

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
UNIVERSIDAD
CATÓLICA
DEL PERÚ

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA UN DOMO DE 50 M² DE USO
FAMILIAR EN LA CIUDAD DE PISCO**

Tesis para optar el Título de **Ingeniero Mecánico**, que presenta el bachiller:

Omar Tadeo Auris Casma

ASESOR: Enrique José Barrantes Peña

Lima, octubre de 2017

DEDICATORIA

A mi abuelita Yolanda, por ser una de mis principales guías durante mis primeros pasos.

A mi tío José, por su compañerismo en cada aventura que he emprendido.

A mi madrina María, por su importante rol de segunda madre en mi vida.

A mi tío Walter, el cariñoso abuelito de Camila y Diego Alonso, por todas las historias y vivencias compartidas.

A mi tía Lili porque siempre ha sabido cómo sacarme una carcajada y animar mis días.

A mi segunda abuela Olinda, por todo el afecto que dio a mi familia y a mí.

Y especialmente a mis padres Juan y Mariel por todo su amor y apoyo incondicional.



RESUMEN

En la presente tesis se diseña un sistema de climatización que proporcione condiciones de confort en época de verano e invierno para un domo geodésico de uso familiar. Este domo será diseñado solo para ser instalado en la ciudad de Pisco, ya que para la determinación de la radiación incidente se consideró la latitud y longitud del lugar mencionado.

Por un lado, para la carga térmica de refrigeración, se considera al domo como un conjunto de placas de 1 m x 0.85 m dispuestas en 8 niveles para así estimar la irradiación total incidente sobre cada placa y consecuentemente sobre el domo. Además, teniendo en cuenta la misma suposición, se calcula los coeficientes globales de transferencia de calor para cada nivel ya que este es un factor importante en el cálculo de la carga térmica por transmisión de calor. Por otro lado, para la carga térmica de calefacción, el domo fue considerado como una esfera completa para la simplificación de los cálculos; sin embargo, se utilizaron factores de corrección debido a que el domo es semiesférico.

A continuación, se procede a determinar la carga térmica de refrigeración y calefacción las cuales son 4370 W (14902 BTU/h) y 1011 W (3450 BTU/h) respectivamente. Asimismo, se estima un mínimo de 140 m³/h (81 CFM) de aire exterior para cumplir con los requerimientos de ventilación. Se utiliza la metodología propuesta por el Handbook Fundamentals de ASHRAE.

De acuerdo a los valores obtenidos, se selecciona un extractor de pared para la renovación de aire y un conjunto de equipos de climatización compuesto por un split ducto y un calentador eléctrico para proporcionar confort térmico al ambiente. Finalmente, se realiza una evaluación económica referente al costo del sistema seleccionado, donde se incluyen diversos costos tales como: costo inicial, costo de instalación, costo de operación y costos de mantenimiento.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO	DISEÑO DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA UN DOMO DE 50 M ² DE USO FAMILIAR EN LA CIUDAD DE PISCO
ÁREA	Energía # 411
PROPUESTO POR	Ing. Enrique J. Barrantes P.
ASESOR	Ing. Enrique J. Barrantes P.
TESISTA	Omar Tadeo Auris Casma
CÓDIGO	20100341
FECHA	20/09/2016



DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

La ciudad de Pisco presenta un clima templado desértico con temperaturas altas y bajas durante todo el año; además, se encuentra localizada sobre la placa de Nazca, con lo cual esta ciudad es caracterizada también como un lugar donde se presentan constantemente movimientos sísmicos. Debido a estas causas, y ante episodios de desastres, se requiere contar con espacios temporales habitables móviles para el albergue de personas; asimismo, es necesario que estas viviendas cuenten con un ambiente de confort y salubre para la estadía de los ocupantes.

Por lo tanto, se plantea el presente trabajo de tesis cuyo objetivo es el diseño de un sistema de climatización con la finalidad de obtener rangos de confortabilidad interior de acuerdo a las cargas térmicas generadas durante la época de invierno y verano.

JK

Q



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

DISEÑO DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA UN DOMO
DE 50 M² DE USO FAMILIAR EN LA CIUDAD DE PISCO

Introducción

1. Características del proyecto
2. Diseño del sistema de climatización
3. Presupuesto del proyecto

Conclusiones

Recomendaciones

Bibliografía

Planos

Anexos

Máximo: 100 páginas


Ing. Enrique J. Barrantes P.

Asesor





ÍNDICE

LISTA DE TABLAS.....	ii
LISTA DE FIGURAS	iii
LISTA DE SÍMBOLOS.....	v
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1: CARACTERÍSTICAS DEL PROYECTO	3
1.1 Confort térmico.....	3
1.1.1 Metabolismo del cuerpo humano	3
1.1.2 Factores del confort térmico	4
1.1.3 Condiciones de confort térmico	7
1.2 Características del domo	9
1.3 Clasificación de sistemas.....	12
1.3.1 Clasificación según el tipo de equipo para la refrigeración.....	12
1.3.2 Clasificación según el fluido usado para calentar o enfriar	13
1.3.3 Clasificación según la instalación	19
1.4 Evaluación de la propuesta del sistema	25
CAPÍTULO 2: DISEÑO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN	29
2.1 Parámetros de diseño.....	29
2.2 Carga térmica.....	30
2.2.1 Carga térmica de calefacción	30
2.2.1.1 Carga térmica debido a la conducción a través de la superficie exterior	30
2.2.1.2 Carga térmica debido a la ventilación	41
2.2.2 Carga térmica de enfriamiento.....	44
2.2.2.1 Carga térmica debido a la conducción a través de la superficie exterior	44
2.2.2.2 Carga térmica debido a la ventilación	69
2.2.2.3 Carga térmica debido a los ocupantes	71
2.2.2.4 Carga térmica debido a la iluminación	72
2.2.2.5 Carga térmica debido a los equipos y aparatos	72
2.3. Selección de equipos.....	73
2.4 Análisis estructural.....	82
CAPITULO 3: PRESUPUESTO DEL PROYECTO	88
3.1 Costo inicial.....	88
3.2 Costo de instalación.....	91
3.3 Costo de mantenimiento.....	91
3.4 Costo de operación.....	92
CONCLUSIONES.....	95
RECOMENDACIONES	97
BIBLIOGRAFÍA.....	98

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1 - Dimensiones del domo.....	11
Tabla 2.1 - Condiciones interiores recomendadas para el confort humano.....	27
Tabla 2.2 - Condiciones exteriores para Lima	27
Tabla 2.3 - Coeficientes combinadas para la superficie interior y exterior.....	36
Tabla 2.4 - Comparación de temperaturas superficiales asumidas y calculadas	41
Tabla 2.5 - Número de placas y área abarcada por nivel.....	48
Tabla 2.6 - Resumen de cálculo de coeficiente combinado exterior e interior.....	52
Tabla 2.7 - Comparación de temperaturas superficiales asumidas y calculadas	57
Tabla 2.8 - Coeficiente global de transferencia de calor para placa de cada nivel.....	59
Tabla 2.9 - Días promedio recomendados para cada mes del año	60
Tabla 2.10 - Carga térmica debido a conducción a través de las superficies exteriores	70
Tabla 2.11 - Aparatos electrodomésticos considerados en el domo.....	73
Tabla 2.12 - Carga térmica de enfriamiento.....	75
Tabla 2.13 – Parámetros psicométricos para verano	77
Tabla 2.14 – Carga térmica de calefacción.....	78
Tabla 2.15 - Parámetros psicométricos para invierno.....	79
Tabla 2.16 – Caída de presión en ducto	82
Tabla 2.17 –Pesos de componentes y ductos	84
Tabla 3.1 – Costo de equipos.....	89
Tabla 3.2 – Costo tuberías	90
Tabla 3.3 – Costo de accesorios usados en sistema de ducto	90
Tabla 3.4 - Costo de materiales para soportes e instalación eléctrica.....	91
Tabla 3.5 – Costo inicial total	92
Tabla 3.6 – Costo de instalación	92
Tabla 3.7 – Costo anual de mantenimiento	93
Tabla 3.8 – Capacidades de equipos.....	93
Tabla 3.9 – Horas estimadas de funcionamiento por estación.....	94

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Factores que influyen en el confort térmico	3
Figura 1.2 - Flujo de aire tipo desplazamiento dentro de un recinto	5
Figura 1.3 - Flujo de aire tipo arrastre dentro de un recinto	6
Figura 1.4 - Ecuaciones para predecir la sensación térmica (Y) de hombre, mujeres, y hombres y mujeres combinados	7
Figura 1.5 - Zonas de confort para verano e invierno según ASHRAE.....	8
Figura 1.6 - Esquema de un domo geodésico	10
Figura 1.7 - Mapa de la ciudad de Pisco.....	10
Figura 1.8 - Dimensiones del domo	101
Figura 1.9 - Detalles de la capa del domo	112
Figura 1.10 - Equipo de expansión directa	123
Figura 1.11 - Esquema de un sistema de agua helada	134
Figura 1.12 - Sistema ducto simple, zona múltiple	145
Figura 1.13 - Sistema de doble ducto y volumen constante.....	156
Figura 1.14 - Sistema ducto simple y volumen variable	156
Figura 1.15- Esquema de una unidad serpentín-ventilador	178
Figura 1.16 - Sistema todo agua de 2 tubos	189
Figura 1.17 - Sistema todo agua de 3 tubos	189
Figura 1.18 - Sistema todo agua de 4 tubos	189
Figura 1.19 - Esquema básico de un sistema aire – agua	20
Figura 1.20 - Esquema de una unidad portátil	201
Figura 1.21 - Esquema de una unidad de ventana o muro	212
Figura 1.22 - Esquema de una unidad tipo consola	212
Figura 1.23 - Esquema de unidad tipo paquete o compacto	223
Figura 1.24 - Unidad rooftop.....	223
Figura 1.25 - Esquema de un sistema Split	234
Figura 1.26 - Esquema de un sistema multi Split	234
Figura 1.27 - Esquema de un sistema Split ducto	245
Figura 1.28 - Esquema de un sistema central	245
Figura 2.1 - Dimensiones del domo	32
Figura 2.2 - Domo de forma esférica.....	32
Figura 2.3 - Esquema para cálculo del U para la capa exterior del domo.....	33
Figura 2.4 - Esquema para cálculo del U para la capa interior del domo	35
Figura 2.5 - Esquema para la transferencia de calor en la capa de aire.....	37

Figura 2.6 - Red de resistencias presentes en el domo en invierno	38
Figura 2.7 - Temperaturas intermedias en la red de resistencias para invierno	39
Figura 2.8 - Distribución de la dirección del viento en (%)	43
Figura 2.9 - Esquema del domo geodésico	44
Figura 2.10 - Distribución de niveles de placas en domo	47
Figura 2.11 - Distribución de placas de 850 mm x 1000 mm en el Nivel 1	47
Figura 2.12 - Esquema para determinar el coeficiente global en placas verticales	49
Figura 2.13 - Mecanismos de transferencia de calor presentes en las placas	49
Figura 2.14 - Esquema para la transferencia de calor del ambiente a la superficie exterior	50
Figura 2.15 - Transferencia de calor por convección natural en capa de aire	53
Figura 2.16 - Red de resistencias térmicas para la placa	55
Figura 2.17 - Ángulos solares	63
Figura 2.18 - Distribución de la dirección del viento en (%)	70
Figura 2.19 - Esquema del sistema a climatizar	71
Figura 2.20 - Curva característica del ventilador	82
Figura 2.21 - Esquema de sistema de climatización sujeta a domo	83
Figura 2.22 - Distribución de fuerzas en barras de domo	84

LISTA DE SÍMBOLOS

A:	Área [m ²]
a:	Exponente de masa de aire [-]
ACH:	Caudal de aire por hora [1/h]
AST:	Tiempo solar aparente [h]
C:	Coefficiente [(L/s) ² /(cm ⁴ *K)]
Cp:	Calor específico a presión constante [kJ/kgK]
D:	Diámetro [mm]
e:	Espesor [m]
E:	Irradiación solar [W/m ²]
Elev:	Elevación [m.s.n.m]
ET:	Ecuación de tiempo [minutos]
F:	Fuerza [N], Factor geométrico [-]
FS:	Factor de seguridad [-]
g:	Gravedad [m/s ²]
h:	Coefficiente de transferencia de calor [W/m ² K], Calor latente [kJ/kg]
H:	Ancho de placa [mm], Ángulo solar [°]
I:	Inercia [mm ⁴]
k:	Conductividad térmica [W/m-k]
L:	Longitud de placa [mm] , Latitud local [-]
Lc:	Longitud característica [m]
LON:	Longitud del lugar [°]
LPD:	Potencia de iluminación [W/m ²]
LSM:	Longitud del tiempo meridiano estándar local [°]
LST:	Tiempo local standard [hora]
M:	Momento Flector [N-mm]
m:	Masa de aire relativa
N:	Número [-]
m:	Día del año [-]
Nu:	Número adimensional de Nusselt [-]
P:	Presión [kPa]
Pr:	Número adimensional de Prandtl [-]
Q:	Calor [W]
R:	Resistencia térmica [°C/W], Radiación [W/m ²]

r:	Radio [m]
Ra:	Número adimensional de Rayleigh [-]
S:	Sección transversal [mm ²]
T:	Temperatura [°C]
TZ:	Zona horaria del lugar [-]
U:	Coefficiente global de transferencia de calor [W/m ² K]
\bar{U} :	velocidad de aire (m/s)
V:	Volumen del domo [m ³]
\dot{V} :	Caudal de aire [L/s]
W:	Humedad absoluta del aire [-]

SÍMBOLOS GRIEGOS

α :	Absortividad [-]
β :	Coefficiente de expansión volumétrica [1/K], Ángulo de altitud solar [°]
γ :	Ángulo azimuth superficie – solar [°]
δ :	Declinación solar [°]
Δ :	Variación [-]
ϵ :	Emisividad [-]
θ :	Ángulo inclinación de placa respecto a la horizontal [°], Ángulo de incidencia [°]
ν :	Viscosidad cinemática [m ² /s]
ρ :	Densidad [kg/m ³], Coeficiente de reflexión [-]
σ :	Esfuerzo [MPa], Constante de Stefan Boltzman [-]
Σ :	Ángulo de inclinación [°]
τ :	Esfuerzo cortante [MPa]. Profundidad óptica [-]
ϕ :	Ángulo inclinación de placa respecto a la vertical [°], Ángulo de azimuth [°]
Ψ :	Ángulo azimuth de superficie [°]
∂ :	Constante [°]

SUBÍNDICES

air:	Aire
alred:	Alrededor
amb:	Ambiente
asum:	Asumido

atm:	Atmosférica
b:	Directo
bar:	Barra
bh:	Bulbo húmedo
bs:	Bulbo seco
c:	Cortante
cal:	Calculado
cap:	Capa
comb:	Combinado
cond:	Conducción
conv:	Convección
cr:	Critico
d:	Difusa
duc:	Ducto
efect:	Efectivo
eq:	Equivalente
esf:	Esfera
ext:	Exterior
F:	Fluencia
f:	Película
fg:	Vaporización
fl:	Flector
g:	Superficie
ilu:	Iluminación
int:	Interior
l:	Latente
L:	Laminar
Li:	Efectiva de infiltración
mez:	Mezcla
n:	Normal
o:	Extraterrestre o de onda larga
per:	Persona
piso:	Piso
poli:	Polietileno

r: Reflejada del suelo
rad: Radiación
s: Sensible
sc: Constante solar
sol-air: Sol aire
sp: Superficial
st: Estancamiento
t: Total
vent: Ventilación



INTRODUCCIÓN

Los sistemas de climatización se han vuelto indispensables en las edificaciones y/o viviendas modernas ya que contribuyen a conseguir el confort de los ocupantes logrando, no solo así que habiten en un ambiente térmicamente cómodo donde la realización de sus actividades sea cómoda sino también ayudan a preservar la salud humana y el funcionamiento de los equipos.

Ahora bien, debido a ciertas limitaciones presentes en varios lugares del país para la construcción de viviendas permanentes y la posibilidad de presentarse alguna emergencia, es necesario contar con lugares para el hospedaje de personas. Esta necesidad provocó el diseño de habitaciones móviles llamados domos, los cuales son estructuras geodésicas con geometría reticular.

Además, se requiere que los domos sean climatizados para proveer condiciones de confort para las personas que habiten dentro de estos. Es por ello que el presente Proyecto de Tesis desarrolla el diseño de un sistema de climatización para un domo instalado en la ciudad de Pisco, debido a que es una zona con actividad sísmica constante y presenta un clima seco o desértico la mayor parte del año, pero también temperaturas bajas durante las noches de invierno.

Sin embargo, los domos también podrían ser usados como postas médicas donde se contarían con equipos básicos tales como desfibriladores, equipos para administración de oxígeno, equipos para lectura de rayos X, electrocardiógrafo, equipos para extracción sanguínea, entre otros. Asimismo, si se empleara como una oficina, se encontrarían equipos básicos como impresoras, laptops, computadoras, escáneres y faxes. Aunque, tal como se menciona, el sistema de climatización a desarrollarse en la presente tesis, será de uso familiar.

El documento comienza explicando las condiciones necesarias para conseguir el confort térmico y haciendo una recopilación de los diversos tipos y sistemas de climatización existentes. Luego, se procede a seleccionar el tipo de sistema adecuado para cubrir el tipo de necesidad a resolver basados en criterios técnicos y económicos. A continuación, se determinan la carga térmica para después seleccionar el equipo de climatización y renovación. Por último, se estima el costo de diseño del proyecto en el mercado local.

Por lo expuesto, se plantea en la tesis los siguientes objetivos:

Objetivo general

- Diseñar un sistema de climatización para un domo de 50 m² ubicado en la ciudad de Pisco con la finalidad de obtener rangos de confort interior en la época de verano e invierno.

Objetivos específicos

- Calcular el coeficiente de transmisión global de calefacción y enfriamiento.
- Estimar la radiación incidente sobre el domo para la carga térmica de enfriamiento.
- Calcular la carga térmica de enfriamiento y calefacción.
- Determinar los parámetros psicométricos
- Seleccionar los equipos y accesorios para el sistema de climatización
- Diseñar el sistema de distribución de aire
- Verificar la estructura metálica del domo
- Estimar los costos del sistema.
- Dibujar los planos de la instalación

CAPÍTULO 1: CARACTERÍSTICAS DEL PROYECTO

1.1 Confort térmico

El presente trabajo tiene como objetivo principal proporcionar un ambiente donde las personas puedan habitar y desarrollar actividades sin ningún tipo de “malestar térmico”. Por lo tanto es imprescindible definir el concepto de confort térmico, ASHRAE define el confort térmico como “la condición de la mente que expresa satisfacción con el ambiente térmico” [1].

1.1.1 Metabolismo del cuerpo humano

El metabolismo es uno de los procesos biológicos más importantes del cuerpo humano por el cual los elementos provenientes de los alimentos, tales como el hidrógeno y carbono, se mezclan con el oxígeno absorbido por los pulmones para crear la energía que será usada para la ejecución de los trabajos internos y externos. En otras palabras, el cuerpo humano produce calor cuando los alimentos se metabolizan para mantener la temperatura corporal estable. Además, los procesos metabólicos son influenciados por factores tales como la edad, la salud y el nivel de actividad.

Este calor producido es expulsado hacia los alrededores al estar a una temperatura menor, por ende, el flujo de calor desde el cuerpo determinará si una persona siente frío o calor. Para que el individuo tenga sensación de confort térmico, este flujo de calor debe permanecer dentro de rangos establecidos, ya que si el flujo de calor es demasiado alto, la persona sentirá frío, y si el flujo de calor es demasiado bajo, entonces sentirá calor.



Figura 1.1 - Factores que influyen en el confort térmico

Fuente: propia

Como se observa en el esquema mostrado en la figura 1.1, los mecanismos de transferencia de calor por los cuales se produce el flujo de calor desde el cuerpo son: radiación, convección y evaporización. En primer lugar, la convección se produce cuando el aire que se encuentra alrededor del cuerpo absorbe el calor de este y luego se eleva por diferencia de densidades dando paso a un aire más. En segundo lugar, la radiación se produce porque el cuerpo emite calor a través del espacio a objetos cercanos que tengan una temperatura menor. Finalmente, la evaporación se produce cuando el agua producida en nuestra piel absorbe el calor del cuerpo y se evapora mezclándose con el aire.

1.1.2 Factores del confort térmico

Para influenciar en la cantidad del flujo de calor emitido por el cuerpo humano, es necesario saber cómo controlar los factores que influyen sobre este, en la figura 1.1 se muestran los siguientes: temperatura del aire interior, temperatura superficial de los objetos que se encuentran alrededor, humedad relativa y velocidad del aire. Asimismo, es necesario tener en cuenta otro factor con el cual se mantendrá un ambiente interior confortable y saludable, el cual es la calidad del aire interior:

- Temperatura del aire interior: La temperatura de bulbo seco es el parámetro más importante a considerar para conseguir las condiciones de confort adecuadas. Por un lado, en invierno es incrementada para disminuir la pérdida de calor del cuerpo, por otro lado, en verano es disminuida para incrementar la pérdida de calor del cuerpo.
- Temperatura superficial de los objetos: Los objetos, al tener una determinada magnitud de temperatura, emitirán calor por radiación. Por ello, se recomienda que las temperaturas superficiales de los objetos no deben ser muy altas en verano ni muy bajas en invierno.
- Humedad: Como se ha mencionado, el cuerpo humano utiliza la evaporación para transferir calor a través de la piel. La tasa de evaporación es mayor si la humedad relativa del aire del ambiente es baja y menor si la humedad es alta. Es por esto, que la humedad tiene un papel muy importante en la sensación de confort. Al igual que la temperatura, este parámetro es regulado de acuerdo a las necesidades del ambiente: disminuido en verano para aumentar la pérdida de calor y aumentado en invierno para disminuir la pérdida de calor.

- **Movimiento del aire:** La transferencia de calor por convección depende, dentro de sus muchos factores, del movimiento del aire. El aire en movimiento favorece el calor y la humedad disipados con respecto a un aire en reposo. Por lo tanto, para lograr un incremento de la pérdida de calor del cuerpo en verano, se eleva la velocidad del aire, caso contrario ocurre en invierno donde se disminuye la velocidad del aire para así conseguir disminuir la pérdida de calor del cuerpo.

Igualmente, es importante tener en cuenta el fenómeno de estratificación. Este se produce cuando se forman capas de aire a diferentes temperaturas en el ambiente debido a la diferencia de densidades existentes entre el aire frío y el aire caliente (el aire frío baja y el aire caliente sube). En un espacio cerrado puede existir hasta 8°C de diferencia de temperatura entre el aire cercano al piso y el aire más cercano al techo [2]. La estratificación del aire es un fenómeno que debe analizarse tanto en invierno como en verano. En invierno, se quiere que baje el aire caliente acumulado en el techo, y en verano, que suba el aire frío acumulado en el suelo.

Asimismo, el movimiento del aire favorece su mezcla y disminuye la estratificación. Existen dos tipos de movimiento de aire en los ambientes climatizados: flujo de desplazamiento y flujo de arrastre.

Flujo de desplazamiento: realiza un movimiento tipo pistón (Figura 1.2); es decir, el aire recorre desde la parte inferior de la habitación hasta la parte superior. Como se observa en la figura 1.2, no se produce mezcla del flujo de aire. Este sistema es ideal para eliminar los contaminantes presentes en el ambiente.

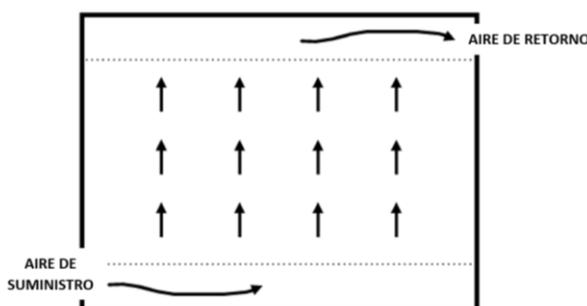


Figura 1.2 - Flujo de aire tipo desplazamiento dentro de un recinto

Fuente: [3]

Flujo de arrastre: también es conocido como sistema de aire de mezcla convencional. Son los clásicos sistemas basados en difusores de techo y rejillas de retorno de aire. En este sistema hay un porcentaje mayor de mezcla de aire en el interior del ambiente (Figura 1.3).

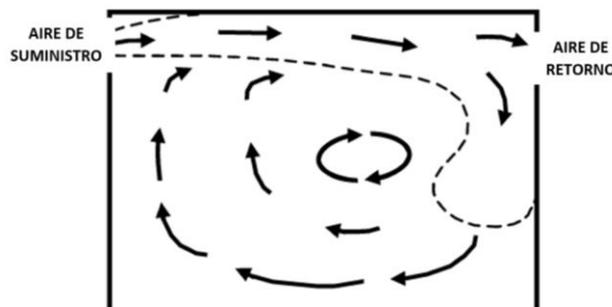


Figura 1.3 - Flujo de aire tipo arrastre dentro de un recinto

Fuente: [3]

- Pureza del aire: Este parámetro mide, como su nombre lo indica, la pureza del aire en el interior del local, la cual afectará tanto el confort que proporciona el ambiente climatizado, así como la salud de las personas que habitarán en él. Controlar la pureza del aire significa mantenerlo puro de partículas sólidas y/o polvo, con esto, se consigue eliminar la suciedad presente en el aire y evitar el deterioro de algunos equipos. Además, la introducción forzada de aire exterior, conocido como ventilación mecánica, es necesario para la renovación de aire ya que esto conlleva a un incremento de la proporción de oxígeno; además, a eliminar el humo producido ya sea en el interior del local (fumadores) o filtrado desde el exterior. Si no se mantiene un control de todos estos factores que afectan la pureza del aire, se presentará un efecto conocido como *síndrome del edificio enfermo*, el cual es un conjunto de enfermedades originadas o estimuladas por la contaminación del aire en estos espacios cerrados.

