

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN ANTONIO ABAD DEL
CUSCO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y
MECÁNICA**

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



TESIS:

**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRATAMIENTO DE AIRE PARA EL
LABORATORIO DE TUBERCULOSIS DE LA DIRECCIÓN REGIONAL DE SALUD
CUSCO CON UN NIVEL DE BIOSEGURIDAD TRES, SEGÚN LOS LINEAMIENTOS
DE LA ORGANIZACIÓN MUNDIAL DE LA SALUD”**

PRESENTADO POR:

Bach. ELYSBAN CONDORI CCALLO

**PARA OPTAR AL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO.**

ASESOR:

Ing. PERCY MIGUEL RUEDA PUELLES

CUSCO – PERÚ

2023

INFORME DE ORIGINALIDAD

(Aprobado por Resolución Nro.CU-303-2020-UNSAAC)

El que suscribe, **Asesor** del trabajo de investigación/tesis titulada: DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRATAMIENTO DE AIRE PARA EL LABORATORIO DE TUBERCULOSIS DE LA DIRECCIÓN REGIONAL DE SALUD CUSCO CON UN NIVEL DE BIOSEGURIDAD TRES, SEGÚN LOS LINEAMIENTOS DE LA ORGANIZACIÓN MUNDIAL DE LA SALUD

presentado por: ELYSBAN CONDORI CCALLO con DNI Nro.: 70371903

presentado por: con DNI Nro.:

para optar el título profesional/grado académico de INGENIERO MECÁNICO

Informo que el trabajo de investigación ha sido sometido a revisión por⁰¹..... veces, mediante el Software Antiplagio, conforme al Art. 6° del **Reglamento para Uso de Sistema Antiplagio de la UNSAAC** y de la evaluación de originalidad se tiene un porcentaje de¹⁰.....%.

Evaluación y acciones del reporte de coincidencia para trabajos de investigación conducentes a grado académico o título profesional, tesis

Porcentaje	Evaluación y Acciones	Marque con una (X)
Del 1 al 10%	No se considera plagio.	X
Del 11 al 30 %	Devolver al usuario para las correcciones.	
Mayor a 31%	El responsable de la revisión del documento emite un informe al inmediato jerárquico, quien a su vez eleva el informe a la autoridad académica para que tome las acciones correspondientes. Sin perjuicio de las sanciones administrativas que correspondan de acuerdo a Ley.	

Por tanto, en mi condición de asesor, firmo el presente informe en señal de conformidad y adjunto la primera página del reporte del Sistema Antiplagio.

Cusco, 20 de Julio de 2023



Firma

Post firma PERLY RUEDA PUELLAS

Nro. de DNI 23852830

ORCID del Asesor 0000-0001-8141-4405

Se adjunta:

1. Reporte generado por el Sistema Antiplagio.
2. Enlace del Reporte Generado por el Sistema Antiplagio: _____

<https://unsaac.turnitin.com/viewer/submissions/oid:27259:247520407?locale=es-MX>

NOMBRE DEL TRABAJO

**TESIS ELYSBAN CONDORI CCALLO FINA
L.pdf**

AUTOR

ELYSBAN CONDORI CCALLO

RECUENTO DE PALABRAS

37726 Words

RECUENTO DE CARACTERES

171599 Characters

RECUENTO DE PÁGINAS

198 Pages

TAMAÑO DEL ARCHIVO

8.3MB

FECHA DE ENTREGA

Jul 19, 2023 11:02 AM GMT-5

FECHA DEL INFORME

Jul 19, 2023 11:04 AM GMT-5**● 10% de similitud general**

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para cada base de datos

- 8% Base de datos de Internet
- Base de datos de Crossref
- 7% Base de datos de trabajos entregados
- 1% Base de datos de publicaciones
- Base de datos de contenido publicado de Crossref

● Excluir del Reporte de Similitud

- Material bibliográfico
- Coincidencia baja (menos de 8 palabras)
- Material citado
- Bloques de texto excluidos manualmente



ING. Percy RUEDA P.



CONTENIDO

1. CAPITULO 1	GENERALIDADES
17	
1.1 TITULO	17
1.1 UBICACIÓN	17
1.2 EL PROBLEMA	18
1.2.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	18
1.2.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	19
1.2.3 PROBLEMA GENERAL	20
1.2.4 PROBLEMAS ESPECÍFICOS	20
1.3 JUSTIFICACIÓN DE LA TESIS	20
1.4 OBJETIVOS GENERALES	21
1.5 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	21
1.6 HIPÓTESIS GENERAL	21
1.6.1 HIPÓTESIS ESPECIFICAS	22
1.7 VARIABLES	22
1.7.1 VARIABLES INDEPENDIENTES DE DISEÑO	22
1.7.2 VARIABLES INTERVINIENTES	22
1.7.3 VARIABLES DEPENDIENTES DE DISEÑO	23
1.8 LIMITACIONES Y RESTRICCIONES	23
1.9 METODOLOGÍA DE DISEÑO	23



1.9.1	TIPO DE INVESTIGACIÓN.....	23
1.9.2	FASES DE LA METODOLOGÍA DE INVESTIGACIÓN.....	24
1.9.3	FASES DEL PROCESO DE DISEÑO	24
2.	CAPITULO II: MARCO TEÓRICO.....	25
2.1	BIOSEGURIDAD EN LABORATORIOS SEGÚN LA ORGANIZACIÓN MUNDIAL DE LA SALUD	25
2.2	CONCEPTOS DE AIRE ACONDICIONADO.....	27
2.2.1	TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO	27
2.2.2	TEMPERATURA DE SATURACIÓN.....	28
2.2.3	TEMPERATURA DE ROCÍO (T_{pr}).....	28
2.2.4	AIRE SECO Y ATMOSFÉRICO.....	29
2.2.5	HUMEDAD ABSOLUTA O ESPECIFICA (ω).....	30
2.2.6	HUMEDAD RELATIVA (ϕ).....	31
2.2.7	ENTALPÍA.....	31
2.2.8	ENTALPÍA DEL AIRE ATMOSFÉRICO	32
2.2.9	CARTA PSICROMÉTRICA.....	32
2.3	TRATAMIENTO DE AIRE CONTAMINADO.....	33
2.3.1	DIÁMETRO EQUIVALENTE DE PARTÍCULAS BIOLÓGICAS.....	34
2.3.2	PROCESO DE FILTRACIÓN POR FILTROS DE AIRE	35
2.3.3	ELIMINACIÓN DE GÉRMESES USANDO RADIACIÓN ULTRA VIOLETA	



2.4	CONCEPTOS Y MAGNITUDES EN LA VENTILACIÓN	41
2.4.1	CAUDAL (Q)	41
2.4.2	PRESIÓN ESTÁTICA (P_e).....	42
2.4.3	PRESIÓN DINÁMICA (P_d)	42
2.4.4	PRESIÓN TOTAL (P_t)	42
2.4.5	RESISTENCIA DE FLUIDOS	43
2.4.6	SELECCIÓN DE FORMA DEL DUCTO	46
2.4.7	MÉTODO DE DISEÑO	47
2.5	MÉTODO DE CÁLCULO DE RADIANT TIME SERIES (RTS).....	48
2.5.1	CÁLCULO DE LA RADIACIÓN SOLAR PARA EL CIELO DESPEJADO ...	51
2.5.2	GANANCIAS INTERNAS DE CALOR.....	58
2.5.3	GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN	62
2.5.4	GANANCIAS DE CALOR POR FENESTRACIÓN	64
2.5.5	GANANCIAS DE CALOR A TRÁVEZ DE SUPERFICIES EXTERIORES....	65
2.5.6	GANANCIA DE CALOR A TRÁVEZ DE LAS SUPERFICIES INTERIORES	66
3.	CAPITULO III	DISEÑO
	DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA EL LABORATORIO DE TUBERCULOSIS CON UN NIVEL DE BIOSEGURIDAD TRES	68
3.1	CONDICIONES EXTERIORES DE DISEÑO	70
3.2	CONDICIONES INTERIORES DE DISEÑO PARA EL LABORATORIO DE TUBERCULOSIS	70
3.3	RENOVACIONES O RECAMBIO DE AIRE POR HORA (RAH)	73



3.4	UBICACIÓN DE REJILLAS DE INYECCIÓN Y EXTRACCIÓN	75
3.5	CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA DE ENFRIAMIENTO	77
3.5.1	CÁLCULO DE IRRADIANCIA SOLAR	77
3.5.2	IRRADIANCIA SOLAR SOBRE LAS SUPERFICIES DEL LABORATORIO 87	
3.5.3	GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES Y TECHOS	92
3.5.4	GANANCIA DE CALOR POR FENESTRACIÓN	112
3.5.5	CARGAS INTERNA	120
3.6	CARGAS TÉRMICAS PARA CALEFACCIÓN	128
3.6.1	PÉRDIDA DE CALOR A TRAVÉS DEL PISO	128
3.6.2	PÉRDIDA DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES, PUERTAS, VENTANA Y TECHO 129	
3.7	SELECCIÓN DE EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO	130
4.	CAPITULO IV	DISEÑO
	DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN CON PRESIÓN NEGATIVA PARA EL LABORATORIO DE TUBERCULOSIS CON UN NIVEL DE BIOSEGURIDAD TRES	139
4.1	CÁLCULO DE RENOVACIONES DE AIRE POR HORA PARA EL LABORATORIO	139
4.2	DIMENSIONAMIENTO Y PÉRDIDA DE PRESIÓN EN DUCTOS DE VENTILACIÓN.....	140
4.2.1	SISTEMA DE INYECCIÓN.....	140
4.2.2	SISTEMA DE EXTRACCIÓN.....	148
4.3	SELECCIÓN DE EQUIPOS DE INYECCIÓN Y EXTRACCIÓN	158



