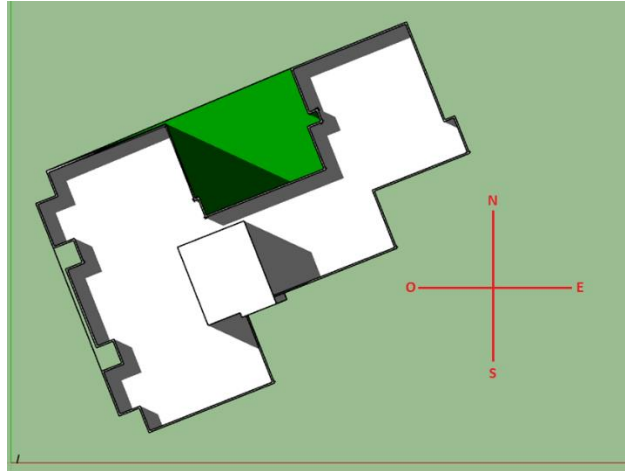
fue realizado a través del software Sketch Up donde se modeló el edificio con sus respectivas dimensiones. Al ser el edificio de una altura considerable no recibía sombra por edificaciones vecinas en la cubierta. En la figura 8 se presenta el modelo 3D del edificio.

Figura 8. Modelo 3D del edificio Bahrein en Sketch Up.



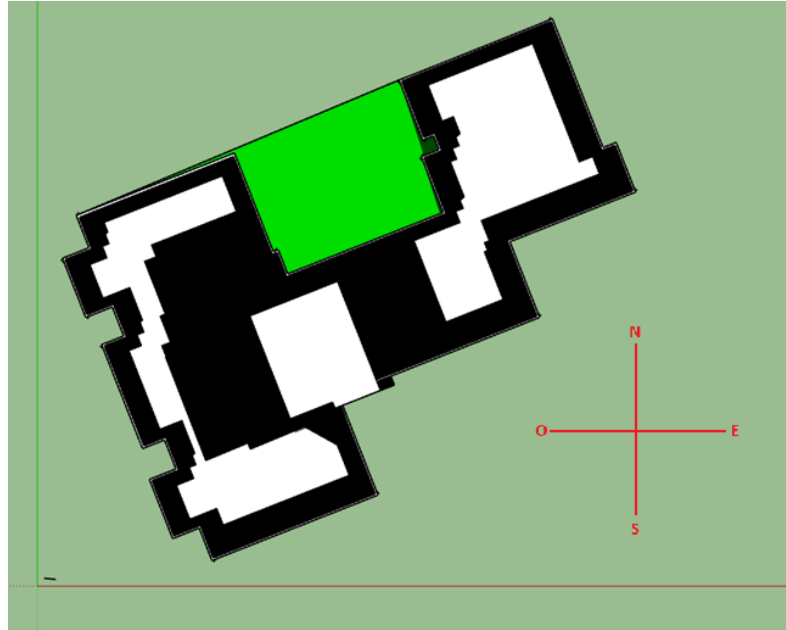
El análisis de sombras permite obtener una representación visual de las sombras incidentes en la cubierta del edificio dado un día y hora específicas en función de la ubicación y la trayectoria solar. En la figura 9 se observan las sombras generadas para el primero de Julio a las 3 de la tarde.

Figura 9. Sombras presentes en la cubierta del edificio para el 7 de Julio a las 3 de la tarde.



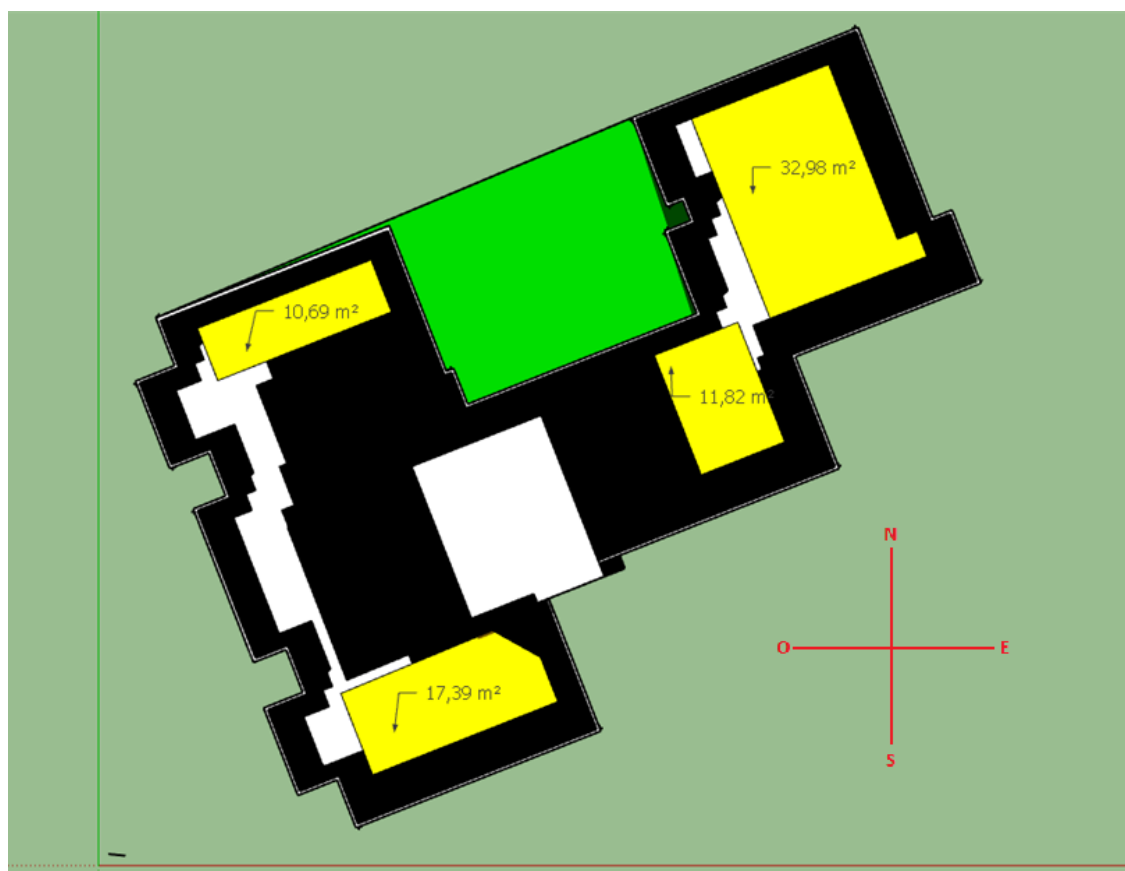
La trayectoria solar varia día a día, mes a mes, por lo que para cada día en particular el área de sombras proyectadas cambia. Tomando a consideración que los sistemas de aprovechamiento solar estarán instalados en la cubierta durante un tiempo considerable, se procedió a determinar las áreas que no presenten sombras a lo largo del año. En la figura 10 se presenta la superposición de sombras a lo largo del año en la cubierta del edificio, en donde las superficies en blanco corresponden al área que no presenta sombras.

Figura 10. Superposición de sombras proyectadas en la cubierta en una base anual.



La cubierta posee un área total de 282 m^2 de la cual 120 m^2 no se ven sombreados en ningún momento. Sin embargo, existen áreas no sombreadas muy angostas que no resultan útiles realmente para la instalación de sistemas solares. En la figura 11 se resaltan en amarillo las zonas realmente útiles para la captación de energía solar, reduciendo el área de aprovechamiento a 73 m^2 distribuidos en cuatro áreas.

Figura 11. Áreas útiles en la cubierta del edificio para la captación de energía solar



Una vez establecida la irradiación y área efectiva sin sombras es posible determinar la cantidad de energía incidente. En la tabla 11 se presenta la energía solar aprovechable en la cubierta del edificio.

Tabla 11 Energía solar mensual disponible

ENERGÍA MENSUAL APROVECHABLE			
MES	$\left[\frac{kWh}{m^2 dia}\right]$	$\left[\frac{kWh}{dia}\right]$	$\left[\frac{kWh}{mes}\right]$
ENERO	4.8	350.4	10862.4
FEBRERO	5.4	394.2	11037.6
MARZO	4	292	9052
ABRIL	4.2	306.6	9198
MAYO	4.3	313.9	9730.9
JUNIO	4.3	313.9	9417
JULIO	4.3	313.9	9730.9
AGOSTO	4.5	328.5	10183.5
SEPTIEMBRE	4.6	335.8	10074
OCTUBRE	4.6	335.8	10409.8
NOVIEMBRE	4.4	321.2	9636
DICIEMBRE	4.5	328.5	10183.5
ANUAL	53,9	3934.7	119515.6

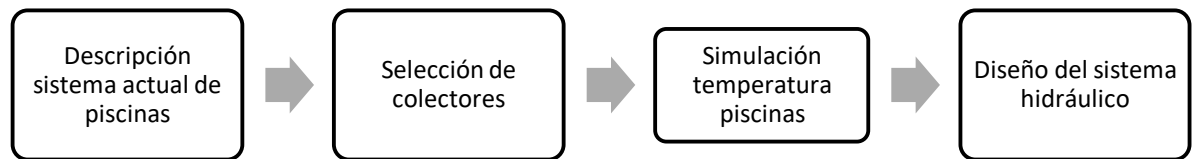
Para los 73 metros cuadrados de cubierta existe una disponibilidad solar energética de 119.515 kwh anual en la cubierta del edificio.

9. DISEÑO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO SOLAR DE AGUA

Se requiere diseñar un sistema de calentamiento de agua con energía solar para la piscina de adultos y niños con volúmenes de agua de 30.4 m^3 y 7.4 m^3 respectivamente, se dispone de un área de captación de 33 m^2 .

El proceso regular de diseño del sistema de calentamiento de agua con energía solar se fundamenta en determinar la energía necesaria para llegar a una temperatura deseada e igualar este requerimiento con la energía solar aprovechable a través de un área de captación. Sin embargo, en este caso en particular existe una limitación de área, la metodología de diseño a abordar será estimar la temperatura alcanzada a partir de la instalación de colectores en el área disponible (figura 12).

Figura 12. Metodología de diseño para el sistema de calentamiento solar.



9.1 DESCRIPCION DEL SISTEMA ACTUAL DE LAS PISCINAS

La zona social del edificio Bahrein cuenta actualmente con dos piscinas, la piscina 1 para adultos y la piscina 2 para niños, como se muestra en las figuras 13 y 14, con áreas superficiales de 30.4 m^2 y 10.5 m^2 y volúmenes de agua de 30.4 m^3 y 7.4 m^3 respectivamente. Las piscinas se encuentran actualmente descubiertas y sin sistema de calentamiento.

Figura 13. Piscina de adultos del conjunto Bahrein.



Figura 14. Piscina para niños del conjunto Bahrein



El edificio cuenta con un cuarto de bombeo, ubicado por debajo del nivel de las piscinas, donde se encuentran los equipos necesarios para la recirculación y el filtrado del agua (figura 15).

Figura 15. Sistema hidráulico de las piscinas



La recirculación inicia en la toma del agua desde el fondo de las piscinas, se redirigen hacia un tubería madre conectada al clorinador y a la bomba que se encarga de impulsar el fluido hacia el filtro y hasta los inyectores para que retorne a las piscinas.

Las rutinas de mantenimiento del agua se realizan diariamente por el personal designado por la administración, las cuales toman alrededor de 5 horas para recircular completamente el agua de las piscinas. Así mismo, mensualmente se hacen rutinas de inspección por la empresa Mantenimientos Técnicos Integrales LTDA para verificar el buen funcionamiento de los equipos.

9.1.1 Componentes de la instalación hidráulica de la piscina

9.1.1.1 Bomba: El sistema hidráulico cuenta con una bomba centrífuga autocebante, equipada con una trampa de cabellos con tapa visor transparente y canastilla removible. Las especificaciones técnicas de la bomba se listan en la tabla 12.

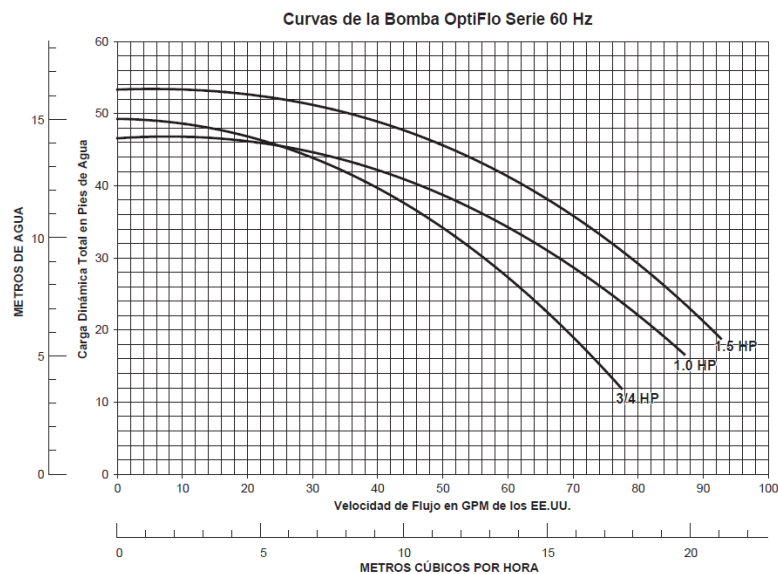
Tabla 12. Especificaciones técnicas de la bomba instalada

Especificaciones Bomba	
Fabricante	Pentair
Serie	PMP OPTL N1 1.5 HP VD
Potencia	1.5 HP
Tensión	115 V
RPM	3450 rpm
Frecuencia	60 Hz

Fuente: Pentair

La bomba no puede exceder una presión de operación de 25 psi y temperatura del fluido de 35 °C. La curva de operación de la bomba se muestra en la figura 16.

Figura 16. Curva de operación de la bomba Pentair



Fuente: Pentair

9.1.1.2 Filtro de arena: El filtro se encarga de eliminar las impurezas del agua haciéndole dar un aspecto cristalino, la operación de filtrado inicia cuando el agua entra por la parte superior del filtro, se dirige hacia el fondo del tanque en donde una cama de arena se encarga de atrapar la suciedad (figura 17), una vez limpia se circula hacia los inyectores a través de una tubería central.

Figura 17. Operación del filtrado de una piscina



Fuente: Pentair

Según el nivel de suciedad y horas de filtrado de la piscina, la arena va acumulando impurezas causando resistencia del fluido a pasar por el filtro, lo que produce un aumento en la presión interna del tanque y por tanto una disminución del caudal. La máxima presión de operación del filtro es de 50 psi como se muestra en la tabla 13. Una vez se alcanza esta presión es necesario realizar un retrolavado con el fin de eliminar la suciedad de la arena.

Tabla 13. Especificaciones técnicas del filtro de arena Pentair

Especificaciones filtro de arena	
Fabricante	Pentair
Serie	FLT SD 80 MPT VLV 1.5
Diámetro	66 cm
Área filtración	168 cm ²
Cantidad de arena	350 lb
Presión máxima	50 psi
Flujo recomendado	60 gpm
Temperatura máxima	35°C

9.1.1.3 Tubería y accesorios: El sistema hidráulico posee una tubería de PVC de 3", 8 válvulas de bola, codos, uniones y tees de PVC para distribuir el flujo de agua a lo largo de todo el circuito.

9.2 SELECCIÓN SISTEMA DE CAPTACIÓN

En la actualidad se encuentran tres tipos de colectores comercialmente disponibles en el mercado:

- Colector solar de placa plana
- Colector solar de tubos evacuados
- Colector solar de polipropileno

El tipo de colector a seleccionar será el que mejor se puntué bajo los siguientes criterios:

- Coeficiente de absorción: Denotado por nomenclatura como η_0 , corresponde al máximo porcentaje de calor que es capaz de absorber el

colector, también se conoce como la máxima eficiencia que se puede alcanzar.

- Factor de pérdidas: Denotado por nomenclatura como U , corresponde a la cantidad de calor perdida por unidad de área.
- Temperatura de operación: Corresponde al rango de temperaturas que puede alcanzar el fluido sin afectar negativamente el desempeño del colector.
- Costo: Con el fin de obtener la mejor relación costo-beneficio es necesario tener en cuenta el costo por metro cuadrado de área de colector, el costo varía considerablemente en función del tipo de colector.

La eficiencia máxima y el factor de pérdida son parámetros que se evalúan rigurosamente al determinar la curva característica de los colectores. Entidades como la SRCC (*Solar Rating & Certification Corporation*) cuenta con laboratorios especializados avalados en métodos de ensayo de colectores según las normas ISO 9806 y ASHRAE 93. Los parámetros de rendimiento promedio que presentan los tipos de colectores según la SRCC se muestran en la tabla 14.

Tabla 14. Parámetros de rendimiento promedio según el tipo de colector

Tipo de colector	Coefficiente de absorción	Factor pérdidas [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$]
Sin cubierta (SC)	0.807	-18,68
Placa plana pintura absorbente (PP)	0.701	-6,53
Tubos evacuados (TE)	0.554	-2,52

Fuente: ASHRAE handbook: heating, ventilating, and air-conditioning systems and equipment. 2012. Pág 579.

Para evaluar los criterios anteriormente mencionados se tomaron datos de 3 colectores de cada tipo, los colectores tomados como muestra fueron

seleccionados de la base de datos dos entidades: SRCC (*Solar Rating & Certification Corporation*) y FSEC (*Florida Solar Energy Center*).

9.2.1 Colectores sin cubierta. Los colectores sin cubierta (SC) se caracterizan por poseer el mayor coeficiente de absorción, son usados predominantemente para aplicaciones de baja temperatura, especialmente donde la diferencia de temperatura entre el fluido y el ambiente sea menor a 8 [°C]. Son el tipo de colector más económico donde el metro cuadrado cuesta alrededor de 182.000 pesos colombianos.

Las características principales de los colectores sin cubierta se representan en la tabla 15.

Tabla 15. Características técnicas de tres colectores sin cubierta.

Colectores sin cubierta (SC)						
Fabricante	Modelo	Área [m^2]	η_o	U [$W/m^2\text{°C}$]	Peso [Kg]	Capacidad [L]
Technosolis	C20TS10	3,672	0,824	16,73	11	13,9
Solar Hydronics	Plus SM 410	3,534	0,84	16,3	8	9,5
Heliocol	HC 38	3,459	0,828	13,26	9	11,7

Fuente: FSEC

Los colectores sin cubierta se caracterizan por ser livianos, de gran capacidad y poseer un factor de pérdidas elevado.

9.2.2 Colectores de placa plana. Los colectores de placa plana (PP) se caracterizan por mantener una eficiencia alta en un amplio rango de temperaturas de operación, son ideales para aplicaciones donde la diferencia entre el fluido y temperatura ambiente ronde entre los 8 y 35 [°C]. El metro cuadrado de los colectores de placa plana ronda los 585.000 pesos colombianos.

Tabla 16. Características técnicas de tres colectores de placa plana

Colectores de placa plana (PP)						
Fabricante	Modelo	Área [m ²]	η_o	U [W/m ² °C]	Peso [Kg]	Capacidad [L]
Chromagen	CR 120	2,79	0,693	4,39	41	5,6
Solene	SLSG 40	3,717	0,737	4,651	64	5
Sun Earth	EP 32	3,051	0,744	5,162	52	5,3

Fuente: FSEC.

Como se observa en la tabla 16, los colectores de placa plana se caracterizan por ser pesados, de poca capacidad y un coeficiente de pérdidas bajo.

9.2.3 Colectores de tubos evacuados. Los colectores de tubos evacuados se caracterizan por poseer el factor de pérdidas y el coeficiente de absorción más bajo, son ideales para aplicaciones de alta temperatura en donde la diferencia de temperatura entre el fluido y el ambiente supere los 35 [°C].

Tabla 17. Características técnicas de tres colectores de tubos evacuados.

Colectores de tubos evacuados (TE)						
Fabricante	Modelo	Área [m ²]	η_o	U [W/m ² °C]	Peso [Kg]	Capacidad [L]
Thermomax	DF400-30	3,229	0,589	1.188	78.4	1,5
Sunda	SEIDO1-16	2,9	0,526	1,959	100	1
Emperor	LH-3-2M	2,4	0,568	0,806	37	2

Fuente: FSEC, SRCC

Los colectores de tubos evacuados son los más pesados y de menor capacidad. El costo por metro cuadrado es de 707.650 pesos colombianos.

9.2.4 Selección del colector. Tomando a consideración la información recopilada de eficiencia, factor de pérdidas, temperatura de operación y costos se decidió seleccionar el colector sin cubierta.

El colector sin cubierta posee el mayor coeficiente de absorción además de ser el más económico, por otra parte, el calentamiento de agua de las piscinas no requiere de temperaturas elevadas, de manera que no se supera la diferencia de temperatura de 8 [°C] entre el ambiente y el fluido asegurando una alta eficiencia a lo largo de su operación. De los colectores sin cubierta disponibles en el mercado el más económico que cumple con los requerimientos anteriormente descritos es el modelo C20TS10 de la marca Technosolis. Las especificaciones del colector C20TS10 se presentan en la tabla 18

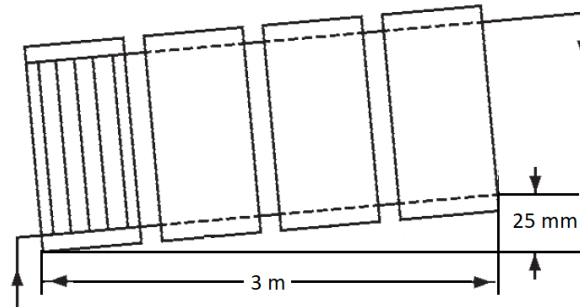
Tabla 18. Especificaciones técnicas del colector C20TS10

ESPECIFICACIONES C20TS10	
Dimensiones [m]	
Largo	3.06
Ancho	1.21
Área	3.70
Flujo [lpm]	
Máximo	37.86
Mínimo	9.47
Recomendado	18.55
Peso [kg]	
Seco	11.34
Lleno	25.13
Presion [atm]	
Pérdida por metro	0.0102
Máxima estática	5.44
Máxima operativa	2.38
Térmicas	
η_o	0.824
U [W/mk]	16.73

Fuente: FSEC

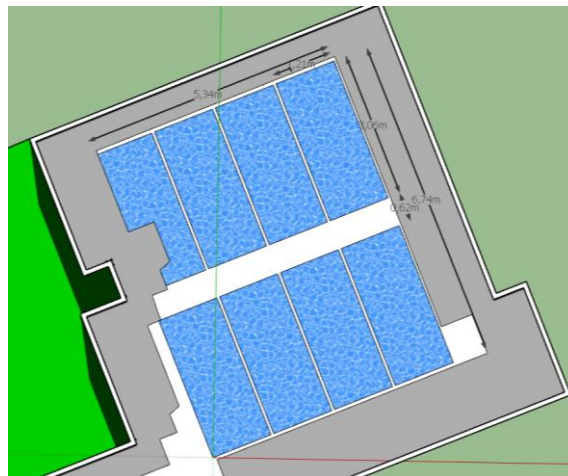
El fabricante recomienda un máximo de 11 colectores conectados en paralelo por ramal, a su vez, recomiendan una inclinación de 25mm por cada 3 metros (figura 18). La inclinación se recomienda con el fin de garantizar el flujo por todos los colectores, así mismo facilita el vaciado del agua cuando no esté en funcionamiento.

Figura 18. Inclínación de colectores recomendada por Technosolis



9.2.5 Diseño del arreglo de colectores. El cálculo del número de colectores se realiza tomando en cuenta el área disponible de captación (33 m^2) y el área que ocupa el colector seleccionado (3.7 m^2), a partir de esta información se determina que se requieren 8 colectores C20TS10 distribuidos en la cubierta como se ilustra en la figura 19.

Figura 19. Distribución de los colectores solares en la cubierta del edificio



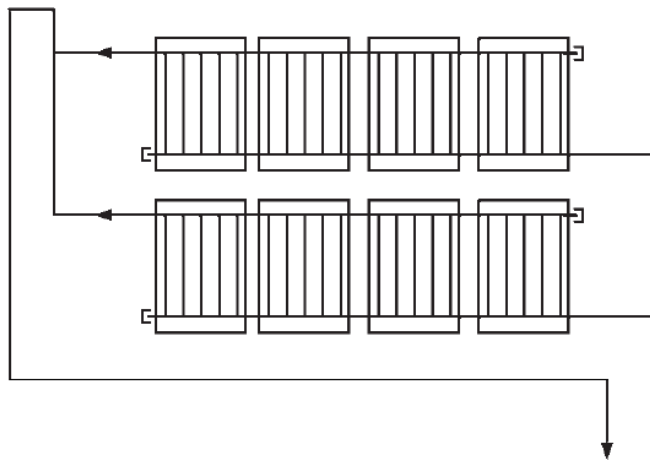
Fuente: Autor

A partir de la distribución de colectores presentada se observa que en sólo uno de ellos (esquina superior izquierda) se ven sombras proyectadas a lo largo del año.

Teniendo en cuenta que con un colector no es suficiente para satisfacer la demanda energética se requiere determinar la conexión de los colectores entre sí. El arreglo de colectores debe asegurar un flujo balanceado y la menor pérdida de presión posible, usualmente requiere una agrupación de los colectores en ramales que pueden estar conectados en serie o paralelo. Las conexiones en paralelo son las más comunes ya que aseguran un flujo balanceado y por lo tanto minimizan las pérdidas de presión.

Los fabricantes recomiendan no más de 10 colectores C20TS10 conectados en paralelo, el área disponible limita la cantidad de colectores a 8, que por limitaciones de área deben ir distribuidos en dos ramales conectados en paralelo (figura 20), garantizando de esta manera un flujo balanceado y la menor pérdida de presión posible además de facilitar el vaciado del agua cuando el sistema no esté en funcionamiento.

Figura 20. Arreglo de colectores con dos ramales y cuatro colectores en paralelo



Technosolis recomienda una inclinación de 25 milímetros cada 3 metros, teniendo en cuenta que son 4 colectores en paralelo se requiere un desfase vertical de 4 centímetros por ramal.

9.3 TEMPERATURA DE LA PISCINA

Una vez establecida la cantidad de colectores, la cantidad de energía incidente y las condiciones meteorológicas en la ubicación, es necesario estimar la temperatura alcanzada por el sistema.

La temperatura del agua de las piscinas varía constantemente en función del flujo de calores, por tanto, es necesario plantear un balance energético donde intervienen los mecanismos de transferencia de pérdidas y ganancia de calor. La piscina será modelada como un solo nodo, es decir, se considerará que todo el volumen de agua de las piscinas está a una temperatura promedio dada por el balance de calor presentado en la ecuación (1):

$$T_{piscina}^{+} = T_{piscina} + \frac{dT}{M C_p} (\sum Q_{ganancias} - \sum Q_{pérdidas}) \quad (1)$$

En donde:

M : cantidad de agua de la piscina [Kg].

C_p : calor específico del agua [KJ/ Kg K].

dT : intervalo de tiempo entre medidas [s].

$T_{piscina}$: temperatura instantánea de la piscina.

$T_{piscina}^{+}$: temperatura de la piscina transcurrido un tiempo dT .

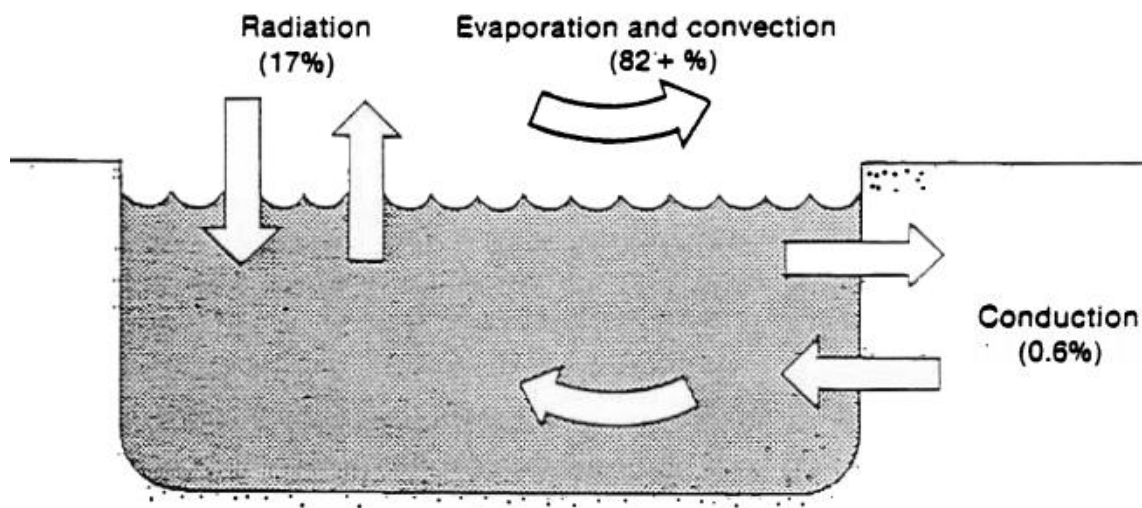
$Q_{ganancias}$: flujo de energía que gana el agua.

$Q_{pérdidas}$: flujo de energía que pierde el agua.

Tanto la masa de agua, el calor específico y el delta de tiempo son constantes, el cálculo de los flujos de energía de ganancia y pérdidas se presentan a continuación. Las ecuaciones empleadas para calcular las pérdidas y ganancias de calor de la piscina son tomadas de los libros de ingeniería solar de Duffie y Beckcham (11) y Soteris (12).

9.3.1 Mecanismos de transferencia de calor de una piscina. Las pérdidas de calor se calculan como la sumatoria de los efectos de radiación, evaporación, conducción y convección, los mecanismos de transferencia de calor entre la piscina y el ambiente se muestran en la figura 21.

Figura 21. Mecanismos de transferencia de calor en una piscina



Fuente: Solar Water Pool Heating Manual. Pág 25

Los mecanismos de intercambio de calor más significativos se dan por evaporación, radiación y convección, sin embargo, las piscinas pierden calor por flujos de agua con una temperatura inferior a la de la piscina, es el caso de las pérdidas por reposición debido a la evaporación de agua y las pérdidas por agua lluvia. Tomando a consideración que las pérdidas por conducción de las paredes son mínimas en comparación a la energía perdida se despreciarán sus efectos, de manera que cantidad de energía perdida se calcula a partir de la ecuación (2).

$$Q_{p\acute{e}rdidas} = Q_{per_{rad}} + Q_{per_{eva}} + Q_{per_{conv}} + Q_{per_{rep}} + Q_{per_{lluvia}} \quad (2)$$

Donde Q_{per_rad} , Q_{per_eva} y Q_{per_conv} corresponde a las pérdidas de energía por radiación, evaporación y convección hacia el ambiente respectivamente, Q_{per_rep} representa la energía perdida por la reposición del agua debido a la evaporación y Q_{per_lluvia} corresponde a la pérdida de calor por el flujo de agua lluvia en la piscina.

9.3.1.1 Pérdida de calor por radiación Q_{per_rad} : Las pérdidas de calor por radiación se dan por el intercambio de energía entre la superficie del agua y la temperatura del cielo. La información de la temperatura del cielo puede ser difícil de encontrar, razón por la cual se han desarrollado correlaciones que estiman la temperatura en función de la emisividad del cielo, la temperatura de punto de rocío y el índice de claridad como se muestra en las ecuaciones (3) y (4).

$$\varepsilon_s = 0.711 + 0.56 \left(\frac{T_{dp}}{100} + 0.73 \left(\frac{T_{dp}}{100} \right)^2 \right) \quad (3)$$

$$T_{cs_k} = T_{amb_k} \sqrt{\varepsilon_s} \quad (4)$$

Donde

T_{cs_k} : Temperatura promedio del cielo despejado [K]

T_{amb_k} : Temperatura ambiente [K]

T_{dp} : Temperatura de punto de rocío [°C]

ε_s : Emisividad del cielo

La ecuación (4) estima la temperatura promedio del cielo despejado T_{cs_k} , sin embargo, la temperatura real del cielo varía en función de la nubosidad, Duffie y Beckham desarrollaron una ecuación (5) que permite estimar la temperatura del cielo aun en condiciones de nubosidad a partir del índice de claridad.

$$T_{cielo_k} = (1 - K_T) T_{cs_k} + K_T T_{amb_k} \quad (5)$$

Donde

T_{cielo_k} : temperatura promedio del cielo [K]

K_T : índice de claridad promedio

Las pérdidas de calor por radiación se calculan a partir de la ecuación (6).

$$Q_{per_rad} = A_{pisc} \varepsilon_{agua} \sigma (T_{pisc_k}^4 - T_{cielo_k}^4) \quad (6)$$

Donde:

Q_{per_rad} : pérdida de calor por radiación [J]

A_{pisc} : área de la piscina [m²]

ε_{agua} : emisividad del agua = 0.95

σ : constante de Stephan-Boltzman

T_{pisc_k} : Temperatura promedio del agua de la piscina [K]

T_{cielo_k} : Temperatura promedio del cielo [K]

9.3.1.2 Pérdida de calor por evaporación Q_{per_eva} : La evaporación del agua de la piscina puede representar hasta un 70% de las pérdidas totales de energía dependiendo de las condiciones atmosféricas a las que se encuentre, por lo que es de un interés especial reducir la evaporación al mínimo.

Las pérdidas de calor por evaporación son función de la velocidad del viento, temperatura del aire, humedad relativa y temperatura del agua. La pérdida de calor por evaporación se calcula a partir de la ecuación (7):

$$Q_{per_eva} = h_{eva} (P_{pisc} - P_{va}) A_{pisc} \quad (7)$$

Donde

Q_{per_eva} Pérdida de calor por evaporación [J]

h_{eva} Coeficiente de transferencia de calor por evaporación []

P_{pisc} Presión de saturación del agua de la piscina [Pa]

P_{va} Presión de vapor del aire [Pa]

El coeficiente de transferencia de calor por evaporación se calcula a partir de la forma general (ecuación 8) en función de la velocidad del viento v_w .

$$h_{eva} = a + b v_w^n \quad (8)$$

La influencia de la evaporación en las pérdidas de calor ha sido de especial interés, por lo que se han desarrollado numerosas correlaciones para determinar los parámetros a , b y n de la ecuación (8) presentados en la tabla 19.

Tabla 19. Constantes para diferentes correlaciones del coeficiente de evaporación

Correlación	a ($W m^{-2} Pa^{-1}$)	b ($W s m^{-3} Pa^{-1}$)	n
Smith et al	0.0638	0.0669	1
ASHRAE	0.0890	0.0782	1
Ritcher	0.0423	0.0565	0.5
ISO TC 180	0.0506	0.0669	1
Rohwer	0.0850	0.0508	1
McMillan	0.0360	0.0250	1

Fuente: Analysis of an open air swimming pool solar heating system by using an experimentally validated TRNSYS model. [En línea] Disponible en:

<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X09002564>

El tipo de actividad y la cantidad de bañistas en una piscina afecta el fenómeno de evaporación del agua, la ecuación de la ASHRAE se ajusta al uso de la piscina al corregir el coeficiente de evaporación h_{eva} multiplicándolo con el factor de corrección de actividad F_a de la tabla 20.

Tabla 20. Factores de actividad típicos para diferentes tipos de piscinas.

Tipo de piscina	Factor de actividad (F_a)
Piscina sin ocupar	0.5
Piscina residencial	0.5
Piscina en condominio	0.65
Piscina de terapia	0.65
Piscina de hotel	0.8
Piscina pública	1.0
Piscina de spa	1.0
Piscina de olas	1.5

Fuente: ASHRAE 2011 HVAC Cap 5 pg 55.

El coeficiente de pérdidas por evaporación se calculará usando la correlación ASHRAE con un factor de actividad de 0.5, suponiendo una piscina residencial. La presión de saturación del agua a una temperatura dada se calcula a partir de la regresión polinómica de tercer grado desarrolla empíricamente que se presenta en la ecuación (9).

$$P_{pisc} = 347.865 + 90.0904 * T_{pisc} - 1.17594 * T_{pisc}^2 + 0.08312 * T_{pisc}^3 \quad (9)$$

Tanto la presión de saturación del agua de la piscina como el ambiente se calcula reemplazando la temperatura de la piscina y la temperatura ambiente en la ecuación (9) respectivamente.

La presión de vapor del aire es calculada a partir del producto entre la presión de saturación a la temperatura ambiente ($P_{sat_{amb}}$) y la humedad relativa (ϕ) como se muestra en la ecuación (10).

$$Pv_a = P_{sat_{amb}} * \phi \quad (10)$$

En una piscina al aire libre la temperatura del aire, humedad, velocidad del viento y actividad de la piscina determinan la cantidad de energía perdida por evaporación, en la práctica no es posible controlar la temperatura del aire, humedad relativa o tipo de actividad, por tanto, se opta por controlar la velocidad del viento en contacto con la superficie mediante el uso de cubiertas transparentes en las horas que la piscina no esté en uso.

9.3.1.3 Pérdida de calor por convección $Q_{per_{conv}}$: El flujo de calor por convección se produce al existir una diferencia de temperatura entre el agua y el ambiente, este flujo puede ser de ganancia o de pérdida.

La velocidad del viento en contacto con la superficie de la piscina tiene una influencia predominante en las pérdidas de calor por convección, cuando el agua está más caliente que el ambiente, la capa de aire en contacto con la superficie de la piscina se calienta, capa de aire que es reemplazada por aire más frío mientras el aire este en movimiento, haciendo que se pierda calor constantemente. La pérdida de calor por convección se calcula a partir de la ecuación (11).

$$Q_{per_conv} = h_{conv} (T_{pisc} - T_{amb}) A_{pisc} \quad (11)$$

Donde el coeficiente de convección h_{conv} en función de la velocidad del viento es calculado a partir de la ecuación (12):

$$h_{conv} = (3.1 + 4.1 v_w) \quad (12)$$

Q_{per_conv} : Pérdida de calor por convección [J]

v_w : Velocidad del viento [m/s]

T_{pisc} : Temperatura promedio de la piscina [°C]

T_{amb} : Temperatura del aire [°C]

9.3.1.4 Pérdida de calor por reposición de agua Q_{per_rep} : Mantener la cantidad de agua de una piscina requiere un flujo de reposición a causa de la evaporación del agua, la diferencia de temperatura entre el agua de reposición y el agua de la piscina produce una pérdida de calor que es conveniente tener en cuenta.

$$Q_{per_rep} = m_{evap} C_p A_{pisc} (T_{pisc} - T_{agua_rep}) * 10^{-3} \quad (13)$$

Donde

Q_{per_conv} : Pérdida de calor por convección [J]

m_{evap} : Cantidad de agua a reponer por mes [kg]

C_p : Calor específico del agua [J/g K]

T_{agua_rep} : Temperatura de agua de reposición [°C]

La cantidad de agua evaporada se calcula a partir del calor de pérdidas de convección y la entalpía de vaporización del agua como se muestra en la ecuación (14).

$$m_{evap} = \frac{Q_{per_conv} * 10^{-3}}{h_{fg}} \quad (14)$$

Donde h_{fg} corresponde a la entalpía de vaporización del agua de la piscina en [kJ/kg K] que se calcula como se muestra en la ecuación (15):

$$h_{fg} = 2.50184736 * 10^{-3} - 2.42882965 * T_{pisc} + 7.15080248 * 10^{-4} * T_{pisc} \quad (15)$$

9.3.1.5 Pérdida de calor por lluvia $Q_{per\text{lluvia}}$: Cuando llueve, las partículas de agua dispersas en el aire se condensan cuando la temperatura del cielo es igual o menor a la temperatura de punto de rocío, este flujo de agua al tener una temperatura menor que la piscina produce una pérdida de calor que, aunque es esporádica resulta conveniente calcular sus efectos.

La pérdida de calor por la lluvia se calcula de forma semejante a la pérdida por reposición, como un flujo de agua de entrada con una temperatura inferior como se muestra en la ecuación (16).

$$Q_{per\text{lluvia}} = m_{\text{lluvia}} C_p A_{pisc} (T_{pisc} - T_{dp}) * 10^{-3} \quad (16)$$

Donde

$Q_{per\text{lluvia}}$ Pérdida de calor por agua lluvia [J]

m_{lluvia} Cantidad de agua lluvia [kg/m²]

C_p Calor específico del agua [J/g K]

T_{dp} Temperatura de punto de rocío [°C]

La cantidad de agua lluvia por unidad de área se calcula a partir de la precipitación (mm agua/m²) y la densidad de agua, ecuación (17).

$$m_{\text{lluvia}} = mm_{\text{lluvia}} \rho_{\text{agua}} * 10^{-3} \quad (17)$$

La información de precipitación y temperatura de punto de rocío son tomados a partir de la estación meteorológica de la Universidad industrial de Santander en intervalos de 15 minutos.

9.3.1.6 Ganancia de calor solar Q_{solar} : La ganancia de calor por energía solar es producto del flujo de energía de la radiación solar incidente en la superficie de agua de la piscina, calculado como se presenta en la ecuación (18).

$$Q_{solar} = \alpha H_{\beta=0} A_{pisc} \quad (18)$$

Donde

Q_{solar} ganancia de calor solar por la superficie de la piscina [J]

α Absortividad de la superficie de agua (0.85)

$H_{\beta=0}$ irradiación total incidente en una superficie horizontal (anexo A) [J/m²]

9.3.1.7 Ganancia de calor por campo de colectores Q_{col} : El flujo de energía incidente a través del campo de colectores se calcula como la ganancia solar efectiva en la superficie del campo de colectores. La ganancia solar efectiva se calcula considerando la eficiencia del colector y la irradiación incidente.

$$Q_{col} = \eta_{col} H_{\beta=0} A_{col} N_{col} \quad (19)$$

Donde

Q_{col} ganancia de calor solar por el campo de colectores [J].

η_{col} eficiencia del colector.

A_{col} área que ocupa un colector.

N_{col} número de colectores en el sistema.

La eficiencia del colector se calcula a partir de la ecuación característica del colector brindada por el fabricante Technosolis.

$$\eta_{col} = 0.822 - 16.24 * \frac{(T_{pisc} - T_{amb})}{H} - 10.76 * \frac{(T_{pisc} - T_{amb})^2}{H} \quad (20)$$

El modelo presentado fue calculado en el software Matlab teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

- Se modela el comportamiento de las dos piscinas con el volumen y área equivalentes en una piscina.
- El volumen del agua se encuentra a la misma temperatura.
- Tanto el calor específico como la densidad son constantes.
- La velocidad del viento es constante con valor de 1 m/s.
- Las condiciones meteorológicas como temperatura, humedad y radiación se consideran constantes durante intervalos de 15 minutos ($dT = 15 \text{ min}$).
- Se supone que la temperatura inicial de la piscina es 21°C.

Los datos de entrada como la temperatura ambiente, radiación horizontal, temperatura de punto de rocío, humedad relativa y precipitación fueron tomados a

partir de la estación meteorológica ubicada en el edificio de ingeniería mecánica para el año 2017. La estación toma datos cada 15 minutos, en la tabla 21 se presentan los datos presentados correspondientes al promedio diario mensual de cada variable.