Sin embargo, la indumentaria de la persona juega un papel importante al momento de alcanzar el confort térmico. Los ocupantes pueden controlar la cantidad de ropa que visten y consecuentemente modificar la cantidad de aislamiento térmico, lo cual afectaría la transmisión de calor del cuerpo al ambiente. En los sistemas de climatización se utiliza el "clo", el cual es la unidad numérica (derivada de la palabra inglesa clothing, vestimenta) utilizada en los sistemas de climatización que cuantifica

el efecto del aislamiento que conlleva usar cierta tipo y cantidad de vestimenta. Por ejemplo, para una persona sin ningún tipo de ropa se tiene un clo = 0 y para un conjunto típico de trabajo conformado por camisa, chaleco, saco y pantalón, se cuenta con un clo = 1.

1.1.3 Condiciones de confort térmico

Conociendo todos los factores que influyen en el confort, es necesario buscar correlaciones que vinculen unas con otras y así obtener las condiciones de confort adecuadas. Existen correlaciones entre tiempo de exposición, humedad, sexo, temperatura y nivel de confort (ver Figura 1.4). La escala de sensación térmica desarrollada por este estudio es conocida como la “Escala de sensación térmica ASHRAE”, la cual se presenta a continuación:

+3 CALIENTE
 +2 CÁLIDO
 +1 LIGERAMENTE CÁLIDO
 0 NEUTRAL
 -1 LIGERAMENTE FRESCO
 -2 FRESCO
 -3 FRÍO

Periodo de exposición, h	Persona	Ecuaciones de regresión a,b
		t= temperatura de bulbo seco, °C p=presión de vapor, kPa
1.0	Hombre	$Y = 0.122t + 1.61p - 9.584$
	Mujer	$Y = 0.15t + 1.71p - 12.080$
	Ambos	$Y = 0.136t + 1.71p - 10.880$
2.0	Hombre	$Y = 0.123t + .186p - 9.953$
	Mujer	$Y = 0.157t + 1.45p - 12.725$
	Ambos	$Y = 0.140t + 1.65p - 11.339$
3.0	Hombre	$Y = 0.118t + 2.02p - 9.718$
	Mujer	$Y = 0.153t + 1.76p - 13.511$
	Ambos	$Y = 0.135t + 1.92p - 11.122$

a Los valores de Y se refieren a la escala de sensación térmica de ASHRAE

b Para jóvenes adultos con actividad sedentaria y vistiendo ropa con resistencia térmica de aproximada 0.5 clo, $t_r < t_a$ y velocidad de aire < 0.2 m/s.

Figura 1.4 - Ecuaciones para predecir la sensación térmica (Y) de hombre, mujeres, y hombres y mujeres combinados

Fuente: [4]

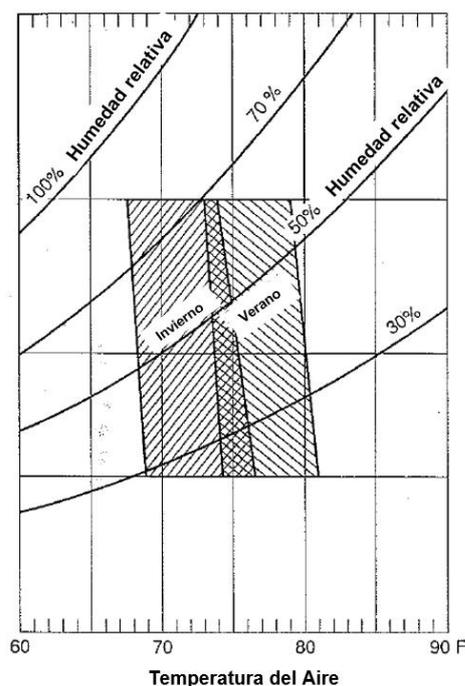


Figura 1.5 - Zonas de confort para verano e invierno según ASHRAE

Fuente: [5]

Las zonas de confort térmico propuestas por ASHRAE se presentan en la figura 1.5. Como se observa, hay zonas separadas para invierno y verano con una pequeña intersección. Estas zonas fueron establecidas según la opinión del 80 % de ocupantes los cuales se sintieron cómodos en un ambiente bajo determinadas valores de temperatura de aire y humedad.

Sin embargo, estas condiciones de confort solo son válidas para ciertas condiciones:

- Los ocupantes deben ser sedentarios o realizar una actividad muy ligera.
- Si el movimiento del aire no excede los 30 FPM en invierno o los 50 FPM en verano
- Los ocupantes usan determinada ropa según la época del año, para la zona de verano se determinó la gráfica considerando un valor de 0.5clo de aislamiento térmico de ropa, mientras que para la zona de invierno, se estimó con un valor de 0.9 clo.

1.2 Características del domo

El ambiente a climatizar será un domo geodésico. La figura 1.6 muestra la geometría del domo, esta se consigue haciendo coincidir los vértices de un icosaedro con la superficie de una esfera de las dimensiones requeridas.

Una de las ventajas de usar domos es que hay una disminución en los costos ya que los espacios y materiales requeridos son menores; además, es una estructura liviana por lo que no se requiere una cimentación complicada. También se les considera estructuras estables y seguras frente a la acción de vientos, tormentas, nieves o sismos. En cuando a la climatización, también presenta ventajas frente a otras estructuras, ya que al usar un domo se consigue un ahorro energético porque debido a su forma esférica, el volumen de aire de un domo es menor que el de un cuarto, por lo que será más fácil enfriarlo o calentarlo. Finalmente, otra ventaja gracias a la forma del domo es que se consigue una buena distribución del aire, porque no hay estancamiento del mismo en algún rincón, de igual modo, no hay puntos fríos o calientes logrando así una temperatura uniforme en todo el lugar.



Figura 1.6 - Esquema de un domo geodésico

Fuente: [6]

El domo será instalado en el distrito de Pisco, provincia de Pisco, departamento de Ica (Figura 1.7). Ubicado en las coordenadas $13^{\circ}42'36''S$ $76^{\circ}12'12''O$ a aproximadamente 17 msnm y a 351 km de Lima. Los datos de temperaturas promedio, humedades, velocidades del viento entre otros fueron tomados de las estaciones de clima de ASHRAE.



Figura 1.7 - Mapa de la ciudad de Pisco

Fuente: [7] y [8]

El domo servirá como vivienda temporal o de emergencia para un máximo de 3 a 4 personas, las cuales no realizarán intensas actividades físicas como hacer ejercicio sino más bien realizarán actividades de carácter sedentario. Será de 8 m de diámetro y 4 m de altura (Figura 1.8), con un área superficial de 50 m² y un volumen de aproximadamente 30 m³.

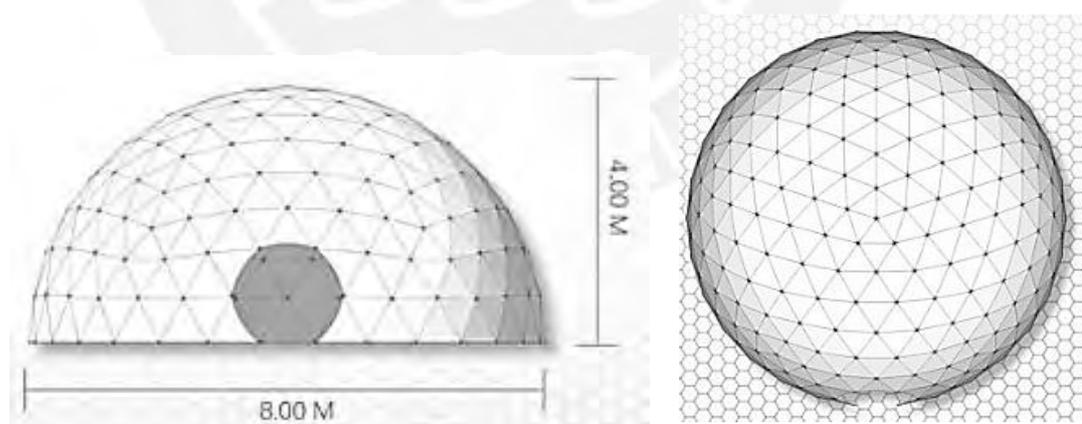


Figura 1.8 - Dimensiones del domo

Fuente: [9]

Debido a que el uso de los domos es para una residencia temporal o de emergencia, se asume que las personas permanecerán más tiempo dentro del domo que fuera del mismo durante el tiempo que el domo este armado. Considerando el número de

personas por domo, cada domo tendrá 4 camas, 2 guardarropas, una mesa con 4 sillas y un escritorio.

La estructura del domo está conformado por dos capas de polietileno de 1 mm de espesor separadas por una capa intermedia de aire de 5 cm de espesor (ver Figura 1.9). Se debe prestar atención a los vidrios del ambiente que tienen contacto con el exterior como las ventanas, ya que al estar fabricados de material transparente, transforman la radiación solar en ganancia de calor para el ambiente. Es por eso que se debe tener en cuenta diversos factores como la orientación del sol, el tipo de ventana y otros coeficientes para el cálculo de la carga térmica. En este caso particular, los domos no cuentan con ninguna ventana ya que la ventilación se realizará por otros medios.

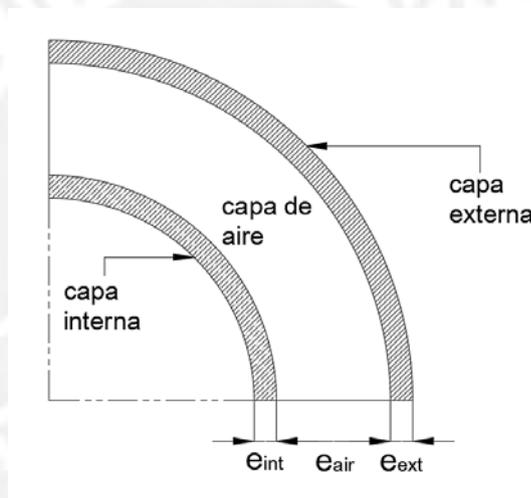


Figura 1.9 - Detalles de la capa del domo

Fuente: Propia

Considerando los espesores mencionados, se listan en la Tabla 1.1 los radios y áreas superficiales que serán utilizados en los cálculos posteriores:

Tabla 1.1 - Dimensiones del domo

Fuente: propia

Radio	Magnitud	Área superficial
Radio interno domo (r_{int})	4 m	201.062 m ²
Radio interno capa de aire ($r_{cap,int}$)	4.001 m	-
Radio externo capa de aire ($r_{cap,ext}$)	4.051 m	-
Radio externo domo (r_{ext})	4.052 m	206.324 m ²

1.3 Clasificación de sistemas

Los sistemas de climatización se clasifican de 3 maneras. En primera lugar, según el tipo de equipo de refrigeración; es decir cómo se logra acondicionar el aire; en segundo lugar, según el fluido de distribución usado para calentar o enfriar y finalmente según la manera en que el equipo es instalado.

1.3.1 Clasificación según el tipo de equipo para la refrigeración

- **Equipos de expansión directa**

Estos equipos están constituidos por un compresor, un serpentín evaporador, un serpentín condensador y una válvula de expansión (Figura 1.10). Básicamente su funcionamiento es así: el ventilador del serpentín evaporador mueve el aire para que este entre en contacto directamente con el serpentín evaporador por el cual circula el refrigerante el cual se expande, logrando así el intercambio de calor entre refrigerante y aire, para finalmente ser expulsado al ambiente. Estos equipos mayormente se instalan en o cerca del espacio a condicionar.

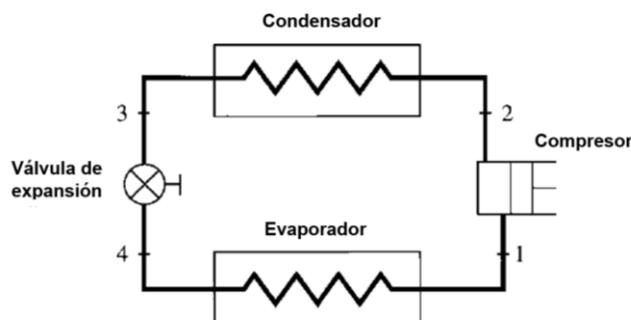


Figura 1.10 - Equipo de expansión directa

Fuente: [10]

- **Equipos de expansión indirecta**

También conocidos como sistemas de agua fría, los cuales cuentan con una unidad de enfriamiento, sistema de distribución y unidades terminales (Figura 1.11). Una unidad de enfriamiento (chiller) se encarga de enfriar agua, la cual es enviada mediante bombas por el sistema de distribución (tuberías) hacia las unidades terminales, las cuales se ubican necesariamente en el ambiente a condicionar, donde

se realiza el intercambio de calor entre aire y agua logrando que el aire se enfríe y circule en el ambiente. Las unidades terminales pueden ser unidades fan-coil (ventilador – serpentín), inductores o fan-coil centrales.

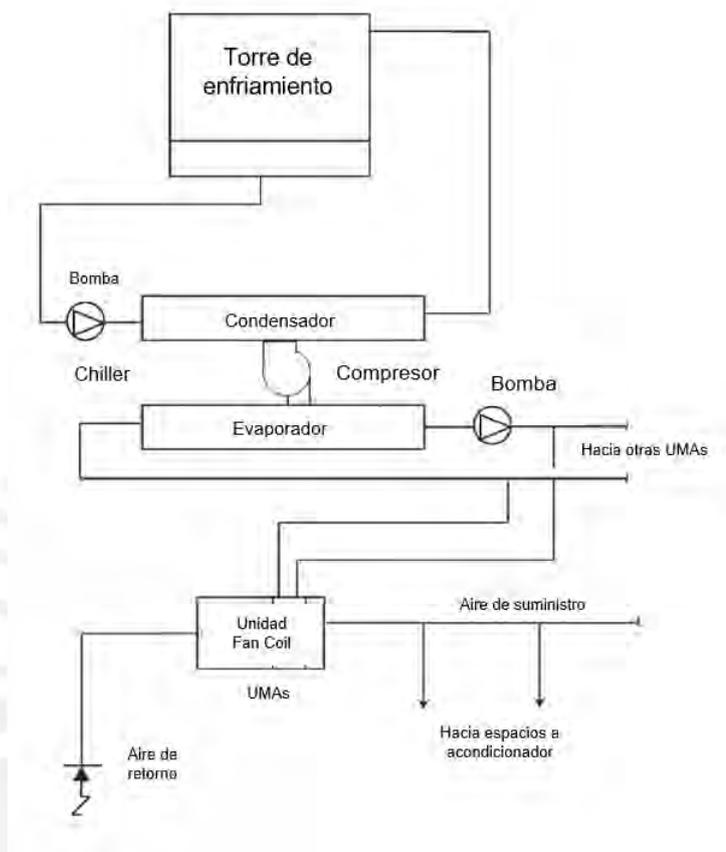


Figura 1.11 - Esquema de un sistema de agua helada

Fuente: [11]

1.3.2 Clasificación según el fluido usado para calentar o enfriar

Un sistema de aire acondicionado consta principalmente de las siguientes partes: una planta central, un sistema de distribución y el espacio a condicionar. La planta central cumple la función de suministrar o extraer calor. El sistema de distribución es el encargado de distribuir el fluido que se usará como portador de la energía (aire, agua o refrigerante) desde la planta central al espacio a condicionar y viceversa. Además en algunos sistemas, el sistema de distribución cumplirá la función de suministrar el aire necesario para lograr una correcta ventilación y mantener la calidad del aire interior.

- **Sistemas todo – aire**

Los sistemas todo-aire utilizan el aire para calentar o enfriar. El aire es tratado y filtrado en la planta central según los requerimientos del sistema, para calentarlo es posible emplear un serpentín por el cual circule agua caliente o vapor el cual es alimentado por una caldera, y para enfriar el aire, es necesario usar un serpentín enfriador con refrigerante. Además, con estos sistemas es posible regular la humedad del aire utilizando un humidificador instalado en la planta central. Después, el aire tratado es transportado por un ventilador a través de ductos metálicos hacia cada ambiente a condicionar. La distribución del aire en el ambiente se realiza mediante difusores, los cuales deben ser localizados y elegidos correctamente para cumplir con los requerimientos de la distribución del aire. Cuando el aire cedió o absorbió calor del ambiente, este es retirado mediante ductos de retorno, los cuales se encargan de expulsar una cantidad de aire y la otra será recirculada.

Los sistemas todo-aire pueden clasificarse según el número de ductos en:

- Sistemas todo – aire de simple ducto (Figura 1.12)
- Sistemas todo – aire de doble ducto (Figura 1.13)

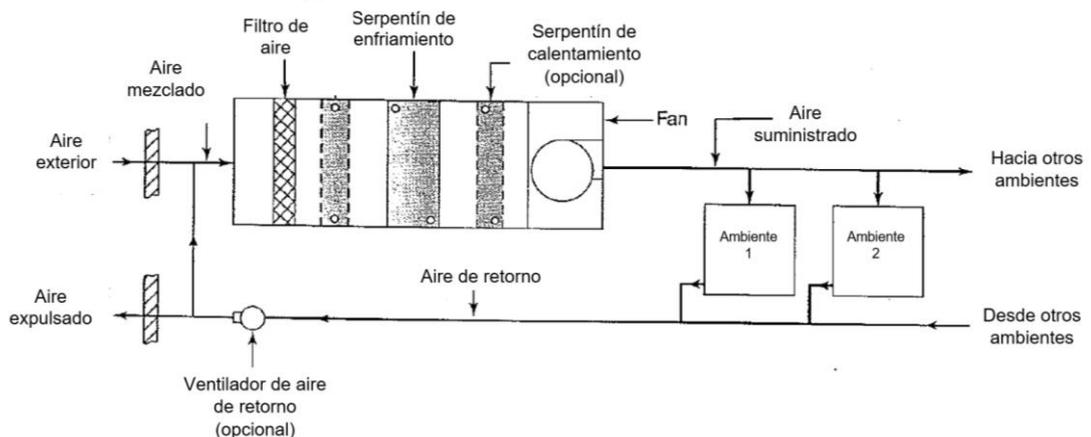


Figura 1.12 - Sistema ducto simple, zona múltiple

Fuente: [12]

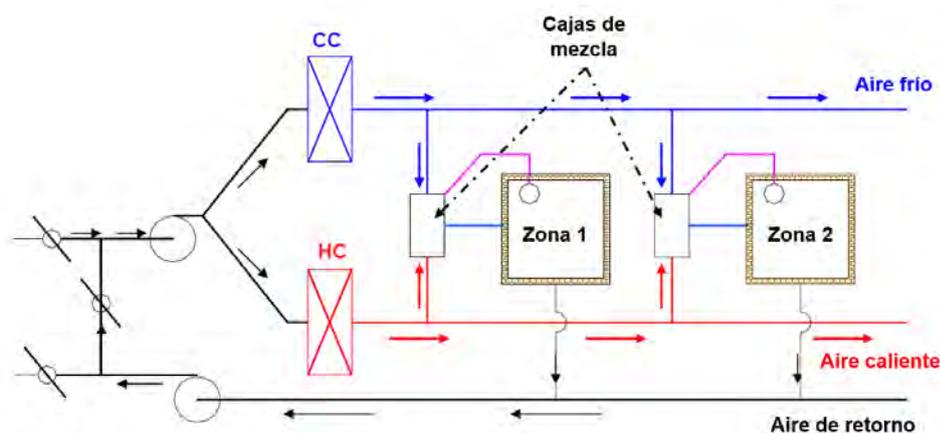


Figura 1.13 - Sistema de doble ducto y volumen constante

Fuente: [13]

Como se mencionó anteriormente, para añadir o absorber la cantidad adecuada de calor sensible y latente de un sistema, se utilizan equipos que varían la temperatura y la humedad del aire sin modificar el caudal suministrado a cada ambiente. Sin embargo, también es posible lograr el confort en los ambientes modificando el caudal de aire que ingresa a cada ambiente, a estos sistemas se les conoce como sistemas de volumen variable (Figura 1.14). Finalmente, según el número de zonas a condicionar, los sistemas todo – aire también son clasificados en: zona simple o zona múltiple.

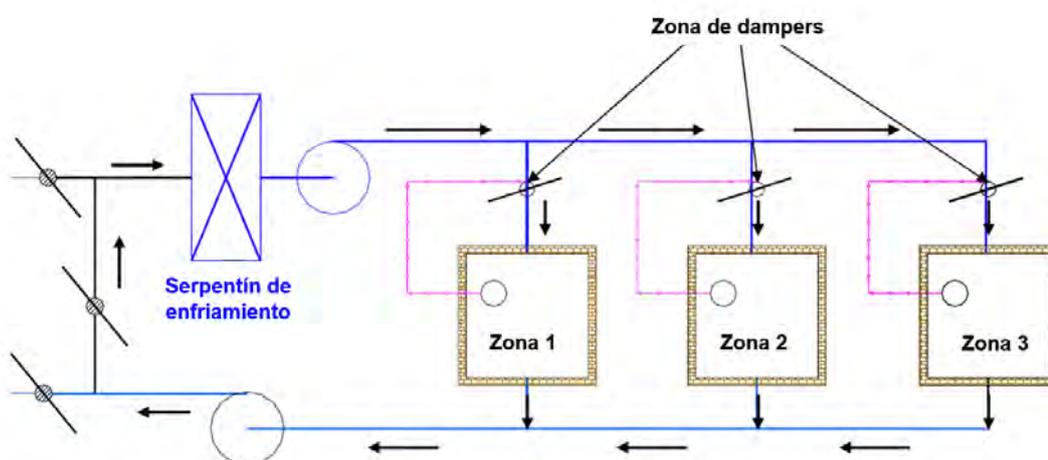


Figura 1.14 - Sistema ducto simple y volumen variable

Fuente: [14]

En resumen, los sistemas todo – aire de simple y doble ducto pueden clasificarse a su vez en sistemas de volumen constante y variable, donde se pueden distinguir a su vez sistemas de zona simple o múltiple.

- Sistemas todo – aire de simple ducto
 - Sistemas de volumen constante (zona simple o zona múltiple)
 - Sistemas de volumen variable (zona simple o zona múltiple)
- Sistemas todo – aire de doble ducto
 - Sistemas de volumen constante (zona simple o zona múltiple)
 - Sistema de volumen variable (zona simple o zona múltiple)

- **Sistemas todo – agua**

Los sistemas todo – agua o también conocidos como sistemas hidrónicos cuentan en la planta central con una unidad enfriadora de agua (chiller) y/o una unidad calentadora de agua (caldera), las cuales suministran agua fría o caliente mediante bombas por tuberías hacia los espacios a condicionar donde se encuentran las unidades terminales, para que se produzca el intercambio de calor con el aire del ambiente.

Las unidades terminales pueden ser:

- Radiadores
- Convectores
- Tubo aletado
- Paneles radiantes
- Calentadores unitarios
- Unidades fan – coil (ventilador – serpentín) (Figura 1.15)
- Unidades de inducción

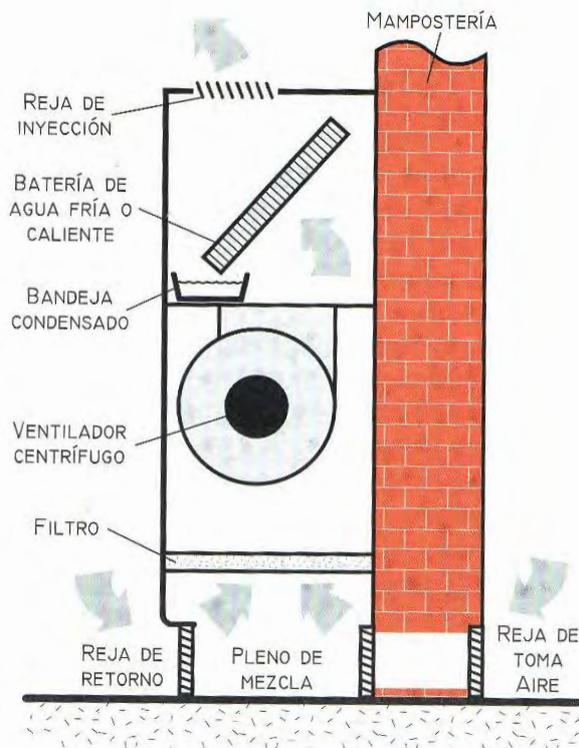


Figura 1.15- Esquema de una unidad serpentín-ventilador

Fuente: [15]

Además, según el arreglo de las tuberías, los sistemas todo – agua se pueden clasificar en:

- Dos tubos: el serpentín solo recibe agua helada o agua de calefacción, más no ambas a la vez. Una válvula de control de flujo se instala en la línea de agua para mantener un flujo constante de agua (Figura 1.16).
- Tres tubos: las unidades terminales son alimentadas de agua helada y agua caliente y mediante un termostato se regula la mezcla necesaria según la demanda del ambiente a climatizar (Figura 1.17).
- Cuatro tubos: consiste en dos líneas de suministro, uno para agua helada y otro para agua de calefacción que se mezclan según lo requerido para acondicionar el espacio (Figura 1.18). La diferencia con el sistema de tres tubos, es que cuenta con dos líneas de retorno, uno para agua de calefacción y otro para agua helada.