5. CAPITULO V	DISEÑO
DEL SISTEMA DE TRATAMIENTO SANITARIO EN LA EXTRACCIÓN DE AIRE PARA EL LABORATORIO DE TUBERCULOSIS CON UN NIVEL DE BIOSEGURIDAD TRES.....	161
5.1 SELECCIÓN DE FILTRO HEPA.....	163
5.2 SELECCIÓN DE LÁMPARAS UV-C.....	164
5.3 MEDICIÓN DE CONCENTRACIÓN DE BACTERIAS A LA SALIDA DEL SISTEMA DE TRATAMIENTO DE AIRE.....	166
5.4 CONTROL DE DIRECCIÓN DEL FLUJO DE VENTILACIÓN	168
5.5 CONTROL DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO Y CALEFACCIÓN.....	170
6. CAPITULO VI	PRESUPUESTO
PARA IMPLEMENTAR UN LABORATORIO DE TUBERCULOSIS CON NIVEL DE BIOSEGURIDAD TRES	172
7. CONCLUSIONES	173
8. RECOMENDACIONES	174
9. BIBLIOGRAFÍA	175
10. APÉNDICES	176
11. ANEXOS.....	194
12. PLANOS.....	196



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1

Ubicación del laboratorio de tuberculosis de la dirección regional de salud17

Figura 2

Laboratorio típico con nivel de bioseguridad tres26

Figura 3

Psicrómetro o higrómetro giratorio27

Figura 4

Diagrama temperatura volumen específico del agua.....28

Figura 5

Ubicación de temperatura de punto de rocío del vapor.....29

Figura 6

Esquema general de una carta psicrométrica33

Figura 7

Proceso de migración de partículas34

Figura 8

Resultados experimentales de velocidad de partículas para que se mantengan suspendidos ..35

Figura 9

Fibras de filtro HEPA36

Figura 10



<i>Esquema del efecto de interceptación</i>	36
Figura 11	
<i>Esquema de efecto de inercia en el filtrado</i>	37
Figura 12	
<i>Efecto de difusión</i>	38
Figura 13	
<i>Efecto gravitacional</i>	38
Figura 14	
<i>Efecto electrostático</i>	39
Figura 15	
<i>Eficiencia de rayos UVC, como germicida</i>	40
Figura 16	
<i>Presiones en un ducto de ventilación</i>	41
Figura 17	
<i>Esquema de ganancia de calor del exterior al interior de un ambiente</i>	48
Figura 18	
<i>Factores de series de conducción para diferentes materiales de construcción</i>	49
Figura 19	
<i>Factores de series radiantes para diferentes tipos de construcción.</i>	50
Figura 20	
<i>Esquema general del procedimiento del método RTS</i>	51



Figura 21

Movimiento de la tierra alrededor del sol.....53

Figura 22

Ángulos solares para superficies horizontal y vertical54

Figura 23

Esquema general del laboratorio de tuberculosis de la DIRESA CUSCO68

Figura 24

Ubicación de las rejillas de inyección y extracción75

Figura 25

Esquema del sistema de climatización del laboratorio de tuberculosis.....76

Figura 26

Nota 33. Adaptado por Google maps78

Figura 27.

temperatura máxima mensual durante todo el año para la ciudad de cusco79

Figura 28

carta solar para la ciudad del cusco84

Figura 29.

ubicación y orientación con respecto al norte del laboratorio de tuberculosis de la DIRESA 87

Figura 30

Orientación del laboratorio de tuberculosis y designación de superficies88

Figura 31.



<i>configuración de la pared del laboratorio</i>	93
figura 32	
perfil del techo G	96
Figura 33	
Figura 34	
Valores recomendados de fracción radiante y convectiva de ganancia interna de calor.....	108
Figura 35	
<i>valores de coeficiente de transferencia de calor de los diferentes tipos de ventanas</i>	113
figura 36	
tabla de valores de SHGC y IAC.....	114
figura 37	
Tabla de valores de RTS, para construcciones ligeras a pesadas	115
figura 38	
Valores de los factores de series radiantes no solar.....	116
figura 39	
<i>Equipo de ducto Split para enfriamiento de aire que ingresara al laboratorio</i>	134
Figura 40.	
Recorrido de ducto de inyección de aire	141
Tabla 24.	
Valores de las propiedades del aire en la ciudad del cusco	142
Figura 41.	



Diagrama del sistema de extracción de aire 148

Figura 42.

Recorrido de ducto de extracción de aire 149

Figura 43.

Componentes de una caja de filtro bag in bag out 162

Figura 44.

Procedimiento de retiro de filtros HEPA, evitando el contacto directo..... 162

Figura 45

Clasificación de filtros HEPA, según su aplicación 163

Figura 46

Placa de muestra con cultivos de bacteria 167

Figura 47

Frascos borboteadores 168

Figura 48.

Diagrama de control para los equipos del laboratorio 169



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.

Clasificación de microorganismos infecciosos por grupos de riesgo.....25

Tabla 2.

Valores de Cp30

Tabla 3.

Tamaño de algunos microorganismos (micrómetros).....34

Tabla 4.

Valores de rugosidad para tuberías45

Tabla 5.

Caudales máximos en ductos en función al espacio disponible en techo.46

Tabla 6.

Velocidades de flujo máximo recomendado para un criterio acústico de diseño.47

Tabla 7

Valores de reflectividad de superficies de alrededores “ ρ_g “58

Tabla 8

Calor radiante y sensible de una persona para diferentes actividades59

Tabla 9

Ganancia de calor por iluminación en condiciones de operación.....60

Tabla 10

Valores de absorptividad solar para diferentes superficies66



Tabla 11

Recambios de aire por hora (RAH) y tiempo requerido en minutos para lograr una eficiencia de 90%, 99% y 99.9%. 74

Tabla 12

Valores de AST, para las 24 horas del día.....80

Tabla 13

Valores del ángulo horario (H) para las 24 horas81

Tabla 14.

propiedades de los materiales de construcción de las paredes del laboratorio.....93

Tabla 1595

Valores de conductividad térmica para los materiales del techo95

Tabla 16.

valores de absorptividad de las superficies externas del laboratorio.....102

Tabla 17

Fracción de temperatura diaria102

Tabla 19

Resumen de cálculo de ganancia de calor a través de las puertas119

Tabla 20

Resumen de cálculo de ganancias de calor a través de ventanas119

Tabla 21

Resumen de cálculo de carga real de refrigeración o enfriamiento mediante el método RTS 127

Tabla 22.



Valores termo higrométricos dentro y fuera del laboratorio para el enfriamiento de aire. 131

Tabla 23

Valores termo higrométricos dentro y fuera del laboratorio para el calentamiento de aire 134

TABLA A- 1

Valores del ángulo de elevación (β) para las 24 horas del día 177

TABLA A- 2

Valores del ángulo azimut del sol (φ) para las 24 horas del día..... 178

TABLA A- 3

Valores de irradiancia directa (E_b) y difusa (E_d) para las 24 horas del día 179

TABLA A- 4

Valores de irradiancia directa ($E_{t,b}$), difusa($E_{t,d}$), reflectiva ($E_{t,r}$), total (E_t) en la superficie A
..... 180

TABLA A- 5

Valores de irradiancia directa ($E_{t,b}$), difusa($E_{t,d}$), reflectiva ($E_{t,r}$), total (E_t) en la superficie B
..... 181

TABLA A- 6

Valores de irradiancia directa ($E_{t,b}$), difusa($E_{t,d}$), reflectiva ($E_{t,r}$), total (E_t) en la superficie F.
..... 182

TABLA A- 7

Valores de irradiancia directa ($E_{t,b}$), difusa($E_{t,d}$), reflectiva ($E_{t,r}$), total (E_t) en la superficie G
..... 183

TABLA A- 8



Valores de irradiancia directa ($E_{t,b}$), difusa($E_{t,d}$), reflectiva ($E_{t,r}$), total (E_t) en la superficie H.	184
TABLA A- 9	
Valores de la ganancia de calor (Q_s) en la superficie A.....	185
TABLA A- 10	
Valores de la ganancia de calor (Q_s) en la superficie B.....	186
TABLA A- 11	
Valores de la ganancia de calor (Q_s) en la superficie F.....	187
TABLA A- 12	
Valores de la ganancia de calor (Q_s) en la superficie G.....	188
TABLA A- 13	
Valores de la ganancia de calor (Q_s) en la superficie H.....	189
TABLA A- 14	
Valores de la ganancia de calor (Q_s) en la superficie C,D,E.....	190
TABLA A- 15	
Análisis de costos unitarios del proyecto usando DELPHI EXPRESS.....	191



RESUMEN

El presente proyecto nace a partir de la necesidad de implementar nuevos sistemas referente a instalaciones mecánicas para laboratorios de tuberculosis en nuestro país, es sabido que las condiciones de los laboratorios biológicos en general están en estado carente de infraestructura adecuada, es por eso que la dirección regional del cusco, con el fin de implementar nuevos métodos de pruebas en su laboratorio de tuberculosis, requiere de un diseño adecuado, bajo lineamientos de normativa internacional OMS, de sistema de ventilación y tratamiento de aire, dentro del laboratorio.

El laboratorio en el cual se implementará un sistema electromecánico de tratamiento de aire es en la ciudad del cusco, para dicho diseño se requiere conocer las condiciones exteriores de diseño tanto para sistemas de enfriamiento y calefacción, así también conocer las condiciones a la que debe estar el interior del laboratorio.