Tabla 21. Datos climáticos de entrada para la simulación en MATLAB

MES	Tamb	H [MJ/m ² dia]	Tdp	Hum_rel [%]
Enero	23,73	17,37	18,45	73,01
Febrero	24,61	19,42	18,04	67,71
Marzo	23,22	14,46	19,59	80,9
Abril	23,37	15,11	19,66	80,56
Mayo	23,75	15,5	19,45	77,73
Junio	23,78	15,34	19,81	79,17
Julio	23,75	15,5	19,45	77,73
Agosto	24,1	16,06	19,49	76,38
Septiembre	23,77	16,39	19,3	76,84
Octubre	23,27	16,5	19,94	82,24
Noviembre	22,88	15,87	19,96	84,25
Diciembre	23,19	16,04	19,5	80,25

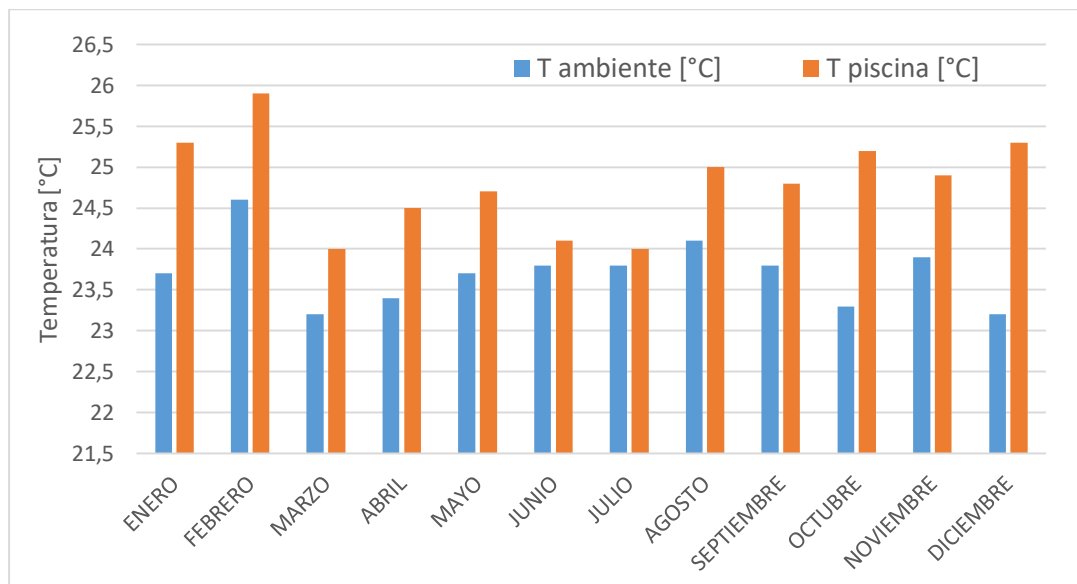
El código del programa que calcula la temperatura de la piscina a partir del balance de calor anteriormente descrito se presenta en el anexo b.

9.4 EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DE LA PISCINA SIN COLECTORES

Como punto de referencia se ejecutó el modelo de evolución de temperatura para el caso inicial, donde no se tiene en cuenta el calor aportado por el campo de colectores ($N_{col} = 0$). En el anexo c se presenta la evolución de la temperatura de la piscina sin colectores mes a mes.

A lo largo del año, la temperatura de la piscina osciló desde los 20.6 °C hasta 29 °C, con una temperatura anual promedio de 24.8 °C. En febrero, la piscina presentó la mayor temperatura promedio mensual del año (25.9 °C), mientras que la menor fue en el mes de marzo con 24°C. En la figura 22 se presenta la temperatura mensual promedio de la piscina sin colectores.

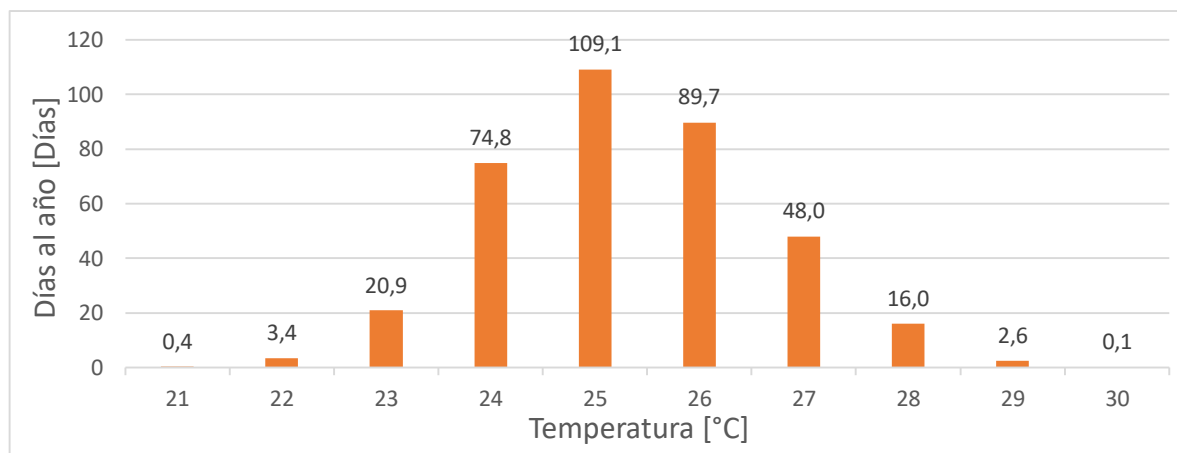
Figura 22. Temperatura mensual promedio ambiente y de la piscina sin colectores.



El comportamiento transitorio de la temperatura de la piscina dificulta determinar a qué temperatura se encuentra la piscina la mayor parte del tiempo. Se calculó la frecuencia de los resultados obtenidos para unos intervalos de temperatura dados,

en la figura 23 se representa la cantidad de días al año en los que la piscina se encuentra en un rango de temperatura dado.

Figura 23. Distribución de temperatura de la piscina sin colectores



La mayor parte del año (273 días) la piscina se encuentra entre 23°C y 26°C, el intervalo de temperatura más frecuente a lo largo del año fue entre 24°C y 25°C donde la temperatura de la piscina se mantuvo durante 109 días.

Las condiciones de confort para los ocupantes de una piscina varían constantemente, principalmente en función de la temperatura y velocidad del viento, sin embargo, la ASHRAE ha establecido unas condiciones típicas de diseño en función del tipo de piscina presentadas en la tabla 22.

Tabla 22. Condiciones típicas de diseño en función del tipo de piscina

Tipo de piscina	Temperatura del aire [°C]	Temperatura del agua [°C]	Humedad relativa [%]
Recreacional	24 a 29	24 a 29	50 a 60
Terapéutica	27 a 29	29 a 35	50 a 60
Competición	26 a 29	24 a 28	50 a 60
Buceo	27 a 29	27 a 32	50 a 60
Hotel	28 a 29	28 a 30	50 a 60
Jacuzzi/Spa	27 a 29	36 a 40	50 a 60

Fuente: ASHRAE HVAC 2011, Cap 5 pg 55

Considerando el uso de la piscina como recreacional y la información presentada en la tabla 22, se puede concluir que 265 días del año la piscina se encuentra en el rango de temperatura de diseño establecido por la ASHRAE. El sistema de calentamiento a partir de la energía solar deberá garantizar que se cumplan las condiciones de diseño a lo largo del año.

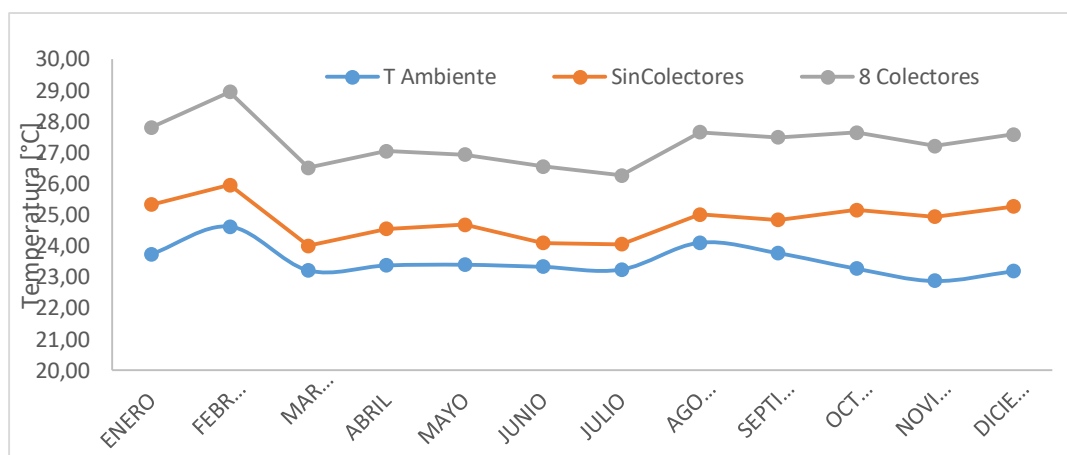
9.5 EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA DE LA PISCINA CON 8 COLECTORES

El modelo transitorio se ejecutó una vez más, con la consideración de la presencia de ocho colectores modelo C20TS10 conectados en dos ramales en paralelo operando con las condiciones meteorológicas de Bucaramanga del año 2017, el comportamiento transitorio de la temperatura de la piscina mes a mes se presenta en el anexo d.

El sistema de calentamiento de la piscina con ocho colectores permitió aumentar la temperatura hasta un máximo de 33.5°C, teniendo en cuenta que la temperatura máxima de la piscina sin colectores es de 29°C se aprecia un significativo aumento de temperatura de los 38 m³ de agua.

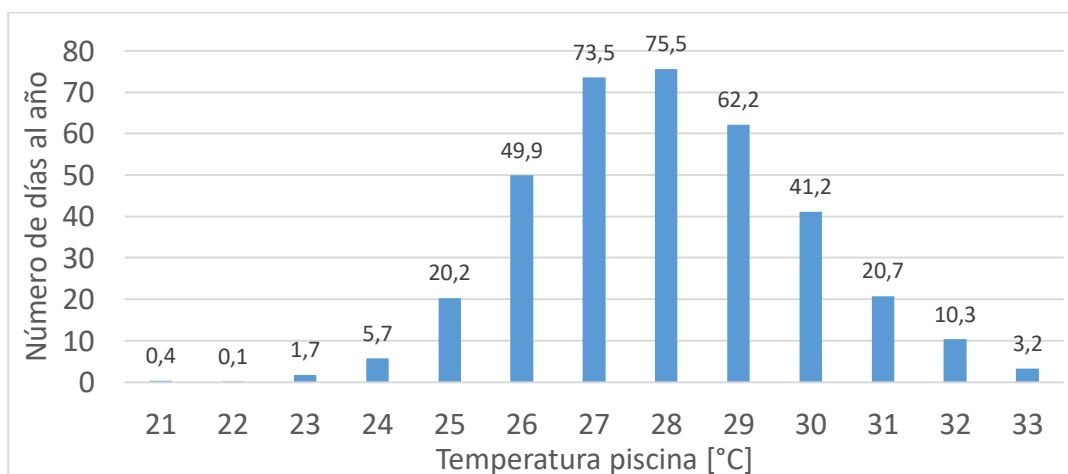
La figura 24 presenta la temperatura mensual promedio de las piscinas, antes y después de la adición de los colectores al modelo.

Figura 24. Temperatura mensual promedio de la piscina con y sin colectores.



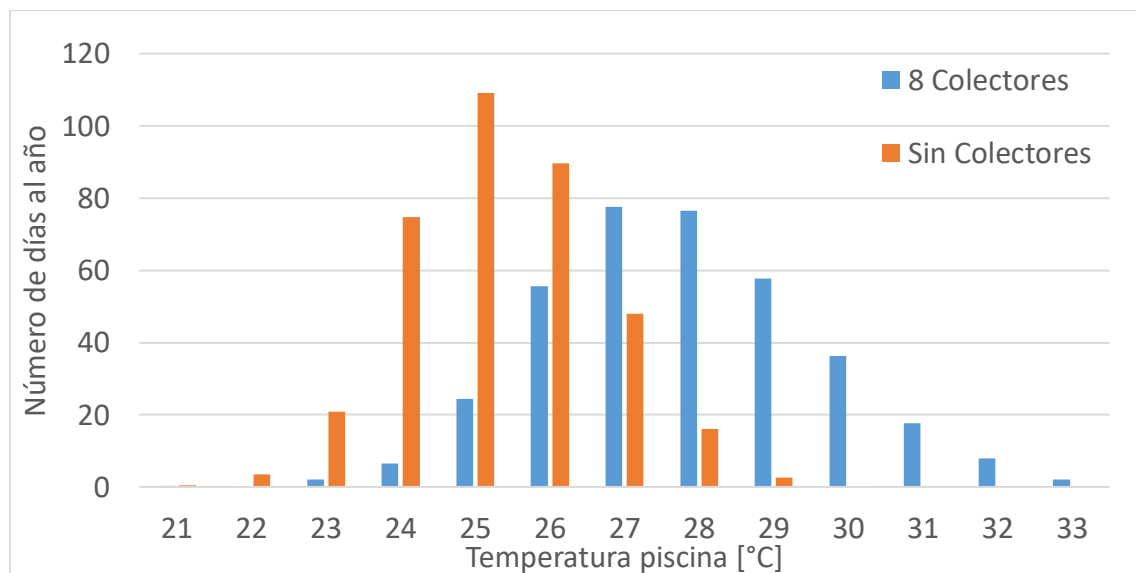
La temperatura anual promedio se incrementó en 2.7°C (de 24.8°C a 27.5°C), en febrero y en julio se presentaron los picos de temperatura promedio, siendo febrero el mes con la mayor temperatura promedio (29.2°C) y julio con la más baja (26.5°C). El análisis de la frecuencia de tiempo en función de la temperatura de la piscina se presenta en la figura 25.

Figura 25. Distribución de temperatura de la piscina con colectores



A partir de la figura 25 se concluye que durante 211 días la piscina se encuentra a una temperatura entre 26°C y 29°C, el intervalo de temperatura más frecuente a lo largo del año fue entre 27°C y 28°C donde la temperatura de la piscina se mantuvo durante 75 días, muy cercano al intervalo entre 26°C y 27°C que presentó la piscina durante 73 días. Comparativamente se presenta en la figura 26 la frecuencia de los intervalos de temperatura para la piscina antes y después del uso de colectores.

Figura 26. Gráfica comparativa de la frecuencia de temperatura de la piscina con y sin colectores



A partir de la figura 26 se aprecia el efecto de la integración del sistema de calentamiento en la piscina, según las condiciones de diseño establecida por la ASHRAE para una piscina recreacional (24°C a 29°C) con la instalación de 8 colectores la piscina cumpliría con los requerimientos 356 días del año, el 97.5% del tiempo, tomando en consideración la criticidad del cumplimiento de las condiciones de diseño y el objetivo del proyecto no se considera necesario un sistema de calentamiento auxiliar.

El comportamiento transitorio de la piscina, como se mencionó anteriormente, se define a partir de los flujos de calor de ganancias y pérdidas. Para que el volumen de agua aumente su temperatura, el calor neto, es decir, la diferencia entre el calor de ganancias y el de pérdidas debe de ser positivo, en la tabla 23 se relaciona la cantidad de calor de ganancias y pérdidas para cada mes de la piscina en donde se observa que al final del año, la sumatoria de los flujos de calor de entrada y salida da como resultado un calor neto de 0.57 GJ.

Tabla 23. Calores de ganancia y pérdidas mensuales de la piscina.

	Q ganancias [GJ]	Q pérdidas [GJ]	Q Neto [GJ]
ENERO	28,82	27,81	1,01
FEBRERO	30,37	30,29	0,08
MARZO	24,57	24,95	-0,37
ABRIL	25,61	25,42	0,19
MAYO	23,84	23,96	-0,12
JUNIO	23,24	23,00	0,24
JULIO	20,85	21,62	-0,77
AGOSTO	27,78	27,21	0,57
SEPTIEMBRE	27,39	26,91	0,48
OCTUBRE	27,62	28,21	-0,60
NOVIEMBRE	25,36	25,26	0,10
DICIEMBRE	26,18	26,42	-0,24
TOTAL	311,62	311,04	0,57

Los calores de ganancia y pérdidas varían en gran medida mes a mes. Para los meses de marzo, mayo, julio, octubre y diciembre, las pérdidas de calor son superiores a las ganancias, haciendo que la temperatura mensual promedio sea menor en comparación a la del mes anterior, sin embargo, al final del año el calor neto total es de 0.57 GJ. La participación del calor aportado por los colectores al

calor de ganancias y la de los fenómenos de convección, evaporación, radiación en el calor de pérdidas se presentan en la tabla 24.

Tabla 24. Distribución de calor de ganancias y pérdidas mensuales de la piscina.

	Q Ganancias [GJ]		Q pérdidas [GJ]				
	Q_{col}	Q_{rad}	$Q_{per_{conv}}$	$Q_{per_{eva}}$	$Q_{per_{rad}}$	$Q_{per_{rep}}$	$Q_{per_{lluvia}}$
ENERO	10,38	18,44	3,37	15,31	7,27	1,82	0,03
FEBRERO	11,29	19,07	3,25	16,37	8,72	1,89	0,07
MARZO	9,26	15,32	2,77	11,29	9,43	1,23	0,23
ABRIL	9,47	16,13	2,96	11,88	8,92	1,44	0,23
MAYO	8,67	15,17	2,93	11,13	8,48	1,36	0,06
JUNIO	8,94	14,30	2,62	10,39	8,82	1,17	0,01
JULIO	8,00	12,84	2,53	10,01	8,02	1,06	0,01
AGOSTO	10,57	17,21	2,97	13,67	8,98	1,52	0,06
SEPTIEMBRE	10,16	17,23	3,00	13,14	9,17	1,51	0,08
OCTUBRE	9,80	17,81	3,60	12,97	9,62	1,80	0,22
NOVIEMBRE	8,73	16,62	3,44	11,67	8,25	1,64	0,26
DICIEMBRE	9,05	17,13	3,60	13,34	7,67	1,78	0,03
TOTAL	114,3	197,2	37,05	151,2	103,3	18,20	1,30
%	36,7	63,3	11,9%	48,6%	33,2%	5,9%	0,4%

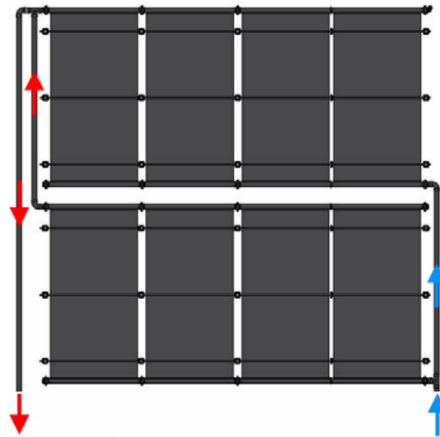
El campo de colectores aportó a lo largo del año 114.33 [GJ]. Las pérdidas por evaporación y radiación son las más representativas teniendo una participación conjunta del 82% de las pérdidas de calor totales (49% y 33% respectivamente).

9.6 DISEÑO SISTEMA HIDRÁULICO

El sistema hidráulico del calentamiento de piscinas a partir de colectores solares consta del equipo de bombeo, filtración, control, tuberías y accesorios, que garantizan el flujo de agua requerido hacia el campo de colectores.

El diseño del sistema hidráulico requiere establecer la carga y caudal necesarios por cada circuito, determinados por el punto de operación y la conexión de los colectores. El arreglo de colectores está distribuido en dos ramales conectados en paralelo, cada ramal posee cuatro colectores conectados internamente, igualmente en paralelo (figura 27).

Figura 27. Conexión de los colectores



Fuente: Technosolis

Según el fabricante, el flujo óptimo de cada colector es de 5 gpm, cada ramal deberá tener una disponibilidad de 20 gpm, de manera que la línea de distribución transportará un caudal de 40 gpm.

El fabricante Technosolis establece que la máxima pérdida de presión por colector en operación es de 6.9 mca, como se tienen dos líneas de colectores en paralelo, la pérdida de presión en el campo de colectores es de 13.8 mca.

9.6.1 Tubería, conexiones y accesorios. La selección de la tubería entre el campo de colectores y el sistema de bombeo se realizó tomando como base los lineamientos expuestos en el código colombiano de instalaciones hidráulicas y sanitarias (NTC 1500) en la sección 7 que trata sobre el suministro y distribución de agua, específicamente las secciones 7.7 (Sistema de suministro de agua caliente) y 7.12 (Sistemas solares).

La tabla 7.5.4 de la sección 7 del código colombiano de instalaciones hidráulicas y sanitarias (anexo d) ilustra los materiales de tubería para distribución de agua recomendados y la normatividad con la que deben de estar certificados. Entre los materiales presentados se seleccionó la tubería de PVC por su bajo coste y su resistencia ante los agentes químicos presentes en el agua de la piscina.

La tubería de PCV tiene una tasa de expansión térmica lineal de 8 mm cada 10 °C por cada 10 metros de longitud, para aplicaciones de agua caliente el tubo no debe ser soportado rígidamente sino a partir de abrazaderas que permitan una holgura longitudinal de 5 a 7 mm por cada metro. Los soportes deben estar espaciados entre sí una distancia máxima de 1.2 metros.

El numeral 7.7.2 en conjunto con el Código Internacional de Conservación de la Energía (IECC) establece que es necesario aislar la tubería cuando la longitud del sistema de distribución de agua caliente supere los 30.5 metros y la temperatura del fluido sea menor a 15°C o mayor a 41°C. Los colectores seleccionados trabajan en un rango de temperatura +/- 8°C respecto a la temperatura ambiente (alrededor de 23°C en promedio), de manera que el fluido no superará los 41°C y por tanto no se requiere de aislamiento en la tubería.

Las tuberías y accesorios requeridos para la adecuación del sistema hidráulico del circuito de colectores al circuito de bombeo son:

- Una válvula cheque de 2 pulgadas ubicada a la salida del filtro, que evite el contraflujo del agua cuando el sistema de bombeo no esté encendido.

- Una válvula de 3 posiciones actuada por un controlador diferencial de temperatura ubicada en la tubería de ascenso al campo de colectores, que redirija el flujo de agua hacia los colectores o a la piscina en función de la radiación disponible.
- Una válvula de bola de 2 pulgadas en la tubería de ascenso al campo de colectores para facilitar las labores de mantenimiento.
- Una válvula cheque de 2 pulgadas en la tubería de descenso del campo de colectores que evite el contraflujo cuando se requiera hacerle el retro lavado al filtro.
- Tubería y accesorios para la línea de agua caliente de 2 pulgadas de CPVC.
- Tubería y accesorios para la línea de agua fría de 2 pulgadas de CPVC.

La selección y hoja técnica de los accesorios del sistema hidráulico se presentan en el anexo e. La pérdida de presión por tuberías y válvulas se presenta en la tabla 25.

Tabla 25. Pérdida de presión por accesorios.

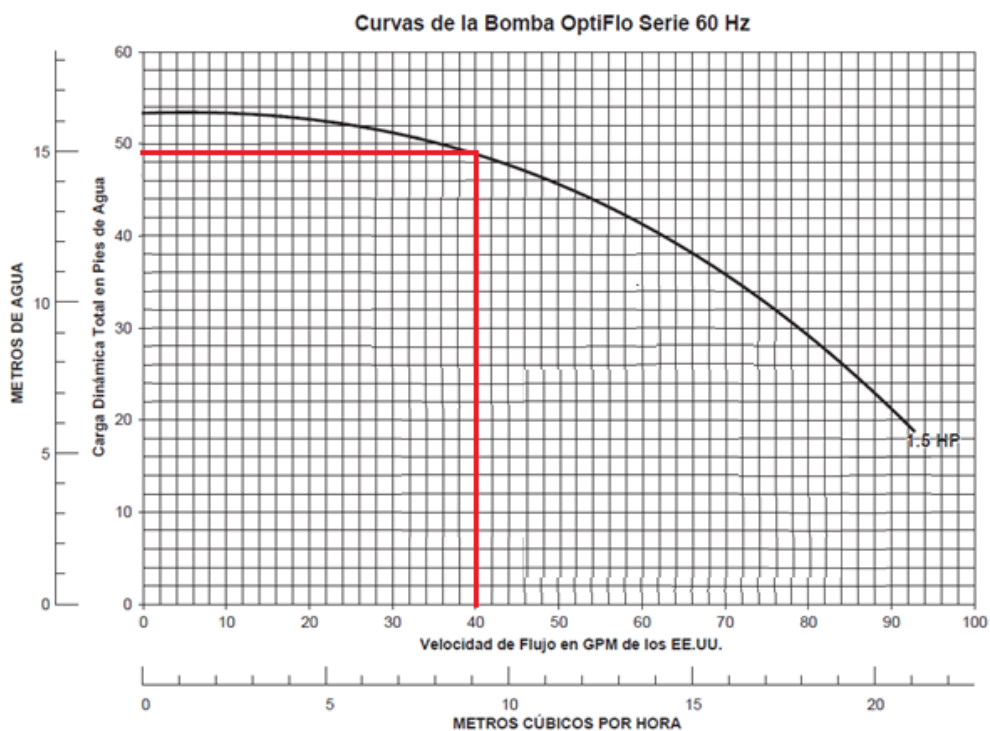
Accesorio	Pérdida unitaria [mca]	Cantidad	Pérdida total [mca]
Tubería PVC 2 "	0,02545	50	1,2725
Válvula cheque 2"	0,316	2	0,632
Válvula de 3 posiciones	0,15	1	0,15
Válvula de bola 2"	1,5	1	1,5

La pérdida total de presión entre tubería y accesorios es de 3.55 mca.

9.6.2 Sistema de bombeo. El sistema de calentamiento debe integrarse al sistema de recirculación de la piscina que funciona actualmente. La bomba del sistema deberá circular un flujo de 40 gpm desde el cuarto de bombeo hasta el campo de colectores, una diferencia de altura de 40 metros, superando también las pérdidas por tubería y accesorios.

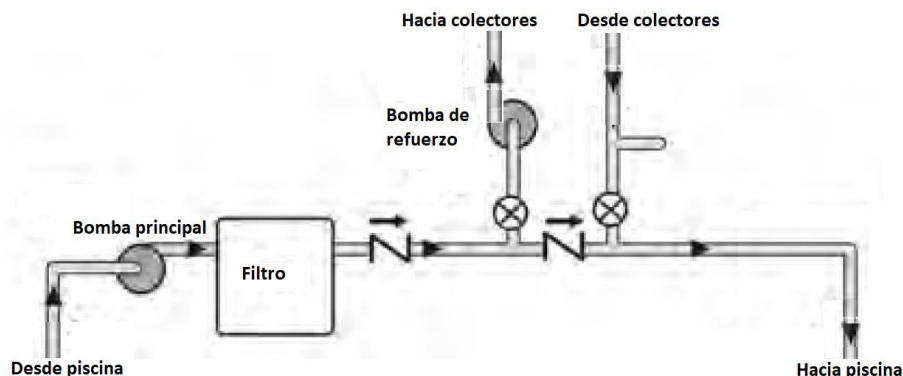
La bomba instalada actualmente produce una presión de 15 mca para un caudal de 40 gpm (figura 28), se concluye que se requiere seleccionar una bomba de refuerzo.

Figura 28. Punto de operación de la bomba OptiFlo 1.5 HP para un caudal de 40 gpm.



El sistema hidráulico con bomba de refuerzo se usa en aplicaciones donde la presión suministrada por la bomba principal no es suficiente, la bomba de refuerzo operará en serie con la bomba instalada actualmente (figura 29).

Figura 29. Esquema del circuito hidráulico con bomba de refuerzo



Fuente: Solar water pool heating, pg 154.

Para un flujo de 40 gpm, la bomba de refuerzo deberá producir una presión de:

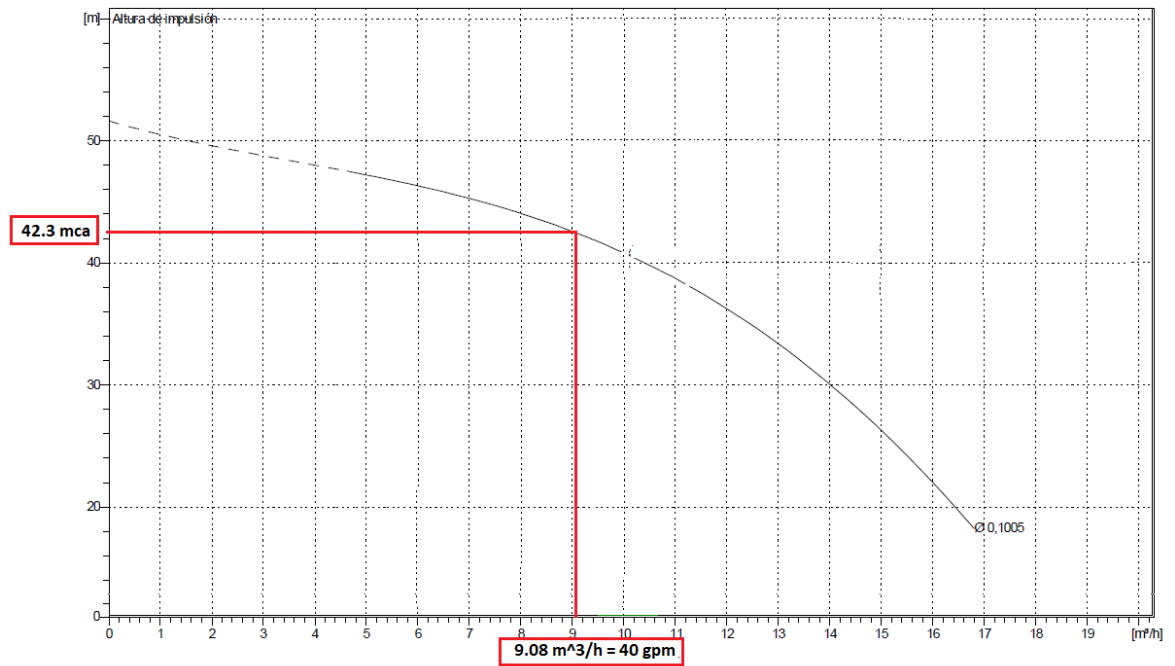
$$\Delta P_{Bomba_{ref}} = \Delta H + \Delta P_{accesorios} + \Delta P_{colectores} - P_{bomba@40gpm}$$

$$\Delta P_{Bomba_{ref}} = 40 + 3.24 + 13.8 - 15$$

$$\Delta P_{Bomba_{ref}} = 42.04 \text{ mca}$$

La bomba de refuerzo debe proveer una presión mínima de 42.04 mca para un flujo de agua de 40 gpm, así mismo, debe estar construida con materiales resistentes al ataque químico del cloro. Para dicha tarea se seleccionó la bomba Matrix 10-3T6 que produce una presión de 42.3 mca para un flujo de 40 gpm (figura 30). El impulsor es fabricado con acero inoxidable AISI 304, resistente al ataque químico del cloro.

Figura 30. Curva de operación de la bomba Matrix 10-3T6/2.2



Las especificaciones técnicas de bomba la Matrix 10-3T6/2.2 se presentan en la tabla 26.

Tabla 26. Especificaciones técnicas de la bomba Matrix 10-3T6/2.2

ESPECIFICACIONES DE LA BOMBA	
General	
Fabricante	EPE
Serie	MATRIX 10-3T6/2.2
Flujo [GPM]	
Mínimo	21.13
Máximo	74
Altura de impulsión [mca]	
Mínima(Qmax)	18.2
Máxima(Qmin)	47.4
Diametro	
Entrada	1"1/2
Salida	1"1/4
Punto operación	
Flujo [GPM]	40
Altura impulsión [mca]	41
Potencia eje [HP]	2.37
Rendimiento [%]	60

9.6.3 Sistema de control. La variabilidad e incertidumbre de la radiación solar a lo largo del día requiere la existencia de un sistema de control que determine el encendido y apagado del sistema de calentamiento con el fin de obtener un rendimiento óptimo.

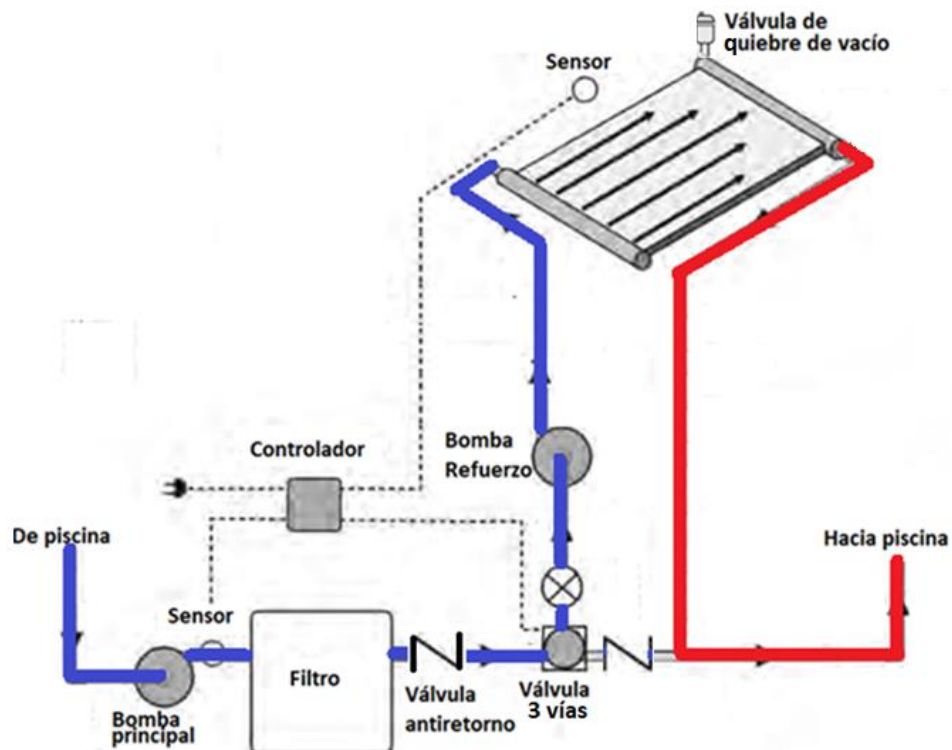
El sistema contará con un control diferencial de temperatura en el que intervienen dos sensores de temperatura (10K @25°C), un controlador (AquaSolar GL-235) y

una válvula de tres posiciones con su actuador (Hayward GVA-24). Las especificaciones técnicas de cada elemento se presentan en el anexo g.

El sistema de control funciona a partir de un set point de encendido y un set point de apagado.

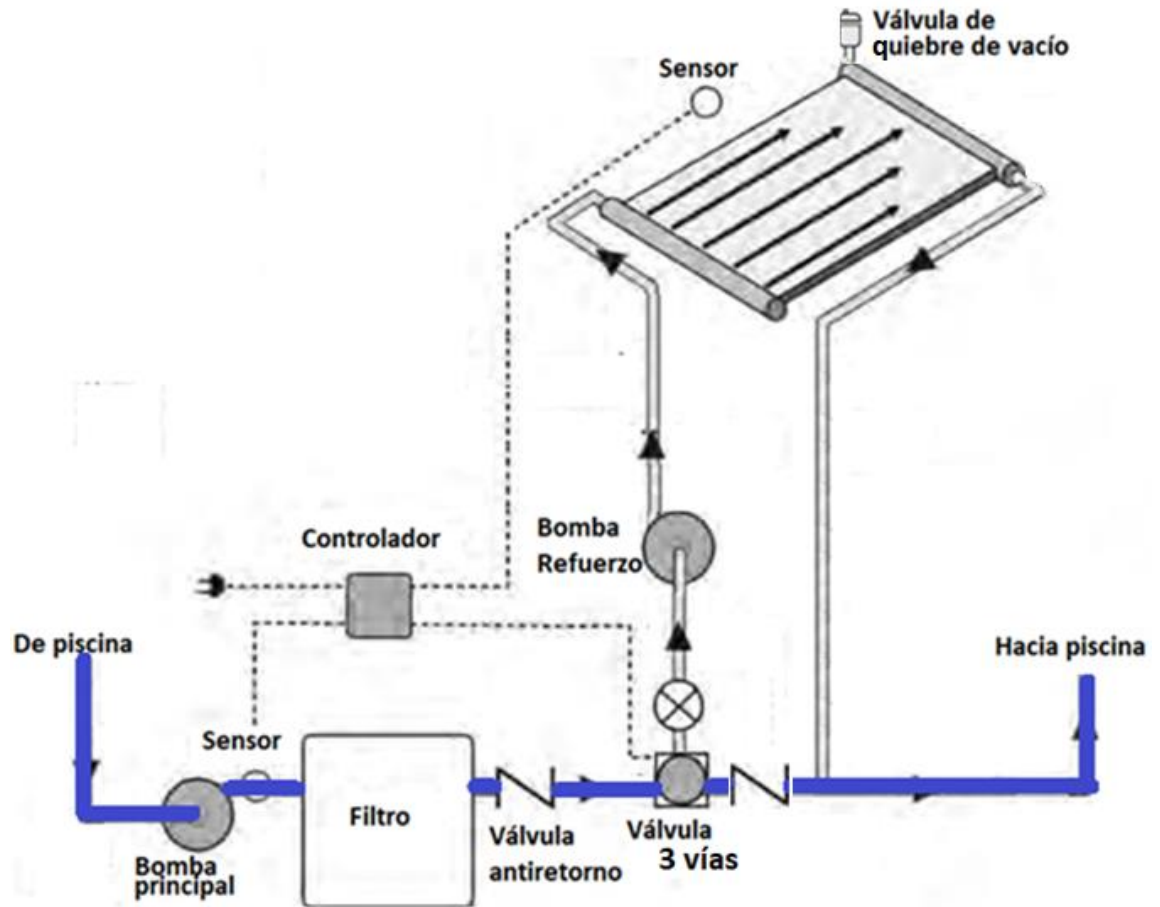
Si la temperatura del campo de colectores supera en 5°C (SetPoint ON) la temperatura de la piscina, el sistema acciona tanto la válvula de tres posiciones como la bomba de refuerzo, impulsando el agua hacia los colectores (figura 31).

Figura 31. Circulación del agua cuando el sistema de calentamiento está encendido.



Caso contrario, cuando la diferencia de temperatura es menor a los 3°C (SetPoint OFF) el controlador posiciona la válvula en su ubicación original y desactiva la bomba de refuerzo, permitiendo que el agua sea recirculada para labores de mantenimiento (figura 32) o sea detenido el sistema.

Figura 32. Circulación del agua cuando el sistema de calentamiento está apagado.



9.7 ANÁLISIS FINANCIERO DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO SOLAR

El análisis financiero se realizará para un periodo de 10 años, periodo de garantía de los colectores solares, comparándolo con un sistema de calentamiento a gas. El costo de inversión del sistema de calentamiento solar es de \$9'511.622 (tabla 27). Las cotizaciones de cada elemento se presentan en el anexo h.

Tabla 27. Costo de inversión del sistema de calentamiento solar.

Descripción	Precio Unt	Cantidad	Precio Total
Colector TechnoSolis 4'x12'	\$ 511.000	8	\$ 4.088.000
Kit de conexión del panel	\$ 84.070	8	\$ 672.560
Kit de conexión del sistema	\$ 133.140	1	\$ 133.140
Reata de nylon de sujeción (metro)	\$ 1.540	12	\$ 18.480
Combo controlador (Controlador Goldline+Valvula 3V+Actuador)	\$ 1.678.600	1	\$ 1.678.600
Válvula quiebra vacío 2"	\$ 223.000	1	\$ 223.000
Válvula cheque PVC lisa 2"	\$ 4.812	2	\$ 9.624
Válvula de bola 2"	\$ 2.050	1	\$ 2.050
Tubería PVC 2" (6 metros)	\$ 88.393	9	\$ 795.537
Soldadura tubería agua caliente (1/16 gal)	\$ 30.631	1	\$ 30.631
Bomba MATRIX 10/3T6/2.2	\$ 1.860.000	1	\$ 1.860.000
TOTAL			\$ 9.511.622

La bomba de refuerzo produce un consumo energético mensual que debe ser tomado en cuenta. En el punto de operación la bomba consume una potencia de 2.5 Hp (18.642 kW), estimado un tiempo de encendido diario de 6 horas se tiene un consumo diario de 111.855 kWh/día, aproximadamente 3355.65 kWh/mes. Actualmente el precio del kWh de electricidad es de 438 pesos colombianos. Se supone una tasa de inflación de 3.18% correspondiente a la del año 2018.

Tabla 28. Valor presente neto anual del sistema de calentamiento solar

AÑO	\$/kWh	\$/mes	\$/año	Valor Presente Neto	
0	\$ 483	-	-	-\$	9.511.622
1	\$ 498	\$ 1.672.319,7	\$ 20.067.837	-\$	29.579.459
2	\$ 514	\$ 1.725.499,5	\$ 20.705.994	-\$	50.285.453
3	\$ 531	\$ 1.780.370,4	\$ 21.364.444	-\$	71.649.897
4	\$ 547	\$ 1.836.986,1	\$ 22.043.834	-\$	93.693.731
5	\$ 565	\$ 1.895.402,3	\$ 22.744.828	-\$	116.438.558
6	\$ 583	\$ 1.955.676,1	\$ 23.468.113	-\$	139.906.672
7	\$ 601	\$ 2.017.866,6	\$ 24.214.399	-\$	164.121.071
8	\$ 620	\$ 2.082.034,8	\$ 24.984.417	-\$	189.105.488
9	\$ 640	\$ 2.148.243,5	\$ 25.778.922	-\$	214.884.410
10	\$ 661	\$ 2.216.557,6	\$ 26.598.691	-\$	241.483.101

El sistema de calentamiento solar de las piscinas representa un valor presente neto de \$241'483.101 para un periodo de 10 años (tabla 28).

El sistema de calentamiento a gas será seleccionado con una carga semejante a la cantidad de calor producida por el campo de colectores. La tabla 24 establece que los colectores producen 114,33 GJ/año, aproximadamente 313,233 MJ/día (296,887 btu/día). Se selecciona el calentador a gas natural Pentair MasterTemp 300KBtu (anexo h), cuyo costo de inversión inicial es de \$10'234.000 (tabla 29).

Tabla 29. Costo del sistema de calentamiento a gas

Descripción	Precio Unt	Cantidad	Precio Total
Calentador gas natural MasterTemp Pentair 300Kbtu	\$ 9.877.000	1	\$ 9.877.000
Válvula de alivio	\$ 357.000	1	\$ 357.000
TOTAL			\$ 10.234.000

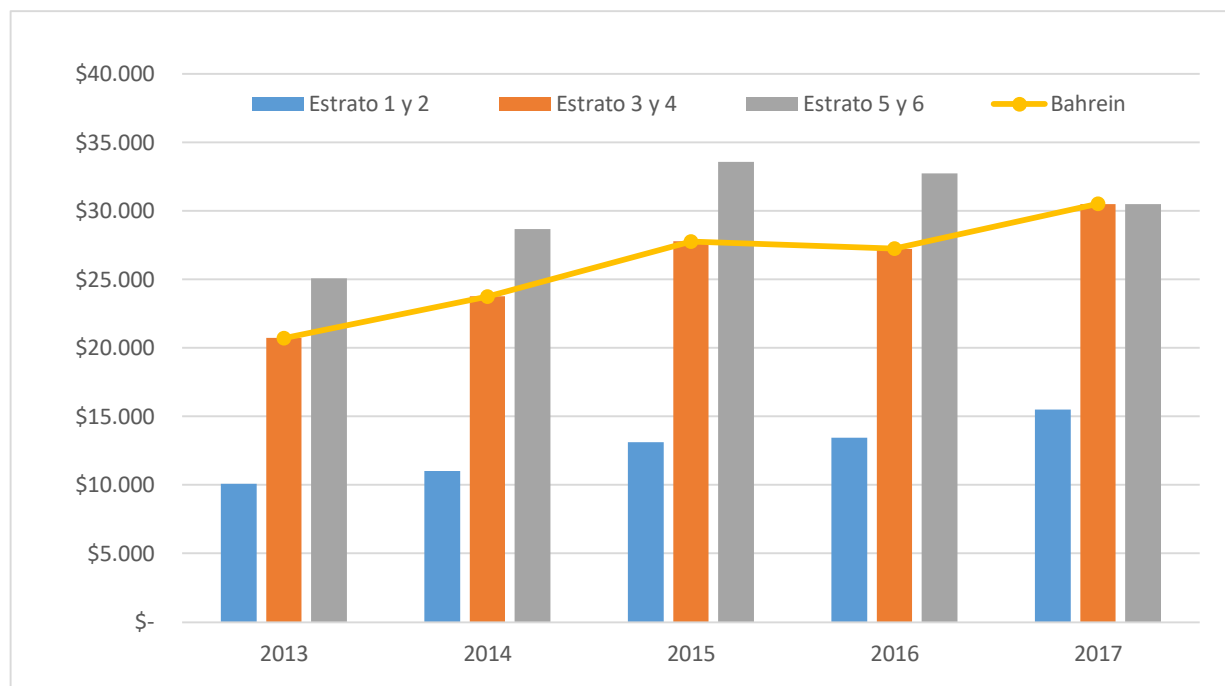
El consumo mensual de gas será calculado como la cantidad de calor mensual que produce el campo de colectores (9.53 GJ/mes) con un factor de eficiencia del 65%, valor de eficiencia típico de calentadores a gas natural.

$$Consumo_{gas} = \frac{9.53 \text{ GJ}}{0.65}$$

$$Consumo_{gas} = 14.66 \frac{\text{GJ}}{\text{mes}} = 4072.6 \frac{\text{kWh}}{\text{mes}}$$

El precio del gas ha venido incrementando desde el año 2013, a excepción del 2016. Ha presentado aumentos de precio entre el 12% y 16% anual (figura 33).