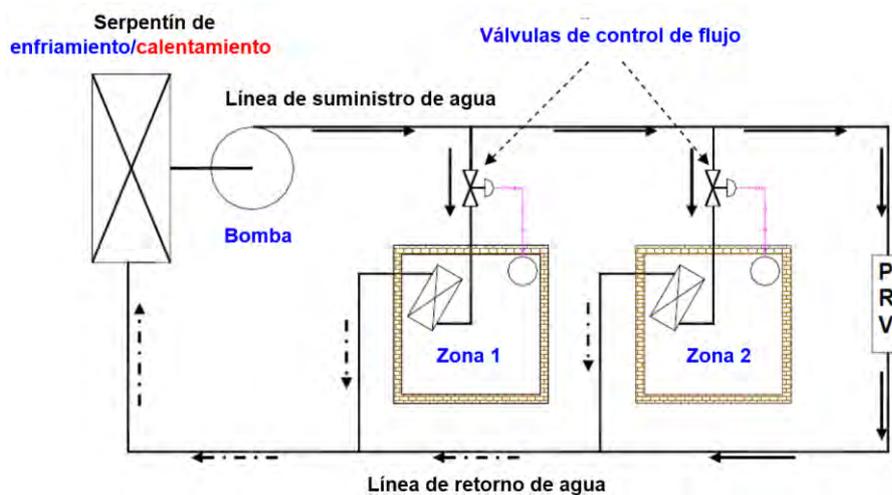


Figura 1.16 - Sistema todo agua de 2 tubos

Fuente: [13]

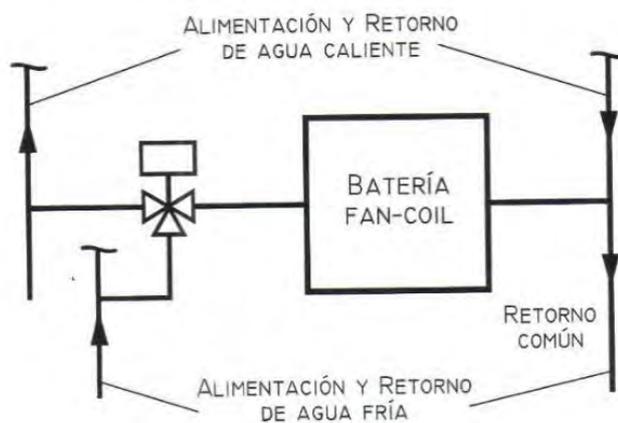


Figura 1.17 - Sistema todo agua de 3 tubos

Fuente: [15]

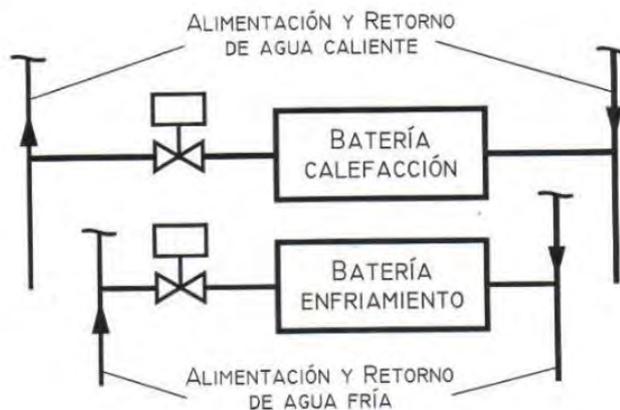


Figura 1.18 - Sistema todo agua de 4 tubos

Fuente: [15]

Sistemas aire – agua

Son considerados sistemas mixtos ya que utilizan aire y agua como portadora de energía para condicionar un espacio y además porque es una combinación de los sistemas todo-aire y todo-agua (Figura 1.19). Es posible considerar que hay dos plantas centrales, una para el tratamiento del aire y otra para el tratamiento del agua. En una planta central se encuentran las unidades de enfriamiento y/o calentamiento del agua y en la otra se encuentran las unidades de tratamiento de aire. El aire enviado por el ventilador desde la planta central de aire es llamado aire primario y el agua suministrada por la bomba desde la planta central de agua es llamada agua secundaria. Ambos fluidos llegan mediante tuberías y ductos hasta las unidades terminales localizadas en los espacios a condicionar. Las unidades terminales pueden ser las mismas unidades usadas en los sistemas todo – agua.

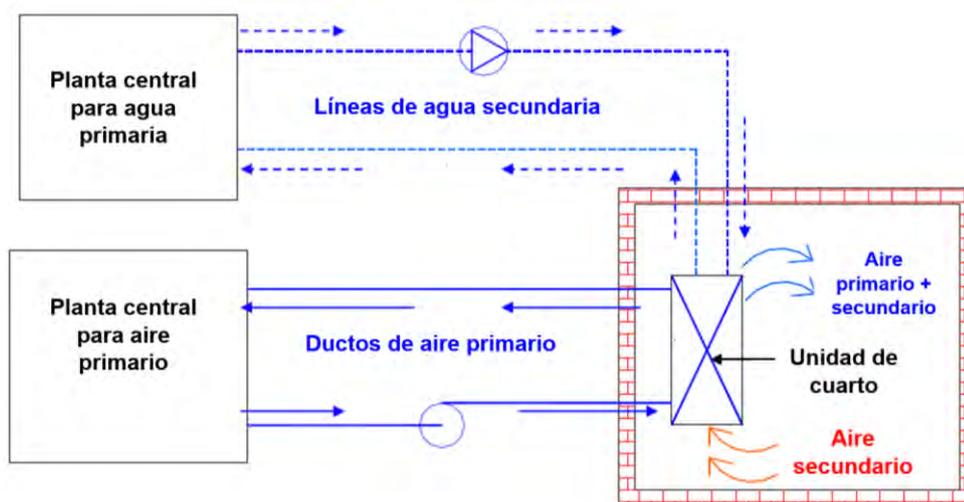


Figura 1.19 - Esquema básico de un sistema aire – agua

Fuente: [13]

1.3.3 Clasificación según la instalación

Sistema unitario

En los sistemas unitarios, la mayoría de los componentes utilizados para el tratamiento del aire (ventilador, filtro, serpentines, equipo de refrigeración) son ensamblados en un solo paquete. Además, algunos de ellos pueden ser equipos unitarios; es decir, que un solo equipo es necesario para condicionar una zona, o equipos individuales, un solo equipo condicionada varias zonas a la vez.

Los sistemas unitarios pueden dividirse en dos tipos de equipos: compactos (llamados también autocontenidos o unidades de cuarto) y divididos. Los sistemas unitarios compactos pueden ser:

Unidades portátiles

Son equipos unitarios de descarga directa al ambiente que se instalan en el suelo y cerca de una ventana (Figura 1.20). La condensación se realiza por aire, es por eso que se precisa de un pequeño agujero en la pared para instalar una tubería que lo conecte con el equipo que este afuera. El compresor, el condensador, el evaporador, los filtros y los ventiladores vienen ensamblados en un solo paquete. El control se realiza mediante un panel digital o un control remoto. Según los requerimientos del sistema, pueden instalarse hasta más de una unidad.

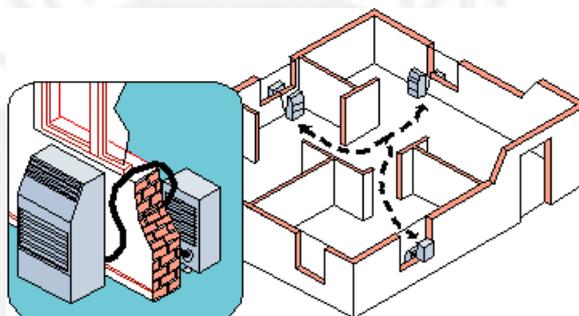


Figura 1.20 - Esquema de una unidad portátil

Fuente: [16]

Unidades de ventana o muro

Son equipos unitarios de descarga directa al ambiente. Se ubican en una ventana o en un hueco de algún muro con un soporte metálico que lo sostenga ya que necesita tener una toma para el aire exterior para realizar la condensación del refrigerante (Figura 1.21). También es posible instalar más de un equipo si la carga térmica es grande.

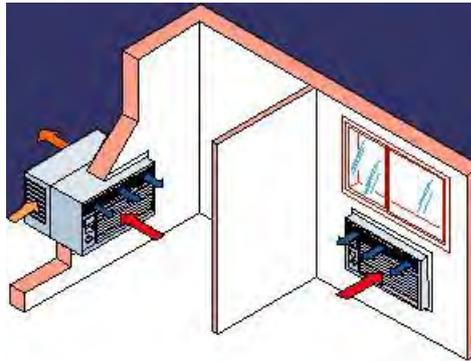


Figura 1.21 - Esquema de una unidad de ventana o muro

Fuente: [16]

Unidades tipo consola

Son equipos unitarios de descarga directa que suelen ubicarse sobre el suelo o colgado en un muro que sea adyacente al exterior (Figura 1.22). Al igual que las unidades ventana o muro y las portátiles, es posible instalar más de una unidad.

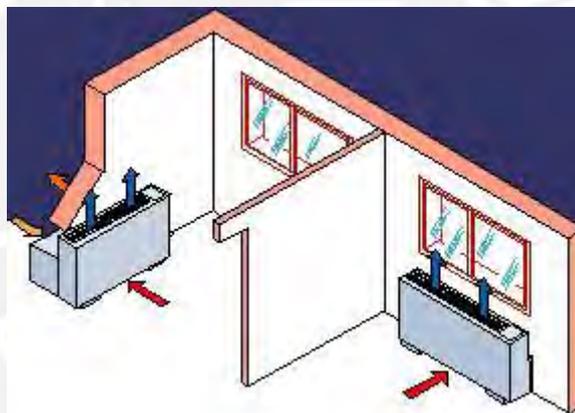


Figura 1.22 - Esquema de una unidad tipo consola

Fuente: [16]

Unidades tipo paquete o compacto (Roof – top)

Son equipos individuales que descargan el aire mediante ductos y rejillas a los ambientes (descarga indirecta) y mediante los difusores distribuyen el aire a los ambientes (Figura 1.23). Es necesaria una toma de aire exterior para los equipos de condensación por aire o conectar las tuberías a la red general de agua para los equipos de condensación por agua. La instalación puede realizarse en el techo o en el cielo falso. Estos equipos pueden incluir calefacción.

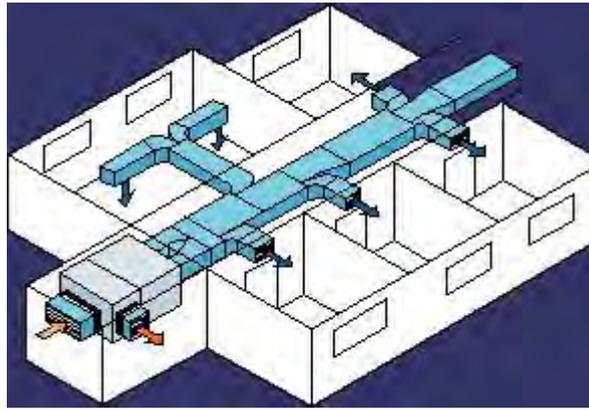


Figura 1.23 - Esquema de unidad tipo paquete o compacto

Fuente: [16]

Todos estos equipos pueden realizar calefacción utilizando bomba de calor o una resistencia eléctrica. Por otro lado, los sistemas unitarios divididos se clasifican en sistemas Split y equipos roof top (Figura 1.24).



Figura 1.24 - Unidad roof top

Fuente: [17]

Sistema Split

Son equipos unitarios de descarga directa. Se les llama divididos porque el condensador y el compresor son instalados en el exterior (unidad exterior); es decir, en un ambiente donde se tenga ventilación como techos, balcones, jardines, etc y los otros componentes como el evaporador y el ventilador (unidad interior) son instalados dentro del ambiente a condicionar (Figura 1.25). Ambas partes del sistema Split van unidas mediante las tuberías del refrigerante. Las unidades interiores pueden ser verticales u horizontales, dependiendo del espacio. Además, es posible incluir calefacción mediante bomba de calor.

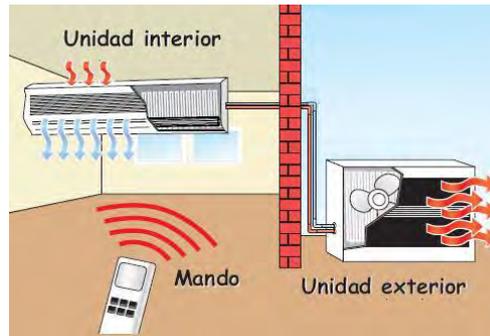


Figura 1.25 - Esquema de un sistema Split

Fuente: [18]

Sistema Multi Split

Si un solo sistema Split no es suficiente para satisfacer la carga térmica de una zona, es posible usar, con solo una unidad exterior, más de una unidad interior. A este arreglo de sistemas Split, se le conoce como sistema Multi Split (Figura 1.26), el cual también es de descarga directa.

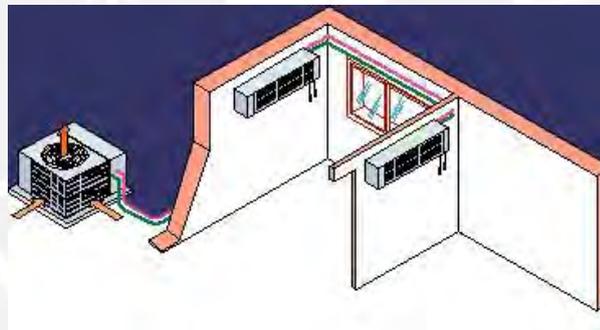


Figura 1.26 - Esquema de un sistema multi Split

Fuente: [16]

Sistema Split Ducto

Son sistemas individuales de descarga indirecta ya que distribuyen el aire mediante ductos hacia los diversos ambientes a condicionar logrando así abarcar con un solo equipo varias zonas que están separadas (Figura 1.27). De la misma manera, que los sistemas Split y Multi Split, cuenta con dos unidades, una exterior y una interior. La unidad interior puede ir instalada oculta en el falso techo.

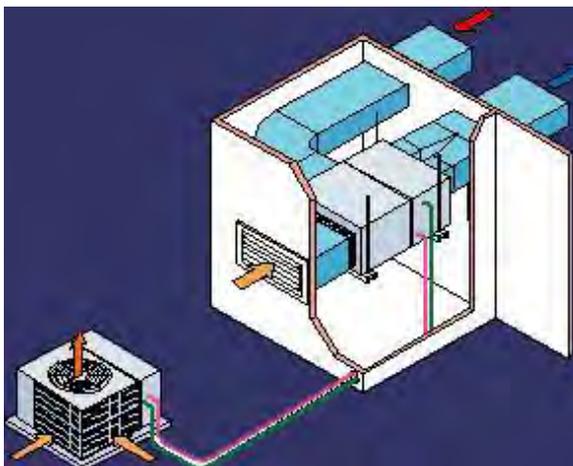


Figura 1.27 - Esquema de un sistema Split ducto

Fuente: [16]

Sistema central

Los sistemas centrales (Figura 1.28) se caracterizan porque los componentes son instalados separados en una zona llamada área de máquinas o planta central, además es labor del diseñador del sistema su correcta selección. Los sistemas todo – aire descritos en 1.3.2 son ejemplos de sistemas centrales.

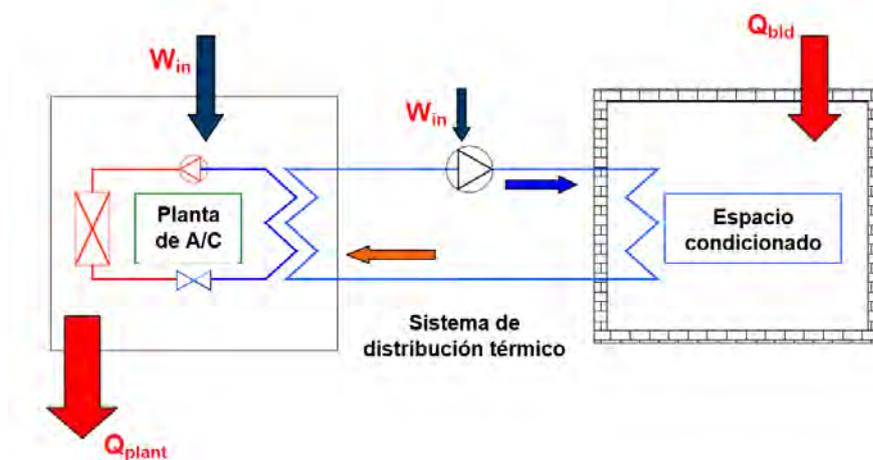


Figura 1.28 - Esquema de un sistema central

Fuente: [13]

1.4 Evaluación de la propuesta del sistema

Algunas exigencias del proyecto como las dimensiones del ambiente y el uso del mismo pueden ayudar a descartar algunos sistemas. En primer lugar, las dimensiones del domo serán de 8 m de diámetro y 4 m de alto, por lo que es un espacio relativamente pequeño. En segundo lugar, otra exigencia del proyecto es que la instalación del domo debe ser temporal, entonces no se podrá realizar una instalación muy compleja ni con muchos equipos.

Igualmente, debido a los muebles, accesorios y aparatos que estarán dentro del domo, no se cuenta con mucho espacio para unidades interiores muy grandes, por lo que afectaría la ergonomía del lugar. Finalmente, el equipo climatizador debe proporcionar tanto calefacción como enfriamiento, según la época del año donde opere.

Con todas estas consideraciones se opta por un clásico sistema de expansión directa (sistema todo – aire), ya que la instalación de un sistema aire – agua o todo agua implica mayor cantidad de equipos y el diseño de un sistema de distribución más complejo.

Igualmente, debido al espacio disponible, se seleccionan el sistema unitario dividido split ducto. Asimismo, con respecto al tipo de sistema de ventilación a diseñar, independientemente del sistema de climatización elegido, este se deberá ubicar en la parte superior del domo ya que al forzar la circulación del aire en la habitación, se consigue una temperatura más homogénea, disminuyendo la estratificación.

REFERENCIAS

- [1] ASHRAE
2009 "Thermal Comfort". 2009 *FUNDAMENTALS*. Atlanta. GA. p. 9.1 – 9.2
- [2] VENTILADORES TECHO
2016 ¿Cómo ayuda a ahorrar energía un ventilador?. Consulta: 24 de mayo 2016
<<http://www.ventiladorestecho.com/ahorro-energia-ventilador-de-techo.html>>
- [3] ASHRAE
Óp. cit, p. 16.3
- [4] Ídem, p. 9.12
- [5] PITA, EDWARD G.
2009 "The Scope and Uses of Air Conditioning". *Air Conditioning Principles and Systems: An Energy Approach*. New Jersey: Prentice Hall, pp. 9
- [6] VIKING DOME
2016 *Geodesic Domes*. Consulta: 29 de marzo de 2016
<<http://vikingdome.com/download/geodesic%20dome%20calculator1.jpg>>
- [7] WIKIPEDIA
2016 *Provincia de Pisco*. Consulta: 29 de marzo de 2016
<https://es.wikipedia.org/wiki/Provincia_de_Pisco>
- [8] PERU TOP TOURS
2016 Mapa de la *Provincia de Pisco*. Consulta: 29 de marzo de 2016
<<http://www.perutoptours.com/index10icpiscomap.html>>

- [9] DOMOS PERU
2016 *Domos Geodésicos*. Consulta: 29 de marzo de 2016
<<http://www.domosperu.com>>
- [10] SHANK K. WANG.
2009 "Refrigerants, Refrigeration Cycles and Refrigeration Systems".
Handbook of air conditioning and refrigeration. Second Edition.
New York: McGraw - Hill, pp. 9.23
- [11] STANDFORD, HERBERT W. III
2011 "Refrigeration Machines". *HVAC Water Chillers and Cooling
Towers*. Second Edition. New York: CRC Press, pp. 27
- [12] PITA, EDWARD G.
Óp. cit, p. 308.
- [13] NPTEL
2009 "Lesson 36: Selection of Air Conditioning System".
Refrigeration and Air Conditioning. Consulta: 9 de marzo de
2016
<[http://nptel.ac.in/courses/112105129/pdf/R&AC%20Lecture%
2036.pdf](http://nptel.ac.in/courses/112105129/pdf/R&AC%20Lecture%2036.pdf)>
- [14] QUADRI, NESTOR
2001 "Sistemas Todo Agua". *Sistemas de Aire Acondicionado:
Calidad del aire interior*. Primera Edición. Buenos Aires: Alsina,
pp. 148
- [15] Ídem, pp. 154.
- [16] HEAVY & BRO Air Conditioner
2016 *Como Funciona un Aire Acondicionado*. Consulta: 9 de marzo
de 2016
<<http://www.heavybro.com/links/cf.htm>>

- [17] CARRIER
2015 *Unidad de paquete para techo.* Consulta: 9 de marzo de 2016
<http://www.carriercca.com/product_detail.cfm?product_id=37&cat_id=44&parent_id=7>
- [18] ERSA Equipos de Refrigeración S.A.
2014 *FAQs.* Consulta: 9 de marzo de 2016
< http://ersax.net/?page_id=38>



CAPÍTULO 2: DISEÑO DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

2.1 Parámetros de diseño

Los datos climatológicos para la ciudad de Pisco fueron obtenidos del 2009 ASHRAE Handbook – Fundamentals (SI) [1] y se tomaron los valores de las condiciones interiores de confort (mostrados en la Tabla 2.1) para la época de verano e invierno recomendadas por el libro *Air Conditioning Principles and Systems* de Edward Pita [2] basados en el 2009 ASHRAE Handbook – Fundamentals. La información meteorológica completa se encuentra en el anexo A.1.

Tabla 2.1 - Condiciones interiores recomendadas para el confort humano

Fuente: Adaptado de [2]

Ítem	Invierno	Verano
Temperatura interior de bulbo seco (T_{int})	21 °C (70 F)	23.8 °C (75 F)
Humedad Relativa (HR_{int})	25 – 30 %	50 - 55 %
Máxima velocidad de aire	0.15 m/s	0.25 m/s

El domo instalado en la ciudad de Pisco necesitará refrigeración principalmente durante los meses de diciembre, enero, febrero y marzo, siendo el mes más crítico en febrero [1], donde se estima que la carga de refrigeración será máxima. Por otro lado, los meses donde se presentan los promedios de temperaturas más bajas son junio, julio y agosto, siendo el mes de agosto el más crítico para el diseño [1]. De acuerdo a lo dicho, se presenta a continuación, en la tabla 2.2, los principales datos para los meses de diseño seleccionados:

Tabla 2.2 - Condiciones exteriores para Lima

Fuente: Adaptado de [1]

Ítem	Símbolo	Invierno	Verano
Latitud	Lat	12 °S	
Longitud	Long	77.12 E	
Elevación	Elev	101.24 msnm	
Presión atmosférica	p_{atm}	101.17 kPa	
Zona Horaria	TZ	-5.00	
Mes de diseño	-	Agosto	Febrero
Velocidad de viento	\bar{U}	9.5 m/s	5.4 m/s
Temperatura de bulbo seco	T_{ext}	12.8 °C	28.2 °C
Temperatura de bulbo húmedo	T_{bh}	2.9 °C	22.9 °C
Humedad relativa	HR	7.9 %	64.1 %

2.2 Carga térmica

2.2.1 Carga térmica de calefacción

Para calcular la carga térmica de calefacción, se utilizará la metodología proporcionado en el *ASHRAE Handbook of fundamentals* [3].

2.2.1.1 Carga térmica debido a la conducción a través de la superficie exterior

Uno de los componentes de ganancia o pérdida de calor presente en todo sistema es el calor por conducción a través de las superficies exteriores, el cual está en función principalmente del área, diferencia de temperaturas y el coeficiente global de transferencia de calor. Este último factor depende de la forma, dimensiones y material de las superficies exteriores; sin embargo, para el presente caso los coeficientes globales no se encuentran tabulados debido a la geometría no común del domo, por lo que consecuentemente, se deben calcularlos.

Para la determinación del coeficiente global de transferencia de calor, se toman en cuenta las siguientes consideraciones:

- La transferencia de calor se realiza de forma estacionaria, es decir, se asume que las condiciones térmicas en las fronteras no cambian con el tiempo.
- La transferencia de calor es unidimensional debido a la simetría térmica en torno al punto medio.
- No se considera generación de calor.
- La conductividad térmica (K) de los materiales involucrados es constante,
- El aire se toma como gas ideal.
- El domo a diseñar será de forma semiesférica (ver Figura 2.1); sin embargo, se asumirá una forma esférica (ver Figura 2.2) para el cálculo de los coeficientes, posteriormente se realizarán las correcciones necesarias en el cálculo de carga térmica.

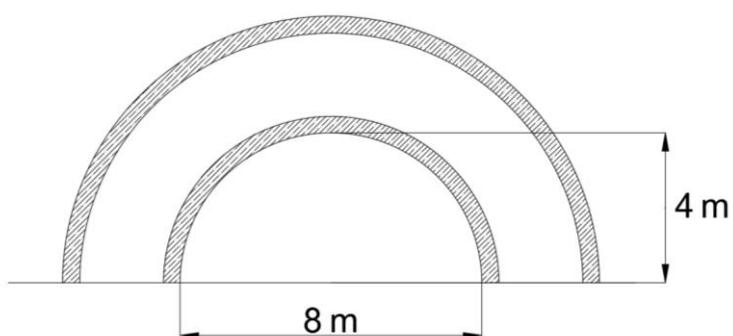


Figura 2.1 - Dimensiones del domo

Fuente: Propia

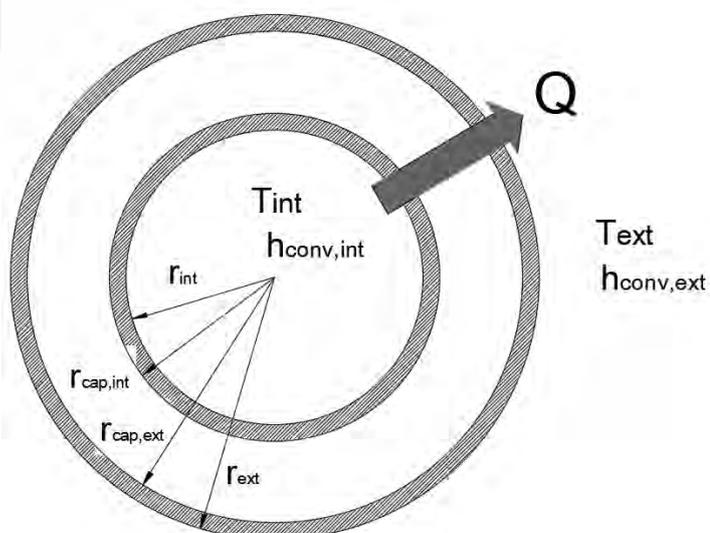


Figura 2.2 - Domo de forma esférica

Fuente: Propia

Para calcular el coeficiente de transferencia global (U), primero se requiere conocer todas las resistencias térmicas ofrecidas por el domo. Sin embargo, se desconoce los valores de los coeficientes convectivos en el interior y en el exterior, así como la resistencia que ofrece la capa de aire, por lo que será necesario realizar el cálculo de estos. Las correlaciones utilizadas para el cálculo se muestran en los anexos A.2 y A.3.