Los parámetros principales del interior del laboratorio a controlar son la presión, temperatura y humedad, estas se diseñan aplicando conocimientos de termodinámica, transferencia de calor y mecánica de fluidos, el aire expulsado del laboratorio debe ser tratado, para lo cual se usa un sistema bag in bag out, que consiste en filtrar partículas contaminadas, así como también mediante radiación ultravioleta inactivar los aerosoles que contengan tuberculosis antes de ser expulsados al medio ambiente, como se explica en la descripción del problema implementar lo mencionado anteriormente permitirá tener laboratorio con nivel de bioseguridad tres, el cual es lo requerido en el laboratorio de tuberculosis de la dirección regional de cusco.

Palabras clave: Bioseguridad, Aerosoles, Irradiancia solar, Radiación UVC.



CAPITULO 1

GENERALIDADES

1.1 TITULO

DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRATAMIENTO DE AIRE PARA EL LABORATORIO DE TUBERCULOSIS DE LA DIRECCIÓN REGIONAL DE SALUD CUSCO CON UN NIVEL DE BIOSEGURIDAD TRES, SEGÚN LOS LINEAMIENTOS DE LA ORGANIZACIÓN MUNDIAL DE LA SALUD

1.1 UBICACIÓN

La ubicación del laboratorio de la dirección regional de salud DIRESA CUSCO, se presenta a continuación:

Figura 1

Ubicación del laboratorio de tuberculosis de la dirección regional de salud



Nota 1. Obtenido de Google maps



1.2 EL PROBLEMA

1.2.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

En 2017 en el Perú se registraron 31,087 casos de tuberculosis. Doce regiones tienen calificación de riesgo alto y muy alto: lima, callao, la libertad, Lambayeque, madre de dios, Ucayali, loreto Tacna, Ica Moquegua, Arequipa y cusco.

En nuestra región cusco el 2017 fallecieron 24 personas con diagnóstico de tuberculosis, la tasa de mortalidad de 1.8 por 100,000 habitantes y 454 nuevos casos de tuberculosis con una tasa de incidencia de 32.4 por 100,000 habitantes.

El laboratorio referencial del cusco cuenta con área de cultivos de tuberculosis desde el año 1997, apoyando en el diagnóstico de dicha etiología a toda la región del cusco, la metodología utilizada es el cultivo solido en medio OGAWA la cual hasta la fecha se viene aplicando; esta metodología fue descentralizada a los laboratorios intermedios de algunas redes y hospitales de acuerdo a la demanda de nuestra población y teniendo la visión de utilizar nuevas metodologías que van a la vanguardia del avance tecnológico en vista del aumento de casos de tuberculosis en nuestra región es necesario incluir metodologías de diagnóstico rápido de manera estandarizada y con coberturas suficientes de acuerdo al nivel de complejidad para mejorar la oportunidad diagnostica en pacientes con escaso contenido bacilar.

Desde el año 2016 se procesó un total de 1475 muestras extrapulmonares de las cuales 334 proceden del laboratorio referencial de la DIRESA CUSCO, 487 del hospital Antonio lorena y 654 del hospital regional de CUSCO. Asimismo, el año 2017 se procesaron un total de 1774 muestras extrapulmonares de los cuales 220 fueron del laboratorio referencial, 714 del hospital Antonio lorena y 840 del hospital regional. Motivo por el cual es una necesidad agregar la nueva técnica de diagnóstico oportuno y confiable denominado “Aislamiento de Mycobactrium tuberculosis en medio de cultivo liquido por el método BACTEC MGIT 960”.



El cultivo en medio OGAWA que identifica con certeza *M. tuberculosis*, el diagnóstico de TB, como desventaja es el crecimiento lento, entre cuatro a seis semanas, por lo tanto, un resultado inoportuno.

La implementación del Método BACTEC MGIT 960 reduce el tiempo de diagnóstico de tuberculosis a 2 semanas para lo cual se requiere una infraestructura de laboratorio apropiado con medidas de bioseguridad de nivel tres. (DIRESA CUSCO)

1.2.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El laboratorio de tuberculosis de la dirección regional de salud cusco según la clasificación de la Organización mundial de Salud tiene el nivel de bioseguridad de dos. Para la implementación de nuevas metodologías detallado en la descripción del problema se requiere un laboratorio con nivel de bioseguridad 3. Los lineamientos de bioseguridad concernientes a instalaciones mecánicas- El cual es el enfoque del presente proyecto de tesis- de acuerdo a la OMS son la siguientes:

1.- Debe haber un sistema de ventilación que establezca un flujo direccional hacia el laboratorio. Se instalará un dispositivo de vigilancia visual, con o sin alarma, Para que el personal pueda comprobar en todo momento que la corriente de aire circule en el sentido deseado.

2.- El sistema de ventilación del edificio debe estar construido de modo que el aire del laboratorio de contención – nivel de bioseguridad 3 no se dirija a otras zonas del edificio. Cuando el aire del laboratorio se expulsa directamente al exterior del edificio, debe dispersarse lejos de los edificios ocupados y de las tomas de aire. Según los agentes con los que se esté trabajando, ese aire puede evacuarse a través de filtros HEPA. Puede instalarse un sistema de control de la calefacción, la ventilación y el aire acondicionado para impedir una presión positiva sostenida en el laboratorio. Cabe estudiar la posibilidad de instalar alarmas audibles o claramente visibles para alertar al personal de posibles fallos del sistema de calefacción, ventilación y aire acondicionado.



3.- Todos los filtros HEPA deberán estar instalados de modo que permitan la descontaminación con gases y la realización de pruebas. (OMS, MANUAL DE BIOSEGURIDAD EN EL LABORATORIO, 2005, pág. 36)

1.2.3 PROBLEMA GENERAL

¿Cómo obtener el nivel de bioseguridad tres mediante el tratamiento de aire en el laboratorio de tuberculosis de la Dirección Regional de Salud Cusco?

1.2.4 PROBLEMAS ESPECÍFICOS

- ¿Cómo diseñar un sistema para obtener las condiciones de temperatura y humedad adecuado para el laboratorio de tuberculosis con un nivel de bioseguridad tres, según el lineamiento establecido por Organización Mundial de la Salud?
- ¿Cómo diseñar un sistema de ventilación para mantener una presión negativa entre los ambientes y el medio exterior para asegurar un correcto flujo de aire contaminado y así tener un laboratorio con nivel de bioseguridad tres, de acuerdo al lineamiento establecido por la Organización Mundial de la Salud?
- ¿Cómo diseñar el sistema de tratamiento sanitario del aire en el sistema de extracción del laboratorio de tuberculosis con un nivel de bioseguridad tres, de acuerdo a lo indicado por la Organización Mundial de la Salud?
- ¿Cuánto será el costo de implementar el sistema de tratamiento de aire en el laboratorio de tuberculosis?

1.3 JUSTIFICACIÓN DE LA TESIS

La implementación de un sistema de tratamiento de aire en el laboratorio de tuberculosis el cual es requisito para ser tener un nivel de bioseguridad 3 permitirá mejorar la calidad diagnóstica de



sepas de tuberculosis usando el método BACTEC MGIT 960, y con eso ayudará a la pronta detección de personas infectadas con dicha bacteria, consecuentemente evitar mayores contagios en personas.

1.4 OBJETIVOS GENERALES

Diseñar un sistema de tratamiento del aire para el laboratorio de tuberculosis de la Dirección Regional de Salud Cusco con un nivel de bioseguridad tres, según los lineamientos de la OMS (Organización Mundial de la Salud).

1.5 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar un sistema de aire acondicionado que mantenga la temperatura y humedad adecuada para el laboratorio de tuberculosis con un nivel de bioseguridad tres, según los lineamientos de la Organización Mundial de la Salud
- Diseñar un sistema de inyección, extracción con su sistema de control para mantener una presión negativa entre ambientes y el exterior para direccionar el flujo de aire contaminado para un laboratorio con nivel de bioseguridad tres, según los lineamientos de la Organización Mundial de la Salud
- Diseñar un sistema de tratamiento sanitario en la extracción de aire del laboratorio de tuberculosis con un nivel de bioseguridad tres, siguiendo el lineamiento de la Organización Mundial de la Salud
- Calcular el costo de implementar el sistema de tratamiento de aire en el laboratorio de tuberculosis con un nivel de bioseguridad tres de la Dirección Regional de Salud Cusco

1.6 HIPÓTESIS GENERAL

El diseño del sistema tratamiento de aire nos permitirá conseguir un nivel de bioseguridad tres para el laboratorio de tuberculosis de la Dirección Regional de Salud Cusco.



1.6.1 HIPÓTESIS ESPECIFICAS

El diseño de un sistema de aire acondicionado y humidificación permitirá mantener la temperatura y humedad adecuada dentro del laboratorio.

El diseño de un sistema de ventilación de aire debidamente controlada, permitirá obtener una presión negativa, el cual producirá un flujo de aire de las esclusas al laboratorio de alto riesgo.

El diseño de tratamiento de aire en el sistema de extracción permitirá eliminar las bacteria de tuberculosis.

1.7 VARIABLES

1.7.1 VARIABLES INDEPENDIENTES DE DISEÑO

Tratamiento de aire del laboratorio de tuberculosis

1.7.2 VARIABLES INTERVINIENTES

- Lineamientos de la Organización Mundial de la Salud para laboratorio con nivel de bioseguridad tres.
- Normas de diseño
 - ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air conditionig Engineers)
 - CDC (Center for Disease Control and prevention)
 - ISC (Institutional Consultation Services, effective tuberculosis solution)
 - MINSA (Ministerio de Salud)



1.7.3 VARIABLES DEPENDIENTES DE DISEÑO

- Laboratorio de tuberculosis con un nivel de bioseguridad tres

1.8 LIMITACIONES Y RESTRICCIONES

El siguiente proyecto de tesis se limita al diseño de sistemas que puedan dar solución al problema plantado según los conocimientos de ingeniería adquiridos como estudiante de la escuela profesional de ingeniería mecánica, con las siguientes restricciones:

- No se presenta una demostración experimental de los sistemas diseñados.
- No se expone conocimientos profundos de microbiología y/o medicina.
- No se desarrolla modelos matemáticos para los sistemas de control.
- El análisis de fluidos computacional no se desarrolla en la presente tesis.