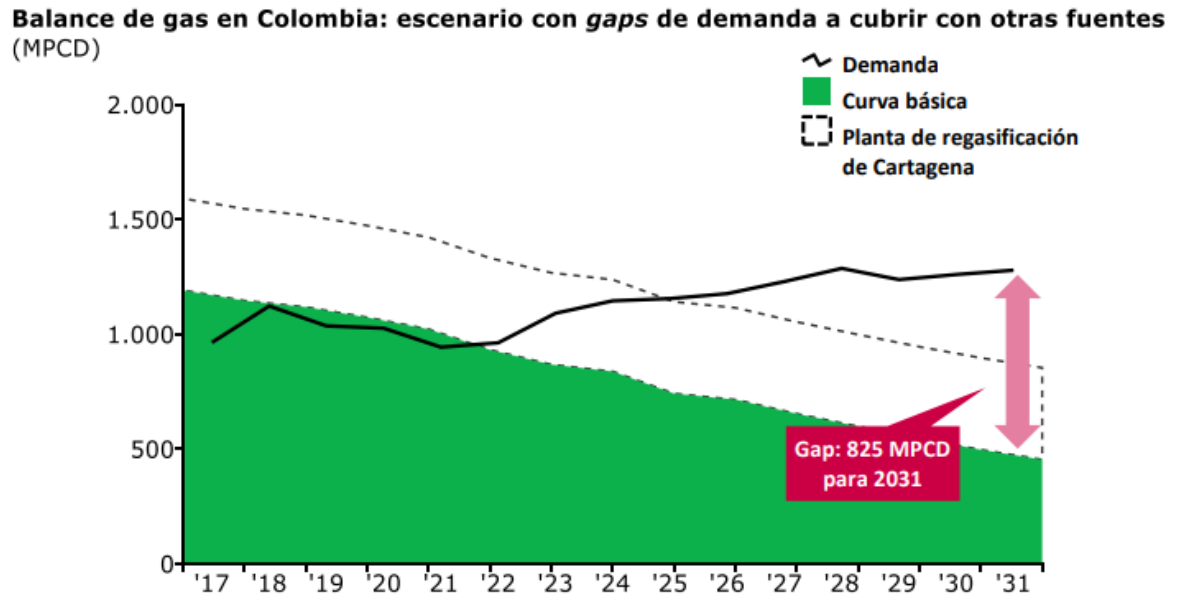
Figura 33. Evolución del precio de 20 metro cúbicos de gas por estratos para Colombia.



Fuente: Las razones para que el año entrante suba el precio del gas. [En línea] Disponible en: <https://www.eltiempo.com/economia/finanzas-personales/precio-del-gas-natural-en-colombia-subira-en-el-2019-277346>

Se espera que los precios de gas aumenten radicalmente a partir del año 2022 donde se tendrá que importar el gas para satisfacer la demanda nacional (figura 34).

Figura 34. Balance del gas en Colombia en millones de pies cúbicos por día (MPCD)



Fuente: Naturgas, Visión sectorial del gas en Colombia. [En línea] Disponible en:

<http://www.naturgas.com.co/documentos/2018/Estudio%20poli%CC%81tica%20pu%CC%81blica%20-%20documento%20completo.pdf>

Para el análisis económico se supondrá un escenario conservativo, con un incremento del precio del gas del 10% anual. Actualmente el precio del kWh de gas es de \$100.31 pesos colombianos. El análisis económico para un periodo de 10 años del sistema de calentamiento a gas se presenta en la tabla 30.

Tabla 30. Valor presente neto anual para el sistema de calentamiento a gas

AÑO	\$/kWh	\$/mes	\$/año	Valor Presente Neto	
0	\$ 100	-	-	-\$	10.234.000
1	\$ 110	\$ 449.374,8	\$ 5.392.497	-\$	15.626.497
2	\$ 121	\$ 494.312,2	\$ 5.931.747	-\$	21.558.244
3	\$ 134	\$ 543.743,5	\$ 6.524.921	-\$	28.083.165
4	\$ 147	\$ 598.117,8	\$ 7.177.414	-\$	35.260.579
5	\$ 162	\$ 657.929,6	\$ 7.895.155	-\$	43.155.734
6	\$ 178	\$ 723.722,5	\$ 8.684.670	-\$	51.840.404
7	\$ 195	\$ 796.094,8	\$ 9.553.138	-\$	61.393.542
8	\$ 215	\$ 875.704,3	\$ 10.508.451	-\$	71.901.993
9	\$ 237	\$ 963.274,7	\$ 11.559.296	-\$	83.461.290
10	\$ 260	\$ 1.059.602,2	\$ 12.715.226	-\$	96.176.516

El sistema de calentamiento a gas para las piscinas representa un costo actual de \$96'176.516 pesos colombianos. Se concluye que es más rentable instalar el sistema de calentamiento a gas, cabe resaltar que la falta de disponibilidad de espacio cerca de las piscinas requirió la instalación de una bomba de refuerzo y por lo tanto un consumo mensual añadido, de no ser así, el sistema de calentamiento a partir de energía solar representaría una inversión inicial de \$7'651.622 sin consumos mensuales eléctricos.

10.DISEÑO DEL SISTEMA FOTOVOLTAICO

Se requiere diseñar una instalación fotovoltaica conectada a la red que disminuya la tarifa energética del edificio Bahrein tomando como criterio de diseño el área disponible.

La instalación FV no poseerá sistema de almacenamiento, por lo tanto, la energía producida no coincidirá con los consumos de energía instantánea. El sistema se diseña con el fin de proveer un porcentaje de la cantidad de energía consumida a lo largo del día e inyectarla a la red durante las horas sol.

10.1 SISTEMA DE CAPTACION E INVERSION DE ENERGIA

El diseño del sistema de captación da como resultado la selección y el número de paneles fotovoltaicos, generalmente la cantidad de paneles es definida a partir de la cantidad de energía a suministrar a la carga, en este caso, la cantidad de paneles es definida a partir del área disponible.

Para instalaciones pequeñas se recomienda el uso de micro inversores, al funcionar de manera independiente cada panel opera en su punto máximo, en caso de fallo de un panel, el sistema seguirá funcionando por lo que brinda la mayor versatilidad y confiabilidad al sistema.

El micro inversor seleccionado para la instalación es el IQ7+ marcha Enphase, el cual posee el mayor rango de compatibilidad de potencia de módulos, además de operar con un sistema inteligente (IQ ENVOY) que registra la cantidad de energía producida por módulo en tiempo real.

Las especificaciones del micro inversor IQ7+ se presentan en la tabla 31.

Tabla 31. Especificaciones técnicas del microinversor Enphase IQ7+

Especificaciones técnicas IQ7+	
Rango de potencia módulos	235Wp-440Wp
Compatibilidad del módulo	60 y 72 celdas
Datos de entrada	
Tension máxima DC	60 [V]
Tension de funcionamiento	16 [V]-60[V]
Tension de arranque mínima/máxima	22[V]/60[V]
Corriente de cortocircuito máxima	15 [A]
Datos de salida	
Potencia máxima de salida	295 [VA]
Corriente de salida nominal	1.21 [A]@240 [VCA]
Tensión nominal	240 [V]
Frecuencia nominal /intervalo	60[Hz] / 57- 61 [Hz]
Eficiencia	97%

Fuente: Enphase

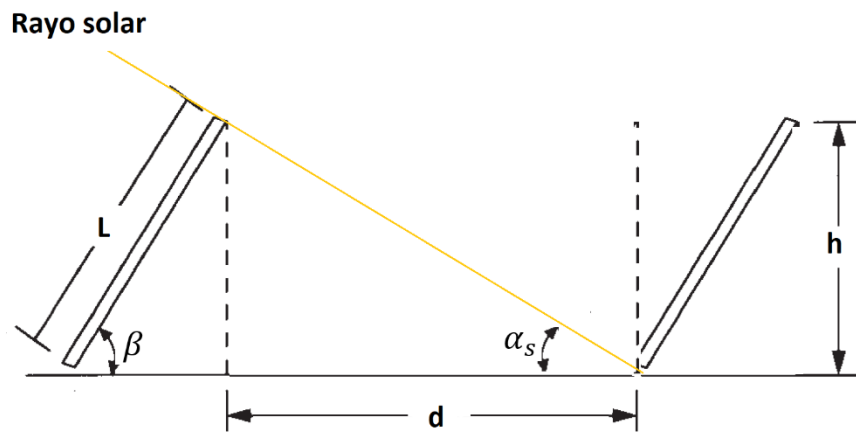
La selección del módulo fotovoltaico se realizará a partir de un análisis financiero, calculando el tiempo de retorno de inversor a partir del costo de inversión y el ahorro de energía que el módulo fotovoltaico genera. La tabla 32 presenta dos alternativas de módulos fotovoltaicos: policristalino de 330 Wp y monocristalino de 375 Wp, los dos del mismo tamaño, compatibles con el microinversor IQ7+.

Tabla 32. Especificaciones técnicas de las alternativas de módulos fotovoltaicos.

Panel	Potencia pico [Wp]	Área [m]	Eficiencia [%]	Precio
TSM PD 14	330	947x1960	17	\$ 387.132
TSM-DE14A	375	947x1960	19.3	\$ 461.250

10.1.1 Arreglo de módulos fotovoltaicos. El área que ocupa tanto el módulo de 330Wp como el de 375 Wp es de 1.856 m². En las instalaciones fotovoltaicas se desea que los módulos FV estén lo más cercanos uno de otros con el fin de aprovechar el espacio y ahorrar costos en cables y conexiones, sin embargo, existe una distancia mínima a la cual los paneles deben estar alejados para evitar que se proyecten sombras entre ellos (figura 35).

Figura 35. Distancia mínima que debe existir entre paneles fotovoltaicos.



La distancia mínima entre paneles (d) está determinada por la elevación del sol (α_s), la altura (h) e inclinación de los módulos FV (β).

$$d = \frac{L \sin(\beta)}{\tan(\alpha_s)}$$

Tanto la altura como la inclinación de los módulos fotovoltaicos es fija, sin embargo, la elevación del sol varía a lo largo del día. Para efectos de cálculo se toma el valor más bajo de inclinación solar en el año para el medio día.

$$\alpha_{s_{\min 12}} = 61 - \phi$$

Para Bucaramanga, $\phi = 7.14^\circ$

$$\alpha_{s_{\min 12}} = 61 - 7.14$$

$$\alpha_{s_{\min 12}} = 53.86^\circ$$

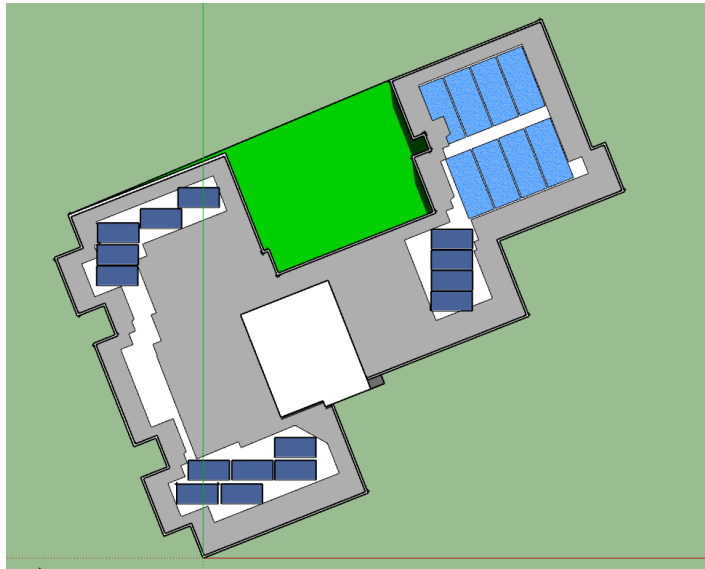
La distancia mínima entre módulos fotovoltaicos para el campo de colectores está dada por:

$$d = \frac{0.976 \sin(10)}{\tan(54)}$$

$$d = 0.1231 \text{ m} = 12.3 \text{ cm}$$

La disponibilidad de áreas libres presentadas en el análisis de sombras (figura 11) en conjunto con las dimensiones de los módulos fotovoltaicos permitió determinar que existe una disponibilidad de área para 15 módulos fotovoltaicos, distribuidos en tres campos como se ilustra en la figura 36.

Figura 36. Distribución del campo de paneles FV



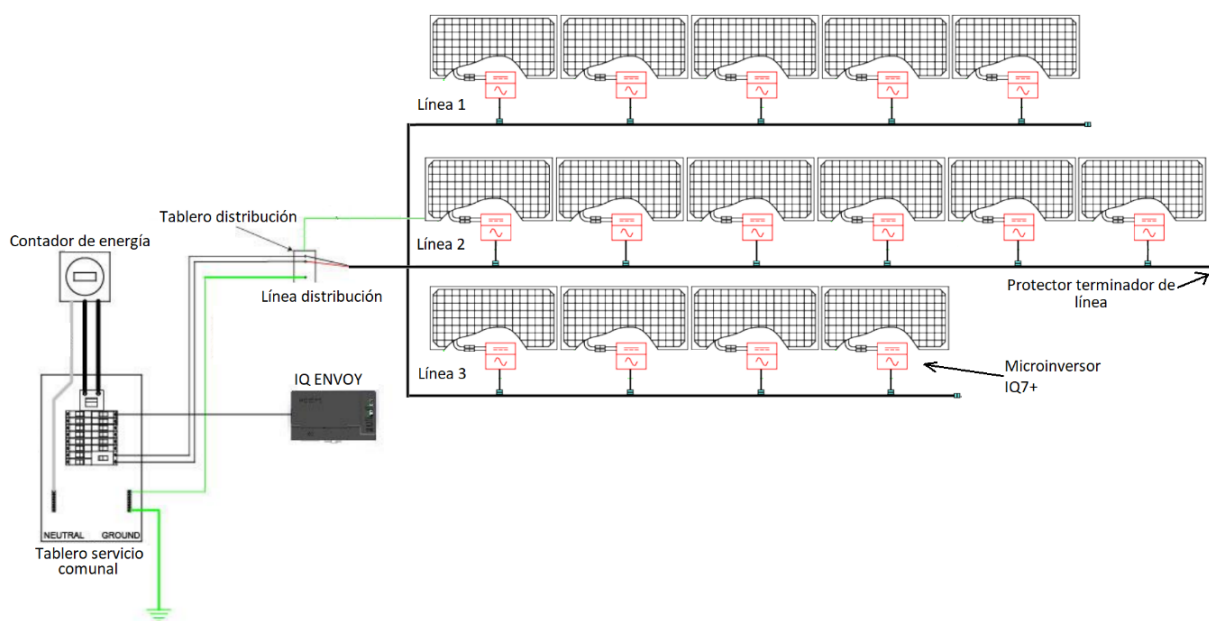
La distribución de los módulos fotovoltaicos se realizó respetando las distancias mínimas entre paneles y procurando ocupar la menor área de sombras proyectadas en la superficie.

10.1.2 Conexión de los módulos fotovoltaicos. Una vez establecida la cantidad de módulos fotovoltaicos es necesario determinar cómo estarán conectados entre sí. En los sistemas con microinversores, cada panel está conectado a su microinversor.

La cantidad de microinversores por ramal está definida por la corriente máxima producida y la que soporta el cable conductor. El fabricante establece que para un conductor calibre #12AWG la cantidad máxima de microinversores es de trece por ramal.

Tomando a consideración que la distribución de los módulos en la cubierta no es equitativa. Con el fin de ahorrar en longitud de conectores la conexión se realizará en función de la distribución de los módulos FV en la cubierta (figura 37).

Figura 37. Esquema de conexión de los módulos fotovoltaicos



El sistema contará con tres líneas. La tensión y corriente de cada línea son definidos a partir de las especificaciones técnicas del microinversor IQ7+.

La corriente que produce cada microinversor IQ7+ se calcula como la división entre la potencia máxima generada (290 VA) y la tensión nominal de operación (240 V).

$$I_{micro} = \frac{P_{max_{micro}}}{V_{nominal}} = \frac{290 [VA]}{240[V]}$$

$$I_{micro} = 1.208 [A]$$

Las tensiones y corrientes por línea son:

Línea 1: 5 paneles FV: Tensión 240 V, corriente 6.04 A

Línea 2: 6 paneles FV: Tensión 240 V, corriente 7.25 A

Línea 3: 4 paneles FV: Tensión 240 V, corriente 4.83 A

Línea distribución: Tensión 240 V, corriente 18.12 A

10.2 SISTEMA DE CONDUCCION

Según la NTC 2050, el cable conductor debe cumplir con dos criterios principales.

- La capacidad máxima de corriente del conductor no debe ser menor a 1.25 veces la corriente nominal del circuito.
- La caída de tensión debe ser menor al 1.5%.

La caída de voltaje y porcentaje de caída de tensión se calcula como:

$$\Delta V = 2 * I_{micro} N_{micro} R_{cable} L_{cable}$$

$$\% \Delta V = \frac{\Delta V}{V_{microinversor}}$$

Donde

ΔV , caída de tensión [V]

I_{micro} , corriente que produce un microinversor

N_{micro} , número de microinversores por línea

R_{cable} , resistencia del cable [$\frac{\Omega}{km}$] a 75 °C

L_{cable} , longitud del cable [m]

La resistencia del cable en función de su calibre se encuentra en la tabla 8, capítulo 9 del *National electrical code (anexo h)*, la caída de tensión para cada línea se presenta en la tabla 33.

Tabla 33. Porcentaje de caída de tensión para cada línea en función del calibre del conductor.

Línea	Tensión	Corriente	Longitud	%ΔV < 1.5			
				#12 AWG	#14 AWG	#16 AWG	#18 AWG
1	240	6,04	10	0,327	0,518	0,825	1,314
2	240	7,25	12	0,471	0,747	1,189	1,892
3	240	4,83	8	0,209	0,332	0,528	0,840
Distribución	240	18,12	15	1,472	2,333	3,715	5,912

Según el criterio de caída de voltaje la línea 1 estaría conectada con cable #18 AWG, línea 2 #16 AWG, línea 3 #18 AWG y la línea de distribución con cable #12 AWG. Se procede a evaluar el criterio de corriente máxima para cada línea, los resultados se presentan en la tabla 34.

Tabla 34. Corriente máxima permitida por línea en función del calibre del conductor.

Línea	$I_{línea}$ [A]	$I_{máx}$ [A] ($1.25 I_{línea}$)	Calibre cable	I_{cable}
1	6,04	7,55	#18 AWG	14
2	7,25	9,0625	#16 AWG	18
3	4,83	6,0375	#18 AWG	14
Distribución	18,12	22,65	#12 AWG	20

El calibre de la línea de distribución no cumple con el requerimiento de corriente máxima establecido por el código eléctrico nacional ($I_{cable} > 1.25 I_{línea}$). Se procede a seleccionar el calibre siguiente para la línea de distribución #10 AWG con una corriente máxima de 40 [A] y un porcentaje de caída de tensión de 0.922%.

10.3 SELECCIÓN DE PROTECCIONES ELÉCTRICAS

Los microinversores ENPHASE traen de fábrica todas las protecciones correspondientes del lado DC de la carga como se menciona en la hoja técnica, sin embargo, por cada línea se requiere la integración de un breaker que permite la desconexión de cada línea en caso de fallas.

Los breakers de las tres líneas, según la NTC 2050, deberá soportar una corriente 1.25 veces mayor que la corriente de cada línea, se seleccionan para tal tarea tres breakers de dos polos de 12 A.

10.4 SELECCIÓN ESTRUCTURA SOPORTE

La distribución de los módulos fotovoltaicos en la cubierta hace que se requiera un sistema modular en la estructura, que permita adaptabilidad en la ubicación de los paneles.

La estructura seleccionada para fijar los módulos en la cubierta es la RM5 de la empresa SolarMount (figura 38). Es una estructura modular diseñada especialmente para techos y cubiertas, no requiere de perforaciones ya que usa bloques de concreto como contrapeso. Compuesta por placas de lastre, bloques de concreto, abrazaderas, tornillos y accesorios que permiten facilidad para instalación de microinversores, conectores y puestas a tierra.

Figura 38. Estructura de módulos fotovoltaicos SolarMount RM5

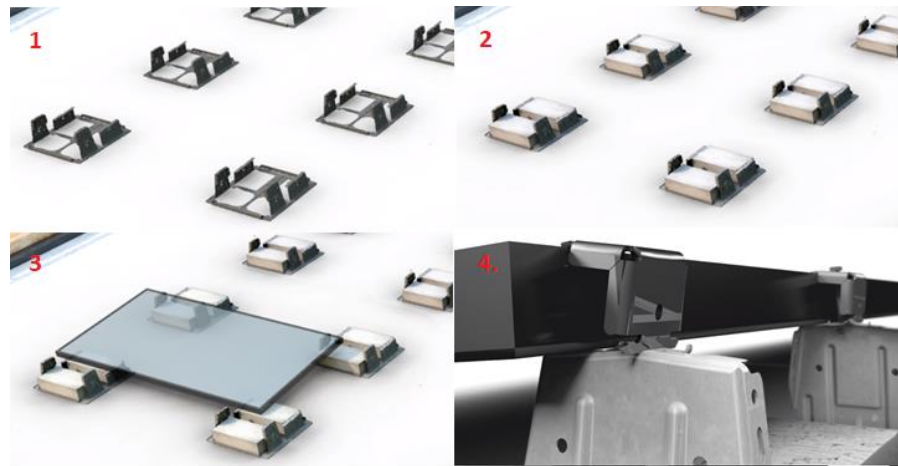


Fuente: SolarMount

La instalación se realiza en cuatro etapas (figura 39):

1. Ubicación de las placas de lastre.
2. Posicionar dos bloques de concreto por cada placa de lastre.
3. Ubicación de los módulos fotovoltaicos.
4. Fijación de los módulos en la estructura.

Figura 39. Instalación de los módulos en la estructura RM5



Fuente: SolarMount

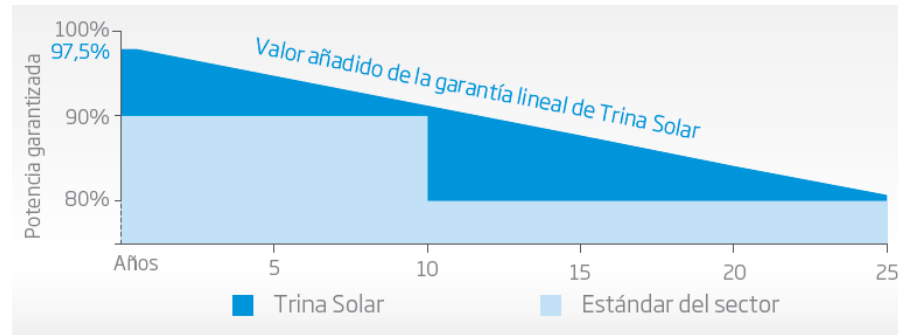
Los planos y ficha técnica de la estructura RM5 se encuentran en el anexo i.

10.5 CÁLCULO DE ENERGIA PRODUCIDA

Se procederá a calcular la energía producida por el sistema fotovoltaico para cada una de las configuraciones (módulos 330 Wp y módulos 375 Wp).

Es necesario tener en cuenta que los módulos fotovoltaicos se degradan con el tiempo, disminuyendo su rendimiento. El tiempo de vida de los módulos es de 25 años, los fabricantes brindan una gráfica (figura 40) que permite estimar la degradación de la eficiencia del panel solar.

Figura 40. Curva representativa de la degradación de la eficiencia del panel en su vida útil.



Fuente: Trina Solar

La ecuación que modela el comportamiento de la degradación anual de la eficiencia del panel es:

$$\eta_{FV\text{ anual}} = 0,007 * \text{año} + 0,975$$

La eficiencia general del sistema fotovoltaico en una base anual será

$$\eta_{GFV} = \eta_{TFV} * \eta_{IQ7+} * \eta_{FV\text{ anual}}$$

La energía producida por el sistema fotovoltaico es calculada a partir de:

$$E_{FV}(\text{años}) = Pp * N_p * H_{sol} * 365 * \eta_{GFV}$$

10.6 ANÁLISIS FINANCIERO DEL SISTEMA FOTOVOLTAICO

El análisis financiero definirá la selección de los módulos fotovoltaicos a partir del balance entre el costo de inversión y el ahorro generado por cada alternativa.

Los costos de inversión para las configuraciones de 330 Wp y 375 Wp se presentan en la tabla 35. Los costos de inversión de todo el sistema para cada alternativa se presentan en el anexo k.

Tabla 35. Costos de inversión de módulos fotovoltaicos

ELEMENTO	ALTERNATIVA 1 (330 wp)	ALTERNATIVA 2 (375 Wp)
Instalación FV	\$ 17'467.822	\$ 19'288.509

Fuente: MEICO

Actualmente el precio de la energía para el conjunto Bahrein es de 483 \$/kWh. La tasa de interés se supone igual a la inflación del año 2018 (3,18%) simulando un escenario conservativo, ya que, para el mismo año, el incremento del precio de la energía fue del 8,82%. (13)

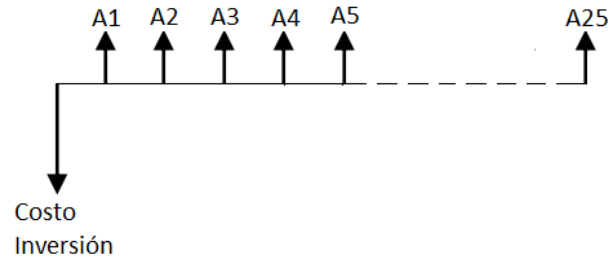
El análisis financiero será realizado para 25 años, periodo de garantía de funcionamiento tanto de los paneles como los micro inversores.

El sistema fotovoltaico presentado como alternativa 1 representa un potencial ahorro de \$98'065.731 a los 25 años, con una inversión inicial de \$17'467.822 (anexo k). El tiempo de retorno de inversión de la alternativa 1 es de 4 años y 25 días.

El sistema fotovoltaico presentado como alternativa 2 representa un potencial ahorro de \$112'698.580 a los 25 años, con una inversión inicial de \$19'288.509 (anexo k). El tiempo de retorno de inversión de la alternativa 2 es de 4 años y 21 días.

A partir del análisis financiero y el tiempo de retorno de inversión se selecciona la alternativa 2, con módulos de 375 Wp. A continuación, se calcula el valor presente neto de la alternativa seleccionada (figura 41).

Figura 41. Esquema del flujo de caja del sistema fotovoltaico



Los valores A_n representan el ahorro anual de dinero por la producción de energía para el respectivo año, presentados en el anexo k. El valor presente neto de la inversión se calcula a partir de:

$$\begin{aligned}
 VPN = & -C_{inv} + \frac{A1}{(1,0318)^1} + \frac{A2}{(1,0318)^2} + \frac{A3}{(1,0318)^3} + \frac{A4}{(1,0318)^4} + \frac{A5}{(1,0318)^5} + \frac{A6}{(1,0318)^6} + \frac{A7}{(1,0318)^7} \\
 & + \frac{A8}{(1,0318)^8} + \frac{A9}{(1,0318)^9} + \frac{A10}{(1,0318)^{10}} + \frac{A11}{(1,0318)^{11}} + \frac{A12}{(1,0318)^{12}} + \frac{A13}{(1,0318)^{13}} \\
 & + \frac{A14}{(1,0318)^{14}} + \frac{A15}{(1,0318)^{15}} + \frac{A16}{(1,0318)^{16}} + \frac{A17}{(1,0318)^{17}} + \frac{A18}{(1,0318)^{18}} + \frac{A19}{(1,0318)^{19}} \\
 & + \frac{A20}{(1,0318)^{20}} + \frac{A21}{(1,0318)^{21}} + \frac{A22}{(1,0318)^{22}} + \frac{A23}{(1,0318)^{23}} + \frac{A24}{(1,0318)^{24}} + \frac{A25}{(1,0318)^{25}}
 \end{aligned}$$

$$VPN = \$ 67'479.039$$

El análisis del valor presente neto establece que a partir de una inversión de \$19'288.509, se produce una ganancia de \$67'479.039.

11. DISEÑO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN DEL SALÓN SOCIAL

El sistema de climatización busca resolver la inconformidad térmica que presentan los ocupantes cuando al reunirse en el salón social perciben una temperatura elevada. El salón social cuenta con un ventanal que da al área de las piscinas, sin embargo, el ruido que producen los ocupantes incomoda a los residentes del edificio, impidiendo abrir las ventanas del salón social.

El efecto del calor producido por las personas sumado a la insuficiencia en la circulación del aire resulta en la inconformidad térmica de los ocupantes.

11.1 METODOLOGÍA DE DISEÑO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

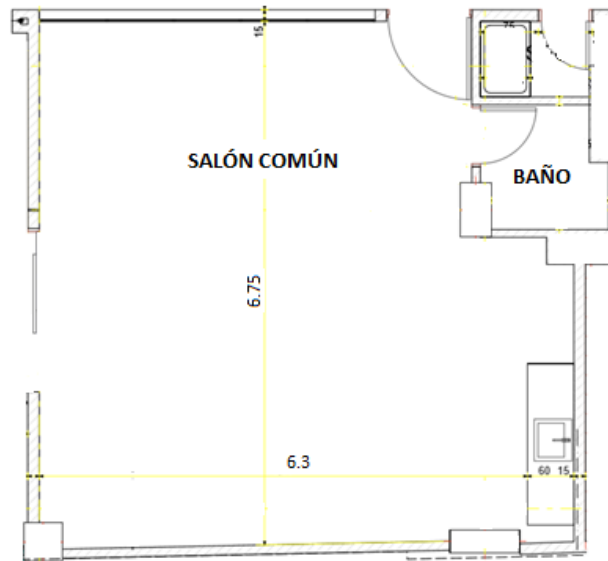
La metodología de diseño del sistema de climatización se realizará en seis etapas:

1. Caracterización del recinto: Descripción de la ubicación del salón social, geometría, orientación, horario de ocupación y perfil de los ocupantes (actividades y vestimenta).
2. Condiciones de diseño: Selección y descripción de los parámetros con los que se realizará la simulación (periodo de simulación, propiedades térmicas de muros y ventanas, cantidad de equipos y personas, actividad metabólica y vestimenta de los ocupantes).
3. Simulación del recinto inicial: Modelado del salón social, cálculo de cargas térmicas y análisis de resultados para las condiciones actuales.
4. Diseño del sistema de climatización: Selección del sistema de climatización que garantice el confort térmico del recinto.
5. Simulación del recinto modificado: Simulación del salón social con el sistema de climatización diseñado.
6. Análisis financiero: Cotización de equipos y accesorios del sistema de climatización.

11.2 CARACTERIZACIÓN DEL RECINTO

El salón social (figura 42) está ubicado en el segundo piso del edificio Bahrein, Bucaramanga, ocupa un área de 42.5 metros cuadrados. Al interior se encuentra el baño y el salón común, diseñado para una ocupación máxima de 25 personas.

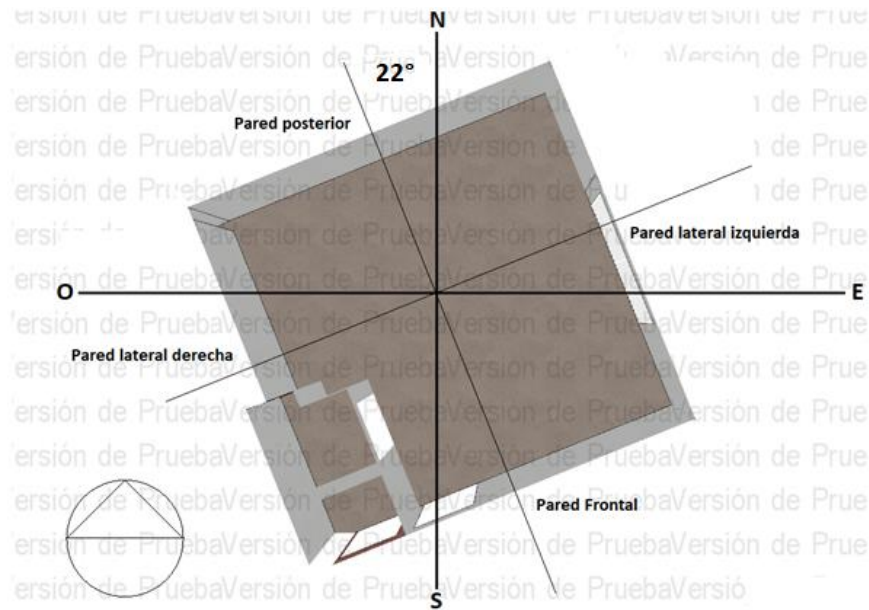
Figura 42. Geometría y dimensiones del salón social



Fuente: Bahrein

El recinto está orientado hacia el sur, inclinado 22° respecto a la vertical (figura 43). El muro lateral izquierdo mira hacia el área de las piscinas y el lateral derecho hacia el parque infantil, la pared frontal hacia el pasillo y la posterior colinda con el límite del terreno.

Figura 43. Orientación del salón social



Los residentes suelen ocupar el salón social para reuniones y celebraciones donde predomina una vestimenta formal. Se encuentra disponible entre las 7 am y 10 pm, sin embargo, según registros compartidos por la administración es ocupado comúnmente los fines de semana entre 5 pm y 10 pm.

11.3 CONDICIONES DE SIMULACIÓN TÉRMICA DEL SALÓN SOCIAL

La evolución de la temperatura y las cargas térmicas requiere información de la vestimenta, actividad metabólica y cantidad de ocupantes en el recinto.

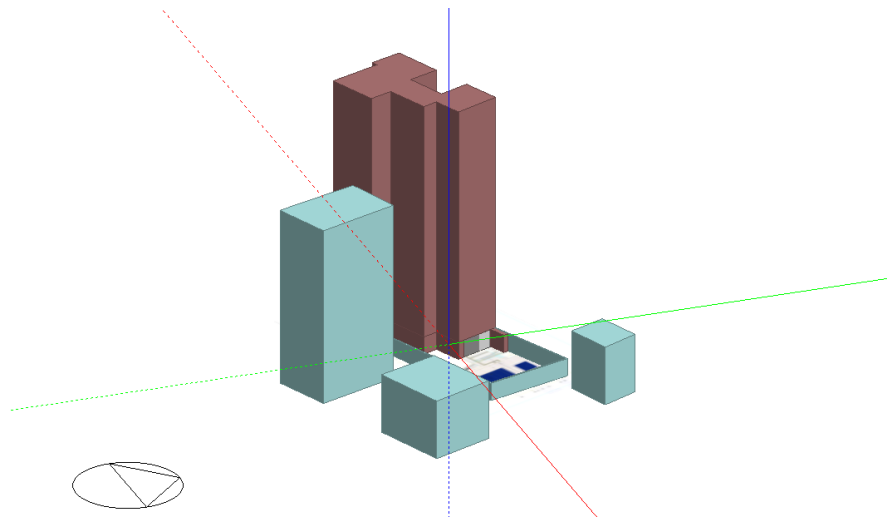
La simulación térmica del salón social se realizará durante un fin de semana, bajo las condiciones climáticas del mes de febrero, el más caliente del año. El salón social se supondrá ocupado por 25 personas el día viernes, sábado y domingo entre las 5pm y 10 pm. Se considerará que los ocupantes bailan durante todo el periodo de ocupación, con un factor de actividad metabólica de 200 W/m K (anexo L). Además, se tendrá en cuenta la vestimenta formal de los ocupantes, con un índice de 0.61 clo, correspondiente al uso de pantalón y camisa manga larga.

11.4 SIMULACIÓN INICIAL DEL SALÓN SOCIAL

La simulación del comportamiento térmico del salón social será realizada con el software DesignBuilder. El programa permite el modelado arquitectónico, cálculo de cargas térmicas, evolución de temperatura y humedad de cada zona a partir de un fichero climático. Además, permite modificar perfiles de actividad del edificio, materiales de construcción y sistemas de acondicionamiento térmico.

El salón social fue modelado en conjunto con la estructura del edificio Bahrein y algunos edificios aledaños (figura 44), que por su altura y ubicación brindan sombra al recinto.

Figura 44. Modelo geométrico del edificio Bahrein



La estructura del edificio Bahrein fue modelada con bloques de construcción con superficies adiabáticas, de manera que no interfieran con los balances de calor al interior del salón social.

Los muros del salón social se consideraron compuestos por tres capas (figura 45), compuestas por: un bloque de ladrillo de 10 cm de espesor, una capa de yeso de 3 cm y una de estuco de 2 cm.

Figura 45. Materiales que componen la estructura de las paredes



El coeficiente de transmitancia térmica de las paredes es de 3.074 W/mK, calculado a partir de las propiedades térmicas de los materiales que proceden de la base de datos del software, y se presentan en la tabla 36.

Tabla 36. Propiedades térmicas de los materiales que componen la pared.

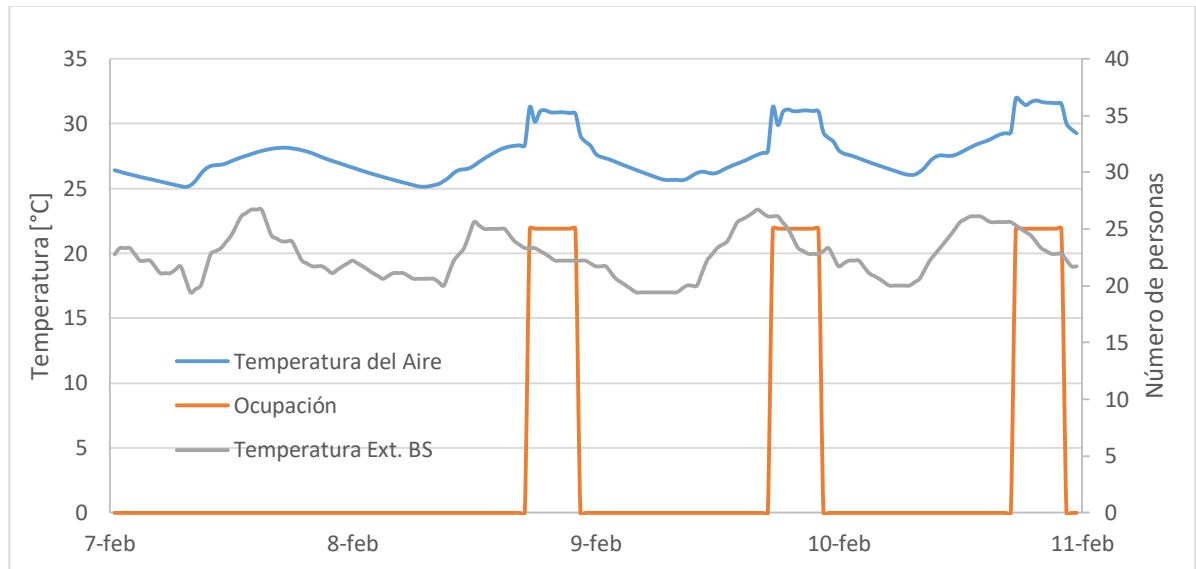
Material	K [W/mK]	Cp [J/ kgK]
Bloque de ladrillo	0.84	800
Yeso	1.4	650
Estuco	13.521	840

Las ventanas poseen un coeficiente de transmisión solar de 0.691 y una transmitancia térmica de 1.96 W/m K.

Establecidas las condiciones del diseño se simula el comportamiento térmico del salón social entre los días jueves y domingo (figura 46). El día jueves (febrero 7) ilustra el comportamiento térmico del salón cuando no existe ocupación del recinto. Por otra parte, los días viernes, sábado y domingo (febrero 8 al 11) simulan el

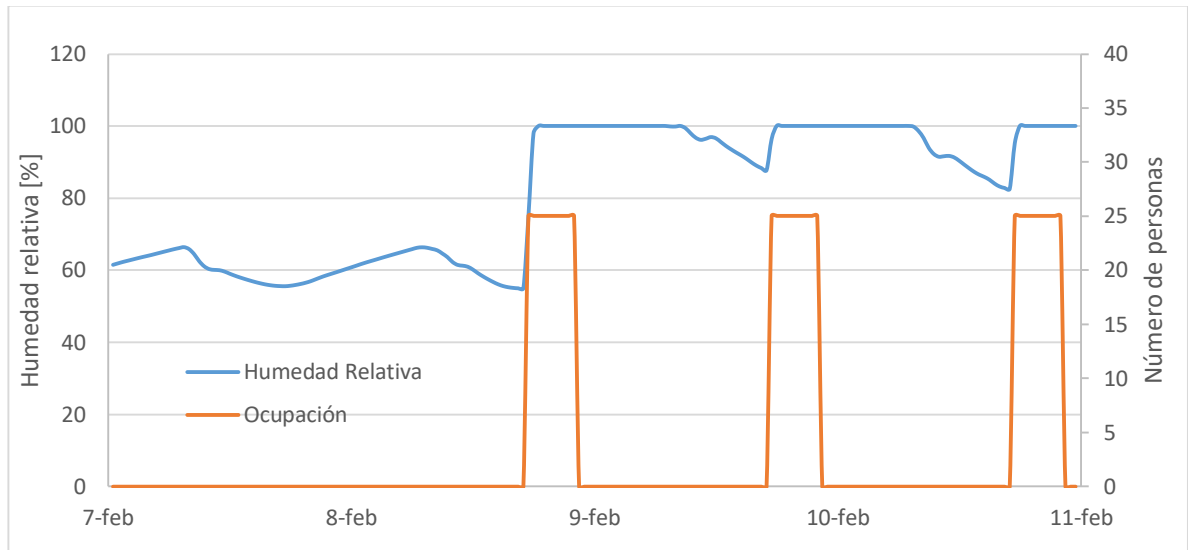
incremento de humedad y temperatura debido a la carga térmica que representan las personas.

Figura 46. Comportamiento térmico del salón social en función de la ocupación



La temperatura del salón social alcanzó valores máximos de 31.3°C, 31.3°C y 31.9°C para los días 8,9 y 10 de febrero respectivamente presentando picos de incremento de 4°C respecto a la temperatura máxima alcanzada para el día 7 de febrero, igualmente la humedad se ve drásticamente afectada por la actividad de las personas (figura 47) pasando de 56% al 100%.

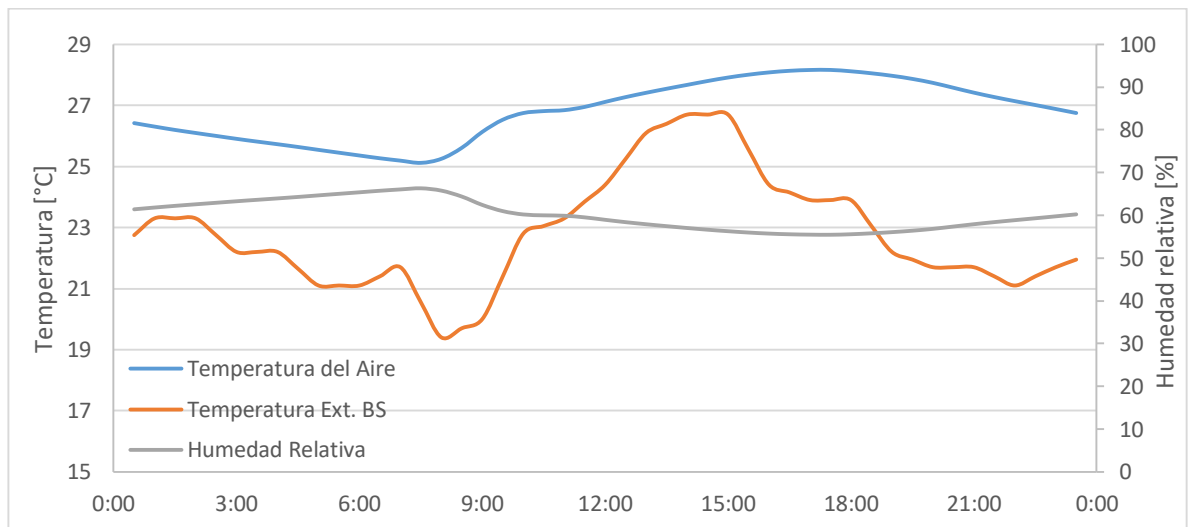
Figura 47. Humedad relativa del recinto en función de la ocupación



Como se demostró en las figuras 46 y 47, las personas influyen drásticamente en el comportamiento térmico del salón social.