Para el presente caso, el mecanismo de transferencia de calor en el interior y exterior del domo es por convección natural y radiación.

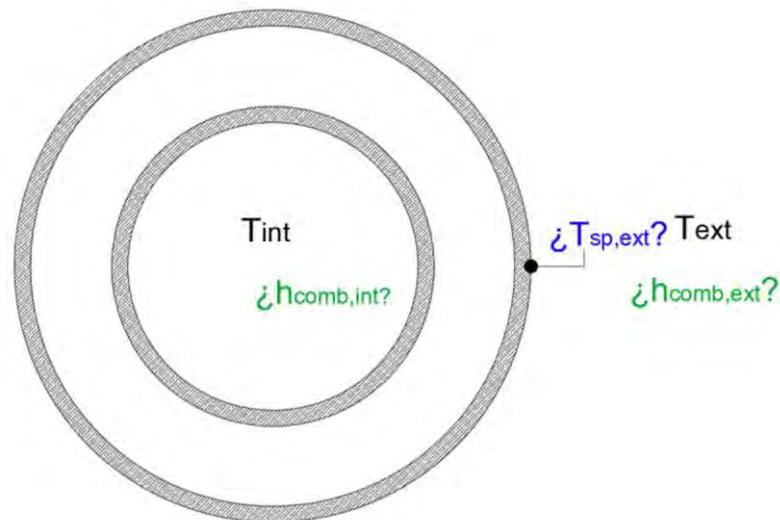


Figura 2.3 - Esquema para cálculo del U para la capa exterior del domo

Fuente: Propia

Se realizará el ejemplo de cálculo, cuyo procedimiento se muestra en el anexo A.4., para la superficie exterior. Como se muestra en la figura 2.3 se desconoce la temperatura superficial exterior del domo, por lo que se deberá asumir y después verificar. Entonces, en primer lugar, se determinan las propiedades del aire a la temperatura de película (T_f) y a la presión atmosférica de 1 atm.

- Temperatura superficial asumida en el lado exterior $T_{sp,ext,asum} = 13.2^{\circ}C$
- Temperatura de película (T_f)

$$T_f = \frac{T_{ext} + T_{sp,ext,asum}}{2} = \frac{12.8^{\circ}C + 13.2^{\circ}C}{2} = 13^{\circ}C = 286 K$$

- Coeficiente de expansión volumétrica (β) $\beta = \frac{1}{T_f} = \frac{1}{286 K}$

- Número adimensional de Prandtl (Pr) $Pr = 0.7328$
- Viscosidad cinemática (ν) $\nu = 1.452 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}$
- Conductividad térmica (k) $k = 0.02461 \frac{W}{m.K}$

En este caso, la longitud característica es el diámetro exterior, el cual es $L_c = 2 \times r_{ext} = 8.104 \text{ m}$. El número de Rayleigh (Ra) queda determina por:

$$Ra = \frac{g\beta(T_{ext} - T_{sp,ext,asum})L_c^3}{\nu^2} Pr$$

$$Ra = \frac{(9.81 \frac{m}{s^2})(\frac{1}{286 K})(13.2 \text{ }^\circ\text{C} - 12.8 \text{ }^\circ\text{C})(8.104 \text{ m})^3}{(1.452 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s})^2} (0.7328) = 2.54 \times 10^{10}$$

Entonces se puede determinar el número de Nusselt (Nu) para una esfera según la siguiente correlación (Ecuación 2.1) [4]:

Para $Ra \leq 10^{11}$ y $Pr \geq 0.7$

$$Nu_{ext} = 2 + \frac{0.589Ra^{1/4}}{[1+(0.469/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad (2.1)$$

$$Nu_{ext} = 2 + \frac{0.589 (2.54 \times 10^{10})^{1/4}}{[1 + (\frac{0.469}{0.7328})^{9/16}]^{4/9}} = 184.02$$

Entonces,

$$h_{conv,ext} = \frac{k}{L_c} Nu_{ext} = \frac{(0.02461 \frac{W}{m.K})(184.02)}{8.104 \text{ m}} = 0.559 \frac{W}{m^2.K}$$

A continuación, se calcula el coeficiente de radiación en el exterior (Ecuación 2.2) y luego se combina con el coeficiente convectivo exterior para obtener el coeficiente combinado de radiación y convección (Ecuación 2.3).

$$h_{rad,ext} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{sp}^2 + T_{alred}^2)(T_{sp} + T_{alred}) \quad (2.2)$$

$$h_{rad,ext} = (0.92)(5.67 \times 10^{-8})\{(285.8 \text{ K})^2 + (286.2 \text{ K})^2\}(285.8 + 286.2 \text{ K})$$

$$h_{rad,ext} = 4.881 \frac{W}{m^2K}$$

$$h_{comb,ext} = h_{conv,ext} + h_{rad,ext} \quad (2.3)$$

$$h_{comb,ext} = 0.559 \frac{W}{m^2K} + 4.881 \frac{W}{m^2K} = 5.44 \frac{W}{m^2K}$$

El mismo procedimiento se realiza para la capa interna del domo (ver Figura 2.4) según la longitud característica y correlación de Nusselt para esta nueva situación [5]. En la tabla 2.3, muestran los resultados obtenidos:

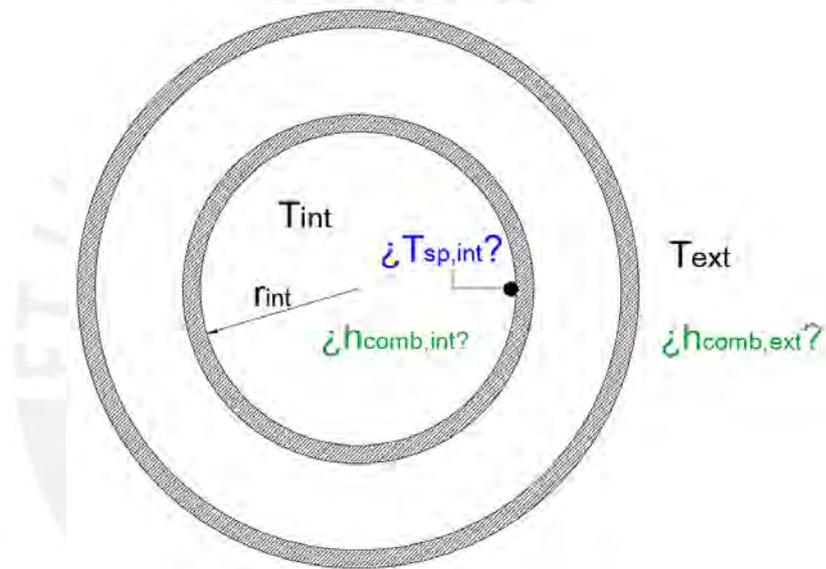


Figura 2.4 - Esquema para cálculo del U para la capa interior del domo

Fuente: Propia

Tabla 2.3 - Coeficientes combinadas para la superficie interior y exterior

Fuente: Propia

Ítem	Símbolo	Superficie	
		Exterior	Interior
Temperaturas			
Temperatura	T	12.8 °C	21.0 °C
Temperatura superficial asumida	$T_{sp.asum}$	13.2 °C	20.8 °C
Temperatura de película	T_f	13.00 °C	20.9 °C
Propiedades del aire @T_f			
Coeficiente de expansión volumétrica	β	0.00349650 1/K	0.00340252 1/K
Conductividad térmica	k	0.02461 °W/m.K	0.02521 °W/m.K
Viscosidad cinemática	ν	0.00001452 m ² /s	0.00001524 m ² /s
Número adimensional de Prandtl	Pr	0.7328	0.7307
Cálculos de números adimensionales y coeficientes			
Longitud Característica	L_c	8.104 m	8.00 m
Número de Rayleigh	Ra	2.54E+10	1.07E+10
Número de Nusselt	Nu	184	286.9
Coeficiente convectivo	h_{conv}	0.559 W/m ² K	0.904 W/m ² K
Coeficiente radioactivo	h_{rad}	4.881 W/m ² K	5.297 W/m ² K
Coeficiente combinado	h_{comb}	5.440 W/m ² K	6.201 W/m ² K

Para el espacio de aire entre las dos esferas (ver Figura 2.5), la transferencia de calor es por convección, por ello se determinará la conductividad térmica efectiva (k_{effect}) para realizar el cálculo como si fuera conducción. El esquema para realizar este cálculo se muestra en la figura 2.5:

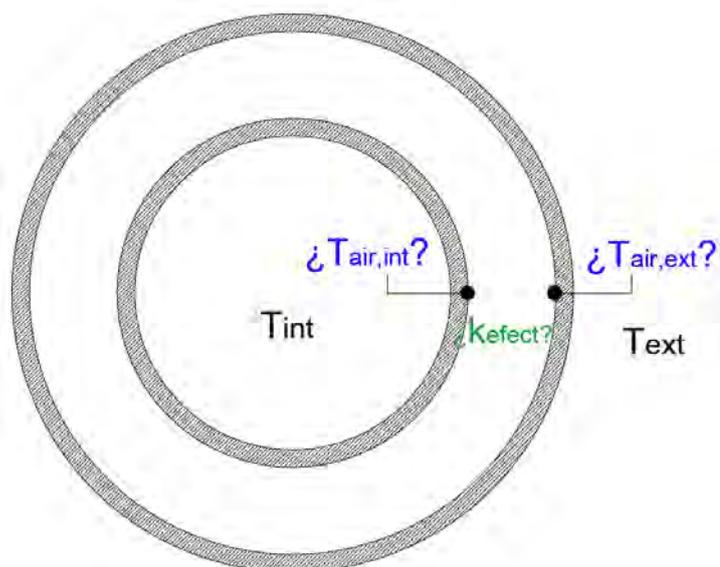


Figura 2.5 - Esquema para la transferencia de calor en la capa de aire

Fuente: Propia

Temperatura superficial asumida

de capa de aire en el lado exterior

$$T_{air,ext,asum} = 13 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura superficial asumida

de capa de aire en el lado interior

$$T_{air,int,asum} = 20.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Temperatura de película (T_f)

$$T_f = \frac{T_{air,ext,asum} + T_{air,int,asum}}{2} = \frac{13^\circ\text{C} + 20.6^\circ\text{C}}{2} = 16.80 \text{ } ^\circ\text{C} = 289.8 \text{ } \text{K}$$

- Coeficiente de expansión volumétrica (β) $\beta = \frac{1}{T_f} = \frac{1}{289.8 \text{ } \text{K}}$
- Número adimensional de Prandtl (Pr) $Pr = 0.7318$
- Viscosidad cinemática (ν) $\nu = 1.485 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
- Conductividad térmica (k) $k = 0.02490 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}$

En este caso, la longitud característica es el espacio entre ambas esferas, el cual es $L_c = 0.05 \text{ } \text{m}$. El número de Rayleigh queda determina por:

$$Ra = \frac{g\beta(T_{int} - T_{ext})L_c^3}{\nu^2} Pr$$

$$Ra = \frac{(9.81 \frac{m}{s^2})(\frac{1}{289.8 K})(20.6 \text{ }^\circ\text{C} - 13 \text{ }^\circ\text{C})(0.05 \text{ m})^3}{(1.485 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s})^2} (0.7318) = 1.07 \times 10^5$$

Entonces se puede determinar el factor geométrico para las esferas concéntricas [6]

(F_{esf}):

$$F_{esf} = \frac{L_c}{(D_{int}D_{ext})^4(D_{int}^{-\frac{7}{5}}+D_{ext}^{-\frac{7}{5}})^5} \quad (2.4)$$

$$F_{esf} = \frac{0.05 \text{ m}}{(8.002 \text{ m} \times 8.102 \text{ m})^4(8.002^{-\frac{7}{5}}+8.102^{-\frac{7}{5}})^5} = 1.94 \times 10^{-4}$$

La relación recomendada para la conductividad térmica efectiva es [6]:

$$\frac{k_{effect}}{0.02490} = 0.74 \left(\frac{0.7318}{0.861 + 0.7318} \right)^{\frac{1}{4}} (1.94 \times 10^{-4} \times 1.07 \times 10^5)^{\frac{1}{4}} = 0.03236 \frac{W}{m \cdot K}$$

Contando con todos los coeficientes requeridos para determinar el flujo de calor (Q), se procede a calcular el mismo, según el esquema de la Figura 2.6, para verificar las temperaturas asumidas y consecuentemente calcular el coeficiente global de transmisión de calor (U).

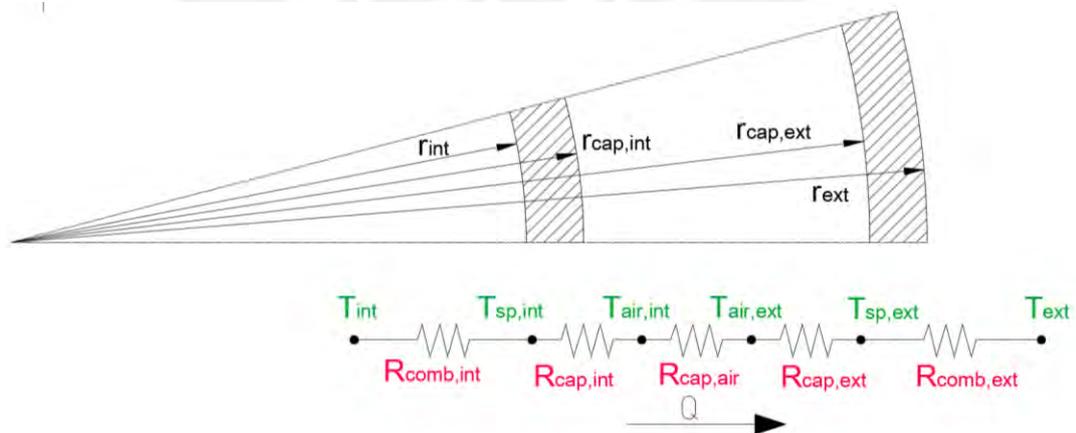


Figura 2.6 - Red de resistencias presentes en el domo en invierno

Fuente: Propia

Donde:

- Resistencia combinado en el interior ($R_{comb,int}$)
- Resistencia conducción en capa interna ($R_{cap,int}$)

- Resistencia por convección en capa de aire ($R_{cap,air}$)
- Resistencia conducción en capa externa ($R_{cap,ext}$)
- Resistencia combinado en el exterior ($R_{comb,ext}$)

$$R_{comb,int} = \frac{1}{(4\pi r_{int}^2) \cdot h_{comb,int}} = \frac{1}{[4\pi x (4m)^2] (6.201 \frac{W}{m^2 K})} = 0.000802 \frac{K}{W}$$

$$R_{cap,int} = \frac{e_{poli}}{(4\pi r_{int} r_{cap,int}) \cdot k_{poli}} = \frac{0.001 m}{[4\pi x 4m x 4.001m] (0.52 \frac{W}{m \cdot K})} = 0.0000096 \frac{K}{W}$$

$$R_{cap,aire} = \frac{e_{air}}{(4\pi r_{cap,int} r_{cap,ext}) \cdot k_{efect}} = \frac{0.05 m}{[4\pi x 4.001m x 4.051m] (0.03236 \frac{W}{m \cdot K})} = 0.007587 \frac{K}{W}$$

$$R_{cap,ext} = \frac{e_{poli}}{(4\pi r_{cap,ext} r_{ext}) \cdot k_{poli}} = \frac{0.001 m}{[4\pi x 4.051m x 4.052m] (0.52 \frac{W}{m \cdot K})} = 0.0000093 \frac{K}{W}$$

$$R_{comb,ext} = \frac{1}{(4\pi r_{ext}^2) \cdot h_{comb,ext}} = \frac{1}{[4\pi x (4.052m)^2] (5.440 \frac{W}{m^2 K})} = 0.000891 \frac{K}{W}$$

$$R_t = R_{comb,int} + R_{cap,int} + R_{cap,a} + R_{cap,ext} + R_{comb,ext} = 0.009299 \frac{K}{W}$$

Calculando el flujo de calor:

$$Q = \frac{T_{ext} - T_{int}}{R_t} \quad (2.5)$$

$$Q = \frac{21 \text{ } ^\circ\text{C} - 12.8 \text{ } ^\circ\text{C}}{0.009299 \frac{K}{W}} = 881.804 \text{ W}$$

A continuación, contando con el flujo de calor, se procede a verificar las temperaturas superficiales asumidas (ver Figura 2.7).

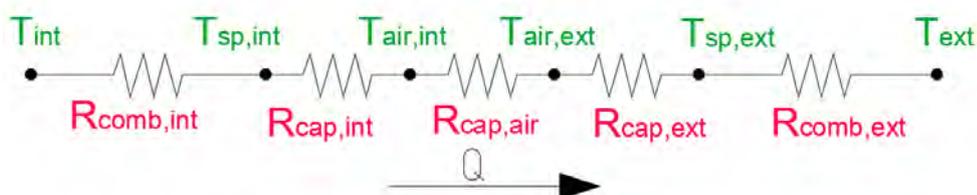


Figura 2.7 - Temperaturas intermedias en la red de resistencias para invierno

Fuente: Propia

Para verificar la temperatura superficial interior ($T_{sp,int}$), se despeja esta de la ecuación:

$$Q = \frac{T_{int} - T_{sp,ext,cal}}{R_{comb,int}}$$

$$881.804 \text{ W} = \frac{21^\circ\text{C} - T_{sp,ext,cal}}{0.000802 \text{ K/W}}$$

$$T_{sp,ext,cal} = 20.3^\circ\text{C}$$

Para la temperatura del aire interior ($T_{air,int,cal}$), se despeja de la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{T_{int} - T_{air,int,cal}}{R_{comb,int} + R_{cap,int}}$$

$$881.804 \text{ W} = \frac{21^\circ\text{C} - T_{air,int,cal}}{0.000802 \frac{\text{K}}{\text{W}} + 0.0000096 \frac{\text{K}}{\text{W}}}$$

$$T_{air,int,cal} = 20.3^\circ\text{C}$$

Para la temperatura aire exterior ($T_{air,ext,cal}$), se despeja de la siguiente ecuación:

$$Q = \frac{T_{int} - T_{air,ext,cal}}{R_{comb,int} + R_{cap,int} + R_{cap,air}}$$

$$881.804 \text{ W} = \frac{21^\circ\text{C} - T_{air,ext,cal}}{0.000802 \frac{\text{K}}{\text{W}} + 0.0000096 \frac{\text{K}}{\text{W}} + 0.007587 \frac{\text{K}}{\text{W}}}$$

$$T_{air,ext,cal} = 13.4^\circ\text{C}$$

Finalmente, para la temperatura superficial exterior ($T_{sp,ext,cal}$) se tiene:

$$Q = \frac{T_{int} - T_{sp,ext,cal}}{R_{comb,int} + R_{cap,int} + R_{cap,aire} + R_{cap,ext}}$$

$$881.804 \text{ W} = \frac{21^{\circ}\text{C} - T_{sp,ext,cal}}{0.000802 \frac{\text{K}}{\text{W}} + 0.0000096 \frac{\text{K}}{\text{W}} + 0.007587 \frac{\text{K}}{\text{W}} + 0.0000093 \frac{\text{K}}{\text{W}}}$$

$$T_{sp,ext,cal} = 13.5^{\circ}\text{C}$$

En la tabla 2.4, se resumen las temperaturas calculadas y asumidas.

Tabla 2.4 - Comparación de temperaturas superficiales asumidas y calculadas

Fuente: propia

Temperatura	Asumida	Calculada
Temperatura superficial exterior	13.20 °C	13.6 °C
Temperatura aire exterior	13.00 °C	13.6 °C
Temperatura aire interior	20.60 °C	20.3 °C
Temperatura superficial interior	20.80 °C	20.3 °C

Se observa que las temperaturas no difieren mucho de los valores asumidos por lo que se procede a calcular el coeficiente global de transferencia de calor con los datos asumidos. Expresando la transferencia de calor a través de la placa de igual forma a la ley de Newton de enfriamiento (Ecuación 2.6).

$$Q = UA\Delta T \quad (2.6)$$

Igualando la ecuación 2.6

$$Q = UA\Delta T = \frac{\Delta T}{R_t} \quad (2.7)$$

Despejando el coeficiente global de transferencia de calor de la ecuación 2.7

$$UA = \frac{1}{R_t} \quad (2.8)$$

Se expresará el coeficiente global de transferencia de calor en función del área superficial exterior del domo, entonces de la ecuación 2.8 queda:

$$U_{ext} = \frac{1}{R_t} \times \frac{1}{A_{sp,ext}} \quad (2.9)$$

Reemplazando los valores en la ecuación 2.9 en base al área superficial exterior del domo

$$U_{ext} = \frac{1}{A_{sp,ext} \cdot R_t} = \frac{1}{(206.324 \text{ m}^2) \cdot (0.009299 \frac{K}{W})} = 0.5212 \frac{W}{\text{m}^2K}$$

Teniendo el coeficiente global de transferencia de calor, se procede finalmente a calcular el calor por transmisión a través de la superficie exterior del domo (ecuación 2.10):

$$Q = 0.5U_{ext}A_{sp}(T_{int} - T_{ext}) \quad (2.10)$$

Donde:

U_{ext} : coeficiente global de transferencia de calor en función del área superficial exterior (W/m^2K). Se toma la mitad de este valor, ya que el coeficiente fue calculado como si fuera una esfera.

$A_{sp,ext}$: área superficial exterior (m^2)

T_{ext} : temperatura exterior en época de invierno ($^{\circ}C$)

T_{int} : temperatura interior de confort ($^{\circ}C$)

Reemplazando en la ecuación 2.10

$$Q = 0.5 \times 0.5212 \frac{W}{\text{m}^2K} \times 206.324 \text{ m}^2 \times (21 \text{ }^{\circ}C - 12.8 \text{ }^{\circ}C) = 440.89 \text{ W}$$

2.2.1.2 Carga térmica debido a la ventilación

El aire que circula por el exterior del domo puede ingresar a este por infiltración y/o ventilación. Infiltración es el ingreso de flujo de aire al domo de manera accidental debido a las fugas de aire que se presentan en la superficie exterior de la edificación. Por otro lado, la ventilación es la introducción intencional de aire exterior. Ahora bien, en ambos casos, aire a diferentes condiciones de temperatura y humedad ingresa al espacio climatizado, conllevando a un incremento de la carga térmica sensible y latente.

Determinar el caudal de aire de ventilación es sencillo ya que como se ha mencionado es un flujo de aire que ingresa de manera premeditada, sin embargo,

predecir el caudal de aire de infiltración es más complicado debido a que depende de varios factores como la hermeticidad del local, dirección y velocidad de viento, localización y tamaños de fugas, entre otros factores.

Es posible considerar que ambas maneras de ingreso de aire al edificio puedan presentarse al mismo tiempo, no obstante, para edificaciones pequeñas, como es el caso del presente domo, es posible asumir que solo habrá ingreso de aire exterior por infiltración ya que no se requerirá ventilación mecánica. Sin embargo, es necesario contar con un mínimo de aire limpio para satisfacer los requerimientos de ventilación y renovación de aire. Por lo que primero, es necesario determinar cuánto es el caudal de aire de infiltración presente en el domo y verificar si esta cantidad satisface el requerimiento de ventilación establecido.

Para estimar el caudal de aire de infiltración, se utilizará la siguiente expresión basada en el modelo LBNL de Sherman y Grimsrud [7].

$$\dot{V}_{inf} = A_{Li} \times \sqrt{C_{st}\Delta T + C_w \bar{U}^2} \quad (2.11)$$

Donde:

A_{Li} : área efectiva de infiltración (cm²)

C_{st} : coeficiente de estancamiento (L/s)²/(cm⁴*K)

C_w : coeficiente del aire (L/s)²/(cm⁴*(m/s)²)

ΔT : diferencia de temperatura entre exterior e interior (K)

\bar{U} : velocidad del aire (m/s)

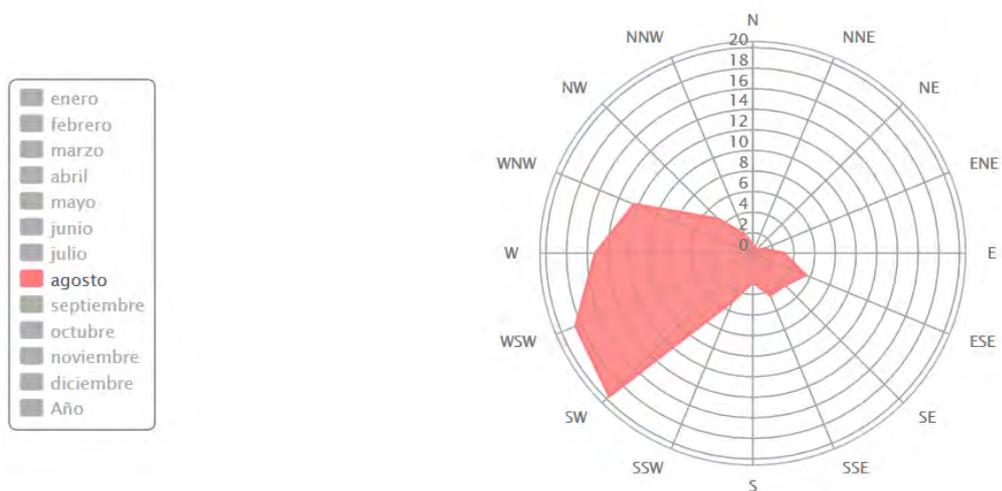


Figura 2.8 - Distribución de la dirección del viento en (%)

Fuente: [8]

Por un lado, en la figura 2.8 se muestra la frecuencia en porcentaje de la velocidad del viento para el mes de agosto. Como se mencionó previamente, la velocidad promedio en el mes de Agosto es de 9.5 m/s. La puerta del domo (ver Figura 2.9) estará orientada hacia el este por lo que según el viento de rosas, el 2.5 % del tiempo el viento vendrá de esa dirección. Por otro lado, para determinar el área efectiva de infiltración se considera un área aproximada por la cual se realizaría el ingreso de aire a través de la puerta del domo. Los valores de los coeficientes de ventilación e infiltración a usar se muestran en el anexo A.5.