1.9 METODOLOGÍA DE DISEÑO

1.9.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN

El presente proyecto de investigación tiene como función la aplicación de conocimiento adquiridos en nuestra formación académica, el modelo que se desarrollara en el presente proyecto es:

- ENFOQUE : Investigación cuantitativa, esto permite obtener valores medibles en el proceso de diseño tales como: temperatura, humedad, presión.
- TIPO : investigación no experimental.
- NIVEL : descriptivo, debido a que se recolectan datos y conceptos.
- DISEÑO : investigación teórica.



1.9.2 FASES DE LA METODOLOGÍA DE INVESTIGACIÓN

1.9.3 FASES DEL PROCESO DE DISEÑO

- a) Comprensión de las necesidades requeridas
- b) Concepto de solución
- c) Elaboración de proyecto



CAPITULO II:

MARCO TEÓRICO

2.1 BIOSEGURIDAD EN LABORATORIOS SEGÚN LA ORGANIZACIÓN

MUNDIAL DE LA SALUD

La organización mundial de salud establece niveles de bioseguridad según a la clasificación por grupos de riesgo en agentes infecciosos en laboratorios, dicha clasificación se detalla en la siguiente tabla.

Tabla 1.

Clasificación de microorganismos infecciosos por grupos de riesgo.

Grupo de riesgo 1 (riesgo individual y población escaso o nulo)	Microorganismos que tienen pocas probabilidades de provocar enfermedades en el ser humano.
Grupo de riesgo 2 (riesgo individual moderado y poblacional bajo)	Agentes patógenos que pueden provocar enfermedades humanas, pero que tienen pocas probabilidades de entrañar un riesgo grave para el personal del laboratorio, la población o el medio ambiente. La exposición en el laboratorio puede provocar una infección grave, pero existen medidas preventivas eficaces y el riesgo de propagación es limitado.
Grupo de riesgo 3 (riesgo individual elevado, riesgo poblacional bajo)	Agentes patógenos que suelen provocar enfermedades humanas graves, existen medidas preventivas eficaces.
Grupo de riesgo 4 (riesgo individual elevado y poblacional alto)	Agentes patógenos que suelen provocar enfermedades humanas graves, y que se transmiten fácil de un individuo a otro.

nota 2. adaptado de manual de bioseguridad en el laboratorio OMS (p.2)



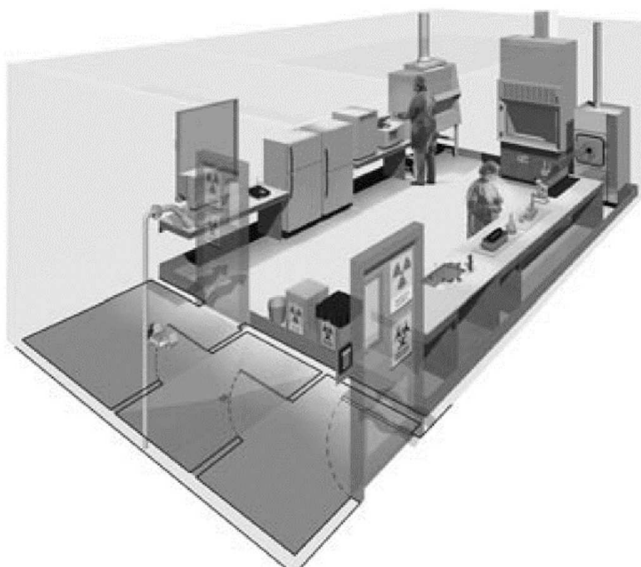
1. según el grupo de riesgo a la que se está expuesto en un laboratorio es que se determina el nivel de bioseguridad a implementares, esto es; desde laboratorios con nivel de bioseguridad 1 hasta 4. Entonces es primordial realizar una evaluación de riesgos dentro del laboratorio, algunos aspectos sobre esta se enumeran a continuación (OMS, MANUAL DE BIOSEGURIDAD EN EL LABORATORIO DE TUBERCULOSIS , 2013):

- La carga bacteriana de los materiales (como las muestras de esputo y los cultivos).
- La vía de trasmisión de tuberculosis
- Si el material manipulado y las manipulaciones necesarias en cada procedimiento tienen probabilidad de generar aerosoles infecciosos.
- La carga de trabajo en el laboratorio y de cada uno de sus trabajadores.

El método de cultivo en medio OGAWA no permite la pronta detección de infecciones de tuberculosis, lo que exige al laboratorio de tuberculosis de la DIRESA CUSCO, cambiar a una nueva metodología que es el método BACTEC MGIT, lo que implica a su vez contar con un laboratorio con nivel de bioseguridad tres.

Figura 2

Laboratorio típico con nivel de bioseguridad tres



Nota 3. Adaptado de manual de bioseguridad en el laboratorio OMS (p.24)



2.2 CONCEPTOS DE AIRE ACONDICIONADO

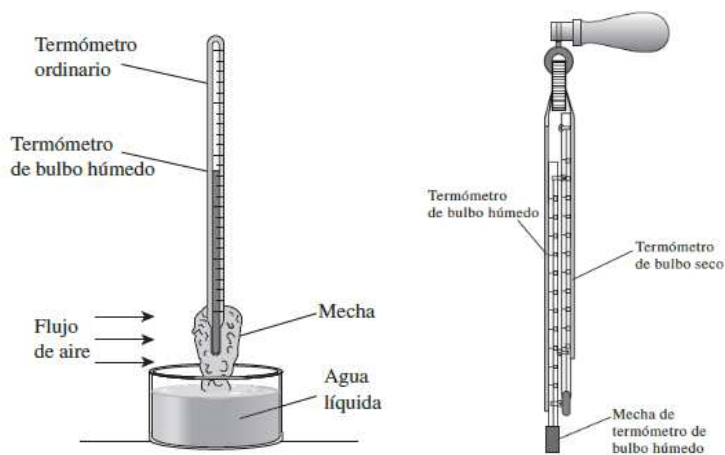
Para una comprensión adecuada del presente proyecto de investigación es importante definir conceptos dentro del campo de la termodinámica y transferencia de calor, aplicado al aire acondicionado enfocado para laboratorios de tuberculosis.

2.2.1 TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO

El termómetro de bulbo húmedo es un termómetro de mercurio que tiene el bulbo envuelto en un paño de algodón empapado de agua, que se emplea para medir la temperatura húmeda del aire. Al proporcionarle una corriente de aire, el agua se evapora más o menos rápidamente dependiendo de la humedad relativa del ambiente, enfriándose más cuanto menor sea ésta, debido al calor latente de evaporación del agua. La corriente de aire puede darse mediante un pequeño ventilador o poniendo el termómetro en una especie de carraca para darle vueltas (Yunus Cengel, 2012).

Figura 3

Psicrómetro o higrómetro giratorio



Nota 4. Adaptado de Termodinámica Yunus Cengel 7e (p.745)

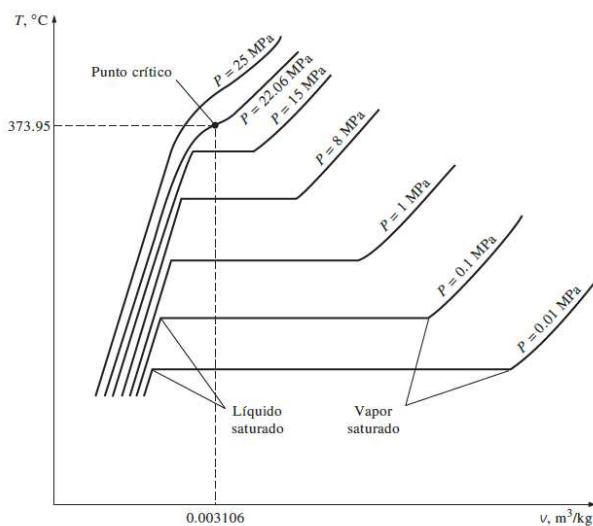


2.2.2 TEMPERATURA DE SATURACIÓN

La temperatura a cuál cambia un líquido a vapor, se llama temperatura de saturación. Algunas veces se le llama también “punto de ebullición”. Un líquido cuya temperatura a sido elevada a la temperatura de saturación, se llama liquido saturado. Esto también se puede visualizar en el diagrama de propiedades T-V (Yunus Cengel, 2012).

Figura 4

Diagrama temperatura volumen especifico del agua



Nota 5. Adaptado de Termodinámica Yunus Cengel 7e (p.700)

2.2.3 TEMPERATURA DE ROCÍO (T_{pr})

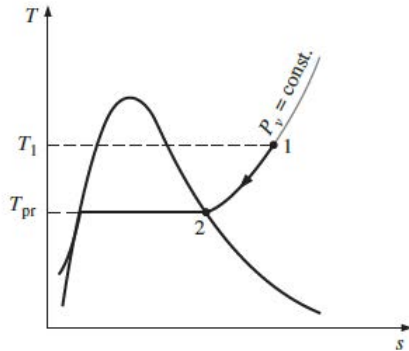
Se define como la temperatura a la que se inicia la condensación si el aire se enfría a presión constante. En otras palabras, T_{pr} es la temperatura de saturación del agua correspondiente a la presión de vapor (Yunus Cengel, 2012).

$$T_{pr} = T_{sat}@P_v$$



Figura 5

Ubicación de temperatura de punto de rocío del vapor



Nota 6. Adaptado de Termodinámica Yonus Cengel 7e (p.710)

2.2.4 AIRE SECO Y ATMOSFÉRICO

El aire es una mezcla de nitrógeno, oxígeno y pequeñas cantidades de otros gases, el aire de la atmosfera tiene cierta cantidad de vapor de agua (humedad), a la cual se le denomina aire atmosférico, en contraste, cuando no hay presencia de humedad, de le llama aire seco.