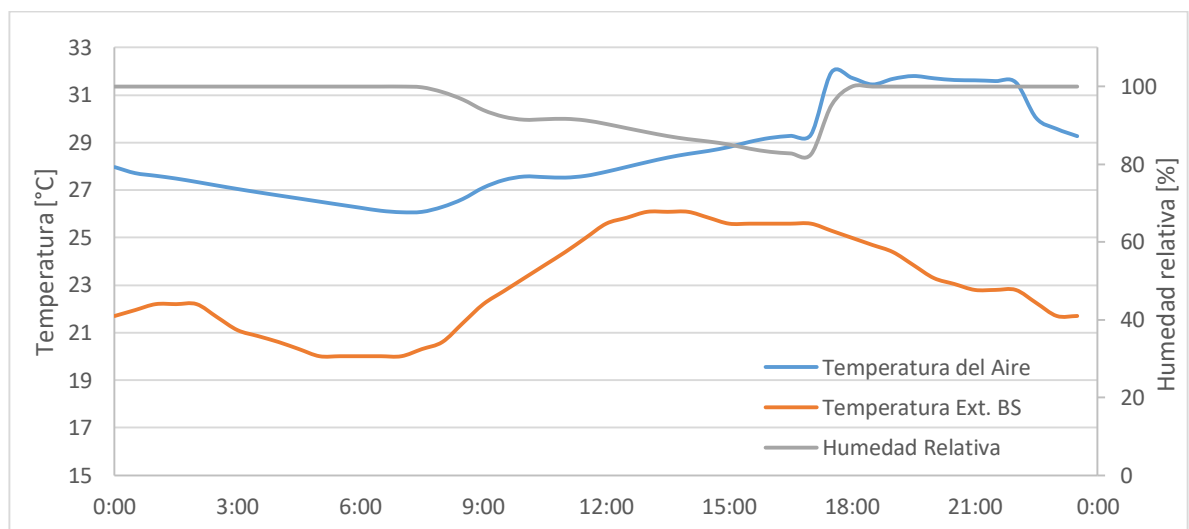
Para el día jueves 7 de febrero la temperatura promedio del recinto fue de 26.35°C, alcanzando picos de temperatura de 28°C a las 5:30 pm y humedad relativa máxima del 69% a las 7:30 am. El comportamiento térmico del salón social sin ocupantes se ilustra en la figura 48.

Figura 48. Comportamiento térmico del salón social para el día jueves 7 de febrero



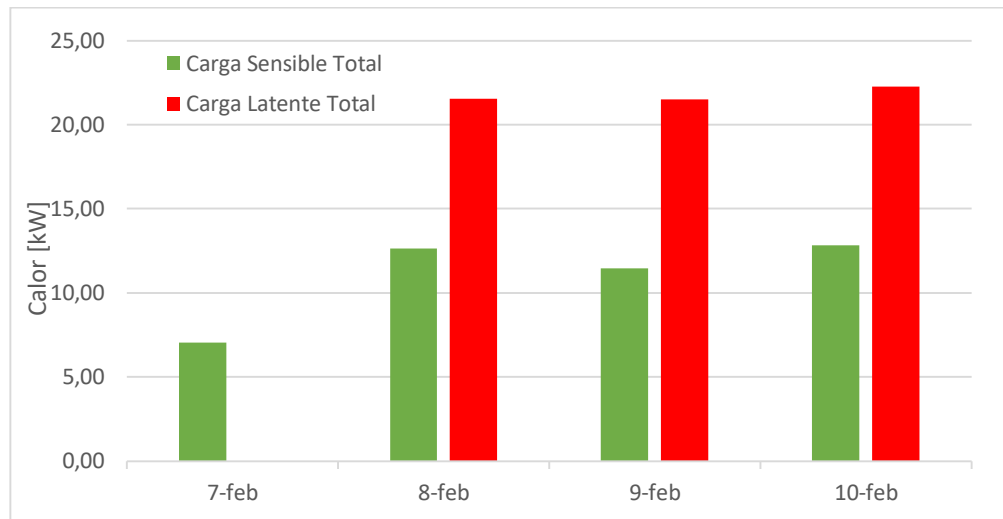
La temperatura máxima alcanzada durante el fin de semana se alcanzó el día 10 de febrero, con una temperatura de 32.2°C. La figura 49 ilustra el comportamiento térmico del salón donde es notorio el cambio abrupto en la curva de temperatura del aire a las 5:00 pm, hora en la que se simula la entrada de los residentes al salón social. Por otra parte, el efecto acumulado de los días anteriores hace que la humedad relativa del recinto sea del 100% desde el inicio del día.

Figura 49. Comportamiento térmico del salón social para el día domingo 10 de febrero



La carga de calor diaria fue calculada igualmente (figura 50). La carga latente fue la más representativa con valores entre 21.5 kW y 22.27 kW mientras que la carga sensible presentó valores cercanos al 50% de la carga latente variando entre los 11.47 kW y 12.82 kW.

Figura 50. Ganancia de calor sensible y latente total diario del salón social



La presencia de personas en el recinto es la única fuente de calor latente, sin embargo, el calor sensible proviene de diversas fuentes: iluminación, equipos, personas y la ganancia solar por muros y ventanas (figura 51). La ganancia solar y las personas son las más influyentes representando el 56% y 36% de la carga sensible total respectivamente (figura 52).

Figura 51. Fuentes de calor sensible.

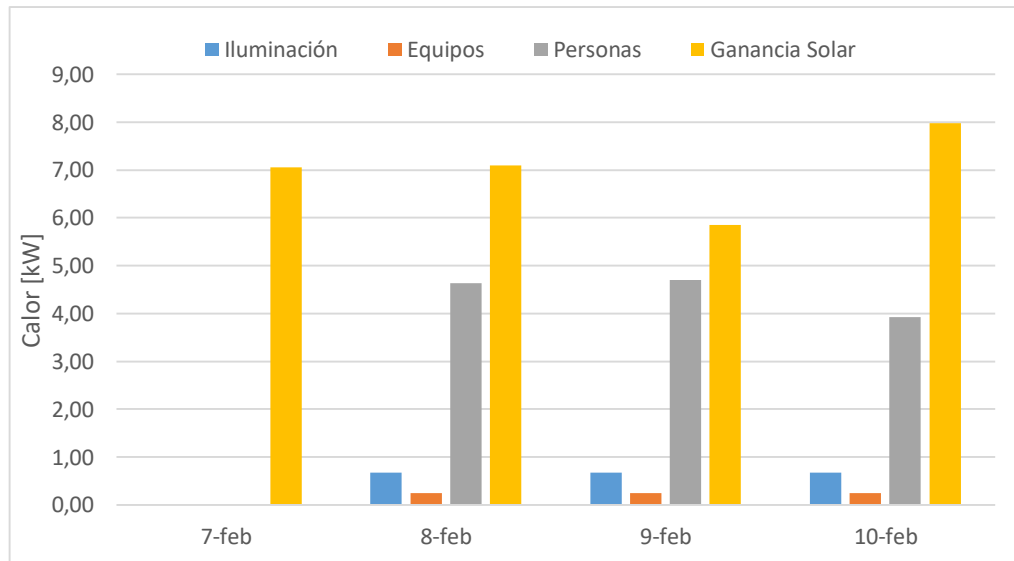
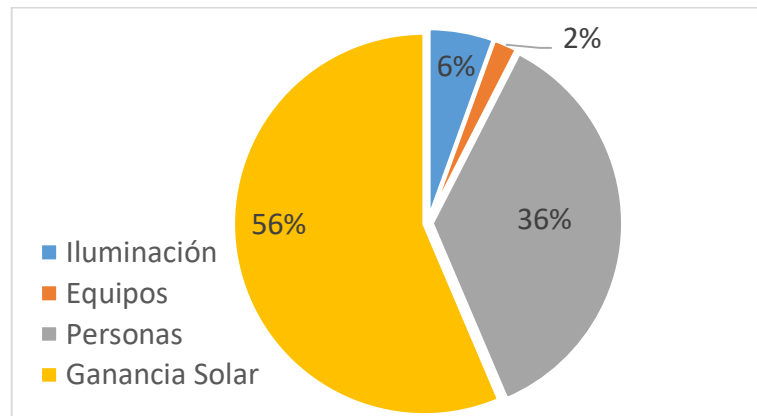


Figura 52. Porcentaje de influencia de las fuentes de calor sensible.



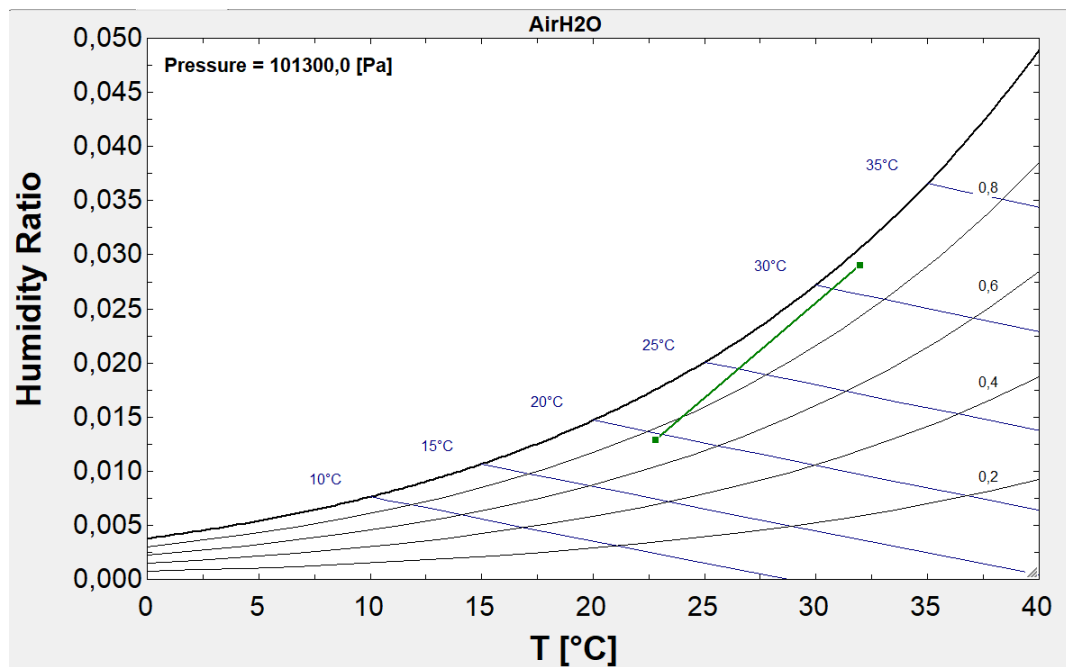
11.5 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN

Se requiere diseñar un sistema de ventilación mecánica que retire el calor y humedad del salón social hasta las condiciones de confort.

11.5.1 Condición de confort. La norma ASHRAE 55 establece múltiples modelos para determinar las condiciones de confort de un recinto en función del área, ocupación y tipo de actividad que se desarrolla. Sin embargo los modelos planteados son aplicables para situaciones donde el índice metabólico es menor a 2 ($met < 2.0$), para una actividad de 200 W se tiene un índice met de 3.4. El sistema de ventilación mecánica se diseñará con el objetivo de alcanzar una temperatura del aire de 25°C y una humedad relativa del 50%.

La carta psicrométrica del proceso se presenta en la figura 53 donde se ilustra el punto con temperatura máxima del periodo de simulación ($T_{\text{aire}}=31.96^{\circ}\text{C}$ y humedad relativa del 95.2%) y las condiciones de aire exterior promedio durante el periodo de ocupación ($T_{\text{aire}}=22.8^{\circ}\text{C}$ y humedad relativa de 74.3%).

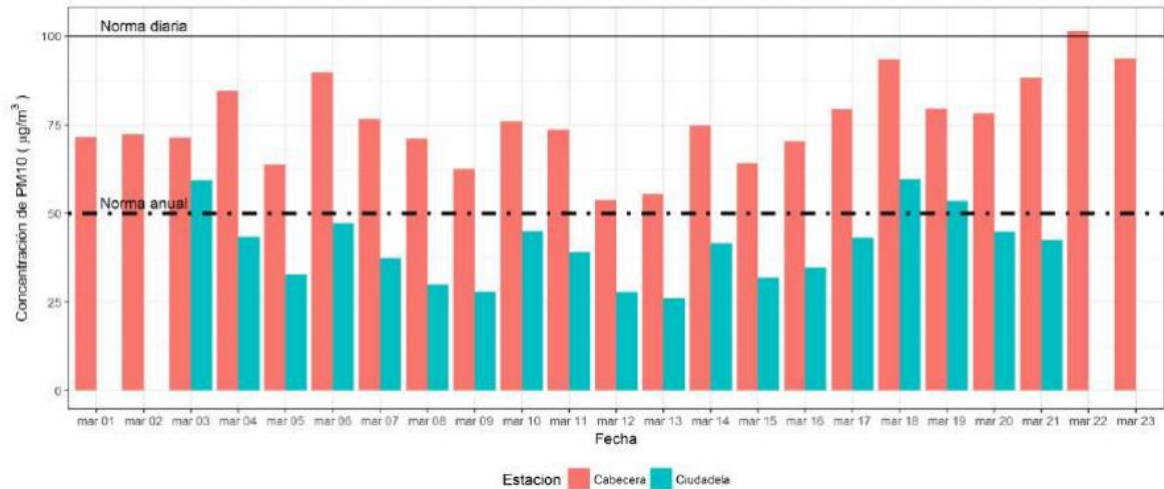
Figura 53. Carta psicrométrica del proceso de ventilación



11.5.2 Tasa de ventilación. El flujo de aire debe garantizar una calidad de aire interior aceptable y una sensación de confort térmica con el ambiente.

Para garantizar una calidad de aire interior aceptable es necesario conocer la calidad de aire exterior de la zona. El aire de Bucaramanga posee concentraciones máximas de PM10 entre 60 [$\mu\text{g}/\text{m}^3$] y 100 [$\mu\text{g}/\text{m}^3$] (figura 54), según el índice ICA, estos rangos corresponden a la clasificación moderada que representa una calidad de aire aceptable en donde puede existir un riesgo moderado para una cantidad mínima de individuos, de manera que no se requiere de la instalación de un filtro.

Figura 54. Concentraciones diarias promedio de PM10 para dos estaciones de Bucaramanga



Fuente: https://www.amb.gov.co/downloads/Documentos/sub_ambiental/informe_calidad_del_aire_marzo_2017.pdf

La tasa de respiración para un salón multipropósito según la tabla 6.1 de Ashrae 62.1 (Anexo m) es calculada a partir de la siguiente ecuación:

$$V_{bz} = 3.8 (25) + 0.3 (45.56)$$

$$V_{bz} = 108.7 [\text{lps}] = 391.3 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

La eficiencia de la distribución del aire, E_z se determina a partir de la tabla 6.2 (Anexo m). El sistema de ventilación tendrá ubicada la entrada de aire exterior en el techo ($E_z = 1$)

$$V_{oz} = \frac{V_{bz}}{E_z}$$

$$V_{oz} = 391.3 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$$

La tasa mínima de ventilación del salón social que garantice una calidad de aire aceptable es de $391.3 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$. Así mismo, se requiere determinar la tasa de ventilación para una sensación térmica de confort.

Según la figura 50, para el día más caliente del periodo de simulación la cantidad de calor sensible y latente es de 12.82 [kW] y 22.27 [kW] respectivamente, se requiere extraer una cantidad de calor total de 35.09 [kW].

El calor total extraído a partir de un flujo de aire es calculado según la Ashrae Fundamentals 2013 a partir de la ecuación como sigue:

$$Q_T = C_T V_{lps} \Delta h$$

Q_T , Calor de aire total [w]

C_T , factor de calor de aire total $\left[\frac{w}{lps}\right]$

V_{m3ps} flujo de aire de ventilación [lps]

Δh , diferencia de entalpía entre el aire interior y exterior $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

El factor de calor de aire total es 1.2 al nivel del mar, para otra elevación es necesario aplicar el factor de corrección de la siguiente ecuación establecida por la Ashrae Fundamentals 2013.

$$C_T = 1.2[1 - H * 2.25577 * 10^{-5}]^{5.2559}$$

Siendo H la elevación del lugar respecto al nivel del mar, en el caso de Bucaramanga 959 metros.

$$C_T = 1.2[1 - 959 * 2.25577 * 10^{-5}]^{5.2559}$$

$$C_T = 1.07$$

La diferencia de entalpía será calculada para el momento donde la temperatura del recinto es máxima. Con una temperatura interior de 31.96°C y una temperatura exterior a la misma hora de 25.3°C, con humedades relativas de 91.6% y 50% respectivamente.

$$V_{lps} = \frac{Q_T}{C_T \Delta h}$$

$$V_{lps} = \frac{35.09 \times 10^3}{(1.07)(56.19)}$$

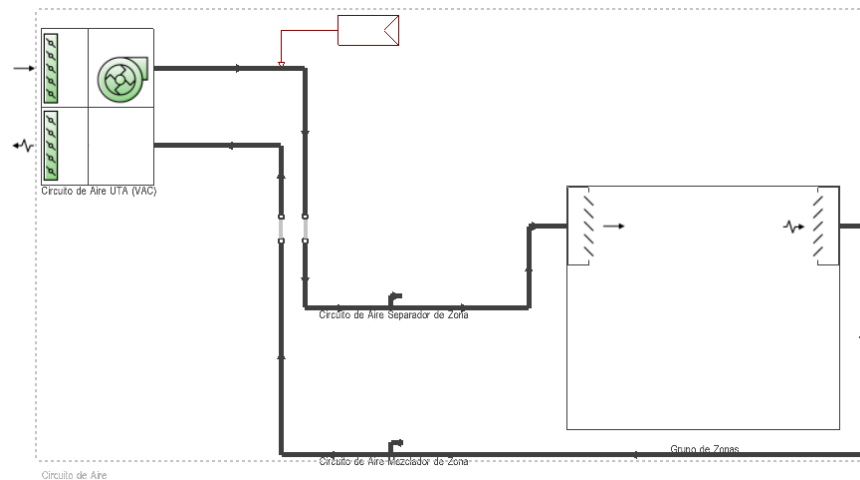
$$V_{lps} = 583.6 [lps] = 2100 \left[\frac{m^3}{h}\right]$$

El sistema de climatización será diseñado con un flujo de 2100 metros cúbicos de aire por hora.

11.6 SIMULACIÓN DEL RECINTO MODIFICADO

Al modelo del salón social se le añadió el módulo de ventilación (figura 55), donde se incluyó un ventilador de impulsión, con un flujo de aire de 2100 metros cúbicos por hora, y dos rejillas de extracción.

Figura 55. Módulo HVAC de DesignBuilder.



El sistema de ventilación permitió disminuir la temperatura máxima del periodo de simulación de 31.96°C a 27.94°C y la humedad relativa máxima del 100% al 88.6%. La tabla 37 ilustra los valores de temperatura y humedades relativas máximas y promedios para el aire exterior y el recinto con y sin sistema de ventilación durante el periodo de simulación.

Tabla 37. Temperaturas y humedades del salón social con y sin ventilación.

	Sin Ventilación	Con Ventilación	Aire Exterior
Temperatura Promedio	27,62°C	23,84 °C	22,66 °C
Temperatura máxima	31,96°C	27,94°C	26,7°C
Humedad relativa máxima	100%	88,60%	81,40%
Humedad relativa promedio	81,39%	70,15%	60,7%

Las figuras 56 y 57 presentan la evolución de la temperatura y humedad relativa del salón social durante el fin de semana en función de la ocupación.

Figura 56. Evolución de la temperatura del salón social con y sin ventilación

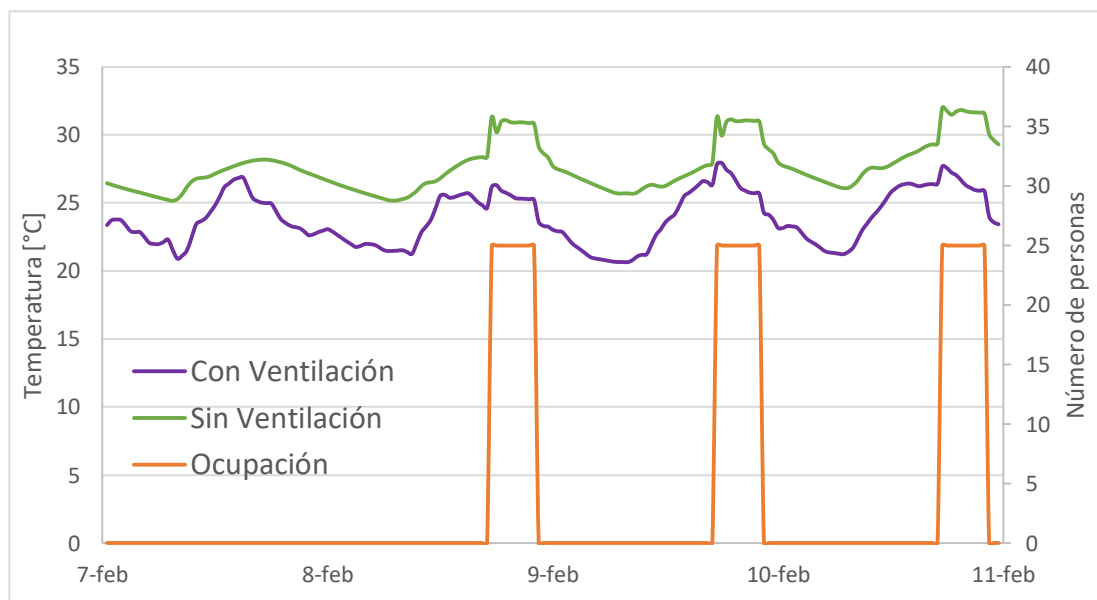
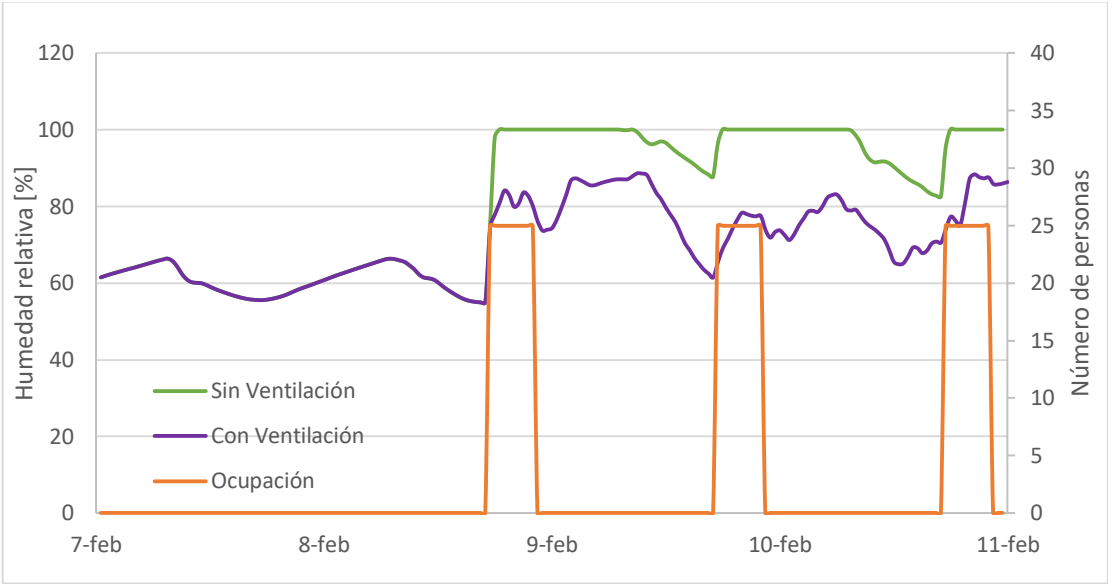
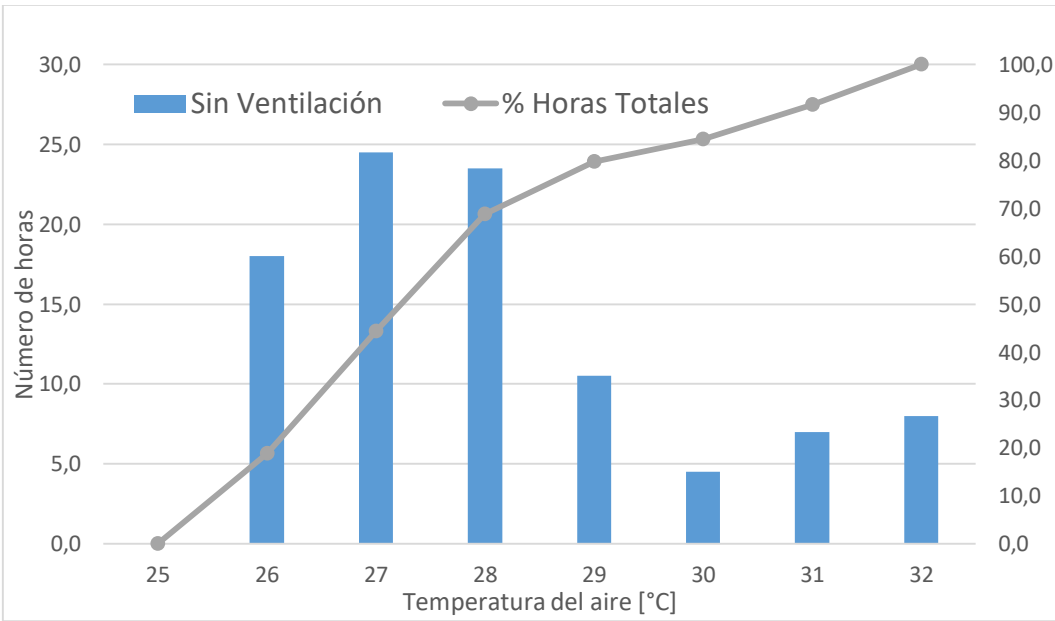


Figura 57. Evolución de la humedad relativa interior del salón social con y sin ventilación.



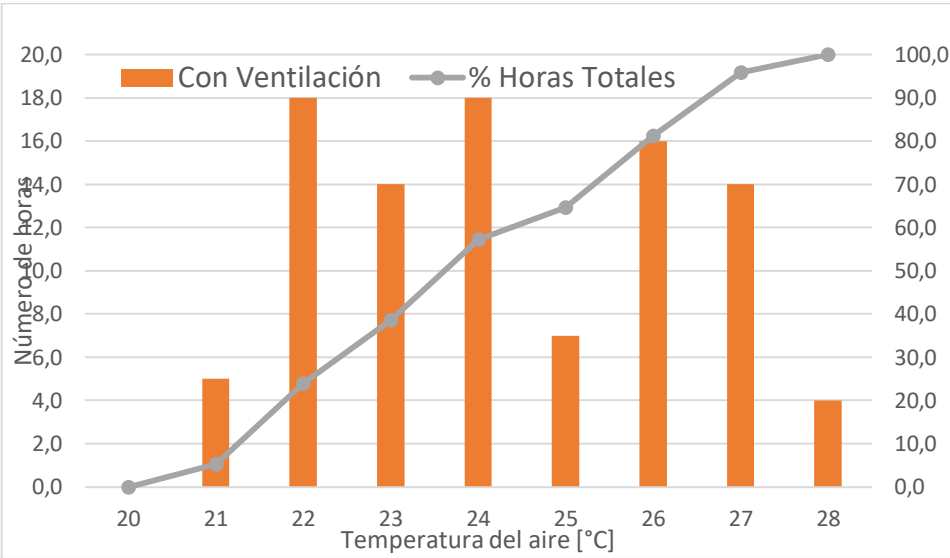
Durante las 96 horas del periodo de simulación, la temperatura del salón social osciló entre los 25°C y 32°C. Alrededor del 80% de este tiempo (76.5 horas), el salón social mantuvo temperaturas entre los 26°C y 29°C (figura 58).

Figura 58. Distribución temporal de la temperatura del recinto sin ventilación.



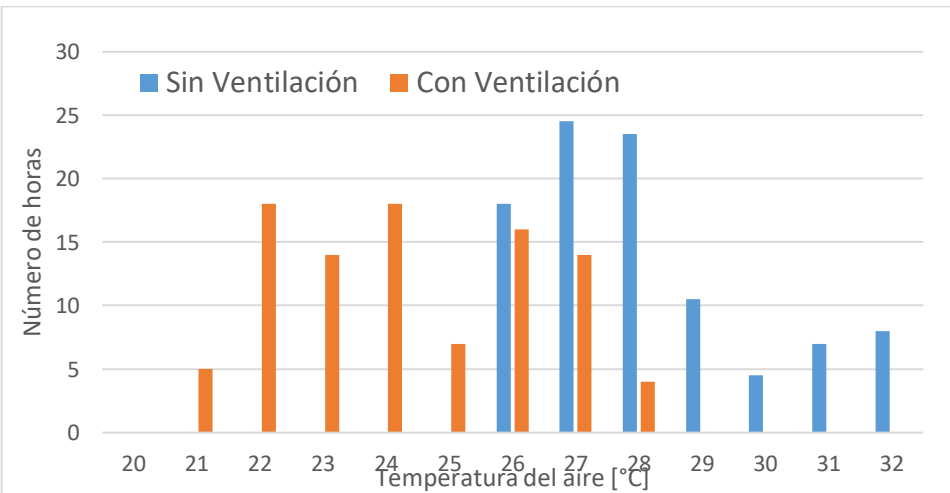
El sistema de ventilación permitió disminuir la temperatura del aire hasta rangos entre 21°C y 28°C. Donde el 80% del tiempo (78 horas) la temperatura del recinto osciló entre los 20°C y 26°C (figura 59).

Figura 59. Distribución temporal de la temperatura del recinto con ventilación.



La figura 60 permite visualizar el efecto del sistema de ventilación en la distribución de temperatura del salón social.

Figura 60. Distribución de temperaturas del aire con y sin ventilación

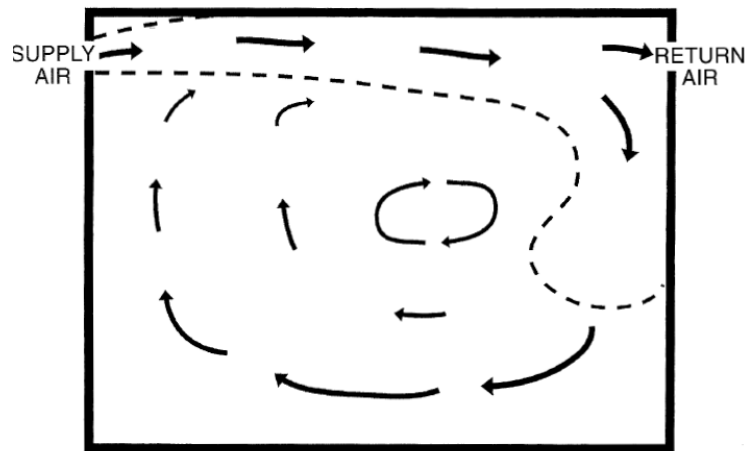


11.7 DISEÑO SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE

El sistema de distribución es el encargado de transportar el flujo de aire desde el ventilador hasta la zona de ventilación, compuesto por los ductos, difusores y rejillas.

Para lograr una mejor difusión del aire en el salón social se empleará un difusor lineal, cuyo sistema ocupa menos espacio, es más estético y posee una mayor área de distribución de aire. El difusor será instalado en el muro lateral derecho para lograr un efecto de circulación al interior del recinto (figura 61).

Figura 61. Difusión del aire con ventilación lateral.

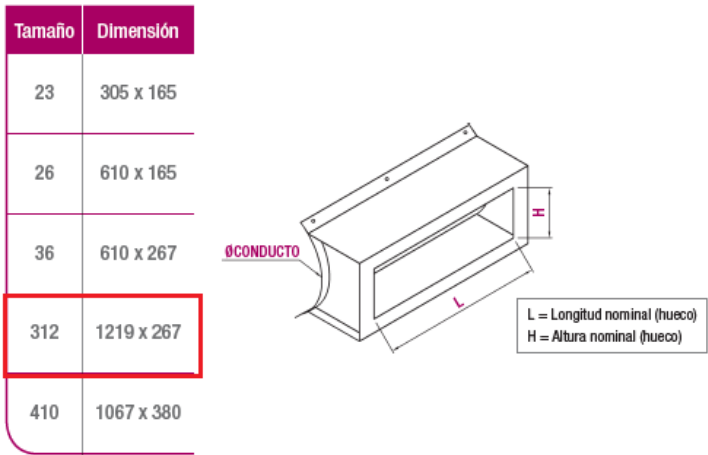


Fuente: ASHRAE 2001 HVAC PG 507

La distancia entre paredes en el salón social es de 6.75 metros. Se requiere seleccionar un difusor con un alcance de 6.75 metros que sea silencioso (<30 dB) para un flujo de 2100 metros cúbicos de aire por hora.

Se selecciona el difusor lineal marca KoolAir DF-47, las dimensiones del difusor lineal se ilustran en la figura 62.

Figura 62. Dimensiones del difusor lineal KoolAir DF-47



Fuente: KoolAir

El difusor lineal seleccionado alcanza una velocidad terminal de 1 metro por segundo a una distancia de 6.2 metros con un flujo de aire de 2000 metro cúbicos por hora (Figura 63).

Figura 63. Especificaciones difusor lineal KoolAir DF-47 1219x267

Q		Tamaño	1219x267
(m³/h)	(l/s)	A _k (m²)	0,1213
2000	555,6	V _k (m/s)	4,6
		X _{0,3} X _{0,5} X _{1,0} (m)	20,6 12,4 6,2
		ΔP _t (Pa)	12
		L _{wA} - dB(A)	25

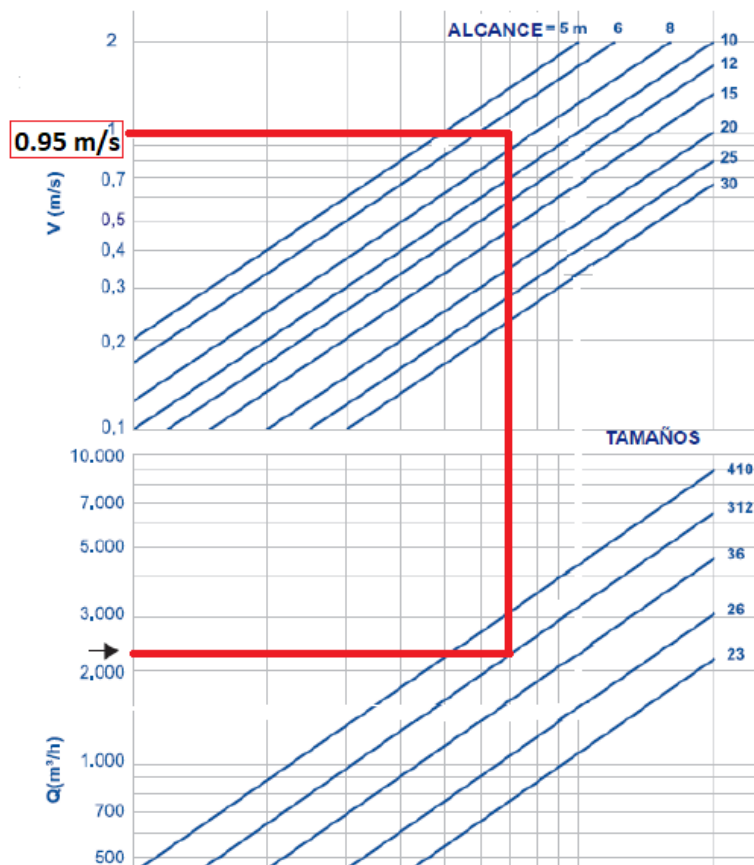
Fuente: KoolAir

La hoja técnica del difusor lineal KoolAir brinda las curvas necesarias para determinar la velocidad del aire, desviación vertical, pérdida de carga y potencia sonora que genera el equipo para un flujo de aire y una diferencia de temperatura dada.

Para garantizar que el aire circule al interior del recinto adecuadamente se requiere garantizar que la vena de aire alcance a cruzar el salón social, es decir que la vena de aire posea una velocidad mayor a cero para un alcance de 6.75 metros.

Con una tasa de ventilación de 2100 metros cúbicos de aire por hora para el difusor lineal DF-47 1219x267 se tiene una velocidad de 0.95 metros por segundo a una distancia de 6.75 metros (figura 64).

Figura 64. Velocidad de la vena de aire para un alcance de 6.75 metros



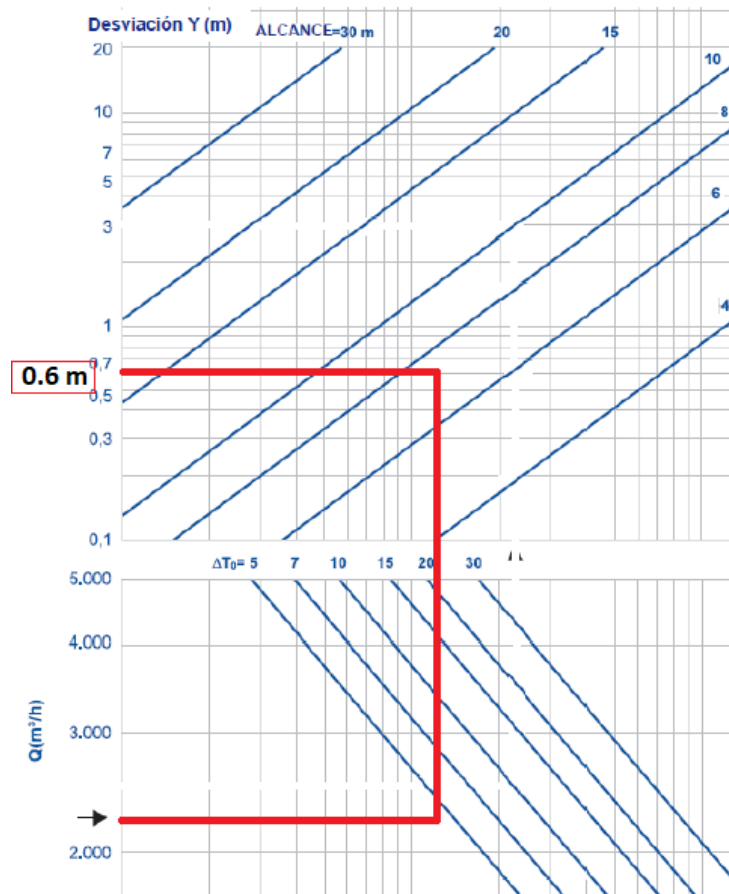
Fuente: KoolAir

El aire exterior se encuentra entre tres y cinco grados más frío que el aire interior del recinto. Para evitar la inconformidad térmica por diferencia de temperatura vertical se requiere garantizar que la desviación vertical de la vena de aire sea

inferior a un metro, considerando que la altura del salón social es de tres metros y la persona más alta en el recinto mida dos metros.

Suponiendo una diferencia de temperatura de 4°C, un flujo de 2100 metros cúbicos de aire por hora y un alcance de 6.75 metros, la máxima desviación vertical es de 0.6 metros (figura 65).

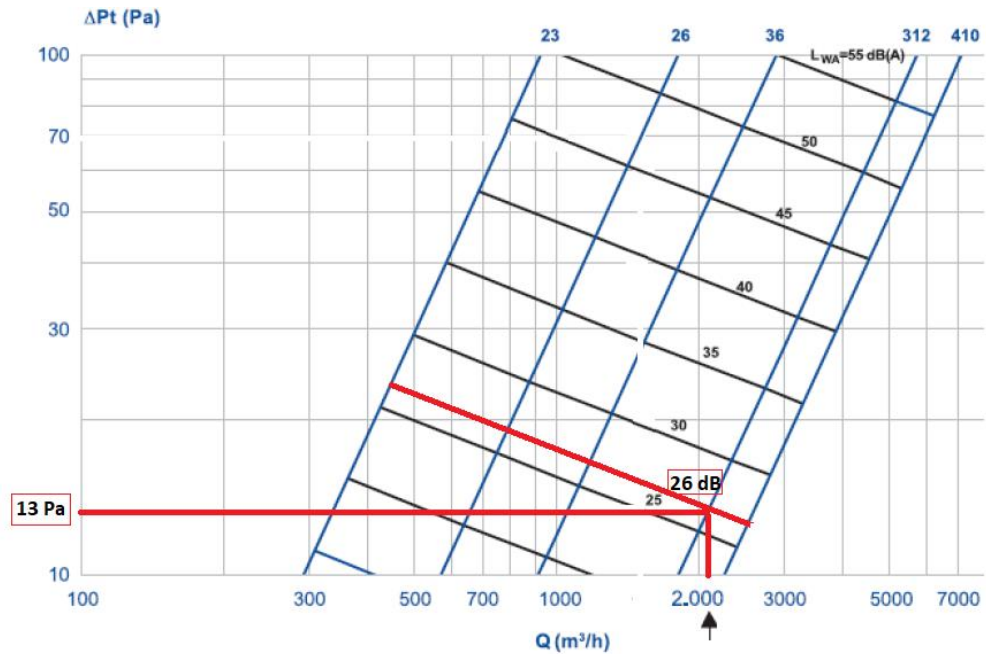
Figura 65. Desviación vertical de la vena de aire para un alcance de 6.75 metros



Fuente: KoolAir

La pérdida de presión para un flujo de 2100 metros cúbicos de aire en el difusor lineal es de 13 pascales, con una potencia sonora de 26 dB (figura 66).

Figura 66. Pérdida de carga y nivel de potencia sonora



Fuente: KoolAir

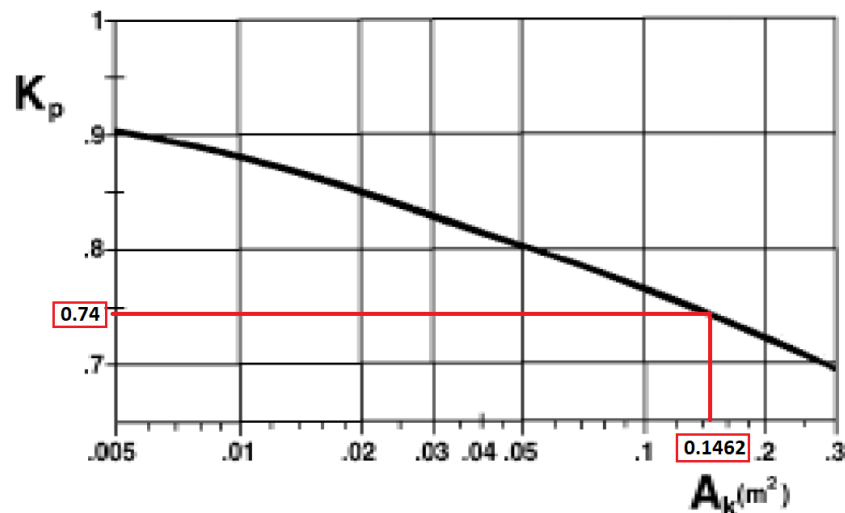
Para el retorno del aire se seleccionaron dos rejillas de extracción con aletas fijas a 45° marca KoolAir 20-45-H, con dimensiones de 1000x300, cada una con un flujo de extracción de 1000 metros cúbicos de aire. La rejilla seleccionada tiene una pérdida de carga estática de 2.5 pascales y un nivel de ruido de 22 decibeles (figura 67).