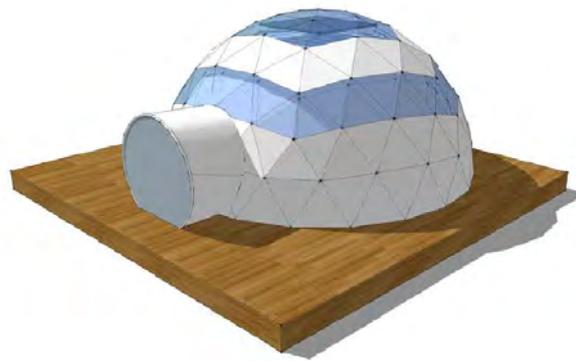


Figura 2.9 - Esquema del domo geodésico

Fuente: Propia

Luego, reemplazando en la ecuación 2.11:

$$\begin{aligned} \dot{V}_{inf} &= 2.5\% \times 1200 \text{ cm}^2 \times \sqrt{\left(0.000145 \frac{\text{L}^2}{\text{s}^2 \text{cm}^4 \text{K}}\right) \times (21^\circ \text{C} - 12.8^\circ \text{C}) + \left(0.000319 \frac{\text{L}^2}{\text{cm}^4 \text{m}^2}\right) \left(9.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2} \\ V_{inf} &= 5.19 \frac{\text{L}}{\text{s}} = 18.70 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

Ahora bien, el caudal de aire de infiltración determinado es 11 cfm (18.70 m³/h) por ello, el cambio de aire por hora (ACH) es:

$$ACH = \frac{\dot{V}_{inf}}{V} = \frac{18.70 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{134 \text{ m}^3} = 0.14$$

Sin embargo, este valor no se encuentra dentro del rango recomendados [9]. Entonces, será necesario ventilar mecánicamente ya que si se mantiene la puerta del domo abierta, para incrementar el flujo de aire por infiltración, no se tendría un control

de la cantidad de aire que ingresa y el valor de la carga térmica incrementaría. Asimismo, para contar con el valor de la cantidad de aire mínima utilizando otras consideraciones como el área superficial del domo y cantidad de personas, se utiliza el procedimiento mostrado en el anexo A.6., el cual da como resultado que el mínimo caudal de ventilación de aire exterior debe ser de 81 cfm (140 m³/h).

Finalmente, para calcular la componente sensible de la carga térmica por ventilación se utiliza la siguiente expresión:

$$Q_{inf,s} = \rho C_p (T_{ext} - T_{int}) \dot{V}_{vent} \quad (2.12)$$

Donde:

$Q_{inf,s}$: calor sensible ganado por infiltración de aire (W)

ρ : densidad del aire a las condiciones exteriores (kg/m³)

C_p : calor específico del aire (kJ/kgK)

T_{ext} : temperatura exterior del aire (°C)

T_{int} : temperatura interior de confort (°C)

\dot{V}_{vent} : caudal de aire de ventilación (m³/s)

Reemplazando en 2.12:

$$Q_{vent,s} = \left(1.233 \frac{kg}{m^3}\right) \left(1.0065 \frac{kJ}{kgK}\right) (21^\circ C - 12.8^\circ C) \left(0.038 \frac{m^3}{s}\right) \times 1000$$

$$Q_{vent,s} = 390.06 W$$

2.2.2 Carga térmica de enfriamiento

2.2.2.1 Carga térmica debido a la conducción a través de la superficie exterior

A diferencia de la carga de calefacción, el efecto de la radiación solar es tomado en cuenta para el cálculo de la carga térmica de enfriamiento mediante un incremento en la magnitud de la temperatura exterior del lugar, esta nueva temperatura recibe el nombre de temperatura aire-sol que es definida como "la temperatura del aire exterior equivalente que proporciona el mismo flujo de transferencia de calor a la superficie que la combinación de la radiación solar incidente, convección con el aire del ambiente y el intercambio de radiación entre el cielo y las superficies de los

alrededores” [10]. Se utiliza, la expresión encontrada en [11] para determinar el calor ganado por conducción:

$$Q = UA_{sp,ext}(T_{sol-air} - T_{int}) \quad (2.13)$$

Donde:

U: coeficiente global de transferencia de calor (W/m²K).

A_{sp,ext}: área superficial exterior (m²)

T_{sol-air}: temperatura sol-aire (°C)

T_{int}: temperatura interior de confort (°C)

La temperatura sol-aire es calculada mediante:

$$T_{sol-air} = T_{amb} + \frac{\alpha_{sp}E_t}{h_o} - \frac{\varepsilon\Delta R}{h_o} \quad (2.14)$$

Donde:

T_{amb}: temperatura exterior (°C)

α_{sp}: absortividad de la superficie

E_t: radiación solar incidente total en la superficie (W/m²)

h_o: coeficiente de transferencia de calor por radiación de onda larga y convección en el exterior (W/m²K)

ε: emisividad de la superficie

ΔR: diferencia entre la radiación incidente de onda larga en la superficie con la radiación emitida por un cuerpo negro a la temperatura exterior (W/m²)

Este método estima un valor de ΔR de 63 W/m² para superficies horizontales mientras que para superficies verticales, “debido a que estas reciben radiación del suelo y los alrededores además del cielo, un valor exacto de ΔR es difícil de estimar. Cuando la radiación solar es intensa, por lo general las superficies de los objetos en la tierra tienen temperaturas mayores a las del aire, por ende su alta radiación compensa la baja emisividad del cielo. De esta manera, es común decir que ΔR=0 para superficies verticales”.

Asimismo, como se mencionó previamente, para la carga de enfriamiento es necesario saber cuánta radiación solar incide sobre la superficie (E_t). En el Handbook Fundamentals de ASHRAE se proporciona una metodología de cálculo para determinar la radiación incidente sobre placas horizontales, verticales o inclinadas, es por ello que se asumirá que el domo está formado de placas. Entonces, para

determinar cuanta radiación incide sobre el domo y consecuentemente calcular la carga térmica de refrigeración, se dividió al domo en 7 niveles de placas de 850 mm x 1000 mm para así obtener un resultado más exacto. En la figura 2.10, se muestra la distribución de los niveles y en la figura 2.11 se presenta, a manera de ejemplo, la distribución de las placas en el primer nivel. Como se observa para cubrir el área superficial total del nivel 1 se requieren 25 placas de 850 mm x 1000 mm.

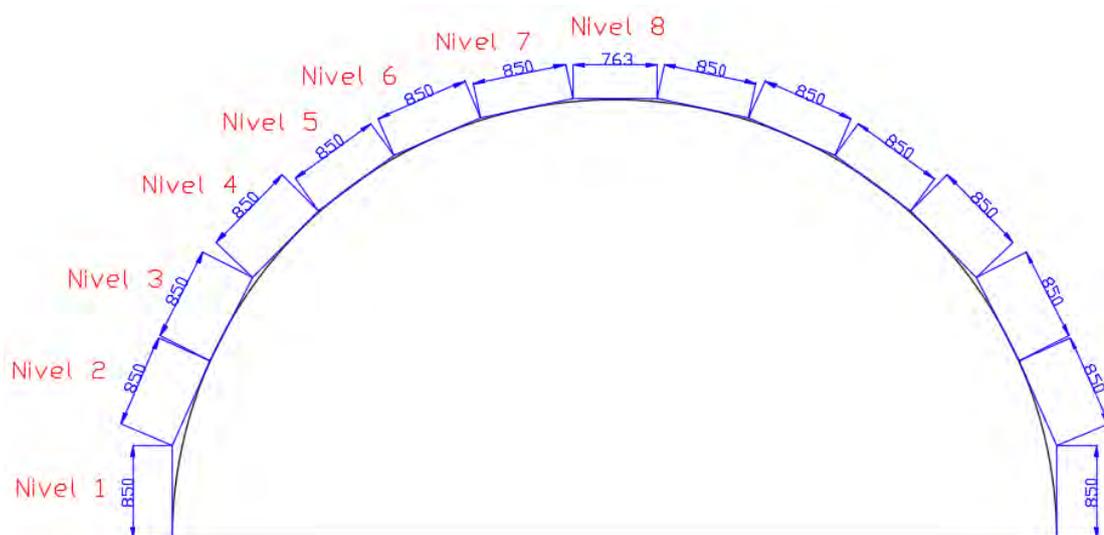


Figura 2.10 - Distribución de niveles de placas en domo

Fuente: propia

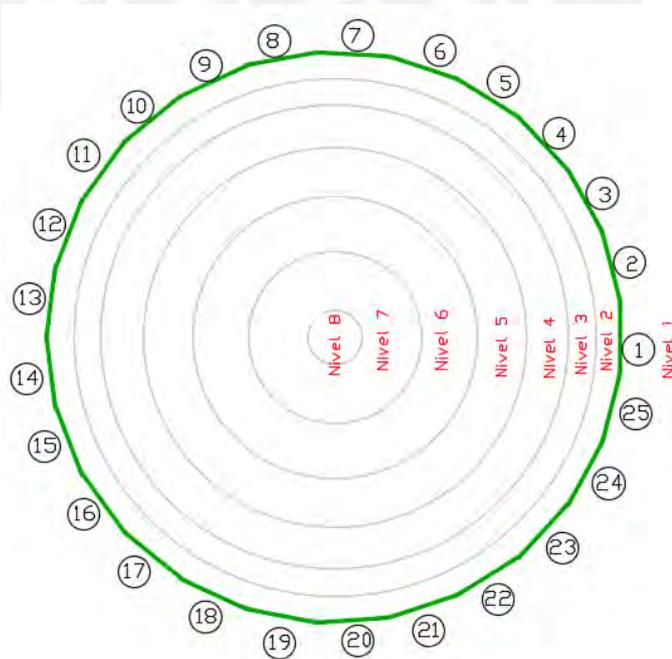


Figura 2.11 - Distribución de placas de 850 mm x 1000 mm en el nivel 1

Fuente: propia

De igual manera, se distribuyen placas de dimensiones similares en los niveles siguientes. El número de placas y el ángulo de inclinación por cada nivel se resumen en la Tabla 2.5 y los esquemas se encuentran en el anexo A.5.

Tabla 2.5 - Número de placas y área abarcada por nivel

Fuente: propia

Nivel	Número de placas por niveles	Inclinación horizontal (θ)	Inclinación vertical (ϕ)	Área por placa	Área total por nivel
Nivel 1	25	90°	0°	0.85 m ²	21.3 m ²
Nivel 2	24	66°	24°	0.85 m ²	20.4 m ²
Nivel 3	21	63°	27°	0.85 m ²	17.9 m ²
Nivel 4	18	46°	44°	0.85 m ²	15.3 m ²
Nivel 5	14	36°	54°	0.85 m ²	11.9 m ²
Nivel 6	10	24°	66°	0.85 m ²	8.5 m ²
Nivel 7	6	12°	78°	0.85 m ²	5.1 m ²
Nivel 8	1	0°	90°	0.46 m ²	0.46 m ²
Área total abarcada					100.76 m ²
Área superficial real del domo					100.53 m ²

Como se observa en la Tabla 2.5, el nivel 1 estará conformado solo por placas verticales y el nivel 8 por placas horizontales, las placas de los demás niveles contarán con un ángulo de inclinación. Además el área abarcada por las placas (100.76 m²) es casi la misma que el área superficial real del domo (100.53 m²), por lo que la aproximación es correcta.

A continuación, teniendo en cuenta la suposición de que el domo estará conformado por placas distribuidas en siete niveles, se debe determinar los coeficientes globales de transferencia de calor para una placa de cada nivel, ya que la convección natural presente en el domo varía en función del ángulo de inclinación. Por lo tanto, para la determinación del coeficiente global de transferencia de calor, se toman en cuenta las mismas consideraciones que en calefacción.

Se realizará un ejemplo de cálculo para una placa vertical ($\theta=90^\circ$) (ver Figura 2.12), para este caso se cuenta con la siguiente configuración:

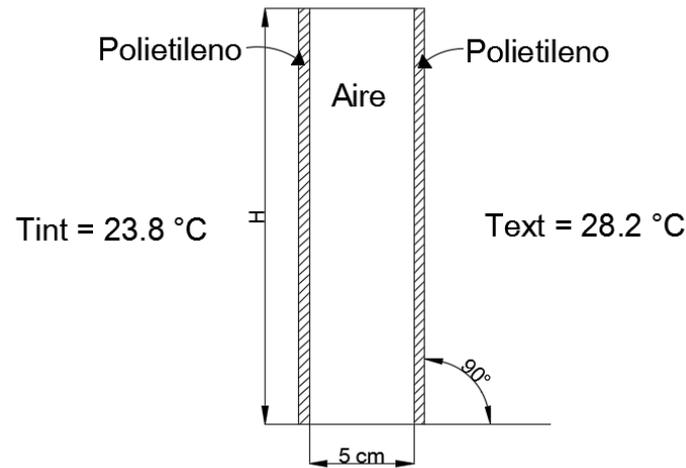


Figura 2.12 - Esquema para determinar el coeficiente global en placas verticales

Fuente: propia

Los mecanismos de transferencia de calor presentes en cada placa son como se muestran en la figura 2.13

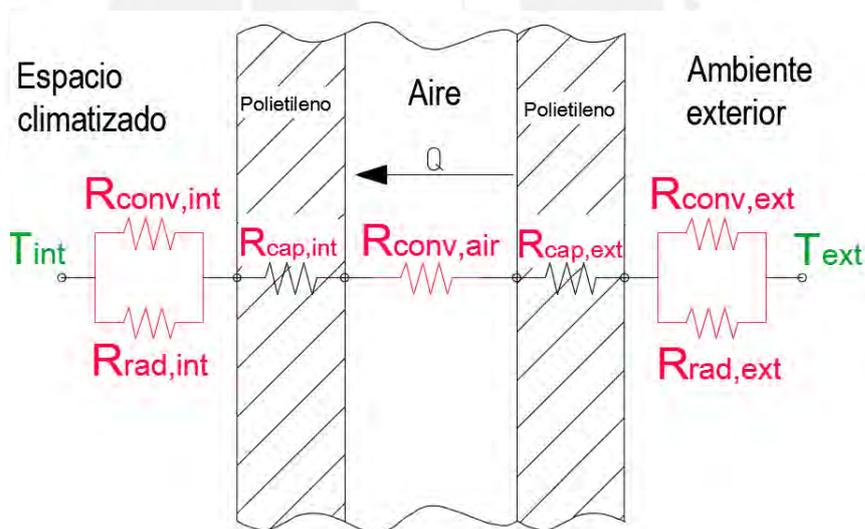


Figura 2.13 - Mecanismos de transferencia de calor presentes en las placas

Fuente: propia

En primer lugar, en la parte exterior e interior de la placa, se presenta transferencia de calor por convección natural y radiación. En segundo lugar, hay transferencia de calor por conducción en las capas de polietileno y finalmente se presenta convección natural en la capa de aire. El objetivo será calcular todas las resistencias térmicas para finalmente determinar el coeficiente global de transferencia de calor.

Calculando el coeficiente combinado en lado interior y exterior de la placa

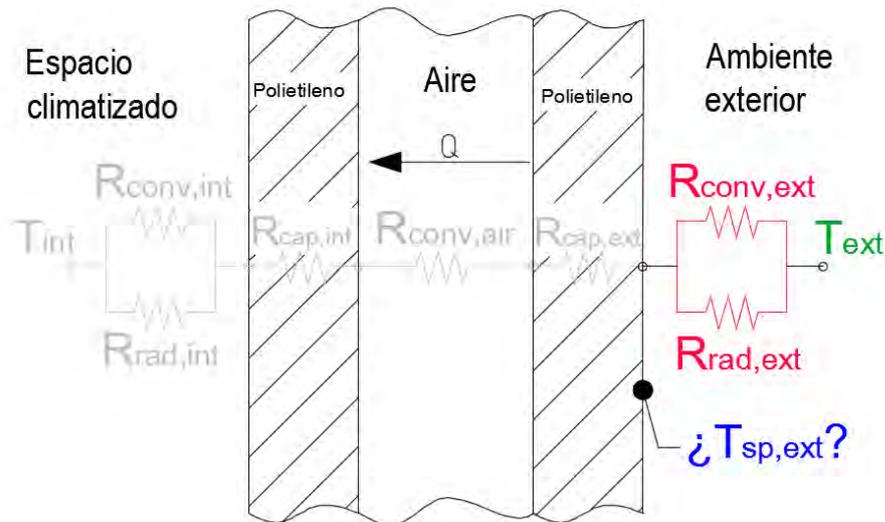


Figura 2.14 - Esquema para la transferencia de calor del ambiente a la superficie exterior

Fuente: propia

Se realizará el ejemplo para la superficie exterior. Como se muestra en la figura 2.14, se desconoce la temperatura superficial exterior de la placa, por lo que se deberá asumir y después verificar. Entonces, en primer lugar, se determinan las propiedades del aire a la temperatura de película (T_f) y a la presión atmosférica de 1 atm.

- Temperatura superficial en el lado exterior $T_{ext} = 28.2\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Temperatura superficial asumida en el lado exterior $T_{sp,ext} = 27.8\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Temperatura de película (T_f)

$$T_f = \frac{T_{ext} + T_{sp,ext}}{2} = \frac{28.2^{\circ}\text{C} + 23.8^{\circ}\text{C}}{2} = 28\text{ }^{\circ}\text{C} = 301\text{ K}$$

- Coeficiente de expansión volumétrica (β) $\beta = \frac{1}{T_f} = \frac{1}{301\text{ K}}$
- Número adimensional de Prandtl (Pr) $Pr = 0.7288$
- Viscosidad cinemática (ν) $\nu = 1.590 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
- Conductividad térmica (k) $k = 0.02581 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}$

En este caso, la longitud característica es la altura de la placa, la cual es $L = H = 0.85$ m. El número de Rayleigh queda determina por:

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_{ext}-T_{sp,ext})L^3 c}{\nu^2} Pr = \frac{(9.81 \frac{m}{s^2})(\frac{1}{301K})(28.2^\circ C - 27.8^\circ C)(0.85 m)^3}{(1.590 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s})^2} (0.7228) = 2.307 \times 10^7$$

Entonces se puede determinar el número de Nusselt de la convección natural a partir de la siguiente ecuación:

Para todo el intervalo de Ra

$$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387(2.307 \times 10^7)^{1/6}}{[1 + (0.492/0.7228^{9/16})^{8/27}]^{1/4}} \right\}^2 = 39.8$$

Entonces,

$$h_{conv,ext} = \frac{k}{L} Nu = \frac{(0.02573 \frac{W}{m \cdot K})(39.8)}{0.85m} = 1.205 \frac{W}{m^2 K}$$

Como se mencionó previamente, en la capa exterior e interior los mecanismos de transferencia de calor serán por convección y radiación, por lo que se calcula el coeficiente de radiación en el interior y luego se combinan para obtener el coeficiente combinado de radiación y convección.

$$h_{rad,ext} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{sp}^2 + T_{alred}^2)(T_{sp} + T_{alred})$$

$$h_{rad,ext} = (0.92) (5.67 \times 10^{-8}) \{(300.8 K)^2 + (301.2 K)^2\}(300.8 K + 301.2 K)$$

$$h_{rad,ext} = 5.690 \frac{W}{m^2 K}$$

$$h_{comb,ext} = h_{conv,ext} + h_{rad,ext} = 1.205 \frac{W}{m^2 K} + 5.690 \frac{W}{m^2 K} = 6.896 \frac{W}{m^2 K}$$

El mismo procedimiento se realiza para la superficie interior obteniéndose los siguientes resultados mostrados la tabla 2.6:

Tabla 2.6 - Resumen de cálculo de coeficiente combinado exterior e interior

Fuente: propia

Ítem	Símbolo	Superficie	
		Exterior	Interior
TEMPERATURAS			
Temperatura	T	28.2 °C	23.8 °C
Temperatura superficial asumida	T _{sp,ext}	27.8 °C	24.3 °C
Temperatura de película	T _f	28.00 °C	24.1 °C
PROPIEDADES DEL AIRE @T_f			
Coeficiente de expansión volumétrica	β	0.00332226 1/K	0.00336644 1/K
Conductividad térmica	k	0.02573 °W/m.K	0.02544 °W/m.K
Viscosidad cinemática	ν	0.00001590 m ² /s	0.00001553 m ² /s
Número adimensional de Prandtl	Pr	0.7288	0.7298
CÁLCULOS DE NÚMEROS ADIMENSIONALES Y COEFICIENTES			
Longitud Característica	L _c	0.85 m	0.85 m
Número de Rayleigh	Ra	23090221.51	30676777.95
Número de Nusselt	Nu	39.8	43.3
Coeficiente convectivo	h _{conv}	1.205 W/m ² K	1.295 W/m ² K
Coeficiente radioactivo	h _{rad}	5.690 W/m ² K	5.469 W/m ² K
Coeficiente combinado	h _{comb}	6.896 W/m ² K	6.764 W/m ² K

Calculando la conductividad térmica efectiva de la capa de aire

La transferencia de calor en la capa de aire se realiza mediante convección natural; sin embargo, puede ser considerado como conducción ya que para recintos cerrados el aire se comportará como un fluido cuya conductividad térmica es k_{Nu} , la cual es conocida como conductividad térmica efectiva (k_{ef}).

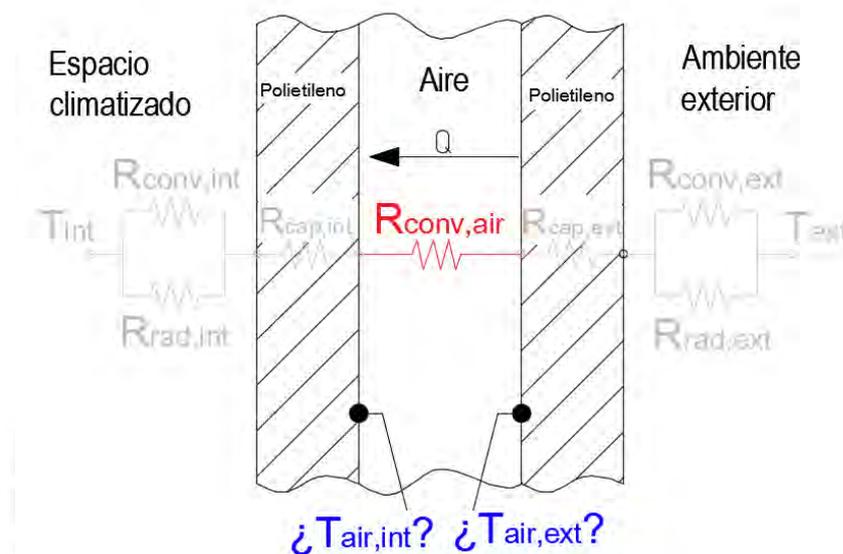


Figura 2.15 - Transferencia de calor por convección natural en capa de aire

Fuente: propia

Según la figura 2.15 tampoco se conocen las temperaturas superficiales en la capa del aire por lo que se debe asumir, iterar y finalmente comprobar lo asumido.