La temperatura del aire en aplicaciones de acondicionamiento de aire varia de -10°C a cerca de 50°C , en este intervalo, el aire seco se puede tratar como un gas ideal con valor de C_p constante de 1.005 kJ/kg.k , con un error insignificante menor al 0.2 por ciento, como se muestra en la **tabla 1**, por lo tanto la entalpia se puede expresar mediante las siguientes ecuaciones:

$$h_{\text{aire seco}} = c_p * T \quad (1)$$

$$\Delta h_{\text{aire seco}} = c_p * \Delta T \quad (2)$$



Tabla 2.

Valores de C_p

Aire seco	
T (°C)	C_p (kJ/kg.k)
-10	1.0038
0	1.0041
10	1.0045
20	1.0049
30	1.0054
40	1.0059
50	1.0065

nota 7. adaptado de Termodinámica Yonus Cengel 7e (p.739)

La presión de saturación del vapor de agua a 50 °C es de 12.3 kpa, inferiores a este valor, el vapor de agua puede tratarse como un gas ideal con un error insignificante (menos del 0.2%).

En ambos casos pueden cumplir la siguiente ecuación de estado.

$$Pv = RT \quad (3)$$

Como el aire atmosférico es una mezcla de gases ideales cuya presión es la suma de la presión parcial del aire seco P_a y la del vapor de agua P_v :

$$p = p_a + p_v \quad (4)$$

2.2.5 HUMEDAD ABSOLUTA O ESPECIFICA (ω)

La cantidad de masa de vapor de agua en una unidad de masa de aire, se denomina humedad específica.



$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \text{ (kg de vapor de agua/kg de aire seco)} \quad (5)$$

Si reemplazamos las masas en la ecuación de estado, la humedad específica se puede expresar mediante la siguiente ecuación:

$$\omega = \frac{0.622P_v}{P - P_v} \quad (6)$$

2.2.6 HUMEDAD RELATIVA (ϕ)

La humedad relativa, es un término utilizado para expresar la cantidad de humedad de una muestra de aire, en comparación con la cantidad de humedad que el aire tendría, estando totalmente saturado y a la misma temperatura de la muestra. La humedad relativa se expresa en porcentaje.

De acuerdo a la ASHRAE, una definición de humedad relativa, sería la relación de la fracción mol de vapor de agua presente en el aire, con la fracción mol del vapor de agua presente Enel aire saturado, a la misma presión y temperatura.

La cantidad de humedad en el aire tiene un efecto definitivo en las condiciones de comodidad que ofrece un ambiente. Sin embargo, el nivel de comodidad depende más de la cantidad de humedad que el aire contiene (m_v) respecto a la cantidad máxima de humedad que el aire puede contener a la misma temperatura (m_g) (Yonus Cengel, 2012).

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} \quad (7)$$

Si reemplazamos m_v , m_g , en la ecuación de estado de gas ideal, tenemos:

$$\phi = \frac{p_v}{p_g} \quad (8)$$

Donde; $p_g = p_{sat@T}$

2.2.7 ENTALPÍA

La entalpia es la suma del trabajo de flujo más la energía interna:



$$h = u(T) + Pv \text{ (KJ/kg)} \quad (9)$$

2.2.8 ENTALPÍA DEL AIRE ATMOSFÉRICO

El aire atmosférico es una mezcla de aire seco y vapor de agua, por consiguiente, la entalpia del aire atmosférico se expresa en función de la entalpia de aire seco y la entalpia del vapor de agua. En la mayoría de aplicaciones la cantidad de aire seco en la mezcla vapor-aire seco permanece constante, mas no sucede eso con el vapor de agua, suele cambiar constantemente. En consecuencia, la entalpia de aire atmosférico se expresa por unidad de masa de aire seco.

$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v \quad (10)$$

Al dividir por m_a se obtiene:

$$h = h_a + \omega h_v \text{ (kj/kg aire seco)} \quad (11)$$

2.2.9 CARTA PSICROMÉTRICA

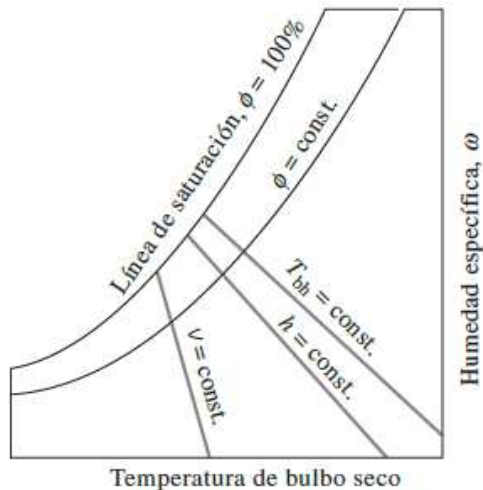
El estado del aire a una presión especificada se establece completamente a partir de dos propiedades intensivas independientes. El resto de las propiedades se puede calcular a partir de estas dos, para evitar cálculos engorrosos y continuos, los ingenieros introdujeron esos datos en unas gráficas, estas graficas tienen el nombre de **cartas psicrométricas** y es la que los ingenieros usan para el acondicionamiento de aire. Las características más importantes se muestran en **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** la temperatura de bulbo seco se muestra en el eje de la abscisa, y la humedad especifica en el eje de la ordenada. En el extremo izquierdo de la carta se muestra una curva la cual se le llama *línea de saturación*, todos los estados de aire saturado se encuentran en esa curva.

Las líneas de temperatura de bulbo húmedo tienen una apariencia descendiente hacia la derecha, así también la de volumen específico y la de entalpia.



Figura 6

Esquema general de una carta psicrométrica



Nota 8. Adaptado de Termodinámica Yonus Cengel 7e (p.720)

2.3 TRATAMIENTO DE AIRE CONTAMINADO

El aire dentro del laboratorio puede llegar a tener una concentración de aerosoles debido a las actividades propias en el laboratorio de tuberculosis, estos aerosoles son gotas de agua en aproximadamente $10 \mu\text{m}$, que es invisible al ojo humano, los aerosoles pueden contener bacterias de tuberculosis, eh ahí la importancia de tener ventilación en el laboratorio, el sistema de extracción puede llevar consigo dicho aerosoles, por lo cual es importante tratar este aire contaminado antes de ser evacuado al medio ambiente, ya que esto puede ser un peligro de infección con tuberculosis a las personas de los alrededores. El sistema de extracción tiene una cámara de tratamiento de aire, el cual contiene filtro HEPA y lámparas de rayos UVC. El filtrado permite retener los aerosoles y de esa forma ser inactivados por los rayos UVC.



2.3.1 DIÁMETRO EQUIVALENTE DE PARTÍCULAS BIOLÓGICAS

Los microorganismos se consideran como un tipo de partículas sólidas, en la siguiente tabla se muestra el tamaño de diferentes microorganismos:

Tabla 3.

Tamaño de algunos microorganismos (micrómetros)

Virus	0.008-0.3
SARS virus	0.06-0.2
Tuberculosis	1.5-4
Hepatitis	0.02-0.04

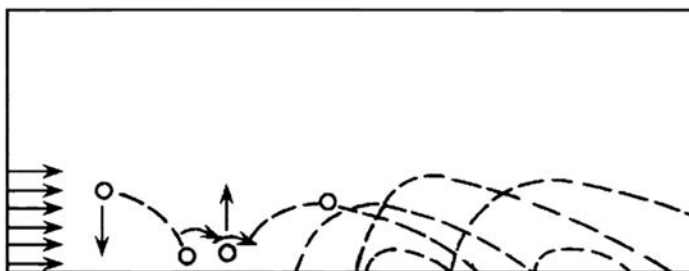
nota 9. Adaptado de la tabla 9.10 de fundamentals of

air cleaning technology and its application in cleanroom (p.481)

Como partícula sólida están sujetas a fuerzas gravitacionales y de inercia, esto significa que en el lapso de un tiempo los aerosoles terminarían colisionando con el piso o a superficies de equipamientos, como se muestra en la Figura 7.

Figura 7

Proceso de migración de partículas



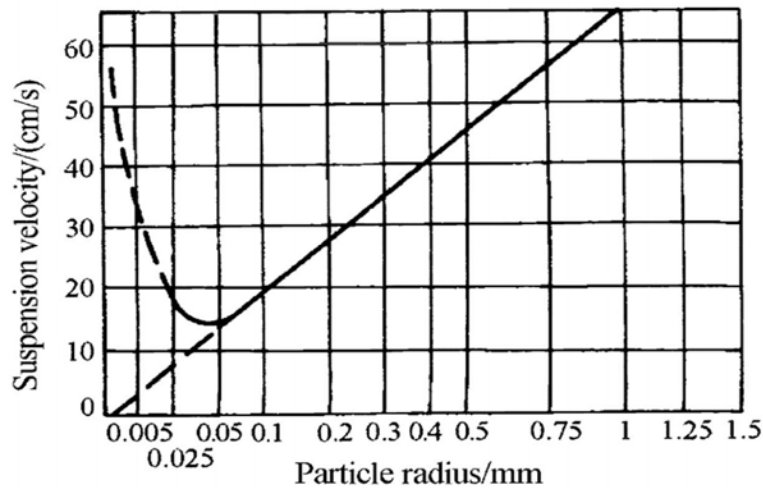
Nota 10. Adaptado de fundamentals of air cleaning technology and its application in cleanroom (p313)

la velocidad mínima a la que debe moverse las partículas de tal manera que puedan sostenerse en el ambiente y luego ser expulsado por el sistema de extracción se muestra en la Figura 8.