Figura 67. Especificaciones técnicas de la rejilla de ventilación 20-45-H

Q		D. mm	A _k	V _k	P _s	NR
m³/h	l/s					
1000	277,8	1000 x 300	0,1462	1,9	2,5	22
		750 x 400				

Para montajes de rejilla en pared, sin conducto, se aplica el factor de corrección a la presión K_p (figura 68). Con un área efectiva de 0.1462 metros cuadrados se tiene un valor $K_p = 0.74$.

Figura 68. Factor de corrección para rejillas con aspiración libre



Fuente: KoolAir

$$P_s = P_s K_p$$

$$P_s = (2.5)(0.74)$$

$$P_s = 1.85 \text{ [Pa]}$$

Para aspiración libre la rejilla de retorno 20-45-H se tiene una pérdida de carga de 1.85 pascales.

El ventilador conectado al difusor lineal debe proveer un flujo de aire de 2100 metros cúbicos por hora superando una presión de 14 pascales. Para caudales elevados donde se requieran vencer pequeñas presiones se recomienda el uso de ventiladores helicoidales.

Se seleccionó el ventilador helicoidal marca SODECA HC-31-4M-H. Con un motor monofásico de cuatro polos, un diámetro de 31 centímetros, potencia de 0.1 kW con un caudal máximo de 2400 metros cúbicos por hora y un nivel de ruido máximo de 54 decibeles (figura 69), el ser humano considera molesto los sonidos con un nivel de presión sonora por encima de los 55 decibeles.

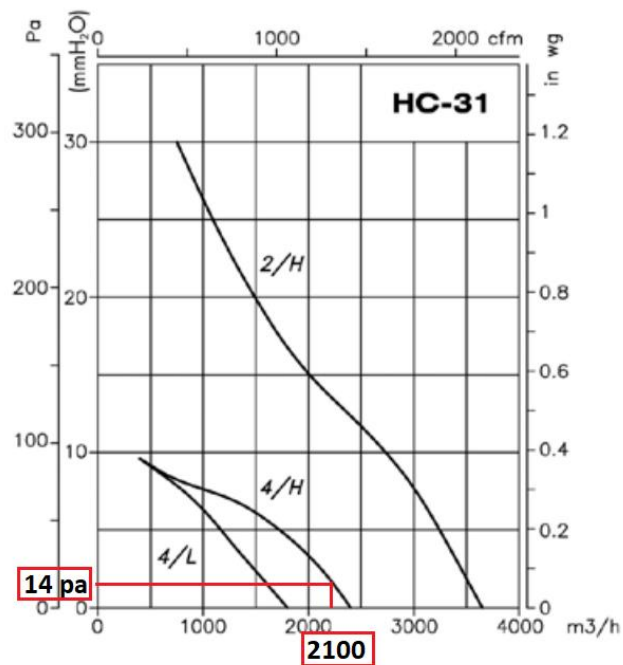
Figura 69. Especificaciones técnicas del ventilador helicoidal HC-31-4M

Modelo	Velocidad (r/min)	Potencia instalada (kW)	Caudal máximo (m3/h)	Nivel presión sonora dB(A)	Peso aprox. (Kg)
HC-31-4M/H	1380	0,10	2400	54	6

Fuente: SODECA

Para una carga del difusor lineal de 14 pascales el ventilador helicoidal produce un caudal de 2100 metros cúbicos de aire por hora (figura 70).

Figura 70. Curva característica del ventilador helicoidal HC-31-4M-H



Fuente: SODECA

A partir de las leyes de los ventiladores es posible determinar el nivel del ruido producido por el ventilador helicoidal cuando se varía el caudal de aire que impulsa el ventilador. Para un flujo de aire de 2100 metros cúbicos de aire el nivel del ruido producido por el ventilador se calcula como:

$$NR = NR_0 + 10 \log\left(\frac{Q}{Q_0}\right)$$

$$NR = 54 + 10 \log\left(\frac{2100}{2400}\right)$$

$$NR = 53.4 \text{ dB}$$

Para un flujo de aire de 2100 metros cúbicos la potencia consumida se calcula como:

$$P_{vent} = P_0 \frac{Q}{Q_0}$$

$$P_{vent} = 0.1 \frac{2100}{2400}$$

$$P_{vent} = 87.5 \text{ w}$$

11.8 ANÁLISIS FINANCIERO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

El análisis financiero del sistema de climatización será realizado para un periodo de 10 años, considerando que el sistema de ventilación estará encendido los fines de semana de cada mes.

La tabla 38 presenta los costos de inversión iniciales del sistema de ventilación.

Tabla 38. Costos de inversión de equipos del sistema de ventilación.

Descripción	Precio Unit	Cantidad	Precio Total
Difusor lineal DF-47 1219x267	\$ 969.671	1	\$ 969.671
Rejillas de retorno 20-45-H	\$ 288.960	2	\$ 577.919
Ventilador HC-31	\$ 1.134.068	1	\$ 1.134.068
TOTAL			\$ 2.681.658

Fuente: KoolAir, SODECA

El consumo de energía del sistema de ventilación será calculado a partir de la potencia consumida por el ventilador y un horario mensual estimado de uso de 192 horas (8 días al mes).

$$E_{ventilación} = P_{vent} * 192 \text{ horas}$$

$$E_{ventilación} = 87.5 \text{ (192)}$$

$$E_{ventilación} = 16.8 \text{ kWh}$$

Actualmente el precio de la energía para el conjunto Bahrein es de 483 \$/kWh. La tasa de interés se supone igual a la inflación del año 2018 (3,18%). El sistema de ventilación representa un costo de inversión inicial de \$2'681.658 con un valor presente neto a diez años de \$3'843.019 (anexo p).

12. CONCLUSIONES

- Se calculó la cantidad de energía solar disponible en la cubierta del edificio donde se evidenció la importancia del análisis de sombras. Para un área total de 282 m² sólo 120 m² no recibía sombras a lo largo del año. Reduciendo el área aprovechable un 42.5%.
- Se diseñó un sistema de calentamiento solar para las piscinas y se simuló su comportamiento térmico con y sin colectores en MATLAB. Inicialmente la piscina se encontraba 265 días al año en un rango de confort (24°C a 29°C), un campo de colectores solares de 33 m² permitió aumentar los días de confort a 356 días al año. La temperatura anual promedio de la piscina se incrementó en 2.7 °C, pasando de 24.8°C a 27.5°C.
- El balance de calor propuesto para estimar el comportamiento térmico de la piscina tomó en consideración las pérdidas por lluvia con objeto de estimar su influencia en la pérdida de calor total. La pérdida de calor por evaporación representó un 48.6 % del calor total, mientras que las pérdidas de lluvia demostraron ser despreciables comparativamente, con una participación del 0.4%.
- El sistema de calentamiento a gas demostró ser la alternativa más viable económicamente. Sin embargo, es necesario recalcar que de no requerirse una bomba de refuerzo el costo de inversión del sistema de calentamiento solar sería de \$7'651.622, más económico que el sistema de calentamiento a gas (\$10'234.000). Adicionalmente, el costo anual eléctrico de la bomba (\$20'067.837) es mucho mayor al costo anual de consumo de gas (\$5'392.497), haciendo más grande la brecha económica entre alternativas para un periodo de 10 años.
- Se diseñó un sistema fotovoltaico de 5625 Wp. Para el primer año el sistema genera 7869 kWh, alrededor del 56.5% del consumo eléctrico anual del edificio (1160 kWh/mes) (13920 kWh/año). Con una inversión inicial de \$19'288.509 el campo de módulos fotovoltaicos representa un potencial

ahorro de \$112'698.250 para un periodo de 25 años, recuperando la inversión en 4 años y 21 días.

- Se compararon dos alternativas de módulos fotovoltaicos del mismo tamaño, con celdas policristalinas y monocristalinas con potencias de 330 Wp y 375 Wp respectivamente. Los periodos de retorno de inversión no representaron una diferencia considerable en la selección de la alternativa (4 años, 25 días y 4 años, 21 días). Sin embargo, el análisis para un periodo de 25 años arrojó una diferencia de ahorro de \$14'632.519, siendo la selección del módulo monocristalino 375 Wp la mejor opción.
- Se diseñó un sistema de ventilación para el salón social basado en las normativas ASHRAE 55 y 62.1 donde se simuló su comportamiento térmico en el software DesignBuilder. El sistema de ventilación redujo la temperatura promedio del salón social de 27.62°C a 23.84°C y la humedad relativa de 81.3% a 70.15% con una inversión inicial de \$2'681.658 y un valor presente neto de \$3'843.019 para un periodo de 10 años.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- (1) REN21,2018. Renewables 2018 Global Status Report. pp 31 [PDF]. Disponible en: http://www.ren21.net/gsr_2018_full_report_en
- (2) IEA, 2016. World Energy Outlook. PP 32
- (3) UPME, 2015. PLAN ENERGETICO NACIONAL COLOMBIA: IDEARIO ENERGÉTICO 2050 PP 93
- (4) PROYECCION REGIONAL DE DEMANDA DE ENERGÍA ELÉCTRICA Y POTENCIA MÁXIMA EN COLOMBIA, UPME 2017. PP 13
- (5) PROYECCION DE LA DEMANDA DE ENERGÍA ELÉCTRICA Y POTENCIA MÁXIMA EN COLOMBIA, UPME 2015 PP 18
- (6) International Energy Agency and the United Nation Environment Programme (2018): 2018 Global Status Report: towards a zero-emission, efficient and resilient buildings and construction sector. PP 13
- (7) CRC press 2003, Design and sizing of standalone solar power systems, A house in Iraq//R. A. Messenger and J. Ventre, Photovoltaics systems engineering: CRC press, 2003
- (8) ASHRAE. Thermal environmental conditions for human occupancy. ASHRAE Standard 55. 2013. PP 10-51.

- (9) ASHRAE. Ventilation for acceptable indoor air quality. ASHRAE Standard 62.1. 2007. PP
- (10) IDEAM, UPME. (2018). ATLAS DE RADIACION SOLAR, ULTRAVIOLETA Y OZONO DE COLOMBIA. [En línea]. Disponible en: <http://www.andi.com.co/Uploads/RADIACION.compressed.pdf>
- (11) BECKMAN, William A. DUFFIE, John A. Solar engineering of thermal processes. Mexico: Prentice Hall, 1997. P. 418-420
- (12) KALOGIROU A, Soteris. Solar Energy Engineering: Processes and Systems. Academic 2009. P. 270-280.
- (13) Portafolio, (2018) Alzas en energía eléctrica, las reinas de la inflación. [En línea]. Disponible en: <https://www.portafolio.co/economia/alzas-en-energia-electrica-las-reinas-de-la-inflacion-en-2018-5250>

BIBLIOGRAFÍA

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2013). ASHRAE FUNDAMENTALS. Atlanta, Ga.

ASHRAE, ASHRAE/ANSI Standard 55-2010 Thermal environmental conditions for human occupancy. 2010, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers: Atlanta, GA.

ASHRAE, ANSI/ASHRAE Standard 62.1-2007. Ventilation for acceptable indoor air quality. 2010, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc.: Atlanta, GA.

BECKMAN, William A. DUFFIE, John A. Solar engineering of thermal processes. Mexico: Prentice Hall, 1997. P.3-46, 418-420.

KALOGIROU A, Soteris. Solar Energy Engineering: Processes and Systems. Academic 2009.

MCEVOY. A, MARKVART. T & CASTAÑER. L. Practical handbook of photovoltaics: Fundamentals and Applications. PP 120-150

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Energía solar. Definiciones y nomenclatura. NTC-1736 Bogotá D.C.: El Instituto. 2005.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Sistemas solares térmicos y componentes. Colectores solares parte 1. Requisitos generales. NTC-5434-1 Bogotá D.C.: El Instituto. 2013.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Energía solar. Instalación de sistemas domésticos de agua caliente que funcionan con energía solar. Colectores solares parte 1. Requisitos generales. NTC-3507. Bogotá D.C.: El Instituto. 1993.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Energía solar. Especificaciones para sistemas de calentamiento de agua con energía solar, destinada al uso doméstico. Requisitos generales. GTC 108 Bogotá D.C.: El Instituto. 2013.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Eficiencia energética. Sistemas de calentamiento de agua con energía solar y componentes. NTC-4368 Bogotá D.C.: El Instituto. 1997.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Código eléctrico colombiano. NTC-2050 Bogotá D.C.: El Instituto. 2015. P.627-635.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Código colombiano de instalaciones hidráulicas y sanitarias. NTC-1500 Bogotá D.C.: El Instituto. 2017. P.109-120,122-123.

ANEXOS

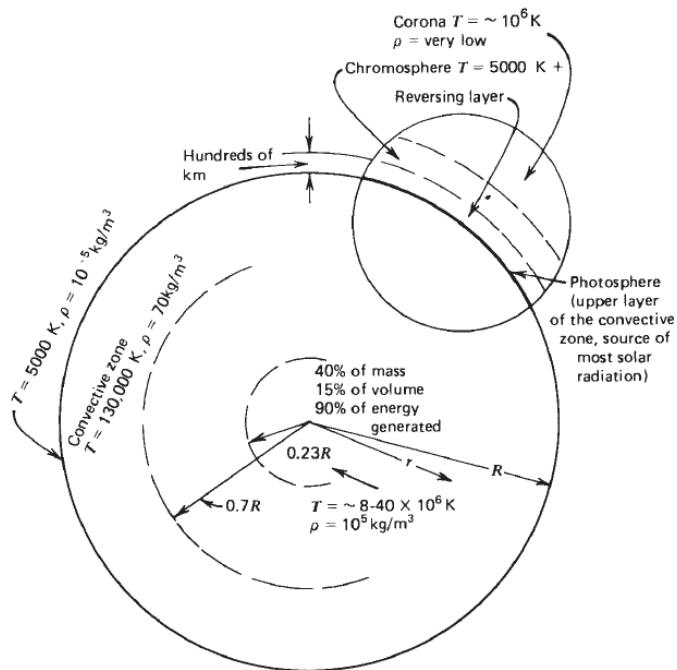
ANEXO A. CÁLCULO DE LA ENERGÍA SOLAR INCIDENTE EN UNA SUPERFICIE

EL SOL

El sol es una esfera gigante compuesta por un conjunto de gases calientes que reaccionan entre si irradiando energía hacia el espacio, está ubicada a 1500 millones de kilómetros de la tierra y posee un diámetro de 1.39×10^9 [m] aproximadamente.

La figura 71 muestra la estructura del sol, los gradientes de temperatura y densidad en el sol determinan la interacción de energía entre sus capas y por tanto la radiación que emite.

Figura 71 Estructura del sol



Fuente: Solar Engineering of Thermal Processes – Duffie & Beckman Pag. 26

Alrededor del 90% de la energía generada por el sol se produce en su centro donde existen temperaturas entre 8×10^6 [K] y 40×10^6 [K], los gases son cada vez menos calientes en tanto se acerca a la superficie en donde se estima que la temperatura es de 5000 [K]. El sol tiene una temperatura efectiva de cuerpo negro de 5777 [K].

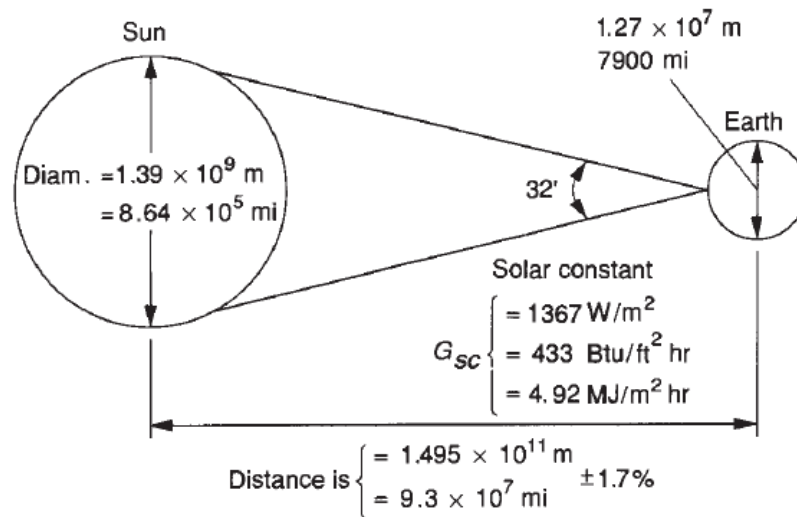
RADIACION EXTRATERRESTRE

Las relaciones geométricas entre el sol y la tierra, en conjunto con la naturaleza de la radiación emitida resultan en una intensidad solar casi invariable llamada constante solar.

La constante solar G_{sc} está definida como la cantidad de radiación solar incidente en la atmósfera por unidad de área, por unidad de tiempo. Se estima que la energía radiada por el sol hacia el espacio es constante ya que su variación en un ciclo solar (22 años) es menor al 1%, dicha constante está definida por tres factores ilustrados en la figura 72: la distancia entre el sol y la tierra, el diámetro y la temperatura del sol.

Gran cantidad de experimentos se han realizado para determinar el valor de dicha constante, inicialmente a partir de extrapolaciones y posteriormente a partir de mediciones directas con aeronaves y globos, de acuerdo al centro de radiación mundial World Radiation Center (WRC) este valor corresponde a $1367 \text{ [W/m}^2\text{]}$.

Figura 72. Relaciones geométricas entre el sol y la tierra



Fuente: Solar Engineering of Thermal Processes – Duffie & Beckman Pag. 27

El movimiento relativo entre el sol y la tierra hacen que el flujo de energía incidente en la atmósfera oscile en un rango de 1.7%. En la ecuación desarrollada por

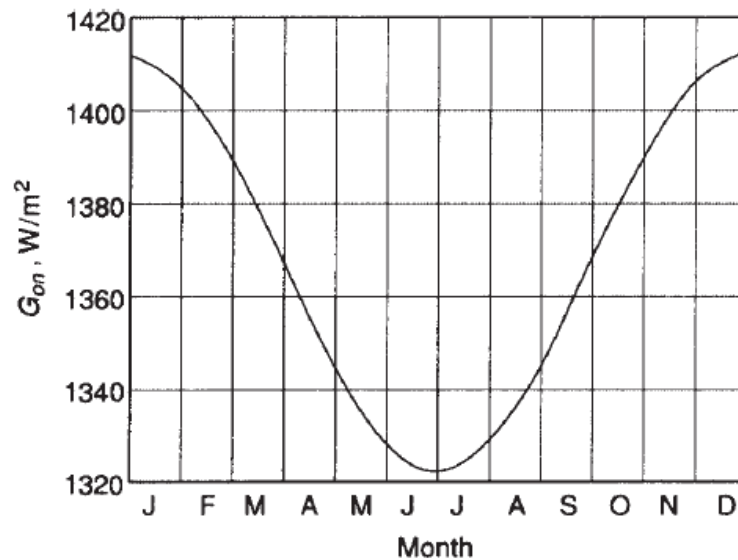
Spencer (1971) que determina el cambio en la constante solar en función de los días del año.

$$G_{on} = G_{sc} \left(1 + 0.033 \cos \frac{360 n}{365} \right)$$

Donde n es día del año y G_{on} la radiación extraterrestre que llega a la atmósfera el día n.

La variación de la radiación extraterrestre para cada mes del año es ilustrada en la figura 73.

Figura 73. Variación de la radiación extraterrestre.



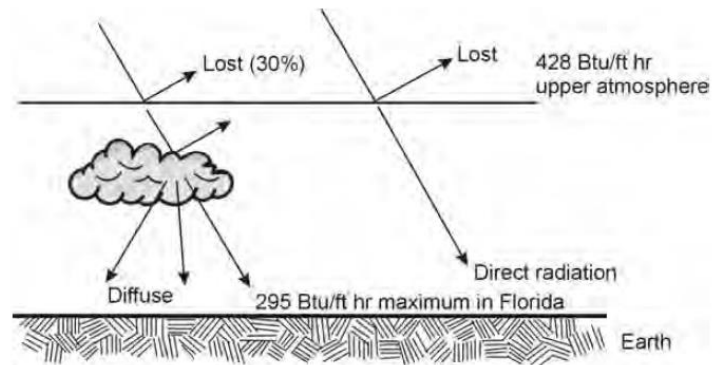
Fuente: Solar Engineering of Thermal Processes – Duffie & Beckman Pag. 31

RADIACION TERRESTRE

La radiación extraterrestre experimenta un fenómeno de dispersión al incidir en la atmósfera, donde parte de esta es reflejada de nuevo hacia el espacio. La energía que incide en la atmósfera es también afectada por las partículas de aire y presencia de nubes en el cielo desviando la dirección de los rayos solares, a la radiación incidente en cuya dirección ha sido desviada se le conoce como radiación difusa.

La radiación directa o radiación del rayo es aquella cuya dirección no ha sido desviada por nubosidades, en la figura 74 se representa el fenómeno de dispersión que ocurre entre la atmosfera y la superficie terrestre.

Figura 74. Dispersión de la radiación extraterrestre



Fuente: Solar Water and Pool Heating Manual Pag. 19

Para determinar la radiación incidente en una ubicación es necesario conocer dos parámetros fundamentales: la magnitud del rayo H y la dirección de estos respecto a la superficie en cuestión, definida a partir del ángulo de incidencia θ . Los métodos para estimar la magnitud y la dirección de los rayos se describen a continuación.

Geometría solar:

La dirección del rayo incidente en una superficie es calculada a través de relaciones geométricas que modelan el movimiento relativo entre el sol y una superficie, los ángulos, definiciones y convenciones necesarias para estimar la dirección del rayo θ se describen a continuación:

Latitud: Posición angular de una ubicación relativa a la línea del ecuador $[\phi]$, varía en un rango entre $-90^\circ \leq \phi \leq 90^\circ$, siendo positivo el ángulo hacia el norte y negativo hacia el sur.

Inclinación: $[\beta]$ corresponde al ángulo formado entre el plano de la superficie en cuestión y un plano horizontal, puede variar en un rango entre $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$

Angulo azimut de la superficie $[\gamma]$, corresponde al ángulo formado entre la proyección en el plano horizontal de una normal a la superficie y el meridiano local, siendo este cero hacia el sur, positivo al oeste, negativo al este.

Ángulo horario $[\omega]$, corresponde al desplazamiento angular del sol hacia el este u oeste debido a la rotación de la tierra sobre su propio eje a 15° por hora, siendo en el mañana negativo, al medio día 0 y en la tarde positivo.

Declinación $[\delta]$, corresponde a la posición angular del sol al medio día solar, es decir, cuando el sol está ubicado en el meridiano, con respecto al plano del ecuador, varia en un rango entre $-23.45^\circ \leq \delta \leq 23.45^\circ$, siendo positivo el ángulo hacia el norte y negativo hacia el sur.

La declinación puede ser calculada a partir de la aproximación desarrollada por Cooper (1969) descrita en la siguiente ecuación.

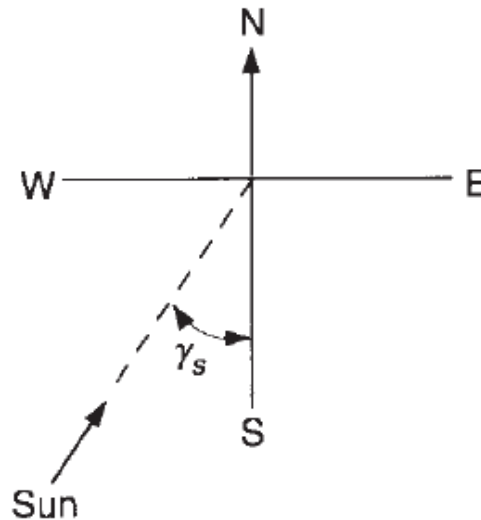
$$\delta = 23.45 \sin\left(360 \frac{284 + n}{365}\right)$$

Ángulo cenit $[\theta_z]$, corresponde al ángulo entre la vertical y un rayo de sol, de manera que es equivalente al ángulo de incidencia de una superficie horizontal.

Ángulo de elevación solar $[\alpha_s]$, corresponde al ángulo formado entre un plano horizontal y la dirección del rayo solar, es equivalente al ángulo complementario del ángulo cenit.

Ángulo azimut solar $[\gamma_s]$, corresponde al desplazamiento angular entre la línea norte-sur y la proyección del rayo solar en un plano horizontal. En la figura 75 se representa gráficamente el azimut solar.

Figura 75. Ángulo azimut solar



Fuente: Solar Engineering of Thermal Processes – Duffie & Beckman Pag. 35

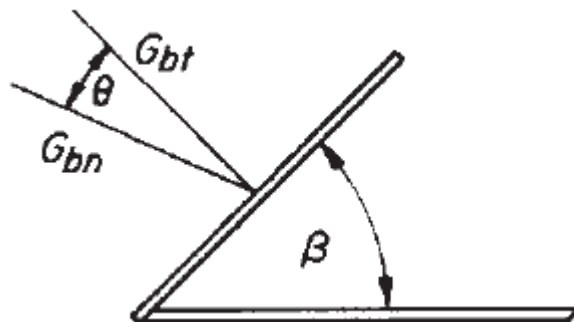
La siguiente permite calcular el azimut solar en función de la latitud, declinación y ángulo cenit.

$$\gamma_s = \left| \cos^{-1} \left(\frac{\cos \theta_z \sin \phi - \sin \delta}{\sin \delta \cos \phi} \right) \right|$$

El ángulo de azimut solar toma valores positivos para la tarde y negativos para la mañana.

Ángulo de incidencia $[\theta]$, corresponde al ángulo formado entre un rayo solar directo en una superficie y la normal a esa superficie como se representa en la figura 76.

Figura 76. Ángulo de incidencia en una superficie con inclinación β



Fuente: Solar Engineering of Thermal Processes – Duffie & Beckman Pag. 46

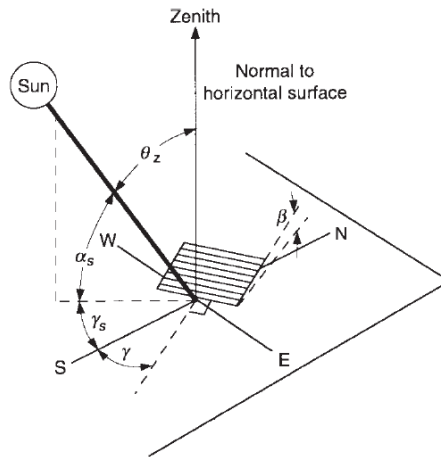
El ángulo de incidencia es calculado con la ecuación a continuación, que relaciona los ángulos de posición de la superficie y ángulos que describen el movimiento solar.

$$\begin{aligned}\cos \theta = & \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma \\ & + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega \\ & + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega\end{aligned}$$

El ángulo de incidencia varía según parámetros temporales (δ y horas ω) y espaciales (ϕ , β y γ). Los parámetros temporales no son modificables, sin embargo, la selección de una ubicación optima es parte fundamental del diseño de sistemas de aprovechamiento de energía solar.

En la figura 77 se ilustra una representación visual de los parámetros descritos anteriormente para definir la dirección del rayo.

Figura 77. Ángulos que describen la dirección de rayos solares



Fuente: Solar Engineering of Thermal Processes – Duffie & Beckman Pag. 35

Instrumentos de medición

Aunque la radiación extraterrestre permanezca casi constante a lo largo del año, la cantidad de energía que incide en una ubicación determinada varía considerablemente a lo largo de un día. La variabilidad e incertidumbre de la radiación en una superficie incentivó la invención de equipos de medición solar.

Como se mencionó anteriormente, la atmósfera dispersa la radiación solar en dos componentes, radiación directa y difusa, según el tipo de radiación que midan los instrumentos pueden ser catalogados como piranómetros o pirheliómetros.

Piranómetros: Cuantifican la radiación directa y difusa en una superficie horizontal, son los más usados ya que miden la radiación total incidente en una superficie. El principio de medición del piranómetro es basado en la proporcionalidad entre la radiación incidente y el incremento de temperatura de una superficie.

El piranómetro (figura 78) está compuesto por una superficie negra, una termopila ubicada bajo la superficie que sensa la variación de temperatura y una cubierta que la protege de pérdidas de calor por contacto con el ambiente.

Figura 78. Piranómetro



Fuente: <https://www.darrera.com/wp/wp-content/uploads/2018/04/lppyra10-piranometro-estandar-secundario.jpg>

La exactitud de medición viene dada por la cantidad de termocuplas que posea la termopila y la calibración respectiva de la proporcionalidad entre la temperatura y la radiación.

Pirheliómetros: Cuantifican la radiación directa, razón por la cual requieren de un sistema de seguimiento solar. El pirheliómetro es un cilindro hueco (figura 79), al interior de la estructura tubular una superficie sensa la temperatura a partir de una termopila, de manera similar que un piranómetro obtiene el valor de radiación a partir de la calibración.

Figura 79. Pirheliómetro Hukseflux DR01

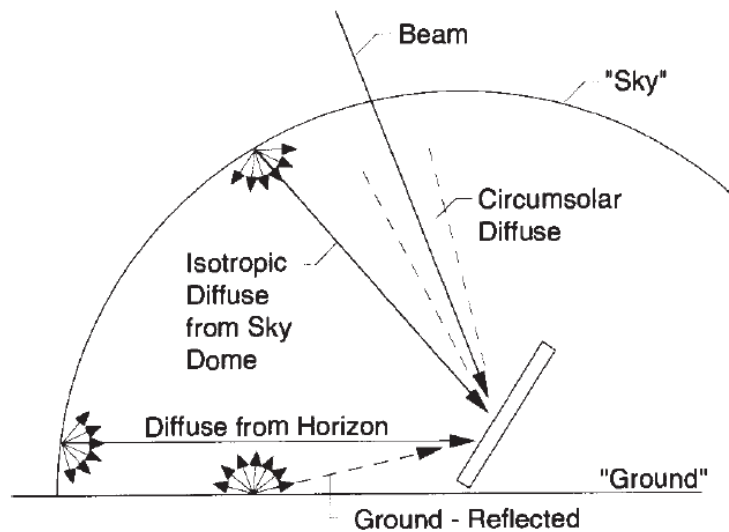


Fuente: https://www.hukseflux.com/uploads/styles/small/public/product/DR03-pyrheliometer-1webXLv1202.jpg?itok=NCrvu_Mb

RADIACION SOLAR DISPONIBLE

La disponibilidad de energía solar en una superficie puede ser calculada una vez se conoce la dirección y magnitud de los rayos solares. La cantidad total de irradiación que recibe una superficie está dada por tres componentes como se ilustra en la figura 80: radiación directa, radiación difusa y radiación reflejada.

Figura 80. Componentes de radiación incidente en una superficie inclinada



Fuente: Solar Engineering of Thermal Processes – Duffie & Beckman Pag.113

La radiación directa y difusa fue definida a partir de la dispersión atmosférica, la radiación reflejada es aquella que, como su nombre lo dice, ha sido reflejada por la superficie del suelo y los alrededores e incide en la superficie en cuestión.

La ecuación para determinar la radiación promedio en una superficie inclinada fue desarrollada por Liu y Jordan (1962) y extendida por Klein (1977) [8].

$$H_{\beta} = (H - H_d)R_b + H_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + H\rho_g \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right)$$

En donde:

H_{β} [w/m²] Energía total incidente en una superficie con inclinación β .

H [w/m²] Energía total incidente en una superficie horizontal.

H_d [w/m²] Energía producto de radiación difusa

R_b [-] Relación entre la radiación en una superficie inclinada y horizontal.

β [°] Inclinación de la superficie respecto a la horizontal.

ρ_g [-] Reflectividad de los alrededores.

El factor de relación R_b entre la energía incidente en una superficie inclinada respecto una horizontal es calculado según la ecuación:

$$R_b = \frac{\cos(\phi - \beta) \cos \delta \sin w's + \left(\frac{\pi}{180} \right) w's \sin(\phi - \beta) \sin \delta}{\cos \phi \cos \delta \sin ws + \left(\frac{\pi}{180} \right) ws \sin \phi \sin \delta}$$

La estimación de la radiación difusa fue desarrollada por Collares-Pereira y Batl quienes definieron un factor k_t para cuantificar el índice de claridad del cielo, cuando el cielo es completamente claro adquiere un valor de 1, por otra parte, cuando el cielo se encuentra completamente nublado k_t es igual a 0. La correlación Collares-Pereira y Batl se muestra a continuación

$$\frac{H_d}{H} = \begin{cases} 0.99 ; K_T \leq 0.17 \\ 1.188 - 2.272 K_T + 9.473 K_T^2 - 21.865 K_T^3 + 14.648 K_T^4 ; 0.17 < K_T < 0.75 \\ -0.54 K_T + 0.632 ; 0.75 < K_T < 0.80 \\ 0.2 ; K_T \geq 0.80 \end{cases}$$

El índice de claridad puede estimarse como la relación entre la radiación total horizontal H y la radiación extraterrestre H_o a partir de las siguiente ecuaciones:

$$K_T = \frac{H}{H_o}$$

$$H_o = \frac{24 \times 3600 G_{sc}}{\pi} \left(1 + 0.033 \cos \frac{360 n}{365}\right) \left(\cos \phi \cos \delta \sin \omega_s + \frac{\pi \omega_s}{180} \sin \phi \sin \delta\right)$$

En donde ω_s es el ángulo horario del atardecer calculado a partir de la latitud y la declinación solar como se muestra:

$$\cos \omega_s = -\tan \phi \tan \delta$$

ANEXO B. CÓDIGO DE SIMULACIÓN TÉRMICA DE LA PISCINA EN MATLAB

```
clc
close all
clear all

%PROGRAMA CALCULO DE RENDIMIENTO TERMICO DEL COLECTOR Y BALANCE DE
%TEMPERATURA DE PISCINA

%-----

                                %ENERO (2979)

% n_datos=2976; %1327
% MJ_mensual=538.50295;
% Ndias_Mes=31;
% kt=0.5915;
% H_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','ENERO','U4:U2979');
% Tamb_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','ENERO','D4:D2979');
% Tdp_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','ENERO','H4:H2979');
% Hum_rel_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','ENERO','G4:G2979');
% mm_lluvia_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','ENERO','S4:S2979');
%-----

                                %FEBRERO (2691)  42767

% n_datos=2688;
% MJ_mensual=543.8178;
% Ndia_Mes=28;
% kt=0.4165;
% H_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','FEBRERO','U4:U2691');
% Tamb_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','FEBRERO','D4:D2691');
% Tdp_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','FEBRERO','H4:H2691');
% Hum_rel_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','FEBRERO','G4:G2691');
% mm_lluvia_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','FEBRERO','S4:S2691');
%-----

                                %MARZO (2979)

% n_datos=2976;
% MJ_mensual=448.52071;
% Ndia_Mes=31;
```

```

% kt=0.31588;
% H_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','MARZO','U4:U2979');
% Tamb_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','MARZO','D4:D2979');
% Tdp_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','MARZO','H4:H2979');
% Hum_rel_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','MARZO','G4:G2979');
% mm_lluvia_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','MARZO','S4:S2979');
%-----

                                %ABRIL (2883)

% n_datos=2880;
% MJ_mensual=453.3381;
% Ndia_Mes=30;
% kt=0.35499;
% H_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','ABRIL','U4:U2883');
% Tamb_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','ABRIL','D4:D2883');
% Tdp_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','ABRIL','H4:H2883');
% Hum_rel_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','ABRIL','G4:G2883');
% mm_lluvia_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','ABRIL','S4:S2883');

%-----

                                %MAYO (2979)

% n_datos=2976;
% MJ_mensual=480.77896;
% Ndia_Mes=31;
% kt=0.39667;
% H_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','MAYO','U4:U2979');
% Tamb_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','MAYO','D4:D2979');
% Tdp_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','MAYO','H4:H2979');
% Hum_rel_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','MAYO','G4:G2979');
% mm_lluvia_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','MAYO','S4:S2979');

%-----

                                %JUNIO (2883)

% n_datos=2880;
% MJ_mensual=460.4544;
% Ndia_Mes=30;
% kt=0.32524;

```

```
% H_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','JUNIO','U4:U2883');
% Tamb_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','JUNIO','D4:D2883');
% Tdp_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','JUNIO','H4:H2883');
% Hum_rel_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','JUNIO','G4:G2883');
% mm_lluvia_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','JUNIO','S4:S2883');
```

```
%-----
```

```
%JULIO (2979)
```

```
% n_datos=2976;
% MJ_mensual=480.778962;
% Ndia_Mes=31;
% kt=0.41741;
% H_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','JULIO','U4:U2979');
% Tamb_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','JULIO','D4:D2979');
% Tdp_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','JULIO','H4:H2979');
% Hum_rel_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','JULIO','G4:G2979');
% mm_lluvia_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','JULIO','S4:S2979');
```

```
%-----
```

```
%AGOSTO (2979)
```

```
% n_datos=2976;
% MJ_mensual=498.168;
% Ndia_Mes=31;
% kt=0.38627;
% H_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','AGOSTO','U4:U2979');
% Tamb_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','AGOSTO','D4:D2979');
% Tdp_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','AGOSTO','H4:H2979');
% Hum_rel_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','AGOSTO','G4:G2979');
% mm_lluvia_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','AGOSTO','S4:S2979');
```

```
%-----
```

```
%SEPTIEMBRE (2883)
```

```
% n_datos=2880;
% MJ_mensual=491.9328;
% Ndia_Mes=30;
% kt=0.35078;
```

```

% H_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','SEPTIEMBRE','U4:U2883');
% Tamb_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','SEPTIEMBRE','D4:D2883');
% Tdp_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','SEPTIEMBRE','H4:H2883');
% Hum_rel_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','SEPTIEMBRE','G4:G2883');
% mm_lluvia_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','SEPTIEMBRE','S4:S2883');

%-----
%OCTUBRE (2979)

% n_datos=2976;
% MJ_mensual=511.7463;
% Ndia_Mes=31;
% kt=0.33992;
% H_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','OCTUBRE','U4:U2979');
% Tamb_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','OCTUBRE','D4:D2979');
% Tdp_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','OCTUBRE','H4:H2979');
% Hum_rel_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','OCTUBRE','G4:G2979');
% mm_lluvia_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','OCTUBRE','S4:S2979');

%-----
%NOVIEMBRE (2883)

% n_datos=2880;
% MJ_mensual=476.1252;
% Ndia_Mes=30;
% kt=0.43926;
% H_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','NOVIEMBRE','U4:U2883');
% Tamb_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','NOVIEMBRE','D4:D2883');
% Tdp_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','NOVIEMBRE','H4:H2883');
% Hum_rel_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','NOVIEMBRE','G4:G2883');
% mm_lluvia_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','NOVIEMBRE','S4:S2883');

% %-----
%
%DICIEMBRE (2979)

n_datos=2976;
MJ_mensual=497.3931;
Ndia_Mes=31;

```

```

kt=0.53998;
H_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','DICIEMBRE','U4:U2979');
Tamb_data=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','DICIEMBRE','D4:D2979');
Tdp_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','DICIEMBRE','H4:H2979');
Hum_rel_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','DICIEMBRE','G4:G2979');
mm_lluvia_v=xlsread('DATA_RAD_MENSUAL.xlsx','DICIEMBRE','S4:S2979');
%
% -----
%
%
% _____ CREACIÓN DE VECTORES _____
%
cte_numval=0;

Tpool_v(n_datos,1)=zeros;
Tpool_v(1,1)=27.3525; %Temperatura inicial del agua

Tdp_v(n_datos,1)=zeros;

Tout_col_v(n_datos,1)=zeros; %Vector Temperatura de salida de
colectores

eff_col_v(n_datos,1)=zeros; %Vector Eficiencia de los colectores

Qcol_v(n_datos,1)=zeros; %Vector calor de ganancia por colectores
S_Qcol_v(n_datos,1)=zeros; %Sumatoria de calor ganancia de
colectores
S_Qcol_v(1,1)=0;

Qrad_v(n_datos,1)=zeros; %Vector calor ganancia por radiación
solar
S_Qrad_v(n_datos,1)=zeros; %Sumatoria calor ganancia por radiación
solar
S_Qrad_v(1,1)=0;

Qper_eva_v(n_datos,1)=zeros; %Vector calor de pérdida por evaporación

```

```

S_Qper_eva_v(n_datos,1)=zeros;           %Sumatoria calor de pérdida por
evaporación
S_Qper_eva_v(1,1)=0;

Qper_conv_v(n_datos,1)=zeros;             %Vector calor de pérdida por convección
S_Qper_conv_v(n_datos,1)=zeros;           %Sumatoria calor de pérdida por
convección
S_Qper_conv_v(1,1)=0;

Qper_rad_v(n_datos,1)=zeros;              %Calor de pérdida por radiación
S_Qper_rad_v(n_datos,1)=zeros;           %Sumatoria calor de pérdida por
radiación
S_Qper_rad_v(1,1)=0;

Qper_rep_v(n_datos,1)=zeros;              %Calor de pérdida por radiación
S_Qper_rep_v(n_datos,1)=zeros;           %Sumatoria calor de pérdida por
radiación
S_Qper_rep_v(1,1)=0;

Qper_lluvia_v(n_datos,1)=zeros;           %Calor de pérdida por radiación
S_Qper_lluvia_v(n_datos,1)=zeros;        %Sumatoria calor de pérdida por
radiación
S_Qper_lluvia_v(1,1)=0;

Qperd_v(n_datos,1)=zeros;                 %Calor de pérdida total
S_Qperd_v(n_datos,1)=zeros;              %Sumatoria calor de pérdida total
S_Qperd_v(1,1)=0;

D_Energia_v(n_datos,1)=zeros;             %Delta de energia, flujo neto de calor
val_eff_col_v(n_datos,1)=zeros;

Tcielo_v(n_datos,1)=zeros;                %Temperatura del cielo

% _____ DATOS _____
Num_colectores=8;

```

```

Acol=3.7*Num_colectores;           %[m^2] Área de colectores
alpha_absor=0.85;                  %Absortividad del agua
Apool=40.88;                       %[m^2] Área total de las dos piscinas
Vw=1;                              %[m/s] Velocidad del viento supuesta constante
epsilon_agua=0.8;                  %Emisividad del agua
sigma=5.67*10^(-8);                %Constante Stephan-Boltzman
M_tot=38000;                       %Masa de agua[Kg] total de la piscina
Cpw=4182;                          %[J/KgK] Calor específico del agua
dT=0.25;                           %[h]=15 [min]Periodo toma de datos

%_____Ciclo de cálculos para n_datos del mes_____

for cte_numval=1:1:n_datos
    if cte_numval==1
        k_sum=2;
    else
        k_sum=cte_numval;
    end

    Tpool=Tpool_v(cte_numval,1);      %Tomar los datos de las matrices
    extraidas de Excel
    Tamb=Tamb_data(cte_numval,1);     %Tomar los datos de las matrices
    extraidas de Excel
    H=H_data(cte_numval,1);           %Tomar los datos de las matrices
    extraidas de Excel
    Tdp=Tdp_v(cte_numval,1);          %Tomar los datos de las matrices
    extraidas de Excel
    Hum_rel=Hum_rel_v(cte_numval,1)/100; %Tomar los datos de las
    matrices extraidas de Excel
    mm_lluvia=mm_lluvia_v(cte_numval,1);

    eff_col=0.822-(16.34*(Tpool-Tamb))/H-(10.76*(Tpool-Tamb)^2)/H;
    %Curva de eficiencia del colector

    if H==0                          %Evitar eficiencias negativas, control ON-OFF
        eff_col=0;
    end
end

```

```

end
if eff_col<0
eff_col=0;
end

%_____ CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS DE LA PISCINA _____
%-----

%Cálculo de ganancia de calor por campo de colectores

Qcol=eff_col*H*Acol*3600*dT;           %[J] Calor entregado por
los colectores

Qcol_v(cte_numval,1)=Qcol;             %Guardar valores en matriz
eff_col_v(cte_numval,1)=eff_col;       %Guardar valores en matriz
S_Qcol=S_Qcol_v(k_sum-1,1)+Qcol;       %Cálculo calor de colector
acumulado
S_Qcol_v(cte_numval,1)=S_Qcol;         %Guardar valores en matriz

m_dot=1;                               %[Kg/s][5 gpm][1gpm=0.001048
Kg/s]Flujo másico recomendado para colector Heliocol
Tin_col=Tpool;                         %Temperatura de entrada del
colector es Tpool
Tout_col=Tin_col+(Qcol/(Acol*m_dot*Cpw)); %Temperatura de salida de
colector
Tout_col_v(cte_numval,1)=Tout_col;     %Guardar datos en matriz

%-----
-----

%Calor radiante absorbido por la superficie de la piscina

Qrad=alpha_absor*H*Apool*3600*dT;      %[J] Calor solar radiante
incidente

Qrad_v(cte_numval,1)=Qrad;             %Guardar valores en matriz