Temperatura superficial de la capa de aire asumida (lado exterior) $T_{air,ext} = 27.6^{\circ}C$

Temperatura superficial de la capa de aire asumida (lado interior) $T_{air,int} = 24.4^{\circ}C$

Temperatura de película (T_f)

$$T_f = \frac{T_{air,ext} + T_{air,int}}{2} = \frac{27.6^{\circ}C + 24.4^{\circ}C}{2} = 26^{\circ}C = 299 K$$

-Coeficiente de expansión volumétrica (β) $\beta = \frac{1}{T_f} = \frac{1}{299.9 K}$

-Número adimensional de Prandtl (Pr) $Pr = 0.72938$

-Viscosidad cinemática (ν) $\nu = 1.571 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}$

-Conductividad térmica (k)

$$k = 0.02558 \frac{W}{m.K}$$

Para el caso de recintos cerrados, la longitud característica será la distancia entre las dos placas, $L_c = 5$ cm. El número de Rayleigh queda determina por:

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_{air,ext} - T_{air,int})L_c^3}{\nu^2} Pr$$

$$Ra_L = \frac{(9.81 \frac{m}{s^2})(\frac{1}{299 K})(27.6 \text{ }^\circ\text{C} - 24.4 \text{ }^\circ\text{C})(0.05 \text{ m})^3}{(1.571 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s})^2} (0.72938) = 38774.72$$

La relación H/L, considerando H=850 mm, es H/L = 850/50 = 17

$$Nu = 0.42 Ra_L^{\frac{1}{4}} Pr^{0.012} \left(\frac{H}{L}\right)^{-0.3}$$

$$Nu = 0.42 (38774.72)^{\frac{1}{4}} (0.7238)^{0.012} \left(\frac{850}{50}\right)^{-0.3} = 2.51$$

Entonces, la conductividad térmica efectiva (k_{efect}) viene dado por:

$$k_{efect} = kNu = \left(0.02558 \frac{W}{m.K}\right) (2.51) = 0.06421 \frac{W}{m.K}$$

Contando con los coeficientes combinados en el interior como en el exterior del domo, y la conductividad térmica efectiva de la capa de aire (ver Figura 2.16), se deben verificar para comprobar que lo asumido sea correcto, para ello es necesario calcular el flujo de calor presente:

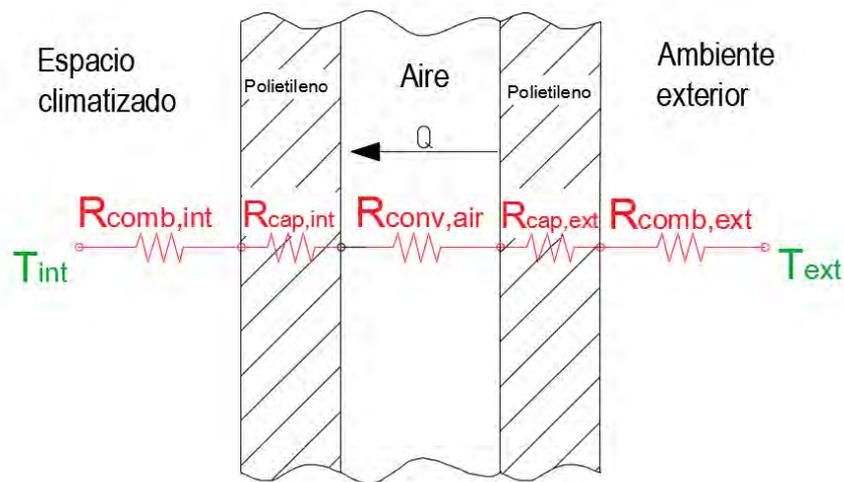


Figura 2.16 - Red de resistencias térmicas para la placa

Fuente: propia

Donde:

Resistencia convección y radiación en el interior ($R_{comb,int}$)

Resistencia conducción en capa interna ($R_{cap,int}$)

Resistencia por convección en capa de aire ($R_{conv,air}$)

Resistencia conducción en capa externa ($R_{cap,ext}$)

Resistencia convección y radiación en el exterior ($R_{comb,ext}$)

$$R_{comb,int} = \frac{1}{A_{sp} \cdot h_{comb,int}} = \frac{1}{(0.85 \text{ m}^2) (6.764 \frac{W}{\text{m}^2 K})} = 0.173939 \frac{K}{W}$$

$$R_{cap,int} = \frac{e_{poli}}{A_{sp} \cdot k_{poli}} = \frac{0.001 \text{ m}}{(0.85 \text{ m}^2) (0.52 \frac{W}{\text{m} \cdot K})} = 0.002262 \frac{K}{W}$$

$$R_{cap,aire} = \frac{e_{air}}{A_{sp} \cdot k_{effect}} = \frac{0.05 \text{ m}}{(0.85 \text{ m}^2) (0.06421 \frac{W}{\text{m} \cdot K})} = 0.916169 \frac{K}{W}$$

$$R_{cap,ext} = \frac{e_{poli}}{A_{sp} \cdot k_{poli}} = \frac{0.001 \text{ m}}{(0.85 \text{ m}^2) (0.52 \frac{W}{\text{m} \cdot K})} = 0.002262 \frac{K}{W}$$

$$R_{comb,ext} = \frac{1}{A_{sp} \cdot h_{comb,ext}} = \frac{1}{(0.85 \text{ m}^2) (6.896 \frac{W}{\text{m}^2 K})} = 0.170611 \frac{K}{W}$$

$$R_t = R_{comb,int} + R_{cap,int} + R_{cap,air} + R_{cap,ext} + R_{comb,ext} = 1.265243 \frac{K}{W}$$

Calculando el flujo de calor:

$$Q = \frac{T_{ext} - T_{int}}{R_t} = \frac{28.2 \text{ }^\circ\text{C} - 23.8 \text{ }^\circ\text{C}}{1.265243 \frac{K}{W}} = 3.478 \text{ W}$$

A continuación, contando con el flujo de calor, se procede a verificar las temperaturas superficiales asumidas.

Para verificar la temperatura superficial exterior ($T_{sp,ext,calc}$), se despeja esta de la ecuación

$$Q = \frac{T_{ext} - T_{sp,ext,calc}}{R_{comb,ext}}$$

$$3.478 \text{ W} = \frac{28.2 \text{ }^\circ\text{C} - T_{sp,ext,calc}}{0.170611 \text{ K/W}}$$

$$T_{sup.ext} = 27.1 \text{ }^\circ\text{C}$$

Para la temperatura aire exterior ($T_{air,ext,cal}$), se despeja de la siguiente ecuación

$$Q = \frac{T_{ext} - T_{air,ext,cal}}{R_{comb,ext} + R_{cap,ext}}$$

$$3.478 \text{ W} = \frac{28.2 \text{ }^\circ\text{C} - T_{air,ext,cal}}{0.170611 \frac{K}{W} + 0.002262 \frac{K}{W}}$$

$$T_{air,ext,cal} = 27.59 \text{ }^\circ\text{C}$$

Para la temperatura del aire interior ($T_{air,int,cal}$), se despeja de la siguiente ecuación

$$Q = \frac{T_{ext} - T_{air,int,cal}}{R_{comb,ext} + R_{cap,ext} + R_{cap,aire}}$$

$$3.478 \text{ W} = \frac{28.2 \text{ }^\circ\text{C} - T_{air,int,cal}}{0.170611 \frac{\text{K}}{\text{W}} + 0.002262 \frac{\text{K}}{\text{W}} + 0.916169 \frac{\text{K}}{\text{W}}}$$

$$T_{air,int,cal} = 24.42 \text{ }^\circ\text{C}$$

Finalmente, para la temperatura superficial interior ($T_{sup,int,cal}$) se tiene:

$$Q = \frac{T_{ext} - T_{sup,int,cal}}{R_{comb,ext} + R_{cap,ext} + R_{cap,air} + R_{cap,int}}$$

$$3.478 \text{ W} = \frac{28.2 \text{ }^\circ\text{C} - T_{sup,int,cal}}{0.170611 \frac{\text{K}}{\text{W}} + 0.002262 \frac{\text{K}}{\text{W}} + 0.916169 \frac{\text{K}}{\text{W}} + 0.002262 \frac{\text{K}}{\text{W}}}$$

$$T_{sup,int,cal} = 24.41 \text{ }^\circ\text{C}$$

En la tabla 2.7, se resumen las temperaturas calculadas y asumidas

Tabla 2.7 - Comparación de temperaturas superficiales asumidas y calculadas

Fuente: Propia

Temperaturas	Asumida	Calculada
Temperatura superficial exterior	27.80 °C	27.607 °C
Temperatura aire exterior	27.60 °C	27.599 °C
Temperatura aire interior	24.40 °C	24.413 °C
Temperatura superficial interior	24.30 °C	24.405 °C

Se observa que las temperaturas no difieren mucho de los valores asumidos por lo que se procede a calcular el coeficiente global de transferencia de calor con los datos asumidos.

Reemplazando los valores en la ecuación 2.9 en base a una unidad de área de placa exterior se tiene:

$$U = \frac{1}{A \cdot R_t} = \frac{1}{(0.85 \text{ m}^2) \cdot (1.265243 \frac{\text{K}}{\text{W}})} = 0.9298 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

De igual manera se realiza el mismo cálculo para las placas inclinadas y la placa horizontal. Sin embargo, las correlaciones para el cálculo del número de Nusselt varían de acuerdo a la posición de la placa, por ello se realizan las siguientes modificaciones de acuerdo a la orientación de la placa:

Correlaciones para superficies inclinadas

Para la convección natural en la superficie interior y exterior:

Para $0^\circ < \phi < 60^\circ$ de [12]

$$\begin{aligned} Nu &= \left\{ 0.825 + \frac{0.387(Ra_L \cos \phi)^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \\ &= \left\{ 0.825 + \frac{0.387(2.307 \times 10^7)^{1/6}}{[1 + (0.492/0.7288^{9/16})^{8/27}} \right\}^2 \end{aligned}$$

Para $\phi > 60^\circ$

Para la superficie inferior de la placa de [12]

$$Nu = 0.56 (Ra \cos \phi)^{1/4} \quad \text{si } 10^5 < Ra \cos \phi < 10^{11}$$

Para la superficie exterior de la placa de [12]

$$Nu = 0.16 \left(Ra^{1/3} - Ra_{cr}^{1/3} \right) + 0.56 (Ra_{cr} \cos \phi)^{1/4}$$

Para la convección natural en la capa de aire de [13]:

$$Nu = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708}{Ra_L} \right]^+ \left(1 - \frac{1708 (\sin 1.8\theta)^{1.6}}{Ra_L \cos \theta} \right) + \left[\frac{(Ra_L \cos \theta)^{1/3}}{18} - 1 \right]^+$$

Si $Ra_L < 10^5$, $0 < \theta < 70^\circ$, $H/L \geq 12$. Donde cualquier cantidad en []⁺ debe igualarse a cero si es negativa.

Correlaciones para superficies horizontales

Para la convección natural en la superficie interior y exterior de [12]:

$$Nu = 0.27 (Ra)^{1/4} \text{ si } 10^5 < Ra \cos\phi < 10^{11}$$

Para la convección natural en la capa de aire:

Debido a que la placa más caliente se encuentra en la parte superior no se presentarán corrientes de convección, por eso la transferencia de calor será solo por conducción ($Nu = 1$)

Aplicando las correcciones para cada ángulo de inclinación, se obtienen los coeficientes globales de transferencia de calor para cada nivel los cuales se muestran en la tabla 2.8:

Tabla 2.8 - Coeficiente global de transferencia de calor para placa de cada nivel
Fuente: propia

Ítem	Θ	U (W/m ² K)
Placa vertical	90°	0.9298
Placa nivel 2	66°	0.9433
Placa nivel 3	63°	0.9615
Placa nivel 4	46°	1.0322
Placa nivel 5	36°	1.0632
Placa nivel 6	24°	1.0920
Placa nivel 7	12°	1.1045
Placa horizontal	0°	0.4403

Los resultados de los cálculos de los coeficientes globales de transferencia de calor para cada nivel se muestran más detallados en el anexo B.1.

Cálculo de la irradiación solar

El segundo paso para determinar la carga por conducción es determinar la irradiación incidente sobre el domo. En primera lugar, se estimará el mes, día y hora donde la radiación sea mayor. De la tabla 2.2, se obtiene que el mes más cálido es febrero. Duffie & Beckman [14] proporcionan el día representativo de cada mes, los cuales se listan en la tabla 2.9:

Tabla 2.9 - Días promedio recomendados para cada mes del año

Fuente: Adaptado de [14]

Mes	Fecha	Día (n)
Enero	17	17
Febrero	16	47
Marzo	16	75
Abril	15	105
Mayo	15	135
Junio	11	162
Julio	17	198
Agosto	16	228
Septiembre	15	258
Octubre	15	288
Noviembre	14	318
Diciembre	10	344

Según la Tabla 2.9, el día representativo del mes a considerar es el 16 de Febrero (n = 47). A continuación, se estimará la hora de este día representativo donde se presenta la mayor cantidad de radiación, para ello se utiliza la metodología presentada en el manual de ASHRAE [15].

$$AST = LST + \frac{ET}{60} + \frac{(LON - LSM)}{15} \quad (2.15)$$

Donde:

LST: local standard time (tiempo local standard) (horas decimales)

ET: equation of time (ecuación de tiempo) (minutos decimales)

LON: local longitude (longitud del sitio) (grados)

LSM: local standard time meridian (longitud del tiempo meridiano estándar local) (grados) (negativo en el hemisferio oeste)

AST: apparent solar time (tiempo solar verdadero) (horas decimales)

Se realizará el ejemplo de cálculo para las 3 p.m. por lo que el tiempo local standard (*LST*) es:

$$LST = 15$$

La ecuación de tiempo (*ET*) viene dada por la ecuación 2.16 y 2.17

$$ET = 2.2918[0.075 + 0.1868 \cos(\vartheta) - 3.2077 \sin(\vartheta) - 1.4615 \cos(2\vartheta) - 4.089 \sin(2\vartheta)] \quad (2.16)$$

$$\vartheta = 360^\circ \frac{n-1}{365} \quad (2.17)$$

Donde:

ET: Ecuación de tiempo (minutos)

n: Día del año (1 para el 1er de Enero, 32 para el 1er de Febrero, etc)

ϑ : Expresado en grados sexagesimales

Reemplazando en 2.16 y 2.17

$$\vartheta = 360^\circ \frac{47-1}{365} = 45.37^\circ$$

$$ET = 2.2918[0.075 + 0.1868 \cos(45.37^\circ) - 3.2077 \sin(45.37^\circ) - 1.4615 \cos(2 \times 45.37^\circ) - 4.089 \sin(2 \times 45.37^\circ)] = -14.09 \text{ min}$$

La longitud del tiempo meridiano estándar local (*LSM*) se calcula con la ecuación 2.18, cual depende de la zona horaria del lugar (*TZ*), negativo en el hemisferio occidental:

$$LSM = 15TZ \quad (2.18)$$

Reemplazando en 2.18:

$$LSM = 15(-5) = -75^\circ$$

La longitud local (LON) es negativo si el lugar se encuentra en el hemisferio occidental, entonces:

$$LON = 76.22 \text{ W} = -76.22^\circ \text{ E}$$

Finalmente, se reemplazando en la ecuación 2.15:

$$AST = 15 + \frac{-14.09^\circ}{60} + \frac{(-76.22^\circ - (-75^\circ))}{15} = 14.68 \text{ h}$$

Esto significa que para las condiciones establecidas de longitud, latitud y día especificados, cuando el reloj marca las 3 pm, son en realidad las 2 pm con 41 minutos.

El ángulo solar u hora angular (H) mide el desplazamiento angular del sol con respecto al meridiano local debido a la rotación de la tierra. Por un lado, los ángulos positivos (ángulos al lado oeste del meridiano) indican el tiempo que pasó desde que cruzó el meridiano y por otro lado, los ángulos negativos (ángulos al lado este del meridiano) indican el tiempo que falta para llegar al meridiano. H es cero al medio día, positivo por la tarde y negativo por la mañana. Se calcula con la ecuación 2.19 donde H representa la hora angular en grados:

$$H = 15 (AST - 12) \tag{2.19}$$

Reemplazando en 2.19

$$H = 15 (14.68 - 12) = 40.2^\circ$$

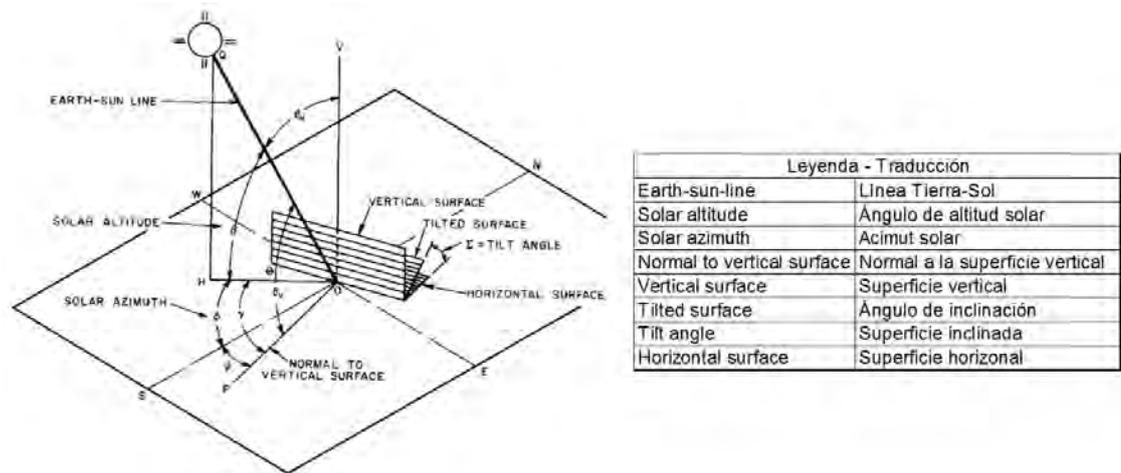


Figura 2.17 – Ángulos solares

Fuente: [16]

Teniendo la posición del sol respecto al meridiano es posible calcular la altitud solar y el ángulo acimut. La altitud solar (β), es definida como el ángulo entre el plano horizontal y una línea proveniente del sol (ver Figura 2.17). Cuando el sol está en el horizontal, toma un valor de 0° y cuando el sol se encuentra directamente encima, la altitud solar es 90° , se obtiene valores negativos si es de noche. La altitud solar se calcula con la ecuación 2.20

$$\sin(\beta) = \cos(L) \cos(\delta) \cos(H) + \sin(L) \sin(\delta) \quad (2.20)$$

Donde:

β : ángulo de altitud solar (grados sexagesimales)

L : latitud local (negativo en el hemisferio sur)

δ : declinación solar (grados sexagesimales)

H : hora angular (grados sexagesimales)

La declinación solar es función del día representativo elegido y se calcula mediante la ecuación 2.21:

$$\delta = 23.45 \sin\left(360^\circ \frac{n + 284}{365}\right) \quad (2.21)$$

Reemplazando en 2.21 para el día seleccionado (16 de febrero), se obtiene:

$$\delta = 23.45 \sin\left(360^\circ \frac{47 + 284}{365}\right) = -12.95^\circ$$

Finalmente, reemplazando en 2.20:

$$\sin(\beta) = \cos(12^\circ) \cos(-12.95^\circ) \cos(40.2^\circ) + \sin(12^\circ) \sin(-12.95^\circ)$$

$$\beta = 42.01^\circ$$

La radiación tiene una componente directa y difusa. Por un lado, la componente directa es la radiación solar proveniente directamente del disco del sol, por otro lado, la componente difusa representa la radiación proveniente del resto del cielo. Ambas se calculan con las siguientes expresiones 2.22 y 2.23:

$$E_b = E_o \exp[-\tau_b m^{ab}] \quad (2.22)$$

$$E_d = E_o \exp[-\tau_b m^{ad}] \quad (2.23)$$

Donde:

E_b : Irradiación directa normal (medida perpendicularmente a los rayos del sol) (W/m²)

E_d : Irradiación horizontal difusa (medida en superficies horizontales) (W/m²)

E_o : Irradiación normal extraterrestre (W/m²)

m : masa de aire relativa

τ_b y τ_d : profundidad óptica directa y difusa

a_b y a_d : exponentes de masa de aire directa y difusa

La masa de aire relativa (m) se calcula con la ecuación 2.24

$$m = \frac{1}{\sin\beta + 0.50572(6.07995 + \beta)^{-1.6364}} \quad (2.24)$$

Reemplazando en 2.24

$$m = \frac{1}{\sin(42.01^\circ) + 0.50572(6.07995 + 42.01^\circ)^{-1.6364}} = 1.19$$

La irradiación normal extraterrestre (E_o) se calcula con la ecuación 2.25

$$E_o = E_{sc} \left\{ 1 + 0.33 \cos \left[360^\circ \frac{(n-3)}{365} \right] \right\} \quad (2.25)$$

Donde:

E_{sc} : constante solar 1367 W/m²

Reemplazando en 2.25

$$E_o = 1367 \frac{W}{m^2} \left\{ 1 + 0.33 \cos \left[360^\circ \frac{(47-3)}{365} \right] \right\} = 1400 \frac{W}{m^2}$$

ASHRAE proporcionado las siguientes expresiones para determinar los exponentes de masa de aire y del anexo A.1 se tiene $\tau_b = 0.556$ y $\tau_d = 1.801$.

$$ab = 1.454 - 0.406\tau_b - 0.268\tau_d + 0.021\tau_b\tau_d \quad (2.26)$$

$$ad = 0.507 - 0.205\tau_b - 0.080\tau_d + 0.190\tau_b\tau_d \quad (2.27)$$

Reemplazando 2.26 y 2.27:

$$ab = 1.454 - 0.406(0.556) - 0.268(1.801) + 0.021(1.801 \times 0.556) = 0.7666$$

$$ad = 0.507 - 0.205(0.556) - 0.080(1.801) + 0.190(1.801 \times 0.556) = 0.2866$$

Finalmente, reemplazando en las ecuaciones 2.22 y 2.23:

$$E_b = 1400 \frac{W}{m^2} \exp[-0.556(1.49)^{0.7666}] = 657.46 \text{ W/m}^2$$

$$E_d = 1400 \frac{W}{m^2} \exp[-1.801(1.49)^{0.2866}] = 185.70 \text{ W/m}^2$$

Teniendo una radiación total a las 3pm de:

$$E_{tr} = E_b + E_d = 657.46 \frac{W}{m^2} + 185.70 \frac{W}{m^2} = 843.16 \frac{W}{m^2}$$

De la misma manera se realiza el mismo procedimiento para las demás horas del día, obteniéndose la siguiente tabla mostrada en el anexo B.2. Se concluye que la

hora a la cual se presenta la mayor cantidad de radiación es entre las 12:00 p.m. y la 1 pm por lo que se realizará el cálculo de carga térmica a dicha hora.

Entonces para la hora entre las 12:00 p.m. y 1 p.m., se calculan el ángulo azimuth (φ) con la ecuación 2.28

$$\cos\varphi = (\cos H \cos\delta \sin L - \sin\delta \cos L) / \cos\beta \quad (2.28)$$

Reemplazando en 2.28

$$\cos\varphi = [\cos(-4.74) \cos(-12.95^\circ) \sin(13.73) - \sin(-12.95) \cos(13.73)] / \cos(62.90^\circ)$$

$$\varphi = 10.19^\circ$$

Por un lado, el ángulo de inclinación (Σ) es el ángulo entre el plano horizontal y la placa, 0° para superficies horizontal y 90° para superficies verticales. Por otro lado, el ángulo acimut de superficie (ψ) es el ángulo medido desde el sur hacia la proyección normal de la superficie sobre el plano horizontal. Los valores del ángulo azimuth de las placas orientadas hacia el este tienen valores negativos, y las placas orientadas hacia el oeste tienen valores positivos. Asimismo, el ángulo acimut solar-superficial es diferencia entre el ángulo acimut solar (φ) y el ángulo azimuth de superficie (ψ). Valores mayores a 90° y menores a -90° significan que la superficie está bajo sombra. Se calcula con:

$$\gamma = \varphi - \psi \quad (2.29)$$

Donde

γ = ángulo azimuth superficie-solar

φ = ángulo azimuth

ψ = ángulo azimuth superficial

Reemplazando en 2.29

$$\gamma = 10.19^\circ - (-43^\circ) = 53.187^\circ$$

Se tomará como ejemplo de cálculo la placa n°4 del primer nivel. El ángulo de incidencia (θ) es el ángulo entre la línea normal de la superficie que recibe la irradiación y la línea sol-tierra y se calcula con la ecuación 2.30.

$$\cos\theta = \cos\beta\cos\gamma\sin\Sigma + \sin\beta\cos\Sigma \quad (2.30)$$

Para superficies verticales ($\Sigma = 90^\circ$)

$$\cos\theta = \cos\beta\cos\gamma \quad (2.31)$$

Para superficies horizontales ($\Sigma = 0^\circ$)

$$\theta = 90 - \beta \quad (2.32)$$

Para la placa a analizar, la cual está en posición vertical se cumple la ecuación 2.31:

$$\begin{aligned} \cos\theta &= \cos(62.90^\circ)\cos(53.187^\circ) \\ \theta &= 74.16^\circ \end{aligned}$$

Finalmente, la irradiancia total (E_t) que realmente recibe cada superficie está conformado por tres componentes: la componente directa ($E_{t,b}$) cuya fuente es el disco solar, la componente difusa ($E_{t,d}$) proveniente de la bóveda celeste y la componente reflejada del suelo ($E_{t,r}$) proveniente de la radiación emitida por las superficies de los alrededores. Entonces, las expresiones para calcular estas componentes son:

$$E_t = E_{t,b} + E_{t,d} + E_{t,r} \quad (2.33)$$

La componente directa:

$$E_{t,b} = E_b\cos\theta \quad (2.34)$$

Si $\cos\theta > 0$, entonces $E_{t,b} = 0$

La componente difusa:

Para superficies verticales:

$$E_{t,d} = E_d Y \quad (2.35)$$

Con

$$Y = \max(0.45, 0.55 + 0.437 \cos \theta + 0.313 \cos^2 \theta) \quad (2.36)$$

Para superficies no verticales con inclinación Σ :

$$\text{Para } \Sigma \leq 90^\circ \quad E_{t,d} = E_d (Y \sin \Sigma + \cos \Sigma) \quad (2.37)$$

$$\text{Para } \Sigma > 90^\circ \quad E_{t,d} = E_d Y \sin \Sigma \quad (2.38)$$

Donde Y es calculado para superficies verticales teniendo el mismo ángulo acimut que superficie recibida considerada.