Figura 8

Resultados experimentales de velocidad de partículas para que se mantengan suspendidos



Nota 11. Adaptado de fundamentals of air cleaning technology and its application in cleanroom (p313)

Así podemos ver que para el tubercle bacillus la velocidad para que se mantengan suspendidos es entre 55-35 cm/seg.

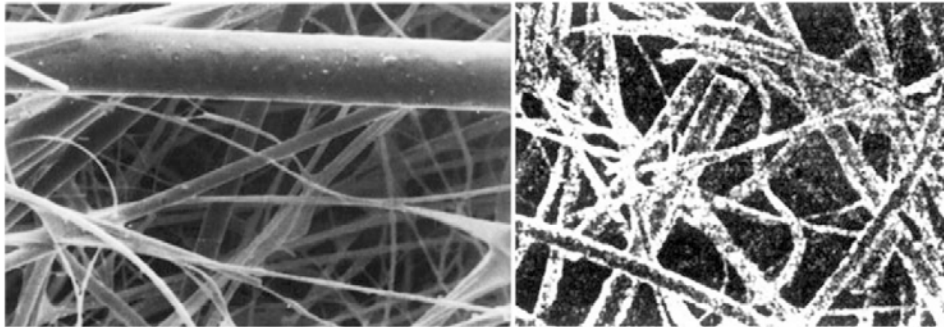
2.3.2 PROCESO DE FILTRACIÓN POR FILTROS DE AIRE

Los filtros HEPA están formados por fibras como se muestra en la Figura 9. Existen cinco mecanismos de filtrado, el mecanismo el cual prevalecerá en el filtrado dependerá de parámetros como la velocidad, tamaño de la partícula, si fue cargado eléctricamente mediante un campo eléctrico, etc. Los cinco mecanismos de filtrado se detallan a continuación:



Figura 9

Fibras de filtro HEPA



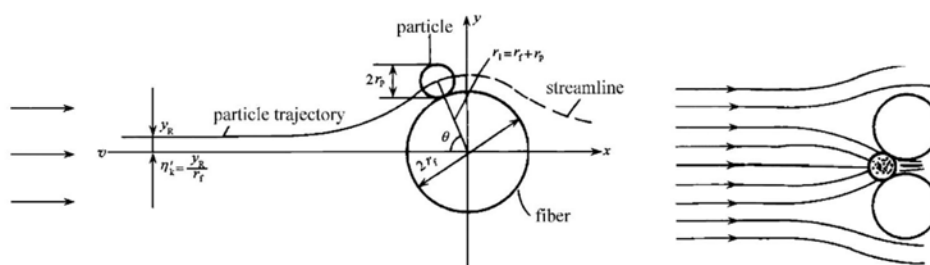
Nota 12. Adaptado de fundamentals of air cleaning technology and its application in cleanroom (p136)

2.3.2.a Efecto de intercepción o contacto

Es efecto en el filtrado se realiza cuando el diámetro de la partícula filtrada es mayor que el espaciamiento entre fibras o cuando $r_1 \leq r_p + r_f$, usualmente a este efecto se le conoce también como tamizado y es coloquialmente asociado al concepto de filtrado en general, más cabe aclarar que no es el único mecanismo en un filtro HEPA, ya que, suponiendo que fuera así, los espacios entre fibras se saturarían rápidamente y la caída de presión incrementaría más pronto de lo esperado.

Figura 10

Esquema del efecto de interceptación



Nota 13. Adaptado de fundamentals of air cleaning technology and its application in cleanroom (p138)

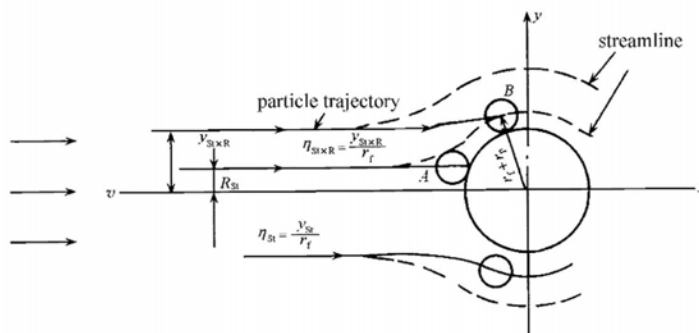


2.3.2.b Efecto debido a la inercia

Debido al complejo arreglo de las fibras, las líneas de corriente de flujo cambian de dirección frecuentemente y de manera abrumadora cuando el aire fluye a través del filtro, cuando la masa o la velocidad de la partícula es considerable, la partícula no sigue las líneas de flujo del aire, eso debido a la virtud de su inercia como se muestra de la Figura 11.

Figura 11

Esquema de efecto de inercia en el filtrado



Nota 14. Adaptado de fundamentals of air cleaning technology and its application in cleanroom (p139)

En la Figura 11 observamos como la partícula desviándose de la trayectoria de flujo llega a la posición “B”, y debido a su inercia queda en la posición en “A”.

2.3.2.c Efecto de difusión

Para partículas muy pequeñas, esto es, menores a $0.3 \mu\text{m}$, y velocidades bajas el efecto browniano hace de manifiesto, el fenómeno browniano es el movimiento aleatorio de la partícula, en la Figura 12 se muestra un esquema.

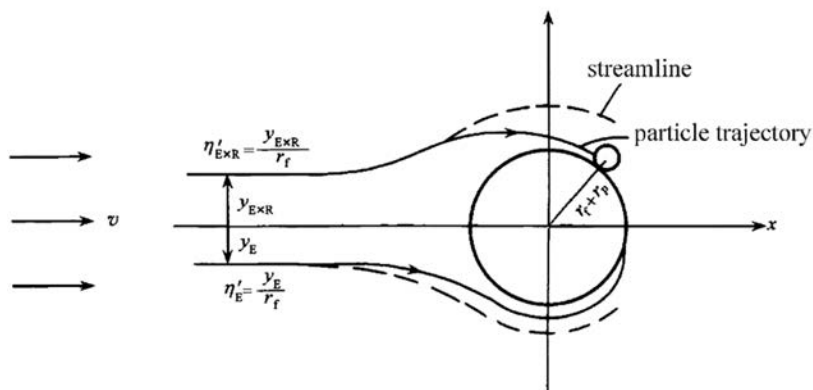


2.3.2.e Efecto electrostático

Por varias razones las partículas o las fibras pueden tener cargas eléctricas, el cual causara un efecto de atracción debido a estas cargas. Este efecto cambiara la trayectoria de la partícula.

Figura 14

Efecto electrostático



Nota 17. Adaptado de fundamentals of air cleaning technology and its application in cleanroom (p141)

2.3.3 ELIMINACIÓN DE GÉRMENES USANDO RADIACIÓN ULTRA VIOLETA

La luz ultravioleta es parte del espectro electromagnético, es decir, es energía cuya longitud de onda es menor que la luz visible pero mayor que la de los rayos x, dicha longitud de onda se encuentra entre los 200 a 400 nm, la cual se subdivide de la siguiente manera (AHRAE handbook 2020 systems and equipment, p.314):

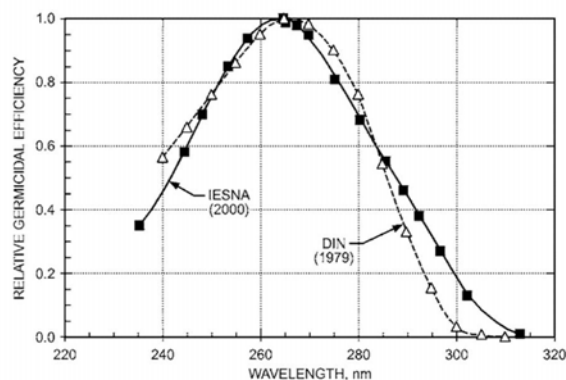
- UV-A o ondas de onda larga de 400 a 315 nm, es la mas abundante en la luz del sol, y es el causante del bronceado y las arrugas en la piel
- UV-B o de longitud intermedia de 315 a 280 nm, es la causante del enrojecimiento y cancel de la piel.
- UV-C o de onda corta de 280 a 200 nm, es la más efectiva para uso germicida.



La energía de los rayos UVC irrumpe el ADN de varios tipos de microorganismo y bacterias haciéndolos inofensivos, en la **Figura 15** se observa que para una longitud de onda de 265nm los rayos UVC son más efectivos para inactivar los microorganismos.

Figura 15

Eficiencia de rayos UVC, como germicida



Nota 18. Adaptado de ASHRAE handbook systems and equipment 2020, (p314)

Para inactivar un microorganismo se requiere de la energía suficiente (dosis), y esto es característico de cada microorganismo, y la potencia requerida dependerá del tiempo de exposición del microorganismo a los rayos UVC.

$$E_{ff} = \frac{DOSIS}{tiempo\ de\ exposicion} \left(\frac{w}{cm^2} \right) \quad (12)$$

La potencia de la lámpara UVC, dependerá del área de la superficie a irradiar.

$$potencia = E_{ff}A \text{ (watt)} \quad (13)$$

Cuando se realiza la instalación de lámparas UVC en ductos, el tiempo de exposición de los aerosoles a la radiación dependerá del caudal o la velocidad de flujo de aire.