```

```

        S_Qrad=S_Qrad_v(k_sum-1,1)+Qrad;           %Cálculo calor de radiación
acumulado
        S_Qrad_v(cte_numval,1)=S_Qrad;           %Guardar valores en matriz
        %-----
-----

        %Calor perdido por efecto de la evaporación
        P=101300; %[Pa]                               %Presion
ambiente
        Pv_sat_Tpool=347.865847+90.0904211*Tpool-
1.17594636*Tpool^2+0.0831280227*Tpool^3; %Presion de vapor saturada a la
Tpool
        Pv_sat_amb=347.865847+90.0904211*Tamb-
1.17594636*Tamb^2+0.0831280227*Tamb^3;           %Presion de vapor saturada a
Tamb
        Pv_amb=Pv_sat_amb*Hum_rel;                   %Presion de vapor
ambiente
        Hum_pool=0.622*(Pv_sat_Tpool/(P-Pv_sat_Tpool)); %Humedad del aire
en la superficie de la piscina
        Hum_amb=0.622*(Pv_amb/(P-Pv_amb));           %Humedad del aire
ambiente
        heva=0.089+0.0782*Vw;                       %Coeficientes ASHRAE
de coeficiente de perdida de calor por evaporación
        F_a=0.5;                                     %Factor de actividad
para piscinas residenciales ASHRAE

        Qper_eva=Apool*heva*F_a*(Pv_sat_Tpool-Pv_amb)*3600*dT; %[J]

        Qper_eva_v(cte_numval,1)=Qper_eva;           %Guardar valores
en matriz
        S_Qper_eva= S_Qper_eva_v(k_sum-1,1)+Qper_eva; %Cálculo calor de
evaporación perdido acumulado
        S_Qper_eva_v(cte_numval,1)=S_Qper_eva;       %Guardar valores
en matriz
        %-----
-----

        %Calor perdido por convección

```

```

hca=3.1+4.1*Vw;
%hca=1.39*Vw^(0.8);

Qper_conv=Apool*hca*(Tpool-Tamb)*3600*dT; %[J]

Qper_conv_v(cte_numval,1)=Qper_conv;
S_Qper_conv= S_Qper_conv_v(k_sum-1,1)+Qper_conv;
S_Qper_conv_v(cte_numval,1)=S_Qper_conv;
%-----

-----

%Calor perdido por radiación
Tpool_k=Tpool+273; %Conversión de
[°C]a[K]
Tamb_k=Tamb+273; %Conversión de
[°C]a[K]
epsilon_s=0.711+0.56*(Tdp/100)+0.73*(Tdp/100)^2;
Tcielo_despejado_k=Tamb_k*sqrt(epsilon_s);
Tcielo_k=(1-kt)*Tcielo_despejado_k+kt*Tamb_k;
Tcielo_v(cte_numval,1)=Tcielo_k-273;

Qper_rad=Apool*epsilon_agua*sigma*(Tpool_k^4-Tcielo_k^4)*3600*dT;
%[J]

Qper_rad_v(cte_numval,1)=Qper_rad; %Guardar valores
en matriz
S_Qper_rad= S_Qper_rad_v(k_sum-1,1)+Qper_rad; %Cálculo calor de
perdidas de radiación acumulado
S_Qper_rad_v(cte_numval,1)=S_Qper_rad; %Guardar valores
en matriz
%-----

-----

%PÉRDIDA DE CALOR POR REPOSICIÓN Qper_rep [MJ/m^2 dia]

hfg=2.50184736*10^3-2.42882965*Tpool+7.15080248*10^(-4)*Tpool;
%Entalpia de vaporizacion a Tpool 25
Tw_rep=20;

```

```

    if Qper_conv>0
        mevap=Qper_conv*10^(-3)/hfg;      %Masa de agua evaporada por dia
[kg agua/dia]
    else
        mevap=0;
    end
    Qper_rep=mevap*Cpw*10^(-3)*Apool*(Tpool-Tw_rep)*3600*dT;      %Pérdida
de calor por evaporación [MJ/ m^2 dia]

    Qper_rep_v(cte_numval,1)=Qper_rep;      %Guardar valores
en matriz
    S_Qper_rep= S_Qper_rep_v(k_sum-1,1)+Qper_rep;      %Cálculo calor de
perdidas de radiación acumulado
    S_Qper_rep_v(cte_numval,1)=S_Qper_rep;      %Guardar valores
en matriz

%-----
    %PÉRDIDA DE CALOR POR LLUVIAS  Qper_Lluvia [J/dT]
    rho_lluvia=998;
    M_lluvia=mm_lluvia*rho_lluvia*10^(-3);
    L_lluvia=mm_lluvia*Apool;

    Qper_lluvia=Apool*M_lluvia*Cpw*10^(-3)*(Tpool-Tdp)*3600*dT;

    Qper_lluvia_v(cte_numval,1)=Qper_lluvia;      %Guardar
valores en matriz
    S_Qper_lluvia=S_Qper_lluvia_v(k_sum-1,1)+Qper_lluvia;      %Cálculo
calor de perdidas de radiación acumulado
    S_Qper_lluvia_v(cte_numval,1)=S_Qper_lluvia;      %Guardar valores en
matriz

%_____BALANCEDEENERGIA_____

```

```

    Qperd=Qper_eva+Qper_conv+Qper_rad+Qper_rep+Qper_lluvia;%Sumatoria
pérdidas de calor totales
    Qperd_v(cte_numval,1)=Qperd;                %Guardar valores en matriz
    S_Qperd=S_Qperd_v(k_sum-1,1)+Qperd;        %Calor de pérdidas almacenado
    S_Qperd_v(cte_numval,1)=S_Qperd;           %Guardar valores en matriz

    D_Energia=(Qcol+Qrad-Qperd);                %Balance de energia neta
    D_Energia_v(cte_numval,1)=D_Energia;        %Guardar valores en matriz

    if cte_numval<n_datos
        Tpool_v(cte_numval+1,1)=Tpool+(1/(M_tot*Cpw))*(Qcol+Qrad-Qperd);
    else
        Tpool_v(n_datos,1)=Tpool_v(n_datos-1,1);
    end

end

Tpool_last=Tpool_v(n_datos,1)
Qganancia_Mensual=(S_Qcol+S_Qrad)/10^6
Qperdida_Mensual=(S_Qper_conv+S_Qper_eva+S_Qper_rad+S_Qper_rep++S_Qper_ll
uvia)/10^6
QNeto_Mensual=(Qganancia_Mensual-Qperdida_Mensual)

A_total_captacion=Acol+Apool;
Energia_solar_mensual_incidente=MJ_mensual*A_total_captacion
Eficiencia_mensual=Qganancia_Mensual/Energia_solar_mensual_incidente

top_intervalos=n_datos*0.25;                %Cálculo de ancho de eje x en [h]
Intervalos=[0.25:0.25:top_intervalos];
HORA= {'00:00 am';'00:15 am';'00:30 am';'00:45 am';'01:00 am';'01:15
am';'01:30 am';'01:45 am';'02:00 am';'02:15 am';'02:30 am';'02:45
am';'03:00 am';'03:15 am';'03:30 am';'03:45 am';'04:00 am';'04:15
am';'04:30 am';'04:45 am';'05:00 am';'05:15 am';'05:30 am';'05:45
am';'06:00 am';'06:15 am';'06:30 am';'06:45 am';'07:00 am';'07:15
am';'07:30 am';'07:45 am';'08:00 am';'08:15 am';'08:30 am';'08:45

```

```

am';'09:00 am';'09:15 am';'09:30 am';'09:45 am';'10:00 am';'10:15
am';'10:30 am';'10:45 am';'11:00 am';'11:15 am';'11:30 am';'11:45
am';'12:00 pm';'12:15 pm';'12:30 pm';'12:45 pm';'01:00 pm';'01:15
pm';'01:30 pm';'01:45 pm';'02:00 pm';'02:15 pm';'02:30 pm';'02:45
pm';'03:00 pm';'03:15 pm';'03:30 pm';'03:45 pm';'04:00 pm';'04:15
pm';'04:30 pm';'04:45 pm';'05:00 pm';'05:15 pm';'05:30 pm';'05:45
pm';'06:00 pm';'06:15 pm';'06:30 pm';'06:45 pm';'07:00 pm';'07:15
pm';'07:30 pm';'07:45 pm';'08:00 pm';'08:15 pm';'08:30 pm';'08:45
pm';'09:00 pm';'09:15 pm';'09:30 pm';'09:45 pm';'10:00 pm';'10:15
pm';'10:30 pm';'10:45 pm';'11:00 pm';'11:15 pm';'11:30 pm';'11:45
pm';'00:00 am';'00:15 am';'00:30 am';'00:45 am';'01:00 am';'01:15
am';'01:30 am';'01:45 am';'02:00 am';'02:15 am';'02:30 am';'02:45
am';'03:00 am';'03:15 am';'03:30 am';'03:45 am';'04:00 am';'04:15
am';'04:30 am';'04:45 am';'05:00 am';'05:15 am';'05:30 am';'05:45
am';'06:00 am';'06:15 am';'06:30 am';'06:45 am';'07:00 am';'07:15
am';'07:30 am';'07:45 am';'08:00 am';'08:15 am';'08:30 am';'08:45
am';'09:00 am';'09:15 am';'09:30 am';'09:45 am';'10:00 am';'10:15
am';'10:30 am';'10:45 am';'11:00 am';'11:15 am';'11:30 am';'11:45
am';'12:00 pm';'12:15 pm';'12:30 pm';'12:45 pm';'01:00 pm';'01:15
pm';'01:30 pm';'01:45 pm';'02:00 pm';'02:15 pm';'02:30 pm';'02:45
pm';'03:00 pm';'03:15 pm';'03:30 pm';'03:45 pm';'04:00 pm';'04:15
pm';'04:30 pm';'04:45 pm';'05:00 pm';'05:15 pm';'05:30 pm';'05:45
pm';'06:00 pm';'06:15 pm';'06:30 pm';'06:45 pm';'07:00 pm';'07:15
pm';'07:30 pm';'07:45 pm';'08:00 pm';'08:15 pm';'08:30 pm';'08:45
pm';'09:00 pm';'09:15 pm';'09:30 pm';'09:45 pm';'10:00 pm';'10:15
pm';'10:30 pm';'10:45 pm';'11:00 pm';'11:15 pm';'11:30 pm';'11:45 pm'};
plot(Intervalos,Tamb_data,'linewidth',2) %Gráfica de Temperatura
ambiente
grid on
hold on
plot(Intervalos,Tpool_v,'linewidth',2) %Gráfica de Temperatura de
piscina
legend('Tamb [C]','Tpool [C]')

%Resultados=table(Tpool_v,Tout_col_v,'RowNames',HORA)

```

```

%-----
                                %ENERO (2961)

% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',HORA,'ENERO','B4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',H_data,'ENERO','C4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tamb_data,'ENERO','D4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tpool_v,'ENERO','E4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Hum_rel_v,'ENERO','F4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',eff_col_v,'ENERO','G4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qcol_v,'ENERO','H4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qrad_v,'ENERO','I4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_conv_v,'ENERO','J4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_eva_v,'ENERO','K4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rad_v,'ENERO','L4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rep_v,'ENERO','M4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qperd_v,'ENERO','N4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_lluvia_v,'ENERO','R4')

%-----
                                %FEBRERO (2979)

% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',HORA,'FEBRERO','B4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',H_data,'FEBRERO','C4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tamb_data,'FEBRERO','D4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tpool_v,'FEBRERO','E4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Hum_rel_v,'FEBRERO','F4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',eff_col_v,'FEBRERO','G4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qcol_v,'FEBRERO','H4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qrad_v,'FEBRERO','I4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_conv_v,'FEBRERO','J4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_eva_v,'FEBRERO','K4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rad_v,'FEBRERO','L4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rep_v,'FEBRERO','M4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qperd_v,'FEBRERO','N4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_lluvia_v,'FEBRERO','R4')

```

```

%-----

                                %MARZO (2979)

% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',HORA,'MARZO','B4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',H_data,'MARZO','C4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tamb_data,'MARZO','D4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tpool_v,'MARZO','E4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Hum_rel_v,'MARZO','F4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',eff_col_v,'MARZO','G4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qcol_v,'MARZO','H4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qrad_v,'MARZO','I4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_conv_v,'MARZO','J4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_eva_v,'MARZO','K4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rad_v,'MARZO','L4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rep_v,'MARZO','M4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qperd_v,'MARZO','N4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_lluvia_v,'MARZO','R4')
%-----

                                %ABRIL (2883)

% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',HORA,'ABRIL','B4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',H_data,'ABRIL','C4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tamb_data,'ABRIL','D4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tpool_v,'ABRIL','E4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Hum_rel_v,'ABRIL','F4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',eff_col_v,'ABRIL','G4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qcol_v,'ABRIL','H4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qrad_v,'ABRIL','I4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_conv_v,'ABRIL','J4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_eva_v,'ABRIL','K4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rad_v,'ABRIL','L4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rep_v,'ABRIL','M4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qperd_v,'ABRIL','N4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_lluvia_v,'ABRIL','R4')

%-----

                                %MAYO (2979)

% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',HORA,'MAYO','B4')

```

```

% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',H_data,'MAYO','C4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tamb_data,'MAYO','D4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tpool_v,'MAYO','E4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Hum_rel_v,'MAYO','F4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',eff_col_v,'MAYO','G4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qcol_v,'MAYO','H4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qrad_v,'MAYO','I4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_conv_v,'MAYO','J4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_eva_v,'MAYO','K4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rad_v,'MAYO','L4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rep_v,'MAYO','M4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qperd_v,'MAYO','N4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_lluvia_v,'MAYO','R4')

```

```

%-----

```

%JUNIO (2883)

```

% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',HORA,'JUNIO','B4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',H_data,'JUNIO','C4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tamb_data,'JUNIO','D4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tpool_v,'JUNIO','E4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Hum_rel_v,'JUNIO','F4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',eff_col_v,'JUNIO','G4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qcol_v,'JUNIO','H4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qrad_v,'JUNIO','I4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_conv_v,'JUNIO','J4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_eva_v,'JUNIO','K4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rad_v,'JUNIO','L4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rep_v,'JUNIO','M4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qperd_v,'JUNIO','N4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_lluvia_v,'JUNIO','R4')

```

```

%-----

```

%JULIO (2979)

```

% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',HORA,'JULIO','B4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',H_data,'JULIO','C4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tamb_data,'JULIO','D4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tpool_v,'JULIO','E4')

```

```
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Hum_rel_v,'JULIO','F4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',eff_col_v,'JULIO','G4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qcol_v,'JULIO','H4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qrad_v,'JULIO','I4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_conv_v,'JULIO','J4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_eva_v,'JULIO','K4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rad_v,'JULIO','L4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rep_v,'JULIO','M4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qperd_v,'JULIO','N4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_lluvia_v,'JULIO','R4')
```

```
%-----
```

%AGOSTO (2979)

```
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',HORA,'AGOSTO','B4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',H_data,'AGOSTO','C4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tamb_data,'AGOSTO','D4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tpool_v,'AGOSTO','E4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Hum_rel_v,'AGOSTO','F4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',eff_col_v,'AGOSTO','G4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qcol_v,'AGOSTO','H4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qrad_v,'AGOSTO','I4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_conv_v,'AGOSTO','J4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_eva_v,'AGOSTO','K4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rad_v,'AGOSTO','L4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rep_v,'AGOSTO','M4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qperd_v,'AGOSTO','N4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_lluvia_v,'AGOSTO','R4')
```

```
%-----
```

%SEPTIEMBRE (2883)

```
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',HORA,'SEPTIEMBRE','B4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',H_data,'SEPTIEMBRE','C4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tamb_data,'SEPTIEMBRE','D4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tpool_v,'SEPTIEMBRE','E4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Hum_rel_v,'SEPTIEMBRE','F4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',eff_col_v,'SEPTIEMBRE','G4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qcol_v,'SEPTIEMBRE','H4')
```

```
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qrad_v,'SEPTIEMBRE','I4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_conv_v,'SEPTIEMBRE','J4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_eva_v,'SEPTIEMBRE','K4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rad_v,'SEPTIEMBRE','L4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rep_v,'SEPTIEMBRE','M4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qperd_v,'SEPTIEMBRE','N4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_lluvia_v,'SEPTIEMBRE','R4')
```

```
%-----
```

```
%OCTUBRE (2979)
```

```
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',HORA,'OCTUBRE','B4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',H_data,'OCTUBRE','C4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tamb_data,'OCTUBRE','D4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tpool_v,'OCTUBRE','E4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Hum_rel_v,'OCTUBRE','F4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',eff_col_v,'OCTUBRE','G4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qcol_v,'OCTUBRE','H4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qrad_v,'OCTUBRE','I4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_conv_v,'OCTUBRE','J4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_eva_v,'OCTUBRE','K4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rad_v,'OCTUBRE','L4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rep_v,'OCTUBRE','M4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qperd_v,'OCTUBRE','N4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_lluvia_v,'OCTUBRE','R4')
```

```
%-----
```

```
%NOVIEMBRE (2883)
```

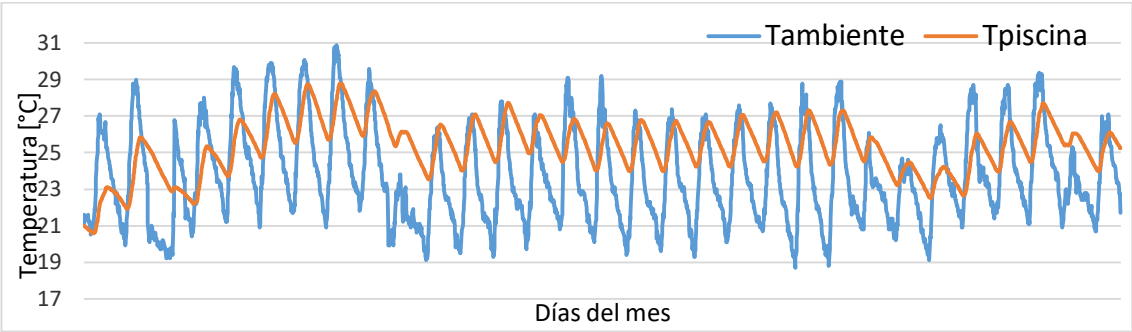
```
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',HORA,'NOVIEMBRE','B4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',H_data,'NOVIEMBRE','C4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tamb_data,'NOVIEMBRE','D4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tpool_v,'NOVIEMBRE','E4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Hum_rel_v,'NOVIEMBRE','F4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',eff_col_v,'NOVIEMBRE','G4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qcol_v,'NOVIEMBRE','H4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qrad_v,'NOVIEMBRE','I4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_conv_v,'NOVIEMBRE','J4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_eva_v,'NOVIEMBRE','K4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rad_v,'NOVIEMBRE','L4')
```

```
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rep_v,'NOVIEMBRE','M4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qperd_v,'NOVIEMBRE','N4')
% xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_lluvia_v,'NOVIEMBRE','R4')
```

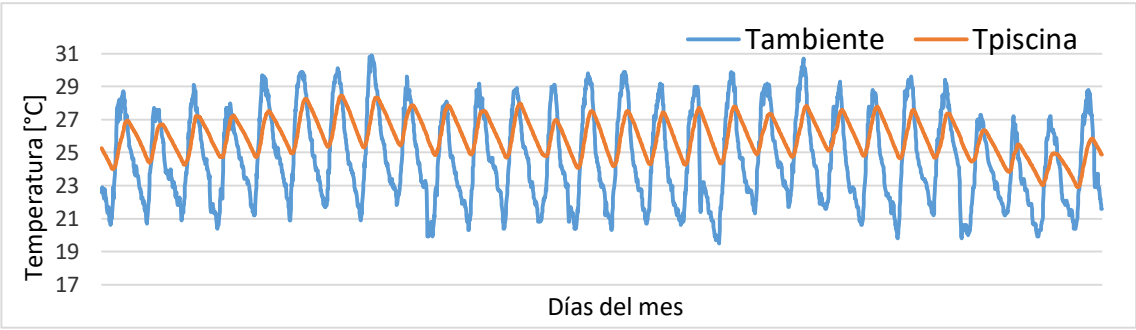
```
%-----
                                %DICIEMBRE (2979)
xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',HORA,'DICIEMBRE','B4')
xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',H_data,'DICIEMBRE','C4')
xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tamb_data,'DICIEMBRE','D4')
xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Tpool_v,'DICIEMBRE','E4')
xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Hum_rel_v,'DICIEMBRE','F4')
xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',eff_col_v,'DICIEMBRE','G4')
xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qcol_v,'DICIEMBRE','H4')
xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qrad_v,'DICIEMBRE','I4')
xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_conv_v,'DICIEMBRE','J4')
xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_eva_v,'DICIEMBRE','K4')
xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rad_v,'DICIEMBRE','L4')
xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_rep_v,'DICIEMBRE','M4')
xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qperd_v,'DICIEMBRE','N4')
xlswrite('EVOLUCION_TEMPERATURA',Qper_lluvia_v,'DICIEMBRE','R4')
%-----
```

ANEXO C. COMPORTAMIENTO TRANSITORIO PISCINA SIN COLECTORES

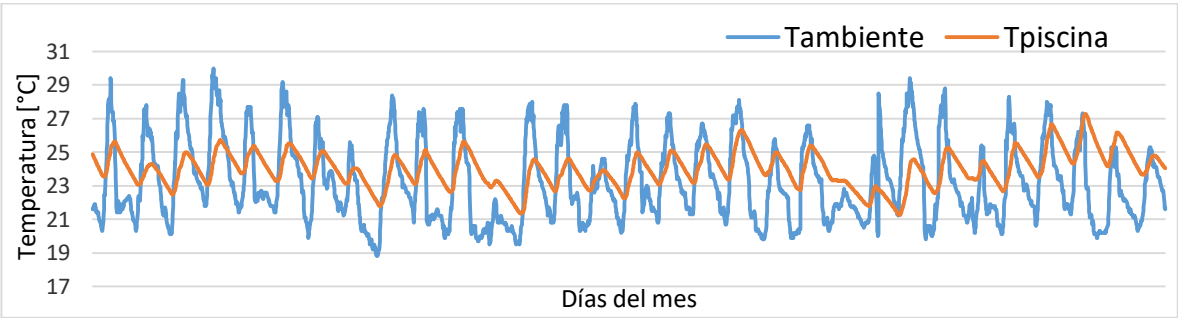
Evolución de temperatura de la piscina sin colectores para enero.



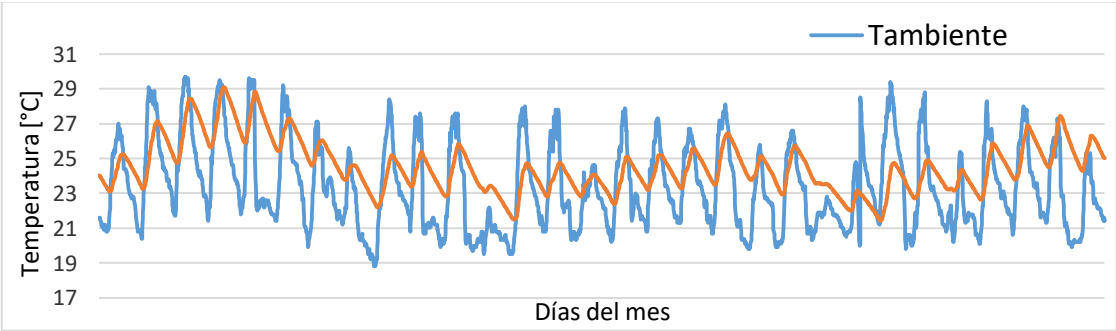
Evolución de temperatura de la piscina sin colectores para febrero.



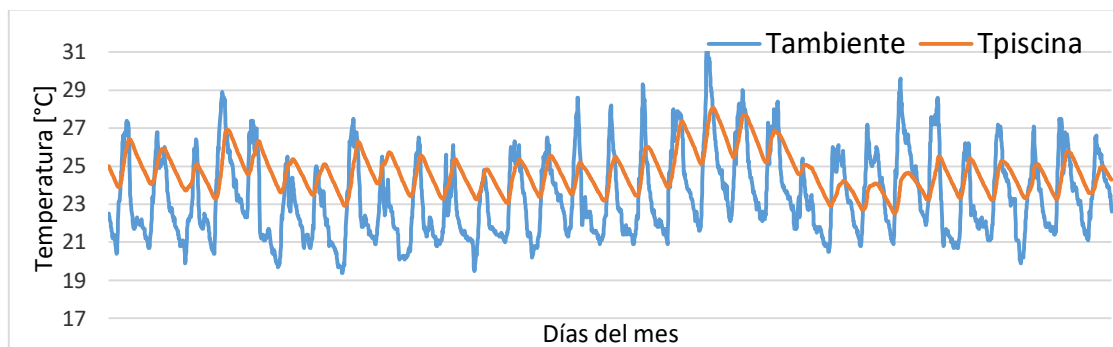
Evolución de temperatura de la piscina sin colectores para marzo.



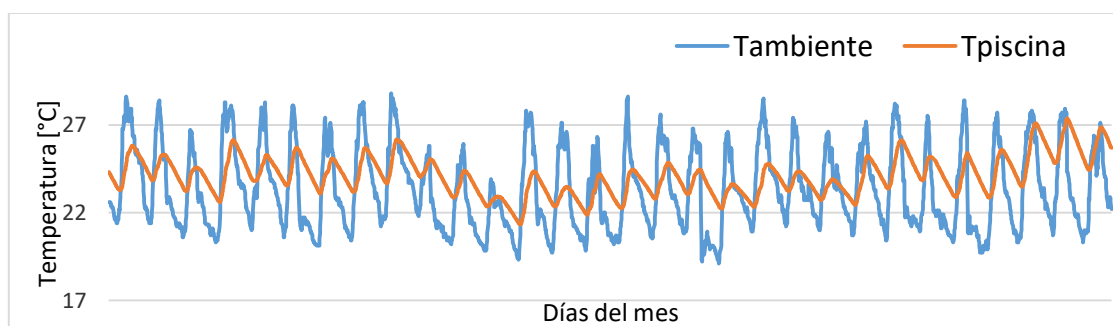
Evolución de temperatura de la piscina sin colectores para abril.



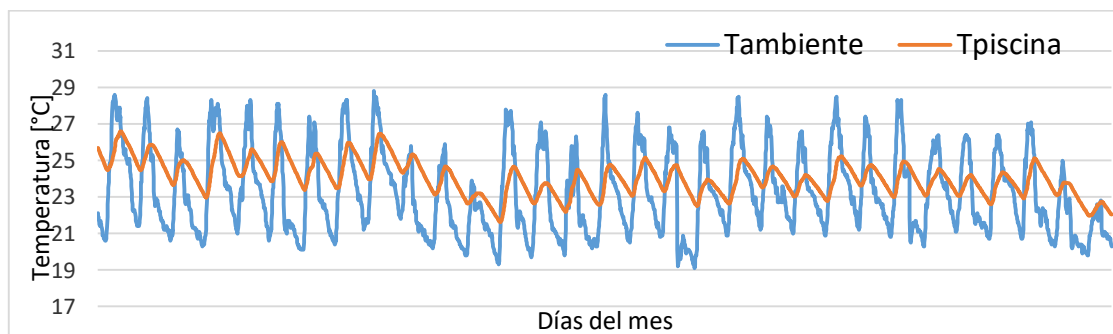
Evolución de temperatura de la piscina sin colectores para mayo.



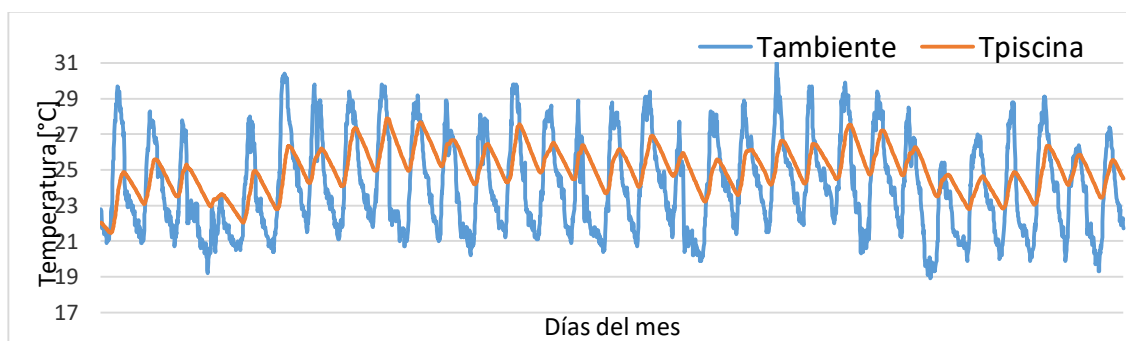
Evolución de temperatura de la piscina sin colectores para junio.



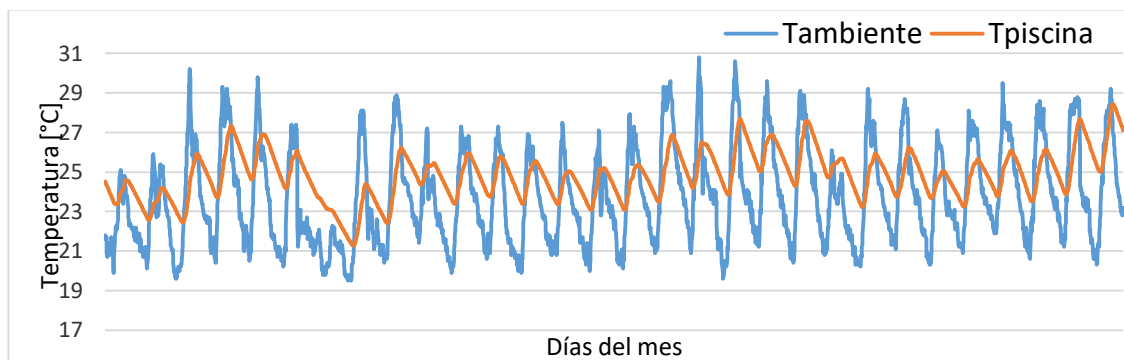
Evolución de temperatura de la piscina sin colectores para julio.



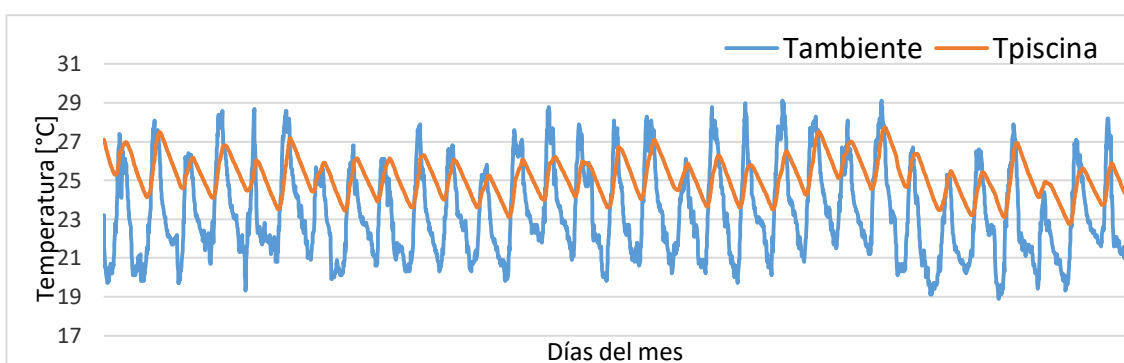
Evolución de temperatura de la piscina sin colectores para agosto.



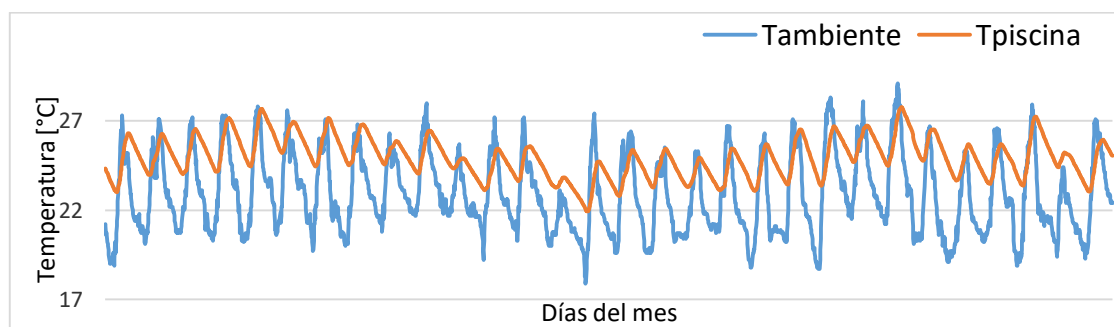
Evolución de temperatura de la piscina sin colectores para septiembre.



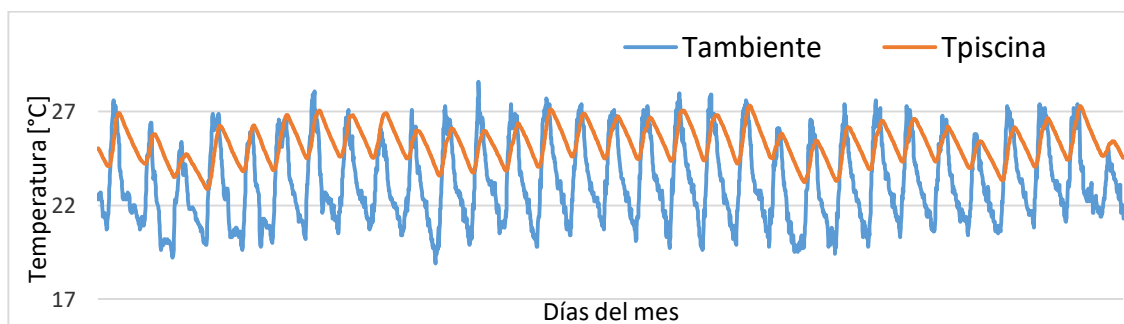
Evolución de temperatura de la piscina sin colectores para octubre.



Evolución de temperatura de la piscina sin colectores para noviembre.

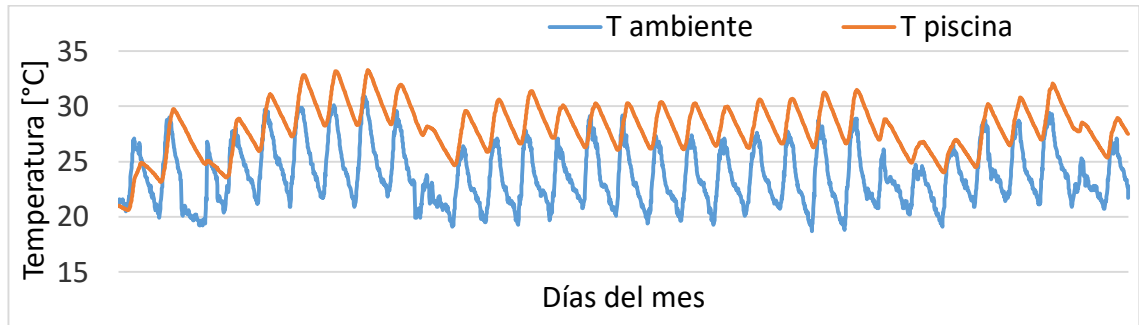


Evolución de temperatura de la piscina sin colectores para diciembre.

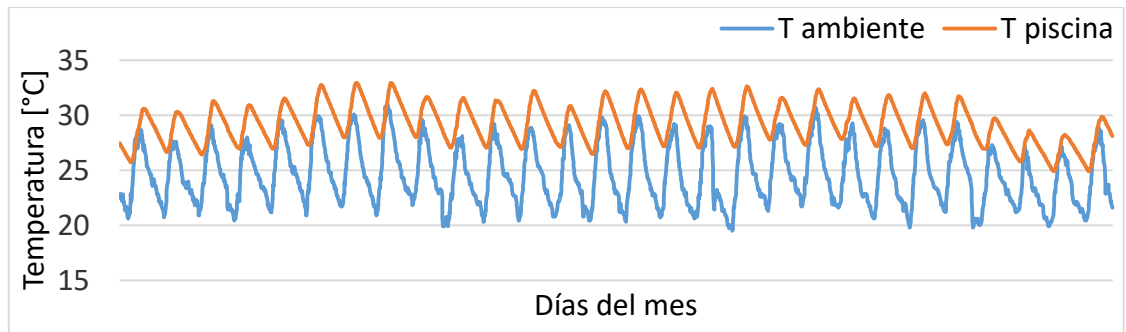


ANEXO D. COMPORTAMIENTO TRANSITORIO DE LA PISCINA CON OCHO COLECTORES

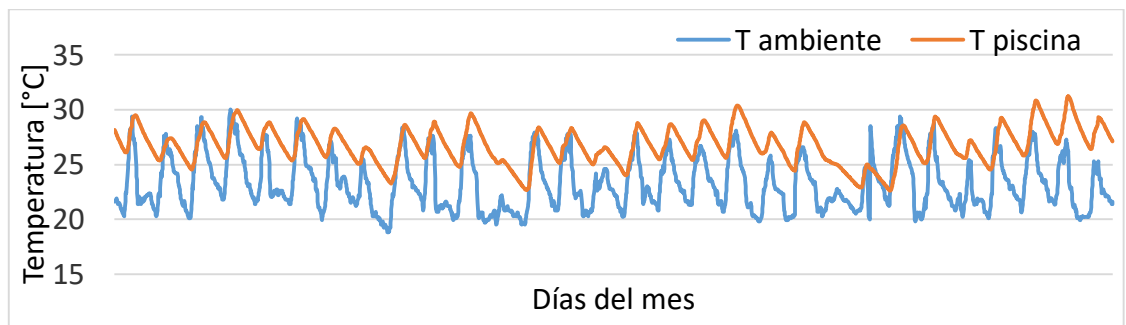
Evolución de temperatura de la piscina con 8 colectores para enero.



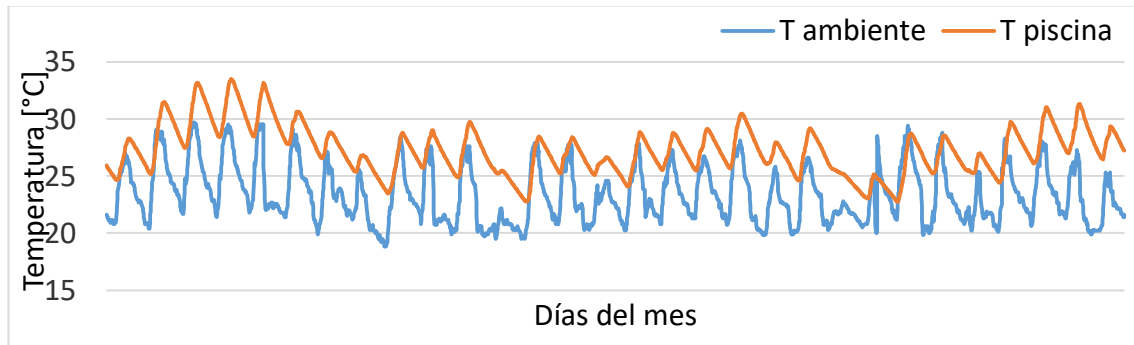
Evolución de temperatura de la piscina con 8 colectores para febrero.



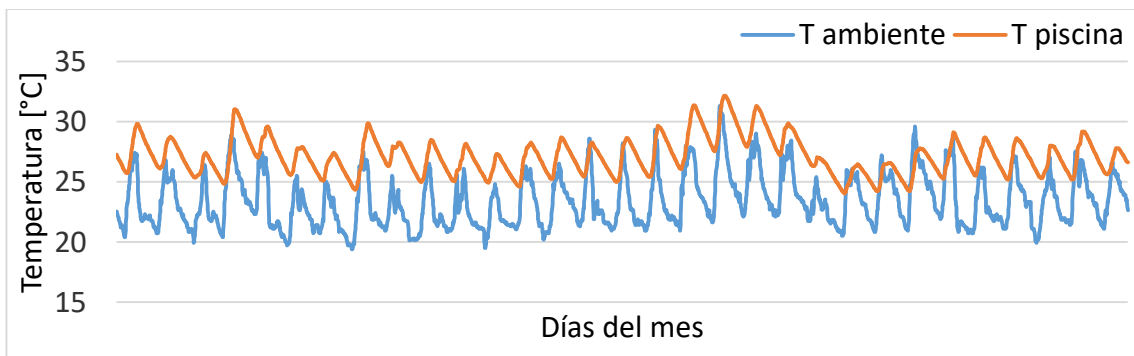
Evolución de temperatura de la piscina con 8 colectores para marzo.



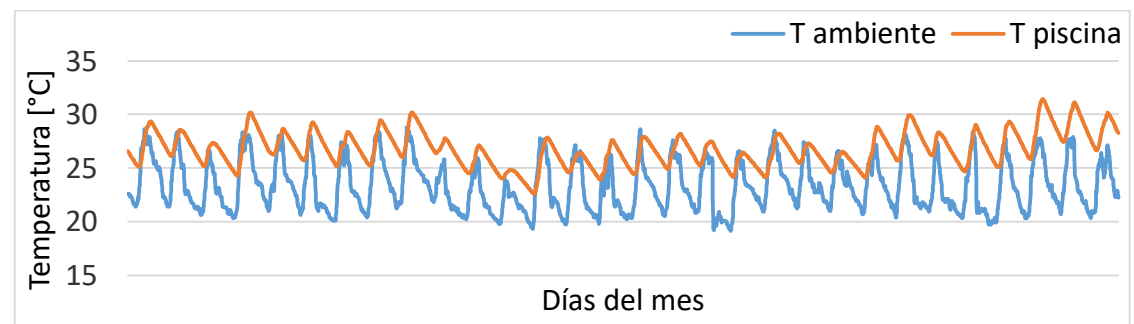
Evolución de temperatura de la piscina con 8 colectores para abril.



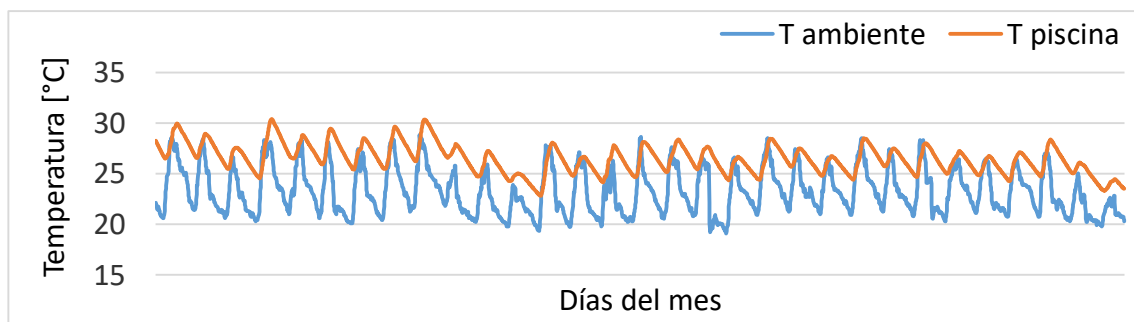
Evolución de temperatura de la piscina con 8 colectores para mayo.