Finalmente, la componente reflejada del suelo $E_{t,r}$ para toda inclinación de superficie viene dada por:

$$E_{t,r} = (E_b \sin \beta + E_d) \rho_g \frac{1 - \cos \Sigma}{2} \quad (2.39)$$

Donde:

ρ_g = Coeficiente de reflexión de la superficie (generalmente se considera 0.2 para una combinación típica de superficies de suelo)

Reemplazando en las ecuaciones previas:

Componente directa

$$E_{t,b} = E_b \cos \theta$$

$$E_{t,b} = (762.42 \frac{W}{m^2}) \cos(74.16^\circ) = 208.078 \frac{W}{m^2}$$

Componente difusa

$$E_{t,d} = E_d Y$$

$$Y = \max(0.45, 0.55 + 0.437 \cos(65.05^\circ) + 0.313 \cos^2(65.05^\circ))$$

$$Y = \max(0.45, 0.69)$$

$$Y = 0.69$$

$$E_{t,d} = 217.53 \frac{W}{m^2} (0.69) = 150.09 \frac{W}{m^2}$$

Componente reflejada del suelo

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

$$E_{t,r} = \left[\left(762.42 \frac{W}{m^2} \right) \sin(62.90^\circ) + 213.53 \frac{W}{m^2} \right] (0.2) \frac{1 - \cos 90^\circ}{2} = 89.62 \frac{W}{m^2}$$

Finalmente,

$$E_t = E_{t,b} + E_{t,d} + E_{t,r}$$

$$E_t = 206.775 \frac{W}{m^2} + 150.09 \frac{W}{m^2} + 89.62 \frac{W}{m^2} = 447.36 \frac{W}{m^2}$$

Reemplazando en la ecuación 2.14,

$$T_{sol-air} = 28.2^\circ C + \frac{(0.4)(447.36 \frac{W}{m^2})}{17 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} - \frac{(0.92) \left(0 \frac{W}{m^2} \right)}{17 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}} = 38.7^\circ C$$

Finalmente, el calor ganado por conducción según la ecuación 2.13 es:

$$Q_{cond} = 0.491 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \times 0.85 m^2 \times (41.9^\circ C - 23.8^\circ C) = 567.35 W$$

De esta manera, se realiza el cálculo para todas las pequeñas placas en los 7 niveles del domo y se suma para obtener el calor total por conducción, el detalle del cálculo se presenta en el anexo B.2. En la tabla 2.10, se muestra el calor ganado por conducción por cada nivel:

Tabla 2.10 - Carga térmica debido a conducción a través de las superficies exteriores

Fuente: propia

Ítem	Ángulo de inclinación (θ)	Calor ganado (Q)
Placa vertical	90°	239.55 W
Placa nivel 2	66°	264.92 W
Placa nivel 3	63°	245.50 W
Placa nivel 4	46°	273.38 W
Placa nivel 5	36°	232.18 W
Placa nivel 6	24°	175.26 W
Placa nivel 7	12°	105.84 W
Placa horizontal	0°	9.19 W
TOTAL		1545.83 W

2.2.2.2 Carga térmica debido a la ventilación

El procedimiento para el cálculo de la carga térmica por infiltración de aire es el mismo que el usado en la época de invierno. Sin embargo, la rosa de vientos para el mes de febrero (ver Figura 2.18) muestra que para la orientación de la entrada del domo (este) se tiene que el 0.5 % del tiempo el viento vendrá de esa dirección.

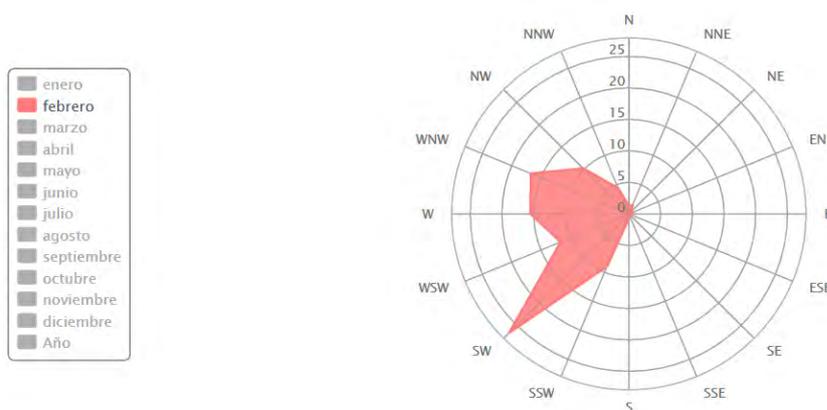


Figura 2.18 - Distribución de la dirección del viento en (%)

Fuente: [17]

Reemplazando con los valores correspondientes para la época de verano en la ecuación 2.11:

$$\dot{V}_{inf} = 0.5\% \times 10500 \text{ cm}^2 \times \sqrt{\left(0.000145 \frac{\text{L}^2}{\text{s}^2 \text{cm}^4 \text{K}}\right) \times (28.2 \text{ }^\circ\text{C} - 23.8 \text{ }^\circ\text{C}) + \left(0.000319 \frac{\text{L}^2}{\text{cm}^4 \text{m}^2}\right) \left(5.4 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}$$

$$\dot{V}_{inf} = 5.40 \frac{\text{L}}{\text{s}}$$

Determinando el ACH para la época de verano:

$$ACH = \frac{\dot{V}_{inf}}{V} = \frac{19.44 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{134 \text{ m}^3} = 0.15$$

El valor de ACH determinado no satisface las condiciones mínimas para una correcta ventilación, por lo que durante la época de verano también se requerirá ventilación mecánica.

El calor aportado por el aire de ventilación presenta una parte sensible y una parte latente. Para la parte sensible, se utilizará la ecuación 2.12 y para la parte latente:

$$Q_{inf,l} = \rho h_{fg} (W_{ext} - W_{int}) \dot{V}_{vent} \quad (2.40)$$

Donde:

$Q_{inf,l}$: calor latente ganado por infiltración de aire (W)

h_{fg} : calor latente de vaporización (kJ/kg)

C_p : calor específico del aire (kJ/kgK)

W_{ext} : Humedad absoluta exterior del aire

W_{int} : Humedad absoluta interior de confort

\dot{V}_{vent} : Caudal de aire de infiltración

Finalmente, el calor latente y sensible aportado por el aire de ventilación es:

$$Q_{inf,s} = \rho C_p (T_{ext} - T_{int}) \dot{V}_{vent}$$

$$Q_{inf,s} = \left(1.154 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \left(1.005 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}\right) (28.2 \text{ }^\circ\text{C} - 23.8 \text{ }^\circ\text{C}) \left(0.03833 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right) \times 1000$$

$$Q_{inf,s} = 195.59 \text{ W}$$

En la ecuación 2.40:

$$Q_{inf,l} = \rho h_{fg}(W_{ext} - W_{int})\dot{V}_{vent}$$

$$Q_{inf,l} = \left(1.154 \frac{kg}{m^3}\right) \left(2444 \frac{kJ}{kgK}\right) (0.01565 - 0.009331) \left(0.03833 \frac{m^3}{s}\right) \times 1000$$

$$Q_{inf,l} = 683.12 W$$

2.2.2.3 Carga térmica debido a los ocupantes

La cantidad de calor sensible y latente aportado por las personas depende del número de estas en el lugar y de la actividad que estén realizando, los valores fueron tomados extraídos del Handbook de ASHRAE [18], la tabla completa se muestra en el anexo A.8. Se considera una actividad ligera, ya que las personas estarán reposando en el domo y la actividad física posible dentro del domo será la de caminar, la cual será por periodos de tiempos y distancias muy cortas. Como se mencionó anteriormente, el domo será diseñado para albergar máximo a 4 personas. Las expresiones para el cálculo de aporte de calor son las siguientes:

$$Q_{per,l} = N_{per} \times Q_{lat,p} \quad (2.41)$$

$$Q_{per,s} = N_{per} \times Q_{sen,p} \quad (2.42)$$

Donde:

$Q_{per,l}$: calor latente aportado por las personas (W)

$Q_{per,s}$: calor sensible aportado por las personas (W)

N_{per} : número de personas dentro del domo

$Q_{lat,p}$: calor latente por persona (W/persona)

$Q_{sen,p}$: calor sensible por persona (W/persona)

Reemplazando en 2.41 y 2.42:

$$Q_{per,l} = 4 \times 45 \frac{W}{persona} = 180 W$$

$$Q_{per,s} = 4 \times 70 \frac{W}{persona} = 280 W$$

2.2.2.4 Carga térmica debido a la iluminación

El calor aportado por la iluminación es estimada basado en el aporte de calor de iluminación por metro cuadrado basado en el tipo de ambiente a climatizar. El valor de la densidad de potencia de iluminación (LPD) es tomada del manual de ASHRAE [19] considerando que el domo es similar a un dormitorio, la tabla completa con los valores de LPD se muestran en el anexo A.9. Se utiliza la siguiente expresión para calcular el calor sensible aportado:

$$Q_{ilu,s} = LPD \times A_{piso} \quad (2.43)$$

Reemplazando en la ecuación 2.43

$$Q_{ilu,s} = 12 \frac{W}{m^2} \times 50.27 m^2 = 603.19 W$$

2.2.2.5 Carga térmica debido a los equipos y aparatos

Se considera aparatos electrodomésticos sencillos para la convivencia de 4 personas durante un tiempo determinado. A continuación se muestra en la tabla 2.11 los equipos considerados y el calor aportado por cada uno [20]:

Tabla 2.11 - Aparatos electrodomésticos considerados en el domo

Fuente: propia

Aparato	Potencia por unidad	Cantidad	Calor sensible total aportado (W)
Laptop	36 W	4	144
Microondas	200 W	2	400
Televisor	200 W	1	323
TOTAL			867

2.3. Selección de equipos

Debido a las características del local (dimensiones y carga térmica), lo más recomendable es un sistema split ducto porque ocupa poco espacio y no es muy pesado para instalarlo en la estructura del domo. Asimismo, se requiere de una resistencia eléctrica para controlar la humedad del aire interior.

La extracción del calor, producido por la carga térmica, se realiza mediante el suministro de aire al ambiente a una temperatura y humedad lo suficientemente menor para absorber toda la carga térmica producida. Las expresiones que relacionan la carga térmica con el volumen de aire a suministrar para extraer el calor requerido se muestran a continuación:

$$Q_s = 1.1 \times \dot{V}_{sum} \times (T_{int} - T_{sum}) \quad (2.44)$$

$$Q_l = 0.68 \times \dot{V}_{sum} \times (W_{int} - W_{sum}) \quad (2.45)$$

Donde:

Q_s, Q_l : carga térmica sensible o latente (BTU/h).

\dot{V}_{sum} : volumen de aire a suministrar (CFM)

T_{int} : temperatura del aire interior (°F)

T_{sum} : temperatura del aire de suministro (°F)

W_{int} : humedad absoluta del aire interior (grv/lbair)

W_{sum} : humedad absoluta del aire exterior (grv/lbair)

Para entender el uso de las expresiones mencionadas, se define el estado “suministro” como las condiciones que presenta el aire luego de ser tratado por el equipo de climatización y antes de ingresar al ambiente (ver Figura 2.19).

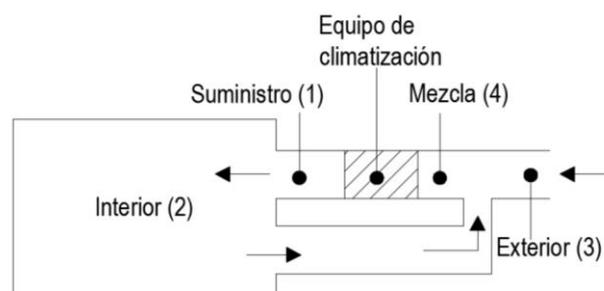


Figura 2.19 – Esquema del sistema a climatizar

Fuente: Propia

Considerando esta nueva definición, es recomendable primeramente utilizar la expresión 2.44 para determinar el caudal de aire a suministrar (\dot{V}_{sum}) y la temperatura del aire de suministro (t_{sum}), para luego, con la expresión 2.45 determinar la humedad absoluta de suministro (W_{sum}). Sin embargo, como buena práctica se asume un valor de la temperatura del aire de suministro para después calcular el caudal de aire.

La carga térmica de enfriamiento fue determinada en la sección anterior y se muestra en la tabla 2.12.

Tabla 2.12 - Carga térmica de enfriamiento

Fuente: propia

Ítem	Calor sensible	Calor latente
Conducción	1545.83 W	0
Ventilación	195.59 W	683.12 W
Iluminación	603.19 W	0
Ocupantes	180 W	280 W
Equipo y aparatos	867 W	0
TOTAL	3391.61 W	963.12 W
	11602 BTU/h	3300 BTU/h

Entonces, considerando una temperatura de aire de suministro de 15 °C (59 °F) y reemplazando en la expresión 2.44:

$$11602 \frac{BTU}{h} = 1.1 \times \dot{V}_{sum} (75.2 F - 59 F)$$

$$\dot{V}_{sum} = 651.07 \text{ cfm} = 0.30727 \frac{m^3}{s}$$

Ahora, teniendo el caudal de aire y reemplazando en la expresión 2.45:

$$3300 \frac{BTU}{h} = 0.68 \times 651.07 \text{ cfm} (70 - W_{sum})$$

$$W_{sum} = 62.5 \frac{grv}{lbair}$$

En la sección 2.1.2 se obtuvo la cantidad mínima de aire para la renovación, el cual era 140 m³/h (81 CFM). Este valor representa aproximadamente un 10 % del valor total de aire de suministro. Debido a que la norma especifica un valor mínimo, para este caso se tomará un valor de renovación del 20 %. Entonces, para calcular la temperatura del aire de mezcla según el esquema de la figura 2.19, se reemplazan los valores en la ecuación 2.46:

$$T_{mez} = \frac{(\dot{V}_{int} \times T_{int}) + (\dot{V}_{ext} \times T_{ext})}{\dot{V}_{mez}} \quad (2.46)$$

$$T_{mez} = \frac{(520.86 \text{ cfm} \times 74.84 \text{ }^\circ\text{F}) + (130.21 \text{ cfm} \times 82.76 \text{ }^\circ\text{F})}{651.07 \text{ cfm}}$$

$$T_{mez} = 78.42 \text{ }^\circ\text{F} = 25.83 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ahora, intersecando la temperatura del aire de mezcla con la línea que une los estados interior y exterior en la carta psicrométrica, se obtienen las propiedades de este estado. En el Anexo A.10 se muestra el diagrama psicrométrico indicando cada estado presente en el proceso de acondicionamiento de aire. Igualmente los valores de cada estado se presentan en la Tabla 2.13.

Tabla 2.13 – Parámetros psicométrico para verano

Fuente: propia

Parámetro	Símbolo	Unidad	Verano			
			Suministro (1)	Interior (2)	Exterior (3)	Mezcla (4)
Temperatura de bulbo seco	Tbs	°C	15	23.8	28.2	25.8
Humedad Relativa	HR	%	90	50	64.6	60
Humedad absoluta	W	Kgvapor /kgaire	0.000957	0.00919	0.01554	0.013
Entalpía específica	H	kJ/kg	39.28	47.32	68.06	60
Volumen específico	V	m³/kg	0.829	0.854	0.875	0.864
Temperatura de bulbo húmedo	Twb	°C	14	16.9	23	20.2

Finalmente, calculando previamente el flujo másico de aire (\dot{m}_{air}) se determina la capacidad de enfriamiento del equipo split:

$$\dot{m}_{air} = \frac{\dot{V}}{v} = \frac{0.30727 \frac{m^3}{s}}{0.829 \frac{m^3}{kg}} = 0.37065 \frac{kg}{s}$$

$$Q_{ref} = (H_{mez} - H_{sum})\dot{m}_{air} \quad (2.47)$$

$$Q_{ref} = \left(60 \frac{kJ}{kg} - 39.28 \frac{kJ}{kg} \right) \times 0.37065 \frac{kg}{s} = 7.67 kW = 2.2 Ton$$

De la misma manera, se realiza el cálculo para la época de invierno. En la tabla 2.14, se muestra el valor de la carga térmica de calefacción calculada en la sección anterior. Sin embargo, como se observa en la expresión 2.45, se requiere conocer el valor de la componente latente de calor por aire de ventilación, por lo que se debe reemplazar los valores de caudal y temperatura en la expresión 2.40.

Tabla 2.14 - Carga térmica de calefacción

Fuente: propia

Ítem	Calor sensible	Calor latente
Conducción	440.89 W	0
Ventilación	390.06 W	180 W
TOTAL	834.46 W	180 W
	2836 BTU/h	614 BTU/h

Entonces, considerando una temperatura de aire de suministro de 30 °C (86 °F) y reemplazando en la expresión 2.44:

$$2836 \frac{BTU}{h} = 1.1 \times \dot{V}_{sum} \times (86 F - 69.8 F)$$

$$\dot{V}_{sum} = 162 \text{ cfm} = 0.0751 \frac{m^3}{s}$$

Ahora, teniendo el caudal de aire y reemplazando en la expresión 2.45:

$$614 \frac{BTU}{h} = 0.68 \times 159.15 \text{ cfm} (26.9 - W_{sum})$$

$$W_{sum} = 21.3 \frac{grv}{lbair}$$

Reemplazando en la ecuación 2.46 e intersecando con la línea de los estados interior y exterior del diagrama psicrométrico, se obtiene el estado de aire de mezcla.

$$T_{mez} = \frac{(81 \text{ cfm} \times 69.8 \text{ }^\circ F) + (81 \text{ cfm} \times 55.04 \text{ }^\circ F)}{162 \text{ cfm}}$$

$$T_{mez} = 62.42 \text{ }^\circ F = 16.9 \text{ }^\circ C$$

Los parámetros psicométricos para cada estado en la estación de invierno se muestran en la tabla 2.15. y el diagrama psicométrico respectivo en el anexo A.11.

Tabla 2.15 – Parámetros psicométrico para invierno

Fuente: propia

Parámetro	Símbolo	Unidad	Invierno			
			Suministro (1)	Interior (2)	Exterior (3)	Mezcla (4)
Temperatura de bulbo seco	Tbs	°C	30	21	12.8	16.9
Humedad Relativa	HR	%	15	25	86.5	45
Humedad absoluta	W	Kgvapor /kgaire	0.00434	0.00384	0.00795	0.006
Entalpía específica	H	kJ/kg	42	28	34	31.5
Volumen específico	V	m³/kg	0.863	0.838	0.838	0.829
Temperatura de bulbo húmedo	Twb	°C	8.4	10.8	11.5	10.6

Finalmente, calculando previamente el flujo másico de aire (\dot{m}_{air}) se determina la capacidad de calefacción del equipo split:

$$\dot{m}_{air} = \frac{\dot{V}}{v} = \frac{0.0751 \frac{m^3}{s}}{0.863 \frac{m^3}{kg}} = 0.08703 \frac{kg}{s}$$

$$Q_{ref} = (H_{sum} - H_{mez})\dot{m}_{air}$$

$$Q_{cal} = \left(42 \frac{kJ}{kg} - 31.5 \frac{kJ}{kg} \right) \times 0.08703 \frac{kg}{s} = 0.88 \text{ kW} = 0.29 \text{ Ton}$$

Entonces, se selecciona un equipo de aire acondicionado tipo "split" para operar con ductos, refrigerante R140A, con unidad condensadora enfriada por aire de capacidad de refrigeración 8.8 kW (30,000 BTU/h) y de calefacción 4.8 kW (16,500 BTU/h).

Para calcular la capacidad de la resistencia eléctrica, se reemplazan los valores de humedades absolutas y caudal de aire según la época (verano o invierno) en la ecuación 2.40

En la ecuación 2.40 para verano:

$$Q_{res} = \rho h_{fg} (W_{mez} - W_{sum}) \dot{V}_{sum}$$

$$Q_{res} = \left(1.154 \frac{kg}{m^3} \right) \left(2444 \frac{kJ}{kgK} \right) (0.013 - 0.00957) \left(0.3068 \frac{m^3}{s} \right) \times 1000$$

$$Q_{res} = 3.1 \text{ kW}$$

En la ecuación 2.40 para invierno:

$$Q_{res} = \rho h_{fg} (W_{mez} - W_{sum}) \dot{V}_{sum}$$

$$Q_{res} = \left(1.154 \frac{kg}{m^3} \right) \left(2444 \frac{kJ}{kgK} \right) (0.0060 - 0.00434) \left(0.0751 \frac{m^3}{s} \right) \times 1000$$

$$Q_{res} = 0.4 \text{ kW}$$

Por lo que se selecciona una resistencia eléctrica para ducto de 3.6 kW de capacidad.

SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE AIRE

El sistema de distribución de aire está compuesto por el ducto de distribución y sus accesorios como rejilla de retorno, louver de ingreso de aire, filtro y difusor. Posteriormente, se verificará si el domo será capaz de soportar el peso en conjunto del sistema de distribución de aire. Para dimensionar el ducto se utilizará el Método de Fricción Equivalente donde se utiliza un valor para la pérdida de presión por fricción, por longitud de ducto, y se mantiene constante para las otras secciones del ducto. Este valor de pérdida de fricción elegido proporcionará un equilibrio económico entre el costo del ducto y el costo de energía.

La velocidad recomendada para conductos de suministro en residencias varía entre 3 m/s a 5 m/s [21]. Se desea conducir un caudal de aire de 650 CFM (1100 m³/h) a una velocidad de 3 m/s, entonces se puede calcular la sección del ducto a partir de la siguiente ecuación:

$$S_{duc} = \frac{\dot{V}_{vent}}{\bar{U}_{air}} \quad (2.48)$$

Donde:

S_{duc} : Sección del ducto (m²)

\dot{V}_{vent} : Caudal de aire a suministrar (m³/s)

\bar{U}_{air} : Velocidad del aire recomendada (m/s)

Reemplazando en 2.48:

$$S_{duc} = \frac{\dot{V}_{vent}}{\bar{U}_{air}} = \frac{0.305 \frac{m^3}{s}}{3 \frac{m}{s}} = 0.10185 m^2$$

Se seleccionan las dimensiones del ducto que satisfacen esta área mínima para luego determinar la pérdida de carga correspondiente por unidad de longitud, el cual equivale a los valores comprendidos en el rango de 0.2 – 0.32 Pa/m [22]. Para la admisión de aire, se selecciona un louver de marco y paletas de aluminio extruido, este accesorio también evitará cualquier ingreso de agua al sistema. Los datos completos se encuentran en el anexo E.

Se utilizará un difusor de techo de aluminio con forma circular y conos variables para impulsar el aire horizontal y verticalmente. Además, se selecciona una rejilla de retorno para recircular el aire interior. Las velocidades recomendadas tomadas en cuenta para la selección de ambos accesorios se encuentran en los anexos A.12 y A.13. Para la selección de filtros se utiliza la escala MERV (Minimum efficiency reporting value) la cual mide la efectividad de los filtros de aire. El rating MERV recomendado para viviendas es 7 [23], este permitirá solo el paso de partículas entre 3 μm y 10 μm. Esto quiere decir que los contaminantes que serán controlados por esta clase de filtros son: moho, esporas, restos de ácaros del polvo, caspa de perros y gatos, restos de laca para el pelo, entre otros.

Para verificar que la capacidad del ventilador del split ducto interior es suficiente para mover el aire hacia el interior del domo, se determina la caída de presión que se debe vencer. En la tabla 2.16 se muestra la caída de presión en el sistema.

Tabla 2.16 - Caída de presión en ducto

Fuente: propia

Elemento del sistema	Caída de presión (Pa/m)	Caída de presión (in. W.G.)	Longitud (m)	Caída de Presión total
Ducto 15"x20"	0.12		1	0.12 Pa
Reducción 15"x20" a 12"x10"		0.00109		0.27 Pa
Unión a equipo		0.00152		0.38 Pa
Filtro metálico				250 Pa
Calentador eléctrico				200 Pa
Ducto 10"x10"	0.24		1	0.24 Pa
Codo 90°		0.0032		0.82 Pa
Difusor de techo		0.060		15 Pa
TOTAL				467 Pa

Utilizando la curva de trabajo del ventilador de la unidad split ducto interior, se puede corroborar que no tendrá problemas en trabajar bajo las condiciones establecidas (ver Figura 2.20). En los anexos A.14-17 se encuentran las consideraciones, recomendaciones y tablas tomadas en cuenta para el diseño del sistema de distribución de aire.

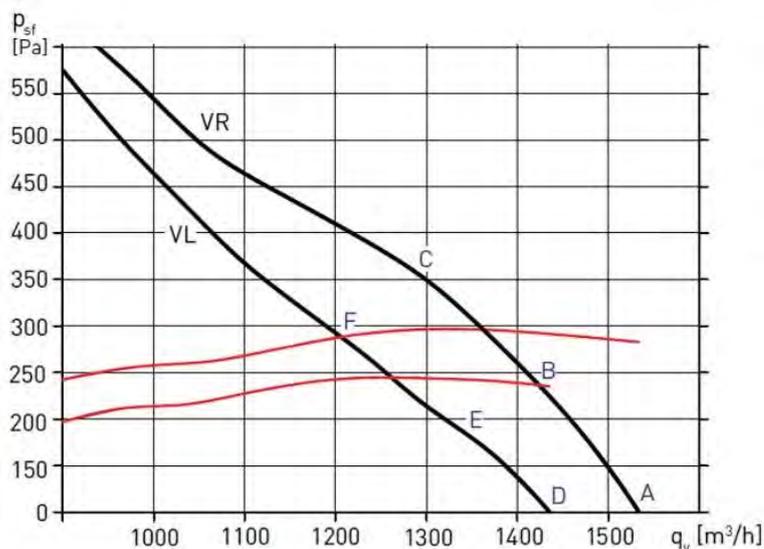


Figura 2.20 - Curva característica de ventilador

Fuente: [24]

Finalmente, el extractor seleccionado deberá tener la capacidad de remover la máxima cantidad de aire a suministrar; es decir, 1100 m³/h. El catálogo se encuentra en el anexo E4.

2.4 Análisis estructural

Se estimó el peso del ducto y componentes en 95 kg (ver Tabla 2.17). Asimismo, el ducto estará sujetado a la estructura del domo mediante cuatro pares de varillas (Figura 2.21.) Para obtener resultados más aproximados a la realidad, el cálculo se realizó utilizando el software SAP 2000 donde se aproximó y se simuló un modelo 3d (Figura 2.22) considerando un área de influencia pequeña debido a que el peso del ducto solo tendrá influencia hasta ciertas barras, por consiguiente, las demás barras no serán parte del análisis ya que el efecto de la fuerza en esos elementos será prácticamente nula.