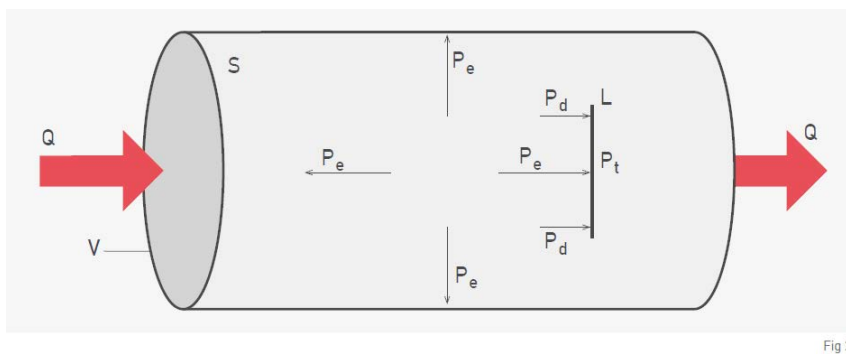


2.4 CONCEPTOS Y MAGNITUDES EN LA VENTILACIÓN

Para la comprensión de las presiones aire dentro de un conducto recurrimos a la siguiente figura:

Figura 16

Presiones en un ducto de ventilación



Nota 19. Reproducido de manual de ventilación de S&P, (p8)

2.4.1 CAUDAL (Q)

Es el volumen que se retira de un ambiente, o volumen que se desplaza por un conducto en un determinado tiempo. El caudal de fluido que pasa por una sección a una determinada velocidad está dado por la siguiente expresión:

$$Q = VA(\text{m}^3/\text{s}) \quad (14)$$

Donde:

V = velocidad en m/s

A= área del conducto, m²



2.4.2 *PRESIÓN ESTÁTICA (P_e)*

Es la presión que ejerce en todas las direcciones dentro de un conducto, en la dirección de flujo de aire, en la dirección contraria al de flujo de aire y en la dirección perpendicular a las paredes del conducto.

La presión puede ser positiva si es que es mayor que la de la atmosfera o negativa si es que es menor que la presión atmosférica.

2.4.3 *PRESIÓN DINÁMICA (P_d)*

Es la presión que acelera el aire desde la velocidad cero hasta la velocidad de régimen, esta se presenta solo en la dirección del flujo de aire, la siguiente fórmula expresa la relación de la presión dinámica con la velocidad del fluido:

$$P_d = \rho \frac{V^2}{2} \quad (15)$$

Donde:

P_d : presión dinámica en Pascal

ρ : densidad del aire en m^3/kg

V : velocidad del aire en m/s

2.4.4 *PRESIÓN TOTAL (P_t)*

Es la presión que ejerce el aire sobre un cuerpo que se opone a su movimiento, es decir es la suma de la presión estática y la presión dinámica:

$$P_t = P_e + P_d \quad (16)$$



2.4.5 RESISTENCIA DE FLUIDOS

En los sistemas de transporte de aire mediante ductos se generan pérdidas irreversibles. Los dos tipos de pérdidas son: por la fricción y dinámica.

2.4.5.a PÉRDIDAS POR FRICCIÓN

Las pérdidas por fricción son debidas a la viscosidad del fluido, la pérdida por fricción ocurre a lo largo del ducto.

Las ecuaciones de DARCY y COLEBROOK, permiten calcular las pérdidas por fricción en términos de presión total:

$$\Delta p_f = \frac{1000fL}{D_h} \times \frac{\rho V^2}{2} \quad (17)$$

Donde:

Δp_f = pérdida por fricción en términos de presión total, Pa

F = factor de fricción.

L = longitud del ducto, m

D_h = diámetro hidráulico, m

V = velocidad, m/s

P = densidad, kg/m³

El diámetro hidráulico D_h , se define como el diámetro equivalente que tendrá la misma pérdida de presión para una sección de conducto diferente a la circular (rectangular, triangular, etc).

Para ductos rectangulares se obtiene el diámetro hidráulico mediante la siguiente ecuación:

$$D_h = \frac{1.3(ab)^{0.625}}{(a + b)^{0.25}} \quad (18)$$



Donde:

a,b =dimensiones de los lados del ducto, mm

Para flujos en régimen laminar (número de Reynolds menores a 2300), el factor de fricción es únicamente en función del número de Reynolds. Para flujos turbulentos completamente desarrollado, el factor de fricción depende de la rugosidad de la superficie.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7D_h} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (19)$$

Donde:

ε = factor de rugosidad del material, mm

Re = número de Reynolds.

El número de Reynolds puede ser calculado mediante la siguiente expresión:

$$Re = \frac{D_h V}{1000\nu} \quad (20)$$

Donde:

ν = viscosidad cinemática del fluido, m²/s.

el factor de rugosidad en la **Tabla 4.** es recomendado para utilizarlo en las ecuaciones antes descritas.



Tabla 4.

Valores de rugosidad para tuberías

Rugosidad ϵ	
MATERIAL	ϵ (mm)
Vidrio, plástico	0
Concreto	0.9-9
Duela de madera	0.5
Tubería de cobre y latón	0.0015
Hierro fundido	0.26
Hierro galvanizado	0.15
Hierro forjado	0.046
Acero inoxidable	0.002
Acero comercial	0.045

nota 20. Adaptado de mecánica de fluidos fundamentos y aplicaciones, yunus A. Cengel (p341)

2.4.5.b PÉRDIDAS MENORES

El aire que pasa por un ducto, muchas veces pasara a través de uniones, reducciones, codos, dámper, etc. Dichos componentes interrumpen el flujo suave, generando perdidas.

Las perdidas menores se expresan en términos de **coeficientes de pérdida K_L** (también llamado coeficiente de resistencia) que se define como:

$$h_L = K_L \frac{V^2}{2g} \quad (21)$$

Donde:

V = velocidad de fluido, m/s

g = gravedad, 9.81 m/s²



las pérdidas menores también se expresan en términos de longitud equivalente L_{equi} que se define como:

$$h_L = K_L \frac{V^2}{2g} = f \frac{L_{equi}}{D} \frac{V^2}{2g}, \text{ entonces } L_{equiv} = \frac{D}{f} K_L \quad (22)$$

2.4.6 SELECCIÓN DE FORMA DEL DUCTO

2.4.6.a Sin limitaciones de espacio.

Es preferible, según la AHSRAE, que los ductos sean circulares que los rectangulares cuando se tiene un adecuado espacio disponible, por las siguientes razones

- El perímetro de los ductos circulares es menor que los rectangulares
- La masa de ductos circulares es menor que los rectangulares
- Se genera menos ruido en los ductos circulares que en los rectangulares

2.4.6.b Con limitaciones de espacio

Las limitaciones de espacio y obstrucciones es un problema común en edificaciones cuando la trayectoria de los conductos es por el cielo raso del techo, en esos eso caso la elección de la forma del ducto depende de la disposición del espacio de la instalación, y de la cantidad de flujo de aire requerido. En la **Tabla 5**. se muestra recomendaciones de diseño cuando se tiene espacio limitado.

Tabla 5.

Caudales máximos en ductos en función al espacio disponible en techo.

Criterio de diseño: 0.65 Pa/m o 12.7 m/s como máximo				
Espacio mínimo para ducto, mm	500	600	730	900
Ducto circular				
Diámetro,mm	400	500	630	800
Caudal, L/s	680	1230	2270	4290
Velocidad, m/s	5.4	6.3	7.3	8.5



Ducto rectangular				
Medidas WxH,mm	800x400	1000x500	1200x600	1600x800
Caudal, L/s	2100	3780	6150	13100
Velocidad, m/s	6.6	7.6	8.5	10.2

Nota 21. Adaptado de ASHRAE fundamentals 2017 (p 617)

2.4.7 MÉTODO DE DISEÑO

En el manual de la ASHRAE 2017 este método es mencionado como EQUAL FRICTION METHOD, este método consiste en usar una pérdida por fricción de manera constante en toda la red de ductos, la velocidad de ingreso del aire al sistema determina la sección del ducto. En el siguiente cuadro se muestra las máximas velocidades a considerar para el diseño de ductos

Tabla 6.

Velocidades de flujo máximo recomendado para un criterio acústico de diseño.

Ubicación de ductos	Numero de ocupantes	Velocidad máxima de flujo en m/s	
		Ducto Rectangular	Ducto Circular
1	2	3	4
Sobre falso cielo raso de drywall	45	17.8	25.4
	35	12.7	17.8
	25 o menos	7.6	12.7
Sobre falso cielo acústico	45	12.7	22.9
	35	8.9	15.2
	25 o menos	5.1	10.2
Ducto dentro de espacio ocupado por personas	45	10.2	19.8
	35	7.4	13.2
	25 o menos	4.8	8.6

Nota 22. Adaptado de la tabla 9 en capítulo 48 de la ASHRAE Handbook-HVAC Applications 2011



2.5 MÉTODO DE CÁLCULO DE RADIANT TIME SERIES (RTS)

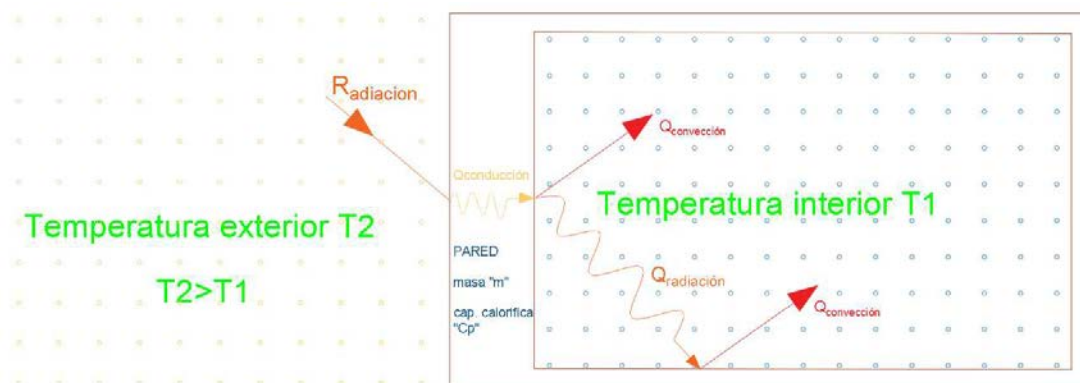
La exposición del presente tema, está tomada como fuente de la guía de cálculo de cargas térmicas establecidas por la ASHRAE (american society of heating, refrigerating and air conditioning engineers). Siendo la principal institución encargada en la investigación y establecer procedimientos de diseño de sistemas de aire acondicionado.