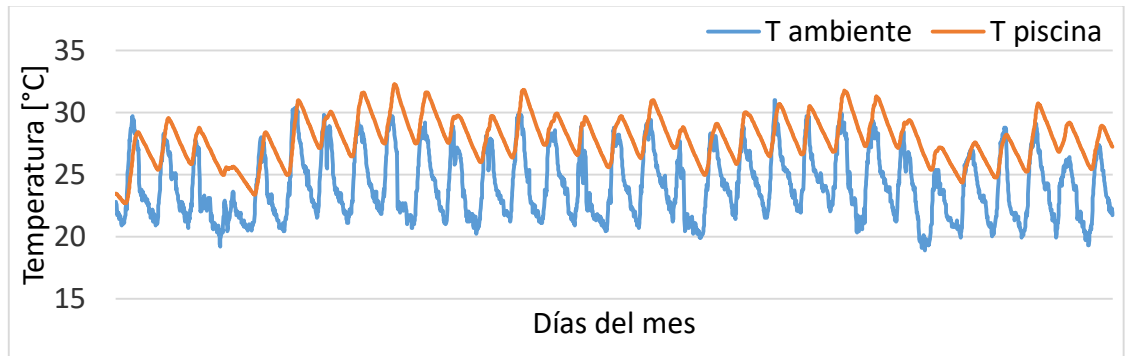
Evolución de temperatura de la piscina con 8 colectores para junio.



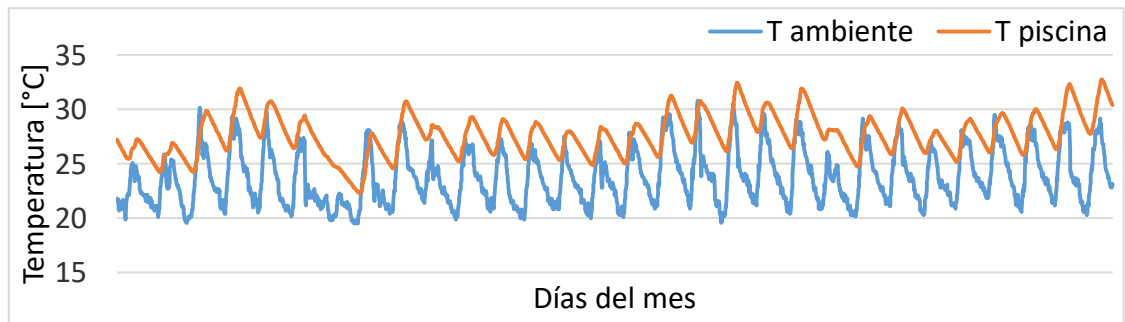
Evolución de temperatura de la piscina con 8 colectores para julio.



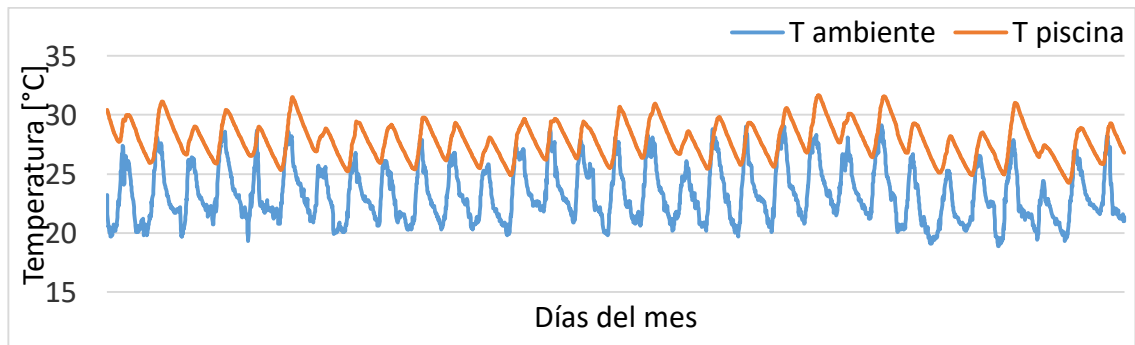
Evolución de temperatura de la piscina con 8 colectores para agosto.



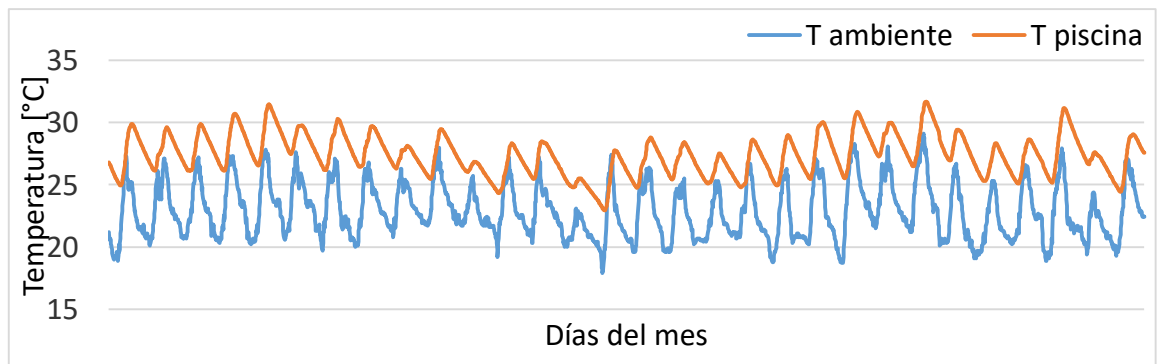
Evolución de temperatura de la piscina con 8 colectores para septiembre.



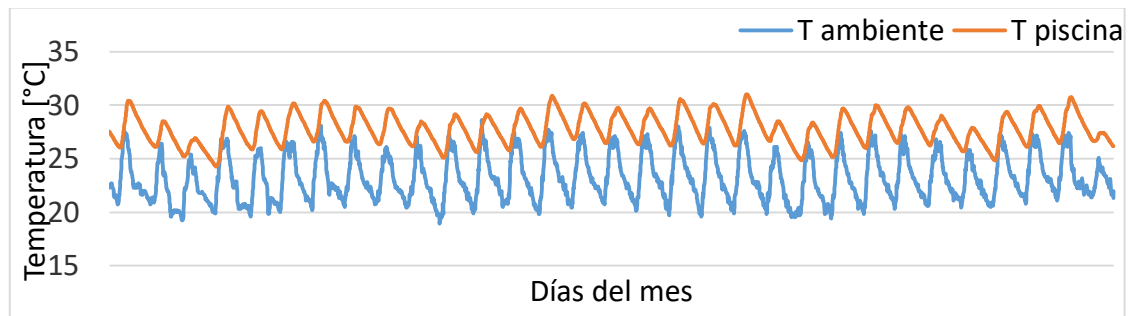
Evolución de temperatura de la piscina con 8 colectores para octubre.



Evolución de temperatura de la piscina con 8 colectores para noviembre.



Evolución de temperatura de la piscina con 8 colectores para diciembre.



ANEXO E. MATERIALES RECOMENDADOS PARA TUBERÍA DE DISTRIBUCIÓN DE AGUA CALIENTE SEGÚN NTC 1500

7.5.4 Tubería de distribución de agua

La tubería hidráulica de distribución de agua debe cumplir con la NTC 539 y debe cumplir con una de las normas indicadas en la Tabla 7.5.4. Toda tubería de distribución de agua caliente debe tener una clasificación mínima de presión de 690 kPa (100 psi) a 82 °C (180 °F).

Tabla 7.5.4 Tubería para distribución hidráulica

Material	Norma
Tubería de bronce	ASTM B43
Tubería plástica de poli (cloruro de vinilo) clorado (CPVC)	NTC 1062; ASTM F441; ASTM F442; CSA B137.6
Tubería de cobre o aleación de cobre	NTC 3944; ASTM B302
Tubo de cobre o aleación de cobre (Tipo K, WK, L, WL, M o WM)	NTC 3655; ASTM B88; ASTM B251; ASTM B447
Tubería plástica polietileno reticulado (PEX)	ASTM F876; ASTM F877; CSA B137.5
Tubería de polietileno reticulado/ aluminio/polietileno reticulado (PEX-AL-PEX)	ASTM F 1281; ASTM F 2262; CAN/CSA B137.10M
Polietileno reticulado aluminio/polietileno de alta densidad (PEX-AL-HDPE)	ASTM F1986
Tubería de hierro dúctil	AWWA C151/A21.51; AWWA C115/A21.15
Tubería de polietileno /aluminio/polietileno (PE-AL-PE)	NTC 5276
Tubo o tubería de plástico de polipropileno (PP)	ASTM F2389; CSA B137.11; NTC 4897-2
Tubería de acero inoxidable (Tipo 304/304L)	ASTM A312; ASTM A778
Tubería de acero inoxidable (Tipo 316/316L)	ASTM A312; ASTM A778

ANEXO F. PÉRDIDA DE PRESIÓN POR ACCESORIOS DEL SISTEMA HIDRÁULICO

Pérdidas por tubería PVC para un diámetro de 2" y flujo de 2.5 lps (40gpm)

Pérdidas por Fricción m/m										
Q	1/2"		3/4"		1"		1.1/4"	1.1/2"	2"	
	RDE		RDE		RDE		RDE	RDE	RDE	
l/s	9	13.5	11	21	13.5	21	21	21	21	26
0,1	0,0188	0,0184	0,0050	0,0034	0,0014	0,0010				
0,2	0,0679	0,0663	0,0180	0,0122	0,0049	0,0037				
0,3	0,1437	0,1404	0,0380	0,0257	0,0104	0,0078	0,0025	0,0022		
0,4	0,2448	0,2391	0,0648	0,0438	0,0177	0,0133	0,0043	0,0033		
0,5	0,3698	0,3613	0,0979	0,0662	0,0267	0,0201	0,0064	0,0047		
0,6	0,5182	0,5062	0,1371	0,0928	0,0374	0,0281	0,0090	0,0062	0,0021	0,0019
0,7	0,6892	0,6733	0,1824	0,1235	0,0497	0,0374	0,0120	0,0079	0,0027	0,0024
0,8	0,8823	0,8619	0,2335	0,1581	0,0637	0,0479	0,0154	0,0099	0,0033	0,0030
0,9	1,0972	1,0718	0,2904	0,1965	0,0792	0,0595	0,0191	0,0120	0,0041	0,0037
1,0	1,3333	1,3024	0,3529	0,2388	0,0962	0,0723	0,0232	0,0143	0,0048	0,0044
1,1	1,5904	1,5536	0,4209	0,2849	0,1148	0,0863	0,0277	0,0168	0,0057	0,0051
1,2	1,8681	1,8249	0,4944	0,3346	0,1348	0,1013	0,0325	0,0195	0,0066	0,0060
1,3			0,5733	0,3880	0,1563	0,1175	0,0377	0,0223	0,0075	0,0068
1,4			0,6576	0,4451	0,1793	0,1348	0,0432	0,0254	0,0086	0,0078
1,5			0,7471	0,5057	0,2037	0,1531	0,0491	0,0286	0,0097	0,0088
1,6			0,8418	0,5698	0,2295	0,1725	0,0554	0,0320	0,0108	0,0098
1,7			0,9417	0,6374	0,2568	0,1930	0,0619	0,0356	0,0120	0,0109
1,8			1,0468	0,7085	0,2854	0,2145	0,0688	0,0393	0,0133	0,0120
1,9			1,1569	0,7830	0,3155	0,2371	0,0761	0,0432	0,0146	0,0132
2,0			1,2720	0,8610	0,3469	0,2607	0,0836	0,0515	0,0174	0,0158
2,2					0,4137	0,3110	0,0998	0,0605	0,0205	0,0185
2,4					0,4860	0,3653	0,1172	0,0702	0,0237	0,0215
2,6					0,5636	0,4236	0,1359	0,0805	0,0272	0,0246
2,8					0,6464	0,4858	0,1559	0,0915	0,0309	0,0280
3,0					0,7344	0,5519	0,1771	0,1217	0,0411	0,0372

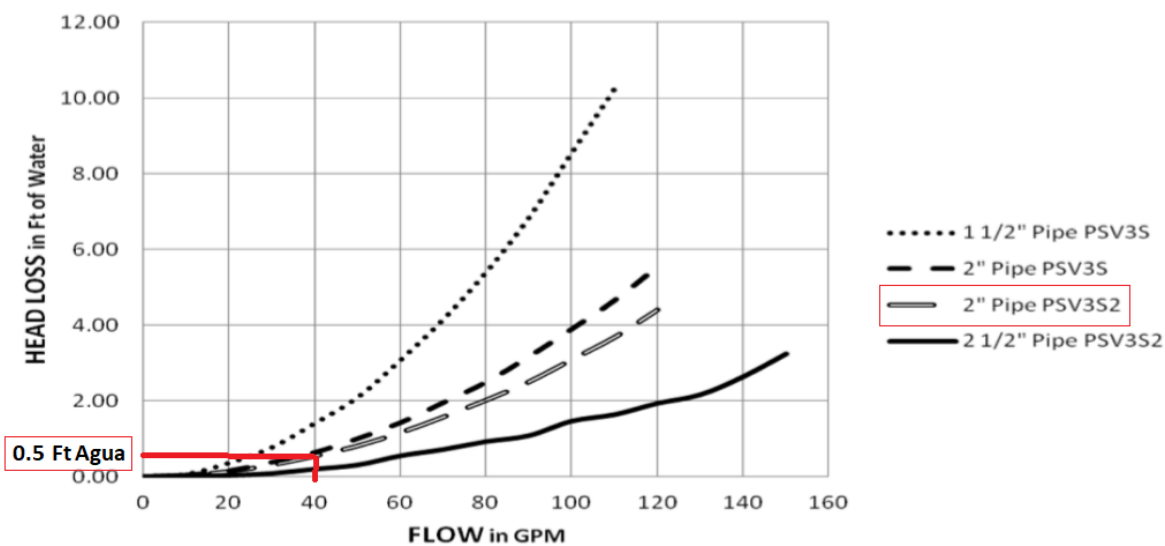
Pérdida de presión por válvula cheque de 2" para un flujo de 40 gpm

2" COMBO CHECK VALVES

FLOW RATE (GPM)	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
PSI DROP (ΔP)	0.00	0.25	0.33	0.38	0.45	0.51	0.56	0.59	0.61	0.65	0.67	0.70	0.72

Air Temp = 78 Deg. F Water Temp = 82 Deg. F TDS = 390 ppm

Pérdida de presión por válvula de 3 vías para un flujo de 40 gpm



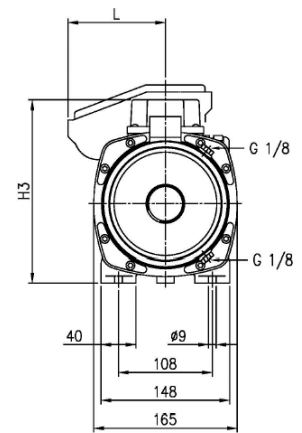
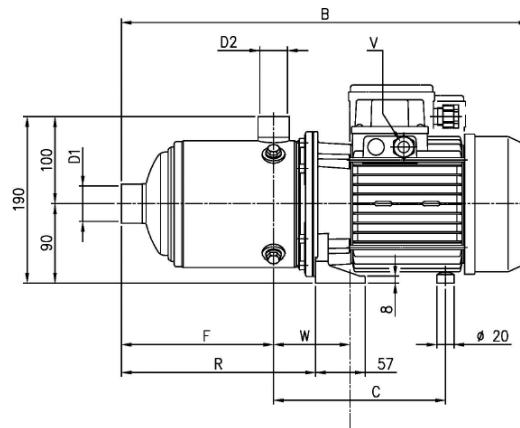
ANEXO G. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ELEMENTOS DEL SISTEMA HIDRÁULICO

Colector solar TechnoSolis C20TS10

50.8 mm Header				
Part #		c20ts12	c20ts10	c20ts08
Dims				
Overall Length	m	3.66	3.06	2.44
Absorber Width	m	1.21	1.21	1.21
Header Length	m	1.29	1.29	1.29
Gross Area	m ²	4.42	3.70	2.94
# Flow Channels		104	104	104
Flow Rates				
Max	l/min	37.86	37.86	37.86
Min	l/min	11.36	9.47	9.47
Rec.	l/min	18.55	18.55	18.55
Perf.				
FSEC rating /ft ²	BTU	1006	1006	1006
Wind Load	KM/H	241.4	241.4	241.4
Weight				
Dry	kg	13.61	11.34	9.07
Wet	kg	29.17	25.13	20.59

Bomba de refuerzo Matrix 10-3T6/2.2

Dimensiones m		
1	B	0,439
2	C	0,202
3	Dia D1	1" 1/2
4	Dia D2	1" 1/4
5	F	0,118
6	H3	0,209
7	R	0,1705
8	V	M16X1,5
9	W	92 + 101
10	Weight P&M	17,2 kg



Bomba

9	Nombre de la bomba	MATRIX 10-3T6/2.2	Frecuencia	Hz	60
10	Diseño	HORIZONTAL MULTISTAGE PUMPS	Instalación	STANDARD	
11	Fabricante	EPE	Rodete Diámetro	Máx.	m 0
12	Velocidad	rpm 3500		Designed	m 0
13	No. of Stage	3		Mín.	m 0
14	Connection Lado aspiración	UNI ISO 228	Caudal	Operating	m³/h 10,1
15	Connection Lado impulsión	UNI ISO 228		Max-	m³/h 16,8
16	Max Working Pressure	psi 145,03		Min-	m³/h 4,8
17	Shut-off head	psi 73,30	Altura de impulsión	Operating	m 40,7
18	Peso total	kg See the table of "Dimensions".		- (Qmax.)	m 18,2
19	Potencia absorbida	hp 2,49		- (Qmin.)	m 47,4
20			Max. Shaft Power at max. impeller	hp	2,63
21	NPSH requerido	m 2,0	Efficiency	%	60,4

Motor

28	Fabricante	EPE Standard	Clase de aislamiento	F
29	Tipo	TEFC_MATRIX 10-3T6/2.2_220_Three Phase	Phases	3~
30	Ejecución	IE3 (EFF. IE2) / 60 Hz / Pares de polos 1	Tamaño de construcción	
31	Potencia	hp 2,9502	Peso	kg 0
32	Nº de polos	2	Tensión eléctrica	V 220
33	Velocidad	rpm 3500	Corriente eléctrica	A 7,5
34	Tipo de protección del encendido	IP 55		
35				

ANEXO H. COSTOS DE INVERSION DEL SISTEMA DE CALENTAMIENTO DE PISCINAS

Cotización sistema de calentamiento a gas.



Medellín, 02 de agosto de 2019

Cotización No. 010819

Linea Americana

Atendiendo a su solicitud nos permitimos cotizar caldera para piscina 38m3 aprox.

I. CALDERA JACUZZI AMERICANA			
1.2 EQUIPO AMERICANO A GAS PROPANO			
1	Calentador americano pentair de 300.000btu a gas NATURAL	8,300,000	8,300,000
1	trampa de grasas y valvula de alivio para descontaminacion y correcto funcionamiento del equipo	300,000	300,000
		SUB-TOTAL	8,600,000
		IVA 19%	1,634,000
		TOTAL	10,234,000

Cotización sistema de calentamiento solar.



Nit: 900.385.084-5

OFERTA N° **234**

Fecha : 17/05/2019 Fecha Vigencia: 24/05/2019

EMPRESA:	SEÑOR(ES):
CIUDAD: BUCARAMANGA	CARGO: GERENTE GENERAL

Es grato para GRUPO SOLAIRE SAS, tener la oportunidad de ofrecerle nuestros productos, con la seguridad de contar con la capacidad, equipo y conocimientos técnicos para suministrarle soluciones que aumenten su confort.

CÓDIGO	DESCRIPCIÓN DEL PRODUCTO	CANT.	PRECIO UNT.	DTO. %	PRECIO CON DCTO.	TOTAL
CO0030	PANEL TECHNO SOLIS 4' x 12' x 1,5" HEADER	8	\$ 730.000	30%	\$ 511.000	\$ 4.088.000
CO0031	KIT DE CONEXION PANEL TECHNO SOLIS	8	\$ 120.100	30%	\$ 84.070	\$ 672.560
CO0032	KIT DE CONEXION SISTEMA TECHNO SOLIS	1	\$ 190.200	30%	\$ 133.140	\$ 133.140
CO0341	REATA DE NYLON SUJECION PANELES TECHNO-SOLIS NAC ESP	10	\$ 2.200	30%	\$ 1.540	\$ 15.400
CO0034	COMBO CONTROLADOR GOLDLINE+VALVULA 3V+ACTUADOR	1	\$ 2.398.000	30%	\$ 1.678.600	\$ 1.678.600

OBSERVACIONES:

-Forma de Pago: Contado

Oferta valida hasta agotar inventario

SUB-TOTAL	\$	6.587.700
DES. GLOBAL	% \$	0
VALOR ANTES IVA	\$	6.587.700
IVA	\$	1.251.663
VALOR TOTAL	\$	7.839.363

Tuberías

Tramos de 6 metros
extremos lisos

Referencia Diámetro
pulg. Unidad de
empaquete Precio x tubo
\$

	RDE 21 - 200 psi			
	2900237	¾	24 tubos	17.466
	2900220	1	24 tubos	24.509
	2900225	1¼	24 tubos	44.148
	2902450	1½	1 tubo	57.645
	2902453	2	1 tubo	88.396
	2900230	2½	1 tubo	143.259
	2900233	3	1 tubo	191.272
	2900240	4	1 tubo	326.247
	2904616	6	1 tubo	694.185

Vacuum Breaker Kit 2.0"
K20VAC
\$64.98



Cheque de Doble Unión en PVC - U / Lisa ANSI (Para soldar)



**-5%
ADICIONAL**
Por pedidos
de unidad de
empaques

Marca: Aquaram
Cuerpo: En PVC-U
Empaque: De caucho en EPDM
Presión de operación: 150 PSI
Uso: Agua potable, agua de piscinas y algunos ácidos

CÓDIGO	DIÁMETRO	UNIDAD EMPAQUE	PRECIO	POL
BECH012	1/2"	48	\$ 25.700	DO
BECH019	3/4"	48	\$ 30.300	DO
BECH025	1"	30	\$ 32.800	DO
BECH032	1-1/4"	36	\$ 38.500	DO
BECH038	1-1/2"	24	\$ 54.300	DO
BECH050	2"	16	\$ 77.000	DO
BECH063	2-1/2"	2	\$ 130.300	DO
BECH075	3"	2	\$ 243.800	DO
BECH100	4"	2	\$ 513.300	DO

	Referencia	Diámetro pulg.	Unidad de empaques	Precio x unidad \$
Soldada 	2903490	1/2	240 ud	8.051
	2903492	3/4	120 ud	11.126
	2903494	1	80 ud	14.911
	2903329	1 1/4	24 ud	18.689
	2903339	1 1/2	40 ud	26.846
	2903640	2	20 ud	40.806

**Soldadura
Líquida para
Agua caliente**



2902791	(1/128) Galones	5.031
2902799	(1/64) Galones	11.112
2902795	(1/32) Galones	18.797
2905750	(1/16) Galones	30.631
2905749	(1/8) Galones	50.752
2905748	(1/4) Galones	91.046

ANEXO I. PROPIEDADES DE CONDUCTORES SEGÚN CALIBRE

Table 8 Conductor Properties

Size (AWG or kcmil)	Conductors									Direct-Current Resistance at 75°C (167°F)					
	Area			Stranding			Overall			Copper					
				Diameter		Diameter		Area		Uncoated		Coated		Aluminum	
	Circular mm ² mils	Quantity	mm	in.	mm	in.	mm ²	in. ²	ohm/ km	ohm/ kFT	ohm/ km	ohm/ kFT	ohm/ km	ohm/ kFT	
18	0.823	1620	1	—	—	1.02	0.040	0.823	0.001	25.5	7.77	26.5	8.08	42.0	12.8
18	0.823	1620	7	0.39	0.015	1.16	0.046	1.06	0.002	26.1	7.95	27.7	8.45	42.8	13.1
16	1.31	2580	1	—	—	1.29	0.051	1.31	0.002	16.0	4.89	16.7	5.08	26.4	8.05
16	1.31	2580	7	0.49	0.019	1.46	0.058	1.68	0.003	16.4	4.99	17.3	5.29	26.9	8.21
14	2.08	4110	1	—	—	1.63	0.064	2.08	0.003	10.1	3.07	10.4	3.19	16.6	5.06
14	2.08	4110	7	0.62	0.024	1.85	0.073	2.68	0.004	10.3	3.14	10.7	3.26	16.9	5.17
12	3.31	6530	1	—	—	2.05	0.081	3.31	0.005	6.34	1.93	6.57	2.01	10.45	3.18
12	3.31	6530	7	0.78	0.030	2.32	0.092	4.25	0.006	6.50	1.98	6.73	2.05	10.69	3.25
10	5.261	10380	1	—	—	2.588	0.102	5.26	0.008	3.984	1.21	4.148	1.26	6.561	2.00
10	5.261	10380	7	0.98	0.038	2.95	0.116	6.76	0.011	4.070	1.24	4.226	1.29	6.679	2.04
8	8.367	16510	1	—	—	3.264	0.128	8.37	0.013	2.506	0.764	2.579	0.786	4.125	1.26
8	8.367	16510	7	1.23	0.049	3.71	0.146	10.76	0.017	2.551	0.778	2.653	0.809	4.204	1.28
6	13.30	26240	7	1.56	0.061	4.67	0.184	17.09	0.027	1.608	0.491	1.671	0.510	2.652	0.808
4	21.15	41740	7	1.96	0.077	5.89	0.232	27.19	0.042	1.010	0.308	1.053	0.321	1.666	0.508
3	26.67	52620	7	2.20	0.087	6.60	0.260	34.28	0.053	0.802	0.245	0.833	0.254	1.320	0.403
2	33.62	66360	7	2.47	0.097	7.42	0.292	43.23	0.067	0.634	0.194	0.661	0.201	1.045	0.319
1	42.41	83690	19	1.69	0.066	8.43	0.332	55.80	0.087	0.505	0.154	0.524	0.160	0.829	0.253

ANEXO J. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS ELEMENTOS DEL SISTEMA FOTOVOLTAICO

Especificaciones técnicas módulo policristalino 330Wp

DATOS ELÉCTRICOS EN CONDICIONES STC	TSM-320 PD14	TSM-325 PD14	TSM-330 PD14	TSM-335 PD14	TSM-340 PD14
Potencia nominal-P _{máx} (Wp)*	320	325	330	335	340
Tolerancia de potencia nominal (W)	0/+5	0/+5	0/+5	0/+5	0/+5
Tensión en el punto P _{máx} -V _{MP} (V)	37,1	37,2	37,4	37,6	37,8
Corriente en el punto P _{máx} -I _{MPP} (A)	8,63	8,73	8,83	8,91	8,99
Tensión en circuito abierto-V _{OC} (V)	45,5	45,6	45,8	46,0	46,2
Corriente de cortocircuito-I _{SC} (A)	9,15	9,19	9,28	9,35	9,42
Eficiencia del módulo η_m (%)	16,5	16,7	17,0	17,2	17,5

STC: Irradiancia 1000W/m², temperatura de célula 25°C, masa de aire AM1.5
*Tolerancia en la medida: ±3%

DATOS ELÉCTRICOS EN CONDICIONES TNC	TSM-320 PD14	TSM-325 PD14	TSM-330 PD14	TSM-335 PD14	TSM-340 PD14
Potencia máx.-P _{MAX} (Wp)	237	241	245	249	252
Tensión en el punto P _{máx} -V _{MPP} (V)	34,3	34,4	34,6	34,8	35,0
Corriente en el punto P _{máx} -I _{MPP} (A)	6,92	7,00	7,08	7,14	7,21
Tensión en circuito abierto-V _{OC} (V)	42,1	42,2	42,4	42,6	42,8
Corriente de cortocircuito-I _{SC} (A)	7,39	7,42	7,49	7,55	7,60

NOCT: Irradiance at 800 W/m², Ambient Temperature 20 °C, Wind Speed 1 m/s.

DATOS MECÁNICOS

Células solares	Multicristalinas 156,75 × 156,75 mm
Distribución de las células	72 células (6 x 12)
Dimensiones del módulo	1960 × 992 × 40 mm
Peso	22,5 kg
Vidrio	3,2 mm, alta transparencia, recubrimiento AR y vidrio solar templado
Capa trasera	Blanca
Marco	Aleación de Aluminio anodizado
Caja de conexiones	IP 67 or IP 68 rated
Cables	Resistente a los rayos UV, sección de cables 4,0 mm², 1200 mm
Conector	Países de la UE: 28 MC4 / UTX / TS4, Países no miembros de la UE: 28 QC4 / TS4

Especificaciones técnicas módulo monocristalino 375Wp

ELECTRICAL DATA (STC)

Peak Power Watts- P_{MAX} (Wp) *	340	345	350	355	360	365	370	375
Power Output Tolerance- P_{MAX} (W)	0 ~ +5							
Maximum Power Voltage- V_{MPP} (V)	38.2	38.5	38.7	38.8	39.0	39.3	39.7	40.0
Maximum Power Current- I_{MPP} (A)	8.90	8.96	9.04	9.14	9.24	9.30	9.33	9.37
Open Circuit Voltage- V_{OC} (V)	46.2	46.7	47.0	47.4	47.7	48.0	48.3	48.5
Short Circuit Current- I_{SC} (A)	9.50	9.55	9.60	9.65	9.70	9.77	9.83	9.88
Module Efficiency η_m (%)	17.5	17.7	18.0	18.3	18.5	18.8	19.0	19.3

STC: Irradiance 1000W/m², Cell Temperature 25°C, Air Mass AM1.5.
 *Measuring tolerance: $\pm 3\%$.

ELECTRICAL DATA (NOCT)

Maximum Power- P_{MAX} (Wp)	253	257	261	264	268	272	276	279
Maximum Power Voltage- V_{MPP} (V)	35.4	35.7	35.9	36.0	36.2	36.4	36.8	37.1
Maximum Power Current- I_{MPP} (A)	7.15	7.20	7.26	7.34	7.42	7.47	7.50	7.53
Open Circuit Voltage- V_{OC} (V)	42.9	43.4	43.7	44.1	44.3	44.6	44.9	45.1
Short Circuit Current- I_{SC} (A)	7.67	7.71	7.75	7.79	7.83	7.89	7.94	7.98

NOCT: Irradiance at 800W/m², Ambient Temperature 20°C, Wind Speed 1m/s.

MECHANICAL DATA

Solar Cells	Monocrystalline 156.75 × 156.75 mm (6 inches)
Cell Orientation	72 cells (6 × 12)
Module Dimensions	1960 × 992 × 40 mm (77.2 × 39.1 × 1.57 inches)
Weight	22.5 kg (49.6 lb)
Glass	3.2 mm (0.13 inches) , High Transmission, AR Coated Tempered Glass

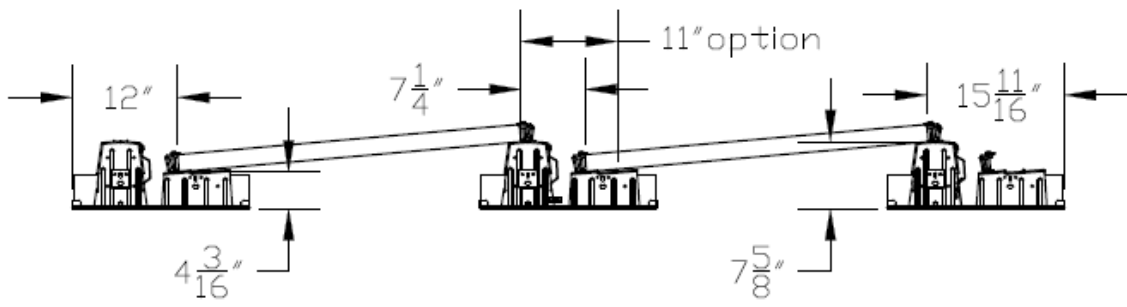
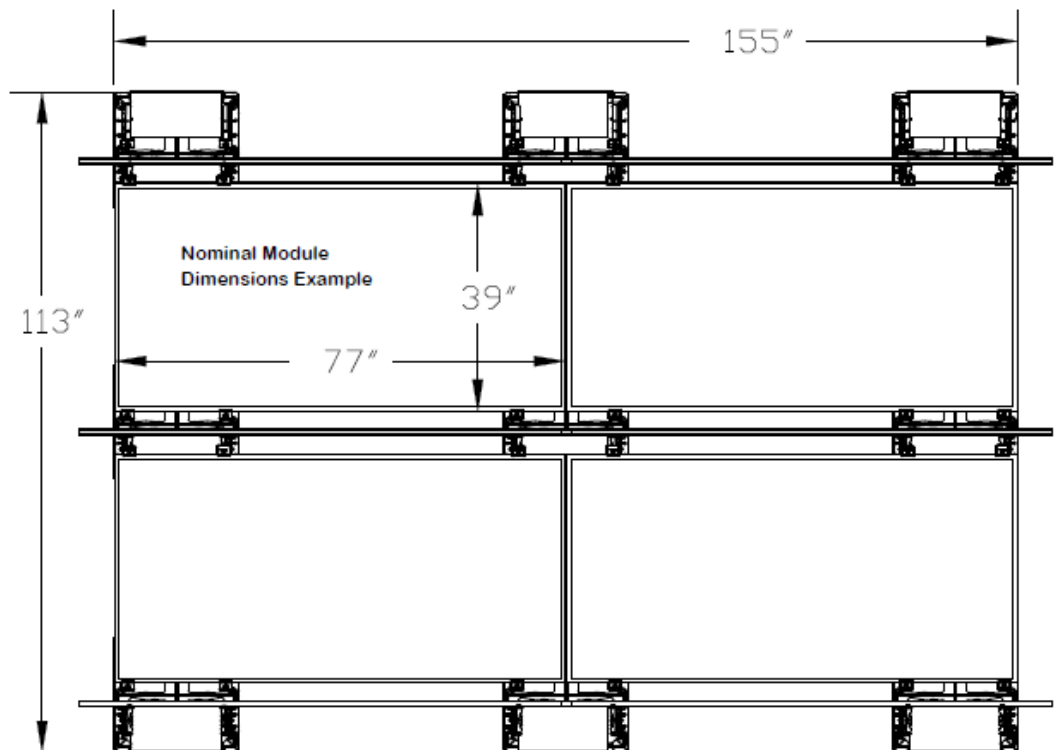
TEMPERATURE RATINGS

NOCT (Nominal Operating Cell Temperature)	44°C ($\pm 2^\circ\text{C}$)
Temperature Coefficient of P_{MAX}	- 0.39%/°C
Temperature Coefficient of V_{OC}	- 0.29%/°C
Temperature Coefficient of I_{SC}	0.05%/°C

Especificaciones técnicas microinversor IQ7+

INPUT DATA (DC)		IQ7PLUS-72-ACM-US	
Commonly used module pairings ¹	235 W - 440 W +		
Module compatibility	60-cell and 72-cell PV modules		
Maximum input DC voltage	60 V		
Peak power tracking voltage	27 V - 45 V		
Operating range	16 V - 60 V		
Min/Max start voltage	22 V / 60 V		
Max DC short circuit current (module Isc)	15 A		
Overvoltage class DC port	II		
DC port backfeed under single fault	0 A		
PV array configuration	1 x 1 ungrounded array; No additional DC side protection required; AC side protection requires max 20A per branch circuit		
OUTPUT DATA (AC)			
Peak output power	295 VA		
Maximum continuous output power	290 VA		
Nominal (L-L) voltage/range ²	240 V / 211-264 V	208 V / 183-229 V	
Maximum continuous output current	240 V: 1.21 A	208 V: 1.39 A	
Nominal frequency	60 Hz		
Extended frequency range	47 - 68 Hz		
AC short circuit fault current over 3 cycles	5.8 Arms		
Maximum units per 20 A (L-L) branch circuit ³	240 V: 13	208 V: 11	
Overvoltage class AC port	III		
AC port backfeed current	0 A		
Power factor setting	1.0		
Power factor (adjustable)	0.85 leading ... 0.85 lagging		
EFFICIENCY	@240 V	@208 V	
Peak CEC efficiency	97.5 %	97.3 %	
CEC weighted efficiency	97.0 %	97.0 %	
MECHANICAL DATA			
Ambient temperature range	-40°C to +65°C		
Relative humidity range	4% to 100% (condensing)		
Connector type	Integrated Enphase DC Connector		
Dimensions (WxHxD)	212 mm x 175 mm x 30.2 mm (without bracket)		
Weight	.92 kg (2.03 lbs)		
Cooling	Natural convection - No fans		
Approved for wet locations	Yes		
Pollution degree	PD3		
Enclosure	Class II double-insulated, corrosion resistant polymeric enclosure		
Environmental category / UV exposure rating	NEMA Type 6 / outdoor		

Dimensiones de la estructura para módulos fotovoltaicos RM5



ANEXO K. COSTOS DE INVERSION DEL SISTEMA FOTOVOLTAICO

Cotización alternativa 1. Módulos 330 Wp



MEICO S.A.

Calle 67 No. 7-90 Oficina 1004 Edificio Colfondos.
Bogotá
Colombia
Tel: +57 (1) 2357544

COTIZACION # 3365
NÚMERO DE CLIENTE N/A
FECHA miércoles, 5 de junio de 2019
VALIDEZ OFERTA 15 DÍAS

CONTACTO DE COMPRAS
Oscar Medina
Cel. 320 544 01 31
osmedina@meico.com.co

CANT.	DESCRIPCIÓN	PRECIO POR VATIO	PRECIO UNITARIO	TOTAL
15	Panel Solar Policristalino Trina 330W 72 celdas	\$1.173	\$387.132	\$5.806.980
15	Microinversor Enphase IQ7+	\$1.220	\$353.708	\$5.305.617
1	Enphase IQ Envoy		\$1.007.266	\$1.007.266
15	IQ Cable for 60/72 cell 1.0m portrait module pitch		\$34.742	\$521.137
3	Terminator Cap for Q Cable ends.		\$49.311	\$147.932
15	Bahía RM5		\$96.982	\$1.454.730
3	Puesta a tierra #1 - 0080025		\$21.940	\$65.820
45	Grapa final 32-40mm RM5/DT		\$7.043	\$316.935
45	Perno 1/4-20 con tuerca U SS RM5		\$1.165	\$52.425

TOTAL NETO \$14.678.842

SUBTOTAL \$14.678.842

IVA 19% \$2.788.980

RTE \$0

TOTAL A PAGAR \$17.467.822

AÑO	\$/kWh	Eff_sis	Energía kWh	Ahorro	Flujo Caja Acumulado
0	-	-	-	-	-\$ 17.467.822
1	\$ 498	85,1%	6888	\$ 3.432.516	-\$ 14.035.306
2	\$ 514	84,5%	6838	\$ 3.516.059	-\$ 10.519.247
3	\$ 531	83,9%	6788	\$ 3.601.444	-\$ 6.917.803
4	\$ 547	83,2%	6738	\$ 3.688.704	-\$ 3.229.099
5	\$ 565	82,6%	6688	\$ 3.777.872	\$ 548.773
6	\$ 583	82,0%	6639	\$ 3.868.980	\$ 4.417.753
7	\$ 601	81,4%	6589	\$ 3.962.063	\$ 8.379.816
8	\$ 620	80,8%	6539	\$ 4.057.153	\$ 12.436.970
9	\$ 640	80,2%	6489	\$ 4.154.285	\$ 16.591.255
10	\$ 661	79,6%	6439	\$ 4.253.491	\$ 20.844.746
11	\$ 682	78,9%	6390	\$ 4.354.806	\$ 25.199.552

12	\$	703	78,3%	6340	\$	4.458.263	\$	29.657.815
13	\$	726	77,7%	6290	\$	4.563.897	\$	34.221.712
14	\$	749	77,1%	6240	\$	4.671.740	\$	38.893.452
15	\$	772	76,5%	6190	\$	4.781.827	\$	43.675.278
16	\$	797	75,9%	6141	\$	4.894.191	\$	48.569.469
17	\$	822	75,2%	6091	\$	5.008.866	\$	53.578.335
18	\$	849	74,6%	6041	\$	5.125.885	\$	58.704.220
19	\$	876	74,0%	5991	\$	5.245.281	\$	63.949.501
20	\$	903	73,4%	5941	\$	5.367.087	\$	69.316.588
21	\$	932	72,8%	5891	\$	5.491.337	\$	74.807.925
22	\$	962	72,2%	5842	\$	5.618.060	\$	80.425.985
23	\$	992	71,6%	5792	\$	5.747.291	\$	86.173.276
24	\$	1.024	70,9%	5742	\$	5.879.059	\$	92.052.335
25	\$	1.056	70,3%	5692	\$	6.013.396	\$	98.065.731

Cotización alternativa 2. Módulos 375 Wp

Meico

MEICO S.A.

Calle 67 No. 7-90 Oficina 1004 Edificio Colfondos.
Bogotá
Colombia
Tel: +57 (1) 2357544

COTIZACION #
NÚMERO DE CLIENTE
FECHA
VALIDEZ OFERTA

3365
N/A
miércoles, 5 de junio de 2019
15 DÍAS

CONTACTO DE COMPRAS
Oscar Medina
Cel. 320 544 01 31
omedina@meico.com.co

CANT.	DESCRIPCIÓN	PRECIO POR VATIO	PRECIO UNITARIO	TOTAL
15	PANEL SOLAR MONOCRISTALINO PERC 375WP , 72 CELDAS 1500V	\$1.304	\$489.131	\$7.336.969
15	Microinversor Enphase IQ7+	\$1.220	\$353.708	\$5.305.617
1	Enphase IQ Envoy		\$1.007.266	\$1.007.266
15	IQ Cable for 60/72 cell 1.0m portrait module pitch		\$34.742	\$521.137
3	Terminator Cap for Q Cable ends.		\$49.311	\$147.932
15	Bahía RM5		\$96.982	\$1.454.730
3	Puesta a tierra #1 - 008002S		\$21.940	\$65.820
45	Grapa final 32-40mm RM5/DT		\$7.043	\$316.935
45	Perno 1/4-20 con tuerca U SS RM5		\$1.165	\$52.425

TOTAL NETO	\$16.208.831
SUBTOTAL	\$16.208.831
IVA 19%	\$3.079.677
RTE	\$0
TOTAL A PAGAR	\$19.288.509

AÑO	\$/kWh	Eff_Panel	Energía kWh	Ahorro	Flujo Caja Acumulado	
0	-	-	-	-	-\$	19.288.509
1	\$ 498	85,5%	7869	\$ 3.921.353	-\$	15.367.156
2	\$ 514	84,9%	7812	\$ 4.016.793	-\$	11.350.363
3	\$ 531	84,3%	7755	\$ 4.114.338	-\$	7.236.025
4	\$ 547	83,7%	7698	\$ 4.214.025	-\$	3.021.999
5	\$ 565	83,1%	7641	\$ 4.315.892	\$	1.293.892
6	\$ 583	82,5%	7584	\$ 4.419.975	\$	5.713.867
7	\$ 601	81,8%	7527	\$ 4.526.314	\$	10.240.182
8	\$ 620	81,2%	7470	\$ 4.634.947	\$	14.875.128
9	\$ 640	80,6%	7413	\$ 4.745.911	\$	19.621.039
10	\$ 661	80,0%	7356	\$ 4.859.246	\$	24.480.285
11	\$ 682	79,4%	7300	\$ 4.974.989	\$	29.455.274
12	\$ 703	78,7%	7243	\$ 5.093.180	\$	34.548.454
13	\$ 726	78,1%	7186	\$ 5.213.857	\$	39.762.312
14	\$ 749	77,5%	7129	\$ 5.337.059	\$	45.099.370
15	\$ 772	76,9%	7072	\$ 5.462.823	\$	50.562.193
16	\$ 797	76,3%	7015	\$ 5.591.190	\$	56.153.383
17	\$ 822	75,6%	6958	\$ 5.722.196	\$	61.875.579
18	\$ 849	75,0%	6901	\$ 5.855.880	\$	67.731.459
19	\$ 876	74,4%	6844	\$ 5.992.280	\$	73.723.739
20	\$ 903	73,8%	6787	\$ 6.131.433	\$	79.855.172
21	\$ 932	73,2%	6731	\$ 6.273.377	\$	86.128.549
22	\$ 962	72,6%	6674	\$ 6.418.148	\$	92.546.697
23	\$ 992	71,9%	6617	\$ 6.565.783	\$	99.112.479
24	\$ 1.024	71,3%	6560	\$ 6.716.316	\$	105.828.795
25	\$ 1.056	70,7%	6503	\$ 6.869.785	\$	112.698.580

ANEXO L. TABLAS DE CONFORT TÉRMICO ASHRAE 55

Factores de actividad metabólica para diferentes actividades.