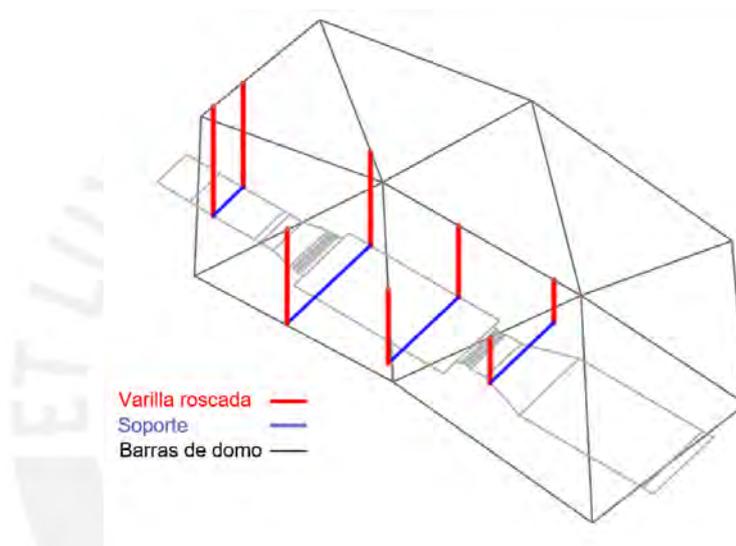


Figura 2.21 Esquema de sistema de climatización sujeta a domo

Fuente: propia

Tabla 2.17 – Pesos de componentes y equipos

Fuente: propia

ITEM	Descripción	CANT.	UNID.	TOTAL
1	Unidad Interior Split Ducto	1	kg	60
2	Calentador eléctrico para ducto y tablero	1	kg	6
3	Filtro metálico MERV 7	1	kg	1.5
4	Difusor de techo	1	kg	1
5	Louver de acceso de aire	1	kg	1
6	Rejilla de retorno	1	kg	0.5
7	Ducto 15" x 20" (incluyendo accesorios)	1	kg	15
8	Ducto 12" x 10" (incluyendo accesorios)	1	kg	5
9	Ducto 10" x 10" (incluyendo accesorios)	1	kg	5
TOTAL				95

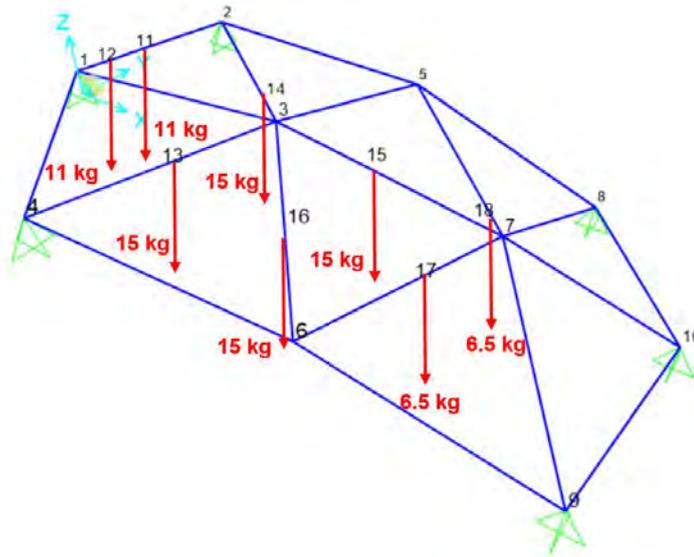


Figura 2.22 Distribución de fuerzas en barras de domo

Fuente: SAP 2000

El esfuerzo flector, esfuerzo cortante, el esfuerzo normal y el esfuerzo equivalente vienen dado por la Ecuación 2.49, 2.50, 2.51 y 2.52 respectivamente para el punto más alejado del eje neutro de las barras.

$$\sigma_n = \frac{F_n}{S_{bar}} \quad (2.49)$$

$$\sigma_f = \frac{Mf \cdot \frac{d_{ext}}{2}}{I} \quad (2.50)$$

$$\tau_c = \frac{F_c}{S_{bar}} \quad (2.51)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_n + \sigma_f)^2 + 3(\tau_c^2)} \quad (2.52)$$

Donde:

σ_{eq} : esfuerzo equivalente (MPa)

σ_n : esfuerzo normal (MPa)

σ_f : esfuerzo flector (MPa)
 F_n : fuerza normal (N)
 M_f : momento flector (M-mm)
 F_c : fuerza cortante (N)
 S_{tub} : sección del tubo (mm²)
 d_{ext} : diámetro exterior del tubo (mm)
 I : momento de inercia (mm⁴) 3.17

Este esfuerzo deberá de ser mayor que el esfuerzo de fluencia del material ($\sigma_F = 170$ MPa) [26] para que el factor de seguridad (FS) de la estructura sea mayor a 1. El factor de seguridad (FS) viene dado por la ecuación 2.53.

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} \quad (2.53)$$

Los resultados se observan en el anexo B.3 donde se observa que las barras más cargadas son aquellas que soportan el peso de la unidad interior del split ducto. El mínimo valor de factor de seguridad presente en estas barras es 3.17. Igualmente, en el anexo B.3 se muestran los desplazamientos donde se observa que el valor máximo es de 1.8 mm aproximadamente, concluyendo finalmente que la estructura soportará sin ningún inconveniente el sistema de distribución de aire.

REFERENCIAS

- [1] ASHRAE
2009 *ASHRAE CLIMATIC DESIGN CONDITIONS 2009/2013*.
Consulta: 29 de marzo de 2016
< <http://ashrae-meteo.info/>>
- [2] PITA, EDWARD G.
2009 "The Scope and Uses of Air Conditioning". *Air Conditioning Principles and Systems: An Energy Approach*. New Jersey: Prentice Hall, pp. 10
- [3] ASHRAE
Óp. cit., p. 17.11-17.12
- [4] CENGEL, YUNUS A. y GHAJAR, AFSHIN
2009 "Convección Natural". *Transferencia de calor y masa: Fundamentos y Aplicaciones*. Cuarta Edición. New York: McGraw - Hill, pp. 528
- [5] CRUZ RODRIGUEZ, JUAN F.
2014 "Correlaciones de variables para convección y cambio de fase". *Transferencia de Calor: Guía para la exposición en aula*. Lima: PUCP, pp. 53-67
- [6] CENGEL, YUNUS A. y GHAJAR, AFSHIN
Óp. cit., p. 542
- [7] ASHRAE
Óp. cit., p. 16.23
- [8] WINDFINDER
2016 *Bahía Paracas/Pisco Aeropuerto*. Consulta: 10 de abril de 2016
<https://www.windfinder.com/windstatistics/bahia_paracas_pisco>

- [9] PITA, EDWARD G.
2016 Ventilación General. Consulta: 01 de febrero de 2017
<<https://www.ventdepot.com/mexico/informaciontecnica/Ventilacion%20General%20y%20sus%20Factores%20de%20Renovacion%20VentDepot.pdf>>
- [10] CENGEL, YUNUS A. y GHAJAR, AFSHIN
Óp. cit., p. 16-17
- [11] Ídem, p. 528
- [12] FUJII, TETSU y IMURA, HIDEAKI
1972 "Natural Convection Heat Transfer from a Plane with Arbitrary Inclination". *International Journal of Heat Mass Transfer*. Great Britain: Pergamon Press *Transfer*. pp. 760 – 763
- [13] CENGEL, YUNUS A. y GHAJAR, AFSHIN
Óp. cit., p. 540-541
- [14] DUFFIE, John
2013 "Direction of Beam Radiation". En DUFFIE, John & BECKMAN, William. *Solar Engineering of Thermal Processes*. New Jersey: John Wiley & Sons, p. 14.
- [15] ASHRAE
Óp. cit., p. 14.1 – 14.11
- [16] Ídem, p. 14.8
- [17] WINDFINDER
2016 *Bahía Paracas/Pisco Aeropuerto*. Consulta: 10 de abril de 2016
<https://www.windfinder.com/windstatistics/bahia_paracas_pisco>
- [18] ASHRAE
Óp. cit., p. 18.4
- [19] Ídem, p. 18.5

- [20] Ídem, p. 18.8
- [21] CARRIER
2009 "Capítulo 8: Empleo del diagrama psicrométrico". *Manual de Aire Acondicionado*. New York: McGraw - Hill, pp. I-85 – I-92
- [22] Ídem, p. II-35 – II-47.
- [23] Mechanical Reps Inc.
2016 Air Movement Products. Consulta: 20 de mayo de 2016
<http://www.mechreps.com/PDF/Merv_Rating_Chart.pdf>
- [24] Lennox
2017 *Air Handler*. Consulta: 01 de junio de 2017
<<http://www.lennox.com/buyers-guide/guide-to-hvac/glossary/air-handler-coil-blower>>
- [25] Soler & Palau
2016 *Ventiladores Helicoidales para pared o cristal*. Consulta: 10 de julio de 2016
<http://www.solerpalau.es/media/catalogos/series/es_hv-stylvent.pdf>
- [26] MAKEITFROM.com
2016 *6060-T66 Aluminum*. Consulta: 06 de junio de 2016
<<http://www.makeitfrom.com/material-properties/6060-T66-Aluminum>>

CAPITULO 3: PRESUPUESTO DEL PROYECTO

En este capítulo se presentan los costos que implica implementar un proyecto de esta magnitud para tener una visión más clara de la viabilidad del proyecto.

A continuación se indican los costos a tener en cuenta durante la compra y puesta en servicio del sistema:

3.1 Costo inicial

En el domo se utilizará un sistema split ducto con un termostato para el control de la temperatura del aire interior y un calentador eléctrico para ducto con humidistato para el control de la humedad interior.

Asimismo, para asegurar la renovación de aire se utilizará un extractor helicoidal ubicado en la pared del domo. Entonces, el costo de los equipos se muestra en la Tabla 3.1:

Tabla 3.1 - Costo de equipos

Fuente: propia

N°	ITEM	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (US\$)	PRECIO TOTAL (US\$)
1	Equipo de aire acondicionado tipo split Capacidad: Refrigeración 3 TON y Calefacción 1.37 TON	Unid.	1	1,734.00	1,734.00
2	Calentador eléctrico para ducto de 3.6 kW	Unid.	1	575.00	575.00
3	Extractor helicoidal para pared	Unid.	1	192.00	192.00
4	Termostato / Humidistato	Unid.	1	310.00	310.00
Total					2,811.00

Los equipos splits vienen con sus respectivas unidades condensadoras. El refrigerante utilizado para el intercambio de calor es transportado del condensador al evaporador mediante tuberías de cobre. Del catálogo del proveedor se obtienen las dimensiones de esta tubería y su longitud de acuerdo a la configuración de la instalación. En la tabla 3.2 se muestra el precio del sistema de distribución de refrigerante y el sistema de drenaje.

Tabla 3.2 - Costo de tuberías

Fuente: propia

N°	ITEM	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (US\$)	PRECIO TOTAL (US\$)
1	Suministro de 6 m de tubería de Cu para línea de $\Phi 7/8"$ y accesorios.	Unid.	1	80.00	80.00
2	Suministro de 6 m de tubería de Cu para línea de $\Phi 3/8"$ con aislamiento térmico de $7/8"$ y accesorios	Unid.	1	55.00	55.00
3	Suministro de 6 m de tubería flexible de PVC para drenaje.	Unid.	1	2.60	15.60
Total					150.60

SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

El aire es distribuido por ductos rectangulares fabricados de acero galvanizado. Igualmente, el ducto deberá contar con accesorios como rejilla de retorno, louver de ingreso de aire, difusor y filtros. Teniendo en consideración lo mencionado, en la tabla 3.3 se presentan los costos del sistema de distribución de aire.

Tabla 3.3 Costo de accesorios usados en sistema de ducto

Fuente: propia

N°	ITEM	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (US\$)	PRECIO TOTAL (US\$)
1	Fabricación y suministro de ductos de plancha galvanizada de 3 mm	kg	30	5.00	150.00
2	Louver de 500 x 380 x 75 mm (alto x ancho x espesor)	Unid.	1	32.00	32.00
3	Difusor de techo de conos variables	Unid.	1	105.00	105.00
4	Filtro metálico lavable de aluminio eficiencia MERV 7	Unid.	1	45.00	45.00
5	Aislamiento térmico de lana de vidrio con cubierta exterior de aluminio.	m ²	10	6.50	65.00
6	Rejilla de retorno 500 x 350 mm	Unid.	1	27.00	27.00
Total					424.00

SOPORTES

Considerando de igual manera los materiales utilizados para la fabricación y/o instalación de soportes para los equipos y/o tuberías, así también como los materiales necesarios para el suministro eléctrico, se obtiene la tabla 3.4 donde se indican los precios de los materiales mencionados.

Tabla 3.4 Costo de materiales para soportes e instalación eléctrica

Fuente: propia

N°	ITEM	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (US\$)	PRECIO TOTAL (US\$)
1	Conjunto de materiales para soportería de ductos, unidad interior y exterior de split ducto.	Unid.	1	63.00	63.00
2	Conjunto de materiales para soportería de tuberías	Unid.	1	35.00	35.00
3	Conjunto de materiales para soportería de extractor helicoidal de pared	Unid.	1	12.00	12.00
4	Conjunto de materiales para suministro eléctrico	Unid.	1	325.00	325.00
Total					435.00

Finalmente, sumando todos los costos se obtienen el costo total inicial mostrado en la tabla 3.5. Los precios y especificaciones cotizados por la empresa Termo Sistemas S.A.C se encuentran en el Anexo C.1.

Tabla 3.5 Costo inicial total

Fuente: propia

N°	ITEM	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO TOTAL (US\$)
1	Costo de equipos	Unid.	1	2,811.00
2	Costo de tuberías	Unid.	1	150.60
3	Costo de sistema de ducto y accesorios	Unid.	1	424.00
5	Costo de soporte e instalación eléctrica	Unid.	1	435.00
TOTAL				3,820.6
TOTAL (INCLUIDO IGV)				4,508.31

3.2 Costo de instalación

Para determinar los costos de instalación, se solicitó cotización a la empresa EVAISA SA.C. (Ver Anexo C.2). A continuación en la tabla 3.6, se muestra resumidamente el precio de la instalación de los equipos y accesorios:

Tabla 3.6 Costo de instalación

Fuente: propia

N°	ITEM	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO TOTAL (US\$)
1	Instalación de equipo split ducto	Serv.	1	1,853.87
2	Instalación de calentador eléctrico	Serv.	1	464.09
3	Instalación de termostato / humidistato	Serv.	1	201.24
4	Instalación de extractor helicoidal	Serv.	1	123.84
5	Instalación de ductos y accesorios	Serv.	1	887.62
TOTAL				3,530.65
TOTAL (INCLUIDO IGV)				4,166.17

Los costos presentados (inicio e instalación) son considerados fijos para la ejecución del proyecto. Sin embargo, a continuación se presentará el costo de mantenimiento anual, basado en un plan de mantenimiento predictivo cuatrimestral, y se estimará el costo de operación anual del sistema de climatización según un posible horario de funcionamiento.

3.3 Costo de mantenimiento

Considerando las recomendaciones del fabricante, el tiempo de operación del sistema y la naturaleza de cada equipo, se propone realizar servicios de mantenimiento preventivo al menos tres veces por año. En el anexo C3 se muestra resumidamente el costo y el alcance del plan de mantenimiento preventivo anual de cada equipo y para el sistema de ducto cotizado por la empresa EVAISA SA.C. En la tabla 3.7 se muestra un resumen de los costos de mantenimiento.

Tabla 3.7 – Costo anual de mantenimiento

Fuente: propia

N°	ITEM	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO TOTAL (US\$)
1	Servicio de mantenimiento preventivo de calentador eléctrico para ducto.	Serv.	3	333.44
2	Servicio de mantenimiento preventivo de ductos y accesorios	Serv.	3	184.83
3	Servicio de mantenimiento preventivo de equipo de aire acondicionado	Serv.	3	407.74
4	Servicio de mantenimiento preventivo de extractor helicoidal para pared	Serv.	3	231.27
TOTAL				1157.28

3.4 Costo de operación

Para poder obtener los costos de operación de los equipos es necesario conocer el precio de kW-h para esta ciudad. Se considera solo el funcionamiento continuo sin considerar el arranque y paradas ya que son pocos segundos. El costo, obtenido de la página web de OSINERG para la ciudad de Pisco [1], es de 2.047 soles/kW-h

Asimismo, los equipos que consumirán energía eléctrica se muestran, con sus respectivas potencias y/o eficiencias energéticas, en la tabla 3.8.

Tabla 3.8 – Capacidades de equipos

Fuente: propia

Equipo	Capacidad
Equipo split modo enfriamiento	8.8 kW 15.50 SEER
Equipo split modo calefacción	4.8 kW 15.50 SEER
Calentador eléctrico	3600 W
Extractor de aire	68 W

Además, para la estimación del costo de operación, se tomará en cuenta el horario estimado de funcionamiento del sistema propuesto en la tabla 3.9. Sin embargo, este horario no muestra el desarrollo real de operación del sistema, ya que este dependerá exclusivamente de los usuarios. Según la tabla 3.9, el sistema operará 7 horas cada estación.

Tabla 3.9 – Horas estimadas de funcionamiento por estación

Fuente: propia

HORARIO DE FUNCIONAMIENTO				
Horas / Meses	SISTEMA CLIMATIZACIÓN			
	Dic - Ene- Feb	Mar - Abr - May	Jun - Jul - Ago	Sep - Oct - Nov
	VERANO	OTOÑO	INVIERNO	PRIMAVERA
5 - 6 a.m.				
6 - 7 a.m.				
7 - 8 a.m.				
8 - 9 a.m.				
9 - 10 a.m.				
10 - 11 a.m.				
11 - 12 p.m.				
12 - 1 p.m.				
1 - 2 p.m.				
2 - 3 p.m.				
3 - 4 p.m.				
4 - 5 p.m.				
5 - 6 p.m.				
6 - 7 p.m.				
7 - 8 p.m.				
8 - 9 p.m.				
9 - 10 p.m.				
10 - 11 p.m.				
11 - 12 a.m.				

Usando la información proporcionada por las tablas 3.8 y 3.9 es posible estimar el costo de funcionamiento para un año (ver Anexo C.4), el cual asciende a S/. 23,212.62 (US\$ 7,098.00).

Finalmente, el costo inicial e instalación asciende a US\$ 8674 (S/. 28,367). Ahora bien, si se considera, para un año de funcionamiento, el plan de mantenimiento predictivo y el horario de funcionamiento propuesto, conjuntamente sumarían US\$ 8463.59 (S/. 27,678).

REFERENCIAS

- [1] DORREGARAY PORTILLA, GUSTAVO
2008 *Diseño del sistema de aire acondicionado de una oficina zonal pública en Pucallpa*. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú, Facultad de Ciencias e Ingeniería.
- [2] OSINGERGMIN
2017 *PLIEGOS TARIFARIOS APLICABLES A USUARIOS GINALES DE ELECTRICIDAD*. Consulta: 10 de julio de 2017
<<http://www2.osinergmin.gob.pe/tarifas/electricidad/TarifasMa pa.html>>



CONCLUSIONES

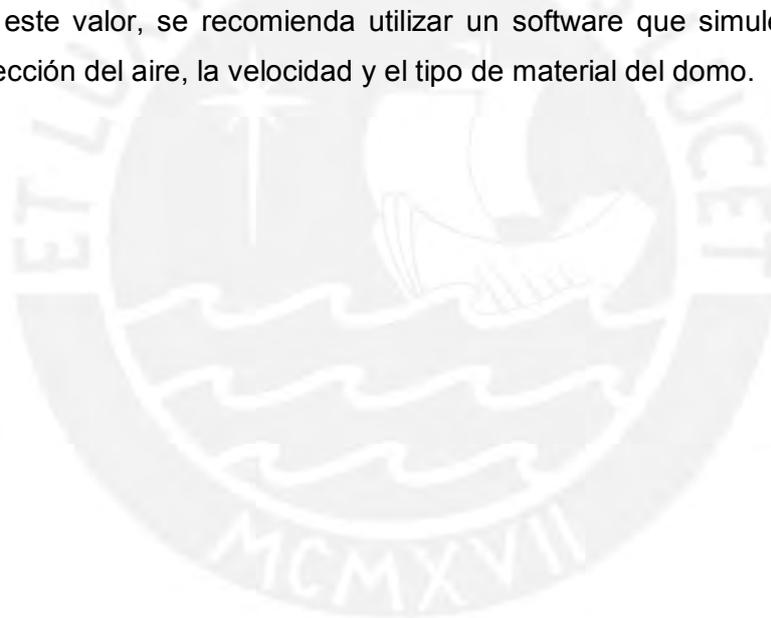
1. En el presente diseño de un sistema de climatización para un domo de 50 m² ubicado en Pisco, se obtuvo el siguiente resultado para un uso familiar considerando cuatro personas y equipos electrodomésticos básicos: carga térmica total de enfriamiento 4370 W (14902 BTU/h) y de calefacción 1011 W (3450 BTU/h) con una renovación mínima de aire de 140 m³/h (81 CFM). Siendo el presupuesto total del sistema de US\$ 8674.48 (S/. 28,367), el cual incluye costo de equipos, instalación y puesta en marcha.
2. El método de climatización seleccionado consiste en un sistema todo aire de expansión directa, el cual utiliza el aire como fluido portador para la climatización y refrigerante diferente al agua para el intercambio de calor. Asimismo, el tipo de instalación seleccionado fue un sistema ducto simple con volumen constante y equipo tipo split ducto ya que presenta flexibilidad, adaptándose a las limitaciones existentes en el proyecto como el espacio disponible.
3. Se seleccionó un sistema de climatización con instalación tipo split ducto ya que favorece la mezcla del aire debido a la introducción de este mediante difusores desde la parte superior del ambiente (flujo de arrastre). De esta manera se consigue evitar la formación de capas de aire a diferentes temperaturas; es decir disminuye la estratificación.
4. Se seleccionó la metodología presentada por ASHRAE para el cálculo de la carga térmica debido a su reconocimiento en el campo de la climatización. Finalmente, se obtuvo una carga térmica total de enfriamiento (4355 W / 100 %) compuesta por: carga de conducción (1546 W / 35%); carga de aire de ventilación (879 W / 20%); carga de iluminación (603 W / 14%), carga de ocupantes (460 W / 11%) y carga de equipos (867 W / 26%). Asimismo, la carga térmica total de calefacción (1011 W / 100 %) está compuesta por: carga de conducción (441 W / 44%) y carga de aire de ventilación (570 W / 1011 W).
5. Los equipos seleccionados para el sistema de climatización se dividen por un lado en componentes principales (unidad interior, unidad exterior, calentador de ducto y extractor helicoidal de pared), por otro lado, en componentes secundarios o auxiliares (visor de líquido, termostato, humidistato, válvula de acceso, filtro secador, presostato). Igualmente, el sistema de distribución de aire está

compuesto por un louver de acceso de aire, una rejilla metálica, un difusor y una rejilla de retorno. Además es importante considerar los componentes eléctricos como los conductores eléctricos y los elementos de maniobra y protección (contactores, relés térmicos, interruptores termomagnéticos y fusibles).

6. La cantidad mínima de aire exterior requerido es 81 CFM (140 m³/h) de acuerdo a las dimensiones y aplicación del domo. Lo que representa el 12 % del aire de suministro requerido en la época de verano (1100 m³/h) y el 50 % del aire de suministro requerido en la época de invierno (280 m³/h). Debido a esto, se optó por un sistema con recirculación de aire exterior considerando los porcentajes de aire exterior necesarios para mantener la calidad del aire interior en condiciones óptimas.
7. Los parámetros del aire (temperatura °C y humedad relativa %) que definen los cuatros estados (exterior, mezcla, suministro e interior) durante el proceso de climatización son: por un lado, para enfriamiento: exterior 30°C y 30%; mezcla 15°C y 30%; suministro 20°C y 45% e interior 15 °C y 30%. Por otro lado, para calefacción: superior 30°C y 30%; mezcla 15°C y 30%; suministro 20°C y 45% e interior 15 °C y 30%.
8. Por último, parte del sistema de climatización (ductos, tuberías de Cu y equipos) será soportado, mediante varillas galvanizadas, desde la parte superior de la estructura del domo (conformada por tubos de aluminio de 32 mm de diámetro). La estructura resistirá sin ningún problema el peso estimado del sistema (95 kg) ya que el factor de seguridad más bajo presente en el análisis estructural es de 3.17, mientras que el desplazamiento vertical máximo es de 1.8 mm.

RECOMENDACIONES

- El empleo de un software sería de mucha utilidad para obtener resultados más reales en el cálculo de la carga térmica. Debido a que la geometría del domo no es común, no se cuentan con los coeficientes requeridos para determinar la carga por lo que se realizaron muchas aproximaciones.
- Se recomienda realizar un análisis estructural más detallado para verificar lo calculado en la presente tesis concerniente a los esfuerzos críticos en la estructura del domo.
- La estimación del aire de infiltración se realiza mediante expresiones aproximadas proporcionadas por ASHRAE. Sin embargo, existe infiltración de aire a través de la cobertura del domo. Para obtener una cantidad aproximada de este valor, se recomienda utilizar un software que simule los cambios de dirección del aire, la velocidad y el tipo de material del domo.



BIBLIOGRAFÍA

ASHRAE

2011 *Handbook – HVAC Applications*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. Atlanta: ASHRAE.

CARNICER ROYO, ENRIQUE

1995 *Aire acondicionado*. Editorial Paraningo, 3era Edición.

CARNICER ROYO, ENRIQUE

1995 *Ventilación industrial*. Editorial Paraningo, 3era Edición.

CARRIER

2009 *Manual de Aire Acondicionado*. New York: McGraw – Hill.

DUFFIE, John

2013 *Solar Engineering of Thermal Processes*. New Jersey: John Wiley & Sons, Inc.

PITA, EDWARD G.

2009 *Air Conditioning Principles and Systems: An Energy Approach*. New Jersey: Prentice Hall.

ROHSENOW,

2013 *Handbook of Heat Transfer Applications*. New York: McGraw-Hill.

SENAMHI

2003 *Atlas de Energía Solar del Perú*. Lima: SENAMHI.

STOECKER, W. F. y JONES J.W.

2015 *Refrigeration and Air Conditioning*. Nueva York: McGraw.Hil