TABLE A1 Metabolic Rates for Typical Tasks

Activity	Metabolic Rate	
	Met Units	W/m ²
Resting		
Sleeping	0.7	40
Reclining	0.8	45
Seated, quiet	1.0	60
Standing, relaxed	1.2	70
Walking (on level surface)		
0.9 m/s, 3.2 km/h, 2.0 mph	2.0	115
1.2 m/s, 4.3 km/h, 2.7 mph	2.6	150
1.8 m/s, 6.8 km/h, 4.2 mph	3.8	220
Office Activities		
Reading, seated	1.0	55
Writing	1.0	60
Typing	1.1	65
Filing, seated	1.2	70
Filing, standing	1.4	80
Walking about	1.7	100
Lifting/packing	2.1	120
Miscellaneous Leisure Activities		
Dancing, social	2.4–4.4	140–255
Calisthenics/exercise	3.0–4.0	175–235
Tennis, single	3.6–4.0	210–270
Basketball	5.0–7.6	290–440
Wrestling, competitive	7.0–8.7	410–505

Valores de aislamiento de prendas típicas

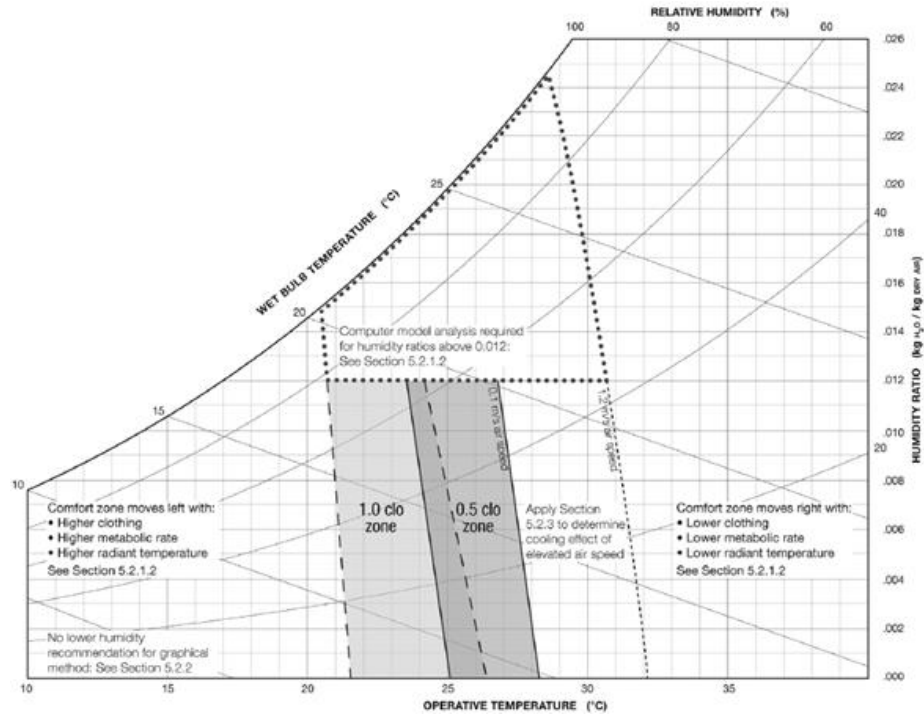
TABLE B1
Clothing Insulation Values for Typical Ensembles *

Clothing Description	Garments Included [†]	I_{cl} , (clo)
Trousers	1) Trousers, short-sleeve shirt	0.57
	2) Trousers, long-sleeve shirt	0.61
	3) #2 plus suit jacket	0.96
	4) #2 plus suit jacket, vest, T-shirt	1.14
	5) #2 plus long-sleeve sweater, T-shirt	1.01
	6) #5 plus suit jacket, long underwear bottoms	1.30
Skirts/Dresses	7) Knee-length skirt, short-sleeve shirt (sandals)	0.54
	8) Knee-length skirt, long-sleeve shirt, full slip	0.67
	9) Knee-length skirt, long-sleeve shirt, half slip, long-sleeve sweater	1.10
	10) Knee-length skirt, long-sleeve shirt, half slip, suit jacket	1.04
	11) Ankle-length skirt, long-sleeve shirt, suit jacket	1.10
Shorts	12) Walking shorts, short-sleeve shirt	0.36
Overalls/Coveralls	13) Long-sleeve coveralls, T-shirt	0.72
	14) Overalls, long-sleeve shirt, T-shirt	0.89
	15) Insulated coveralls, long-sleeve thermal underwear tops and bottoms	1.37
Athletic	16) Sweat pants, long-sleeve sweatshirt	0.74
Sleepwear	17) Long-sleeve pajama tops, long pajama trousers, short 3/4 length robe (slippers, no socks)	0.96

Método gráfico de zona de confort:

La zona de confort está definida a partir de un rango de temperaturas operativas, dadas por la temperatura mínima, temperatura máxima y humedad máxima permitidas (figura 21). La humedad máxima permitida es de 0.012 [kg H₂O/kg Aire], donde las temperaturas máximas y mínimas se calculan a partir de las siguientes expresiones:

Figura 81. Método gráfico de zona de confort



Fuente: ASHRAE 55. Thermal environmental conditions for human occupancy. Pag 8

$$Tmin_{Icl} = \frac{[(Icl - 0.5 clo)Tmin_{1.0 clo} + (1.0 clo - Icl) Tmin_{0.5 clo}]}{0.5 clo}$$

$$Tmax_{Icl} = \frac{[(Icl - 0.5 clo)Tmax_{1.0 clo} + (1.0 clo - Icl) Tmax_{0.5 clo}]}{0.5 clo}$$

Donde:

Icl , aislamiento por vestimenta de las personas en el recinto (Tabla 4)

$Tmin_{Icl clo}$, temperatura mínima permitida dado el aislamiento por vestimenta de la persona en el recinto.

$Tmax_{Icl clo}$, temperatura máxima permitida dado el aislamiento por vestimenta de la persona en el recinto.

Límites de humedad

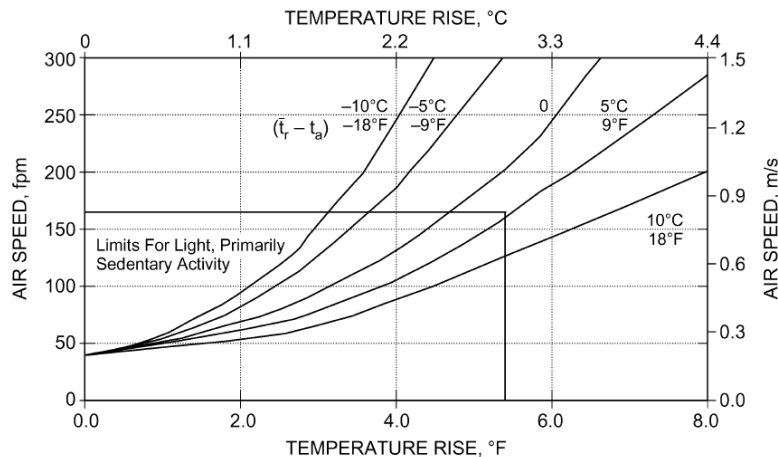
Todos los sistemas deben mantener la humedad a un valor menor de 0.012 Kg agua/Kg aire seco.

. No se establecen límites de humedad inferior en la norma ASHRAE 55, sin embargo, para ambientes muy secos se recomienda evaluar aspectos que puedan producir resequedad en la piel y ojos.

Velocidad de aire elevada:

Los rangos de temperatura calculados anteriormente toman a consideración una velocidad de aire menor a 0.2m/s. Sin embargo, la temperatura operativa máxima puede ser ampliada si se dispone de una velocidad de aire mayor. El incremento de temperatura máxima permitido en función de la velocidad del viento disponible se presenta en la figura 22.

Figura 82. Incremento de temperatura permitido dada una velocidad de viento



Fuente: ASHRAE 55. Thermal environmental conditions for human occupancy. Pag10

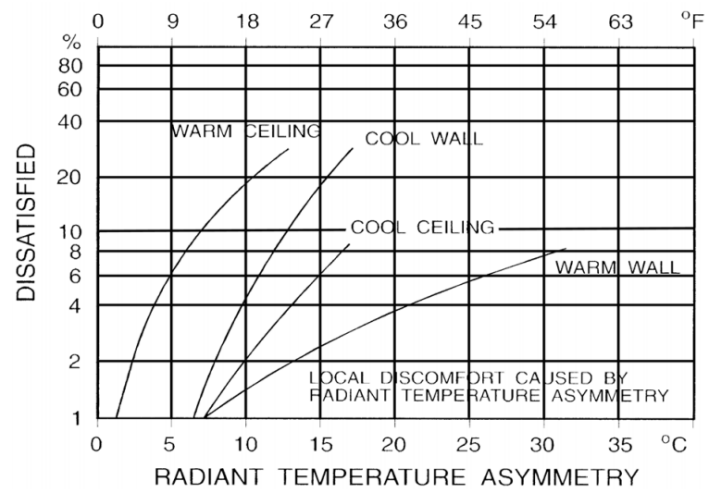
Inconformidad local térmica:

Se produce al existir una diferencia de temperatura notoria en el recinto, puede ser causada por una diferencia en la temperatura vertical del aire, paredes que irradian energía asimétricamente, corrientes de aire o por contacto con el suelo caliente o frío.

Diferencia de temperatura vertical: La diferencia de temperatura del aire entre la cabeza y el tobillo debe ser menor a 3 °C.

Radiación asimétrica: Este fenómeno es causado principalmente por techos calientes o superficies en contacto directo con el sol. La figura 23 ilustra el porcentaje de inconformidad de personas para techos y paredes con radiación asimétrica. El porcentaje de inconformidad de radiación asimétrica debe ser menor al 5%.

Figura 83. Porcentaje de inconformidad de personas en el recinto producto de una diferencia de temperatura de superficies.

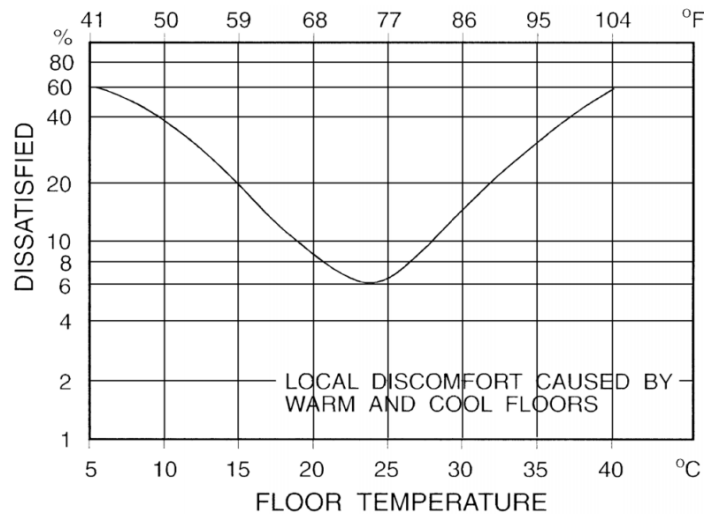


Fuente: ASHRAE 55. Thermal environmental conditions for human occupancy. Pag 13

Corrientes de aire: En condiciones con bajas temperaturas, las corrientes de aire pueden causar inconformidad. La temperatura y velocidad del aire, vestimenta y nivel de actividad de las personas determinan nivel de inconformidad de los ocupantes. Cuando la temperatura operativa del recinto es menor a 22.5 °C la velocidad del aire debe ser siempre menor a 0.15 m/s.

Temperatura del suelo: El contacto con el suelo frío o caliente produce una sensación de inconformidad en los ocupantes del recinto, la temperatura del suelo y el aislamiento del calzado determinan el nivel de inconformidad para una temperatura dada (figura 24).

Figura 84. Porcentaje de inconformidad por temperatura del suelo.



Fuente: ASHRAE 55. Thermal environmental conditions for human occupancy. Pag 13

El porcentaje de inconformidad por temperatura del suelo debe ser menor al 10%.

Variaciones de la temperatura con el tiempo

La fluctuación en la temperatura del aire puede producir inconformidad en los ocupantes. Los rangos de variación de temperatura permitidos se presentan en la tabla 3.

Tabla 39. Límites en la fluctuación de la temperatura para un periodo de tiempo dado.

Periodo de tiempo [h]	0.25	0.5	1	2	4
Máximo rango de variacion de temperatura [°C]	1.1	1.7	2.2	2.8	3.3

Fuente: ASHRAE 55. Thermal environmental conditions for human occupancy. Pag 13

El método ASHRAE establece que una vez se cumplen las condiciones térmicas calculadas, al menos el 80% de los ocupantes estarán en una sensación de confort con el recinto.

ANEXO M. TABLAS DE VENTILACIÓN ASHRAE 62.1

Tasas de ventilación mínima recomendada según tipo de ocupación

Occupancy Category	People Outdoor Air Rate R_p		Area Outdoor Air Rate R_a		N
	cfm/person	L/s·person	cfm/ft ²	L/s·m ²	
Correctional Facilities					
Cell	5	2.5	0.12	0.6	
Dayroom	5	2.5	0.06	0.3	
Guard stations	5	2.5	0.06	0.3	
Booking/waiting	7.5	3.8	0.06	0.3	
Educational Facilities					
Daycare (through age 4)	10	5	0.18	0.9	
Daycare sickroom	10	5	0.18	0.9	
Classrooms (ages 5–8)	10	5	0.12	0.6	
Classrooms (age 9 plus)	10	5	0.12	0.6	
Lecture classroom	7.5	3.8	0.06	0.3	
Lecture hall (fixed seats)	7.5	3.8	0.06	0.3	
Art classroom	10	5	0.18	0.9	
Science laboratories	10	5	0.18	0.9	
University/college laboratories	10	5	0.18	0.9	
Wood/metal shop	10	5	0.18	0.9	
Computer lab	10	5	0.12	0.6	
Media center	10	5	0.12	0.6	
Music/theater/dance	10	5	0.06	0.3	
Multi-use assembly	7.5	3.8	0.06	0.3	

Efectividad de la distribución del aire en la zona E_z

TABLE 6-2 Zone Air Distribution Effectiveness

Air Distribution Configuration	E_z
Ceiling supply of cool air.	1.0
Ceiling supply of warm air and floor return.	1.0
Ceiling supply of warm air 15°F (8°C) or more above space temperature and ceiling return.	0.8
Ceiling supply of warm air less than 15°F (8°C) above space temperature and ceiling return provided that the 150 fpm (0.8 m/s) supply air jet reaches to within 4.5 ft (1.4 m) of floor level. <i>Note:</i> For lower velocity supply air, $E_z = 0.8$.	1.0
Floor supply of cool air and ceiling return provided that the 150 fpm (0.8 m/s) supply jet reaches 4.5 ft (1.4 m) or more above the floor. <i>Note:</i> Most underfloor air distribution systems comply with this proviso.	1.0
Floor supply of cool air and ceiling return, provided low-velocity displacement ventilation achieves unidirectional flow and thermal stratification.	1.2
Floor supply of warm air and floor return.	1.0
Floor supply of warm air and ceiling return.	0.7
Makeup supply drawn in on the opposite side of the room from the exhaust and/or return.	0.8
Makeup supply drawn in near to the exhaust and/or return location.	0.5

1. "Cool air" is air cooler than space temperature.
2. "Warm air" is air warmer than space temperature.
3. "Ceiling" includes any point above the *breathing zone*.
4. "Floor" includes any point below the *breathing zone*.
5. As an alternative to using the above values, E_z may be regarded as equal to air change effectiveness determined in accordance with ANSI/ASHRAE Standard 129¹⁶ for all air distribution configurations except unidirectional flow.

**ANEXO N. RESULTADOS SIMULACIÓN SALÓN SOCIAL EN DESIGNBUILDER
SIN VENTILACIÓN**

Fecha	Hora	Humedad Relativa %	Temperatura del Aire °C	Temperatura Exterior °C
7-feb	12:30 a. m.	61,44	26,42	22,75
7-feb	1:00 a. m.	61,85	26,30	23,30
7-feb	1:30 a. m.	62,24	26,19	23,30
7-feb	2:00 a. m.	62,60	26,09	23,30
7-feb	2:30 a. m.	62,96	26,00	22,75
7-feb	3:00 a. m.	63,32	25,90	22,20
7-feb	3:30 a. m.	63,65	25,81	22,20
7-feb	4:00 a. m.	63,98	25,73	22,20
7-feb	4:30 a. m.	64,32	25,64	21,65
7-feb	5:00 a. m.	64,69	25,54	21,10
7-feb	5:30 a. m.	65,05	25,45	21,10
7-feb	6:00 a. m.	65,41	25,36	21,10
7-feb	6:30 a. m.	65,77	25,27	21,40
7-feb	7:00 a. m.	66,08	25,19	21,70
7-feb	7:30 a. m.	66,34	25,12	20,55
7-feb	8:00 a. m.	65,80	25,25	19,40
7-feb	8:30 a. m.	64,41	25,61	19,70
7-feb	9:00 a. m.	62,46	26,13	20,00
7-feb	9:30 a. m.	61,01	26,53	21,40
7-feb	10:00 a. m.	60,24	26,74	22,80
7-feb	10:30 a. m.	60,03	26,81	23,05
7-feb	11:00 a. m.	59,94	26,84	23,30
7-feb	11:30 a. m.	59,56	26,95	23,85
7-feb	12:00 p. m.	58,98	27,11	24,40
7-feb	12:30 p. m.	58,44	27,27	25,25

7-feb	1:00 p. m.	57,95	27,41	26,10
7-feb	1:30 p. m.	57,50	27,54	26,40
7-feb	2:00 p. m.	57,08	27,66	26,70
7-feb	2:30 p. m.	56,68	27,79	26,70
7-feb	3:00 p. m.	56,32	27,90	26,70
7-feb	3:30 p. m.	56,02	28,00	25,55
7-feb	4:00 p. m.	55,77	28,07	24,40
7-feb	4:30 p. m.	55,61	28,12	24,15
7-feb	5:00 p. m.	55,52	28,15	23,90
7-feb	5:30 p. m.	55,50	28,15	23,90
7-feb	6:00 p. m.	55,62	28,11	23,90
7-feb	6:30 p. m.	55,84	28,04	23,05
7-feb	7:00 p. m.	56,11	27,96	22,20
7-feb	7:30 p. m.	56,45	27,86	21,95
7-feb	8:00 p. m.	56,87	27,73	21,70
7-feb	8:30 p. m.	57,41	27,57	21,70
7-feb	9:00 p. m.	57,96	27,41	21,70
7-feb	9:30 p. m.	58,45	27,27	21,40
7-feb	10:00 p. m.	58,90	27,13	21,10
7-feb	10:30 p. m.	59,34	27,01	21,40
7-feb	11:00 p. m.	59,80	26,88	21,70
7-feb	11:30 p. m.	60,26	26,75	21,95
8-feb	12:00 a. m.	60,72	26,62	22,20
8-feb	12:30 a. m.	61,18	26,49	21,95
8-feb	1:00 a. m.	61,66	26,36	21,70
8-feb	1:30 a. m.	62,10	26,23	21,40
8-feb	2:00 a. m.	62,52	26,12	21,10
8-feb	2:30 a. m.	62,94	26,01	20,85
8-feb	3:00 a. m.	63,36	25,89	20,60

8-feb	3:30 a. m.	63,78	25,78	20,85
8-feb	4:00 a. m.	64,18	25,68	21,10
8-feb	4:30 a. m.	64,58	25,57	21,10
8-feb	5:00 a. m.	64,98	25,47	21,10
8-feb	5:30 a. m.	65,38	25,37	20,85
8-feb	6:00 a. m.	65,78	25,26	20,60
8-feb	6:30 a. m.	66,16	25,17	20,60
8-feb	7:00 a. m.	66,30	25,13	20,60
8-feb	7:30 a. m.	66,16	25,17	20,60
8-feb	8:00 a. m.	65,84	25,25	20,60
8-feb	8:30 a. m.	65,46	25,35	20,30
8-feb	9:00 a. m.	64,57	25,58	20,00
8-feb	9:30 a. m.	63,58	25,84	21,10
8-feb	10:00 a. m.	62,22	26,21	22,20
8-feb	10:30 a. m.	61,41	26,43	22,75
8-feb	11:00 a. m.	61,19	26,49	23,30
8-feb	11:30 a. m.	60,91	26,56	24,45
8-feb	12:00 p. m.	60,14	26,78	25,60
8-feb	12:30 p. m.	59,13	27,06	25,30
8-feb	1:00 p. m.	58,24	27,32	25,00
8-feb	1:30 p. m.	57,43	27,56	25,00
8-feb	2:00 p. m.	56,69	27,78	25,00
8-feb	2:30 p. m.	56,04	27,98	25,00
8-feb	3:00 p. m.	55,53	28,15	25,00
8-feb	3:30 p. m.	55,22	28,24	24,45
8-feb	4:00 p. m.	55,02	28,30	23,90
8-feb	4:30 p. m.	54,91	28,34	23,60
8-feb	5:00 p. m.	54,92	28,34	23,30
8-feb	5:30 p. m.	74,96	31,29	23,30

8-feb	6:00 p. m.	97,95	30,16	23,30
8-feb	6:30 p. m.	100,00	30,95	23,05
8-feb	7:00 p. m.	100,00	31,05	22,80
8-feb	7:30 p. m.	100,00	30,90	22,50
8-feb	8:00 p. m.	100,00	30,87	22,20
8-feb	8:30 p. m.	100,00	30,90	22,20
8-feb	9:00 p. m.	100,00	30,88	22,20
8-feb	9:30 p. m.	100,00	30,83	22,20
8-feb	10:00 p. m.	100,00	30,80	22,20
8-feb	10:30 p. m.	100,00	29,10	22,20
8-feb	11:00 p. m.	100,00	28,62	22,20
8-feb	11:30 p. m.	100,00	28,31	21,95
9-feb	12:00 a. m.	100,00	27,68	21,70
9-feb	12:30 a. m.	100,00	27,45	21,70
9-feb	1:00 a. m.	100,00	27,34	21,70
9-feb	1:30 a. m.	100,00	27,21	21,15
9-feb	2:00 a. m.	100,00	27,05	20,60
9-feb	2:30 a. m.	100,00	26,89	20,30
9-feb	3:00 a. m.	100,00	26,74	20,00
9-feb	3:30 a. m.	100,00	26,59	19,70
9-feb	4:00 a. m.	100,00	26,44	19,40
9-feb	4:30 a. m.	100,00	26,29	19,40
9-feb	5:00 a. m.	100,00	26,14	19,40
9-feb	5:30 a. m.	100,00	26,00	19,40
9-feb	6:00 a. m.	100,00	25,86	19,40
9-feb	6:30 a. m.	100,00	25,73	19,40
9-feb	7:00 a. m.	100,00	25,66	19,40
9-feb	7:30 a. m.	99,86	25,67	19,40
9-feb	8:00 a. m.	99,84	25,67	19,40

9-feb	8:30 a. m.	100,00	25,64	19,70
9-feb	9:00 a. m.	99,37	25,74	20,00
9-feb	9:30 a. m.	97,98	25,98	20,00
9-feb	10:00 a. m.	96,74	26,19	20,00
9-feb	10:30 a. m.	96,14	26,30	21,10
9-feb	11:00 a. m.	96,44	26,24	22,20
9-feb	11:30 a. m.	96,90	26,16	22,75
9-feb	12:00 p. m.	96,57	26,22	23,30
9-feb	12:30 p. m.	95,51	26,41	23,60
9-feb	1:00 p. m.	94,43	26,61	23,90
9-feb	1:30 p. m.	93,50	26,78	24,75
9-feb	2:00 p. m.	92,63	26,93	25,60
9-feb	2:30 p. m.	91,81	27,08	25,85
9-feb	3:00 p. m.	90,91	27,25	26,10
9-feb	3:30 p. m.	89,89	27,44	26,40
9-feb	4:00 p. m.	88,98	27,62	26,70
9-feb	4:30 p. m.	88,28	27,75	26,40
9-feb	5:00 p. m.	87,71	27,87	26,10
9-feb	5:30 p. m.	96,36	31,30	26,10
9-feb	6:00 p. m.	100,00	29,91	26,10
9-feb	6:30 p. m.	100,00	30,93	25,55
9-feb	7:00 p. m.	100,00	31,11	25,00
9-feb	7:30 p. m.	100,00	30,98	24,15
9-feb	8:00 p. m.	100,00	30,98	23,30
9-feb	8:30 p. m.	100,00	31,04	23,05
9-feb	9:00 p. m.	100,00	31,03	22,80
9-feb	9:30 p. m.	100,00	30,99	22,80
9-feb	10:00 p. m.	100,00	30,96	22,80
9-feb	10:30 p. m.	100,00	29,32	23,05

9-feb	11:00 p. m.	100,00	28,92	23,30
9-feb	11:30 p. m.	100,00	28,61	22,50
10-feb	12:00 a. m.	100,00	27,96	21,70
10-feb	12:30 a. m.	100,00	27,71	21,95
10-feb	1:00 a. m.	100,00	27,60	22,20
10-feb	1:30 a. m.	100,00	27,48	22,20
10-feb	2:00 a. m.	100,00	27,34	22,20
10-feb	2:30 a. m.	100,00	27,18	21,65
10-feb	3:00 a. m.	100,00	27,04	21,10
10-feb	3:30 a. m.	100,00	26,90	20,85
10-feb	4:00 a. m.	100,00	26,77	20,60
10-feb	4:30 a. m.	100,00	26,64	20,30
10-feb	5:00 a. m.	100,00	26,51	20,00
10-feb	5:30 a. m.	100,00	26,38	20,00
10-feb	6:00 a. m.	100,00	26,25	20,00
10-feb	6:30 a. m.	100,00	26,12	20,00
10-feb	7:00 a. m.	100,00	26,06	20,00
10-feb	7:30 a. m.	99,81	26,07	20,30
10-feb	8:00 a. m.	98,59	26,28	20,60
10-feb	8:30 a. m.	96,64	26,62	21,40
10-feb	9:00 a. m.	93,94	27,10	22,20
10-feb	9:30 a. m.	92,22	27,42	22,75
10-feb	10:00 a. m.	91,45	27,57	23,30
10-feb	10:30 a. m.	91,58	27,54	23,85
10-feb	11:00 a. m.	91,68	27,52	24,40
10-feb	11:30 a. m.	91,27	27,59	25,00
10-feb	12:00 p. m.	90,35	27,77	25,60
10-feb	12:30 p. m.	89,28	27,97	25,85
10-feb	1:00 p. m.	88,23	28,17	26,10

10-feb	1:30 p. m.	87,24	28,36	26,10
10-feb	2:00 p. m.	86,45	28,52	26,10
10-feb	2:30 p. m.	85,84	28,65	25,85
10-feb	3:00 p. m.	85,05	28,81	25,60
10-feb	3:30 p. m.	83,99	29,03	25,60
10-feb	4:00 p. m.	83,18	29,19	25,60
10-feb	4:30 p. m.	82,77	29,28	25,60
10-feb	5:00 p. m.	82,52	29,33	25,60
10-feb	5:30 p. m.	95,20	31,97	25,30
10-feb	6:00 p. m.	100,00	31,73	25,00
10-feb	6:30 p. m.	100,00	31,45	24,70
10-feb	7:00 p. m.	100,00	31,69	24,40
10-feb	7:30 p. m.	100,00	31,80	23,85
10-feb	8:00 p. m.	100,00	31,71	23,30
10-feb	8:30 p. m.	100,00	31,64	23,05
10-feb	9:00 p. m.	100,00	31,62	22,80
10-feb	9:30 p. m.	100,00	31,59	22,80
10-feb	10:00 p. m.	100,00	31,54	22,80
10-feb	10:30 p. m.	100,00	30,03	22,25
10-feb	11:00 p. m.	100,00	29,57	21,70
10-feb	11:30 p. m.	100,00	29,27	21,70
11-feb	12:00 a. m.	100,00	28,66	21,70
Máximo		100,00	31,97	26,70
Promedio		81,39	27,62	22,66

Carga de calor diaria total

Día	Iluminación	Equipos	Personas	Ganancia Solar	Carga Sensible Total	Carga Latente Total	Carga Total
7-feb	0,000	0,000	0,000	7,049	7,049	0,000	7,049
8-feb	0,677	0,248	4,639	7,089	12,654	21,555	34,209
9-feb	0,677	0,248	4,696	5,849	11,471	21,497	32,969
10-feb	0,677	0,248	3,919	7,971	12,816	22,274	35,091

**ANEXO O. RESULTADOS SIMULACIÓN SALÓN SOCIAL EN DESIGNBUILDER
CON VENTILACIÓN**

Fecha	Hora	Humedad Relativa	Temperatura del Aire	Temperatura Exterior °C
7-feb	12:30 a. m.	61,44	23,37	22,75
7-feb	1:00 a. m.	61,85	23,73	23,30
7-feb	1:30 a. m.	62,24	23,78	23,30
7-feb	2:00 a. m.	62,60	23,73	23,30
7-feb	2:30 a. m.	62,96	23,34	22,75
7-feb	3:00 a. m.	63,32	22,92	22,20
7-feb	3:30 a. m.	63,65	22,84	22,20
7-feb	4:00 a. m.	63,98	22,85	22,20
7-feb	4:30 a. m.	64,32	22,47	21,65
7-feb	5:00 a. m.	64,69	22,06	21,10
7-feb	5:30 a. m.	65,05	21,97	21,10
7-feb	6:00 a. m.	65,41	21,96	21,10
7-feb	6:30 a. m.	65,77	22,11	21,40
7-feb	7:00 a. m.	66,08	22,30	21,70
7-feb	7:30 a. m.	66,34	21,54	20,55
7-feb	8:00 a. m.	65,80	20,89	19,40
7-feb	8:30 a. m.	64,41	21,10	19,70
7-feb	9:00 a. m.	62,46	21,48	20,00
7-feb	9:30 a. m.	61,01	22,43	21,40
7-feb	10:00 a. m.	60,24	23,43	22,80
7-feb	10:30 a. m.	60,03	23,65	23,05
7-feb	11:00 a. m.	59,94	23,87	23,30
7-feb	11:30 a. m.	59,56	24,32	23,85
7-feb	12:00 p. m.	58,98	24,81	24,40

7-feb	12:30 p. m.	58,44	25,45	25,25
7-feb	1:00 p. m.	57,95	26,16	26,10
7-feb	1:30 p. m.	57,50	26,43	26,40
7-feb	2:00 p. m.	57,08	26,72	26,70
7-feb	2:30 p. m.	56,68	26,84	26,70
7-feb	3:00 p. m.	56,32	26,88	26,70
7-feb	3:30 p. m.	56,02	26,15	25,55
7-feb	4:00 p. m.	55,77	25,38	24,40
7-feb	4:30 p. m.	55,61	25,14	24,15
7-feb	5:00 p. m.	55,52	25,02	23,90
7-feb	5:30 p. m.	55,50	24,99	23,90
7-feb	6:00 p. m.	55,62	24,96	23,90
7-feb	6:30 p. m.	55,84	24,40	23,05
7-feb	7:00 p. m.	56,11	23,82	22,20
7-feb	7:30 p. m.	56,45	23,54	21,95
7-feb	8:00 p. m.	56,87	23,32	21,70
7-feb	8:30 p. m.	57,41	23,22	21,70
7-feb	9:00 p. m.	57,96	23,14	21,70
7-feb	9:30 p. m.	58,45	22,90	21,40
7-feb	10:00 p. m.	58,90	22,62	21,10
7-feb	10:30 p. m.	59,34	22,69	21,40
7-feb	11:00 p. m.	59,80	22,84	21,70
7-feb	11:30 p. m.	60,26	22,95	21,95
8-feb	12:00 a. m.	60,72	23,06	22,20
8-feb	12:30 a. m.	61,18	22,90	21,95
8-feb	1:00 a. m.	61,66	22,66	21,70
8-feb	1:30 a. m.	62,10	22,42	21,40
8-feb	2:00 a. m.	62,52	22,18	21,10
8-feb	2:30 a. m.	62,94	21,96	20,85

8-feb	3:00 a. m.	63,36	21,75	20,60
8-feb	3:30 a. m.	63,78	21,83	20,85
8-feb	4:00 a. m.	64,18	21,97	21,10
8-feb	4:30 a. m.	64,58	21,96	21,10
8-feb	5:00 a. m.	64,98	21,91	21,10
8-feb	5:30 a. m.	65,38	21,73	20,85
8-feb	6:00 a. m.	65,78	21,51	20,60
8-feb	6:30 a. m.	66,16	21,46	20,60
8-feb	7:00 a. m.	66,30	21,47	20,60
8-feb	7:30 a. m.	66,16	21,48	20,60
8-feb	8:00 a. m.	65,84	21,51	20,60
8-feb	8:30 a. m.	65,46	21,37	20,30
8-feb	9:00 a. m.	64,57	21,25	20,00
8-feb	9:30 a. m.	63,58	22,02	21,10
8-feb	10:00 a. m.	62,22	22,84	22,20
8-feb	10:30 a. m.	61,41	23,27	22,75
8-feb	11:00 a. m.	61,19	23,75	23,30
8-feb	11:30 a. m.	60,91	24,60	24,45
8-feb	12:00 p. m.	60,14	25,52	25,60
8-feb	12:30 p. m.	59,13	25,59	25,30
8-feb	1:00 p. m.	58,24	25,39	25,00
8-feb	1:30 p. m.	57,43	25,43	25,00
8-feb	2:00 p. m.	56,69	25,56	25,00
8-feb	2:30 p. m.	56,04	25,66	25,00
8-feb	3:00 p. m.	55,53	25,72	25,00
8-feb	3:30 p. m.	55,22	25,43	24,45
8-feb	4:00 p. m.	55,02	25,05	23,90
8-feb	4:30 p. m.	54,91	24,83	23,60
8-feb	5:00 p. m.	54,92	24,63	23,30

8-feb	5:30 p. m.	74,47	26,19	23,30
8-feb	6:00 p. m.	77,85	26,31	23,30
8-feb	6:30 p. m.	80,93	25,91	23,05
8-feb	7:00 p. m.	84,08	25,75	22,80
8-feb	7:30 p. m.	82,96	25,58	22,50
8-feb	8:00 p. m.	79,91	25,36	22,20
8-feb	8:30 p. m.	80,69	25,32	22,20
8-feb	9:00 p. m.	83,57	25,31	22,20
8-feb	9:30 p. m.	82,71	25,27	22,20
8-feb	10:00 p. m.	80,02	25,24	22,20
8-feb	10:30 p. m.	76,07	23,60	22,20
8-feb	11:00 p. m.	73,66	23,31	22,20
8-feb	11:30 p. m.	73,89	23,25	21,95
9-feb	12:00 a. m.	74,26	23,02	21,70
9-feb	12:30 a. m.	76,43	22,91	21,70
9-feb	1:00 a. m.	79,56	22,86	21,70
9-feb	1:30 a. m.	82,94	22,48	21,15
9-feb	2:00 a. m.	86,70	22,06	20,60
9-feb	2:30 a. m.	87,29	21,78	20,30
9-feb	3:00 a. m.	86,78	21,53	20,00
9-feb	3:30 a. m.	86,13	21,27	19,70
9-feb	4:00 a. m.	85,48	21,00	19,40
9-feb	4:30 a. m.	85,49	20,91	19,40
9-feb	5:00 a. m.	85,91	20,85	19,40
9-feb	5:30 a. m.	86,30	20,79	19,40
9-feb	6:00 a. m.	86,62	20,72	19,40
9-feb	6:30 a. m.	86,92	20,67	19,40
9-feb	7:00 a. m.	87,04	20,64	19,40
9-feb	7:30 a. m.	87,03	20,64	19,40

9-feb	8:00 a. m.	87,08	20,64	19,40
9-feb	8:30 a. m.	87,86	20,78	19,70
9-feb	9:00 a. m.	88,60	21,06	20,00
9-feb	9:30 a. m.	88,53	21,18	20,00
9-feb	10:00 a. m.	88,16	21,22	20,00
9-feb	10:30 a. m.	85,82	21,91	21,10
9-feb	11:00 a. m.	83,47	22,64	22,20
9-feb	11:30 a. m.	81,83	23,05	22,75
9-feb	12:00 p. m.	79,66	23,57	23,30
9-feb	12:30 p. m.	77,74	23,89	23,60
9-feb	1:00 p. m.	75,87	24,17	23,90
9-feb	1:30 p. m.	73,20	24,81	24,75
9-feb	2:00 p. m.	70,38	25,50	25,60
9-feb	2:30 p. m.	68,61	25,75	25,85
9-feb	3:00 p. m.	66,50	26,02	26,10
9-feb	3:30 p. m.	64,96	26,32	26,40
9-feb	4:00 p. m.	63,44	26,61	26,70
9-feb	4:30 p. m.	62,41	26,53	26,40
9-feb	5:00 p. m.	61,45	26,33	26,10
9-feb	5:30 p. m.	65,54	27,86	26,10
9-feb	6:00 p. m.	69,03	27,95	26,10
9-feb	6:30 p. m.	71,38	27,45	25,55
9-feb	7:00 p. m.	74,02	27,19	25,00
9-feb	7:30 p. m.	76,37	26,65	24,15
9-feb	8:00 p. m.	78,27	26,10	23,30
9-feb	8:30 p. m.	77,97	25,91	23,05
9-feb	9:00 p. m.	77,53	25,75	22,80
9-feb	9:30 p. m.	77,38	25,72	22,80
9-feb	10:00 p. m.	77,49	25,70	22,80

9-feb	10:30 p. m.	73,77	24,27	23,05
9-feb	11:00 p. m.	71,82	24,14	23,30
9-feb	11:30 p. m.	73,25	23,76	22,50
10-feb	12:00 a. m.	73,70	23,16	21,70
10-feb	12:30 a. m.	72,48	23,15	21,95
10-feb	1:00 a. m.	71,19	23,30	22,20
10-feb	1:30 a. m.	72,62	23,27	22,20
10-feb	2:00 a. m.	74,97	23,19	22,20
10-feb	2:30 a. m.	76,77	22,81	21,65
10-feb	3:00 a. m.	78,62	22,39	21,10
10-feb	3:30 a. m.	78,80	22,15	20,85
10-feb	4:00 a. m.	78,50	21,94	20,60
10-feb	4:30 a. m.	80,00	21,69	20,30
10-feb	5:00 a. m.	82,21	21,44	20,00
10-feb	5:30 a. m.	82,91	21,35	20,00
10-feb	6:00 a. m.	83,06	21,31	20,00
10-feb	6:30 a. m.	81,57	21,25	20,00
10-feb	7:00 a. m.	79,26	21,22	20,00
10-feb	7:30 a. m.	78,88	21,40	20,30
10-feb	8:00 a. m.	79,10	21,70	20,60
10-feb	8:30 a. m.	77,50	22,34	21,40
10-feb	9:00 a. m.	75,85	23,02	22,20
10-feb	9:30 a. m.	74,78	23,48	22,75
10-feb	10:00 a. m.	73,90	23,95	23,30
10-feb	10:30 a. m.	72,79	24,33	23,85
10-feb	11:00 a. m.	71,38	24,76	24,40
10-feb	11:30 a. m.	68,68	25,25	25,00
10-feb	12:00 p. m.	65,54	25,76	25,60
10-feb	12:30 p. m.	64,88	26,05	25,85

10-feb	1:00 p. m.	65,06	26,29	26,10
10-feb	1:30 p. m.	66,85	26,38	26,10
10-feb	2:00 p. m.	69,17	26,43	26,10
10-feb	2:30 p. m.	69,05	26,34	25,85
10-feb	3:00 p. m.	67,76	26,23	25,60
10-feb	3:30 p. m.	68,43	26,30	25,60
10-feb	4:00 p. m.	70,29	26,37	25,60
10-feb	4:30 p. m.	70,79	26,40	25,60
10-feb	5:00 p. m.	70,56	26,42	25,60
10-feb	5:30 p. m.	74,16	27,69	25,30
10-feb	6:00 p. m.	77,27	27,57	25,00
10-feb	6:30 p. m.	76,28	27,23	24,70
10-feb	7:00 p. m.	75,08	27,04	24,40
10-feb	7:30 p. m.	80,79	26,69	23,85
10-feb	8:00 p. m.	87,26	26,31	23,30
10-feb	8:30 p. m.	88,33	26,12	23,05
10-feb	9:00 p. m.	87,60	25,95	22,80
10-feb	9:30 p. m.	87,29	25,90	22,80
10-feb	10:00 p. m.	87,51	25,87	22,80
10-feb	10:30 p. m.	85,79	23,99	22,25
10-feb	11:00 p. m.	85,72	23,57	21,70
10-feb	11:30 p. m.	85,97	23,43	21,70
11-feb	12:00 a. m.	86,33	23,30	21,70
Máximo		88,60	27,95	26,70
Promedio		70,48	23,85	22,66

ANEXO P. COTIZACIÓN SISTEMA DE VENTILACIÓN

Difusor Lineal DF-47-312

€/ Unidad

TIPO	Dimension nominal mm	DF-47	DIFUSORES DE LARGO ALCANCE DF-47					Dimension nominal mm	DF-47-AE	DF-47-CC-AE
			Regulación 29-O-47	Marco MM-47	DF-47-CC	DF-47-TR	DF-47-CC-TR			
DF-47-23	305x165	80,34	10,46	12,47	72,55	217,60	209,81	382 x 165	304,41	296,62
DF-47-26	610x165	110,09	17,22	19,76	105,73	250,15	245,79	687 x 165	334,16	329,80
DF-47-36	610x267	149,23	19,63	22,53	149,29	299,05	299,12	687 x 267	373,30	373,36
DF-47-312	1219x267	251,21	39,31	27,88	268,38	516,30	533,48	1296 x 267	475,28	492,45
DF-47-410	1067x380	282,25	41,22	27,18	312,65	548,09	578,49	1144 x 380	506,32	536,72

Rejilla de retorno 20-45-H

€/ Unidad

L x H mm	20-45-H	REJILLAS PARA RETORNO DE AIRE					
		20-45-H+MM	20-45-H-O	20-45-H-O +MM	20-45-H-FF	20-45-H-FL	20-45-H-E
1000 x 300	74,89	86,69	117,49	129,29	124,28	84,08	152,39

Ventilador Helicoidal HC-31-4M/H

COD.	Modelo	Velocidad (r/min)	Potencia instalada (kW)	Caudal máximo (m³/h)	Nivel presión sonora dB(A)	According ErP	PVP €
1017059	HC-25-2T/H	2730	0,12	2200	64	2015	264,40
1017052	HC-25-2M/H	2770	0,12	2200	64	*	273,30
1017074	HC-25-4T/H	1320	0,10	1300	51	Excluded	265,60
1017069	HC-25-4M/H	1380	0,10	1300	51	Excluded	280,55
1017086	HC-31-2T/H	2750	0,18	3650	72	2015	303,25
1017082	HC-31-2M/H	2700	0,18	3600	72	2015	323,35
1017099	HC-31-4T/H	1320	0,10	2400	54	Excluded	271,75
1017097	HC-31-4M/H	1380	0,10	2400	54	Excluded	293,80
1017103	HC-35-2T/H	2710	0,37	6050	76	2015	344,95

AÑO	\$/kWh	\$/mes	\$/año	Valor Presente Neto	
0	\$ 483	-	-	-\$	2.681.658
1	\$ 498	\$ 8.372,4	\$ 100.469	-\$	2.782.127
2	\$ 514	\$ 8.638,7	\$ 103.664	-\$	2.885.791
3	\$ 531	\$ 8.913,4	\$ 106.961	-\$	2.992.752
4	\$ 547	\$ 9.196,8	\$ 110.362	-\$	3.103.114
5	\$ 565	\$ 9.489,3	\$ 113.872	-\$	3.216.986
6	\$ 583	\$ 9.791,1	\$ 117.493	-\$	3.334.478
7	\$ 601	\$ 10.102,4	\$ 121.229	-\$	3.455.707
8	\$ 620	\$ 10.423,7	\$ 125.084	-\$	3.580.791
9	\$ 640	\$ 10.755,1	\$ 129.062	-\$	3.709.853
10	\$ 661	\$ 11.097,2	\$ 133.166	-\$	3.843.019