Radiant time series, es un método simplificado para realizar cálculos de cargas térmicas de enfriamiento y calefacción. Este método fue desarrollado para ofrecer un enfoque que es riguroso, pero que no requiere cálculos iterativos, esta y entre otras cualidades hace que el método RTS sea más fácil de aplicar al juicio de los ingenieros durante los cálculos de carga térmica. (ASHRAE fundamentals 2017, p.491)

Este método es basado en la suposición de una condición de estado periódico, es decir, las condiciones de diseño, como; condición climática del día, ganancia de calor en el día, son idénticos a los días precedentes. Para comprender en plenitud el método RTS hacemos una explicación de la transferencia de calor en la ganancia de la misma, al interior de un ambiente.

Figura 17

Esquema de ganancia de calor del exterior al interior de un ambiente



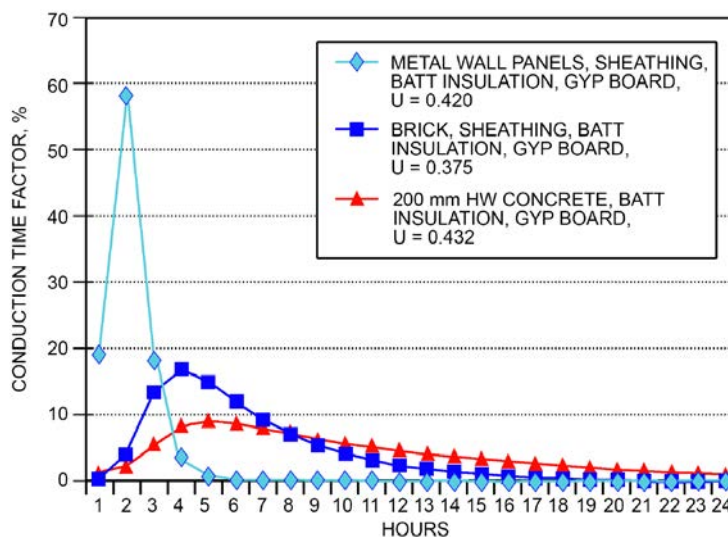


La primera forma de ganancia de calor a través una pared de una pared o superficie es debido a la radiación solar, la segunda forma es debido a la diferencia de temperatura entre T_1 y T_2 , con lo anterior, la pared experimenta una transferencia de calor por conducción el cual por tener masa y una capacidad calorífica, almacena calor, esto hace que exista un delay o un retraso en la transferencia de calor al interior del ambiente, esta transferencia de calor al interior se divide en transferencia de calor por convección, el cual es la carga real de enfriamiento para tener una T_1 , y otra fracción se transfiere por radiación a los alrededores (pared, techo, etc.), para luego transferir calor al interior por convección, siendo recién esta una carga adicional de enfriamiento.

Como mencionamos, el calor transferido al interior por conducción experimenta un delay o un retraso, es por eso que, del cien por ciento de ganancia de calor, solo fracción es transferido en una primera hora, el resto a lo largo de las 24 horas, a estos factores se les denomina “factores de series por conducción ó CTS (conduction time series) por sus siglas en ingles. La Figura 18 muestra los factores para diferentes materiales de construcción.

Figura 18

Factores de series de conducción para diferentes materiales de construcción



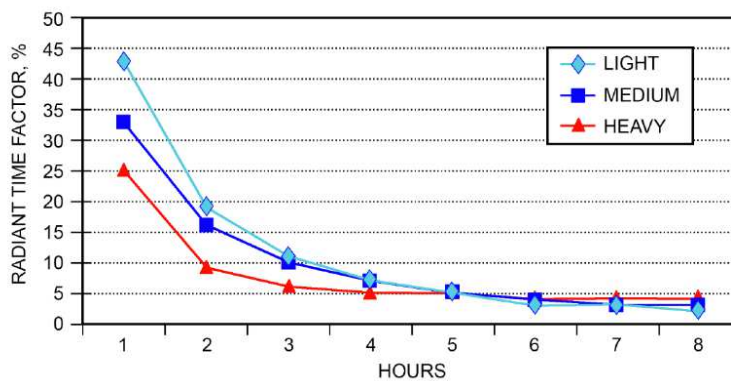
Nota 23. Adaptado de ASHRAE fundamentals handbook 2017 (p.492)



La fracción radiante del calor transferido a través de las paredes tiene un retraso para convertirse en carga real de enfriamiento este delay o retraso se representa mediante factores el cual se le llama factores de series radiantes o RTS (radiant time factors) por sus siglas en ingles. La Figura 19 muestra como varían estos factores en función del tipo de construcción; construcciones pesadas, livianas y ligeras.

Figura 19

Factores de series radiantes para diferentes tipos de construcción.



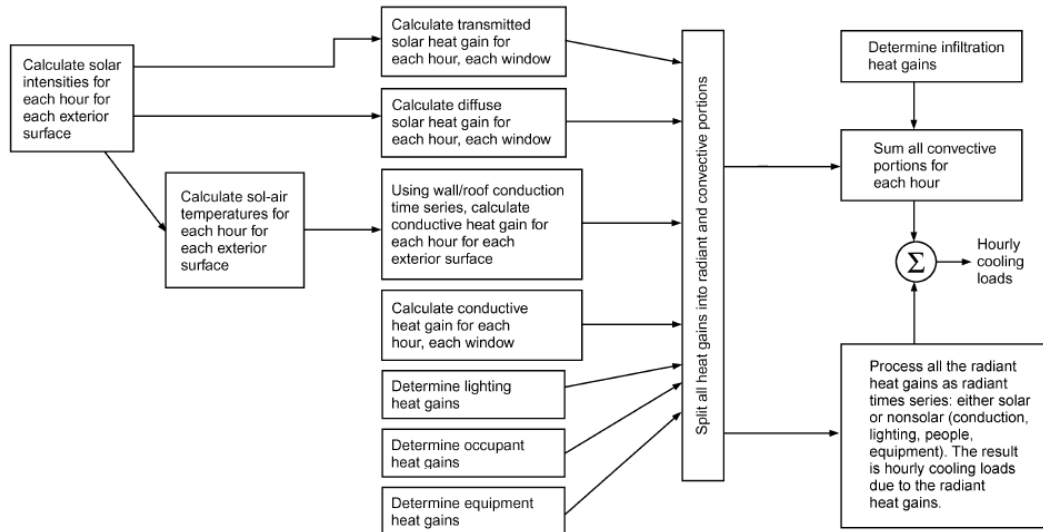
Nota 24. Adaptado de ASHRAE fundamentals handbook 2017 (p.492)

La siguiente figura muestra un resumen del método RTS



Figura 20

Esquema general del procedimiento del método RTS



Nota 25. Adaptado de ASHRAE fundamentals handbook 2017 (p492)

2.5.1 CÁLCULO DE LA RADIACIÓN SOLAR PARA EL CIELO DESPEJADO

El conocimiento de la radiación solar en varios horarios del día y años es necesario para varios métodos de cálculos de sistemas de HVAC, en esta sección se muestra una descripción de algunos parámetros importantes en la determinación de cargas debido a la insolación en superficies para cualquier orientación e inclinación, también se hará un breve bosquejo para la comprensión del comportamiento solar respecto a la tierra en términos de irradiancia solar.

2.5.1.a CONSTANTE SOLAR RADIACIÓN SOLAR SOBRE LA ATMOSFERA

La constante solar E_{sc} está definido como la intensidad de radiación solar perpendicular a una superficie, al ras de la atmosfera. Un frecuentemente usado y propuesto por la ORGANIZACIÓN MUNDIAL DE METEOROLOGÍA en 1981 es: $E_{sc} = 1367\text{W/m}^2$.



Debido a que la órbita de la tierra es ligeramente elíptica dicha radiación varia a lo largo del año, debido esta variación introducimos un valor modificado de radiación E_o .

$$E_o = E_{sc} \left\{ 1 + 0.033 \cos \left(360^\circ \frac{(n-3)}{365} \right) \right\} \quad (23)$$

Donde:

n = es el día del año.

2.5.1.b ECUACIÓN DEL TIEMPO Y TIEMPO SOLAR

La velocidad orbital de la tierra también varia durante todo el año, por lo tanto, el tiempo solar aparente AST (apparent solar time) como está determinado por el reloj del tiempo solar, y debido a que nuestro reloj marca a un ritmo constante habrá una variación entre el tiempo solar y el estándar. Esta variación es llamada como ecuación del tiempo ET (equation of time), y está dado por la siguiente formula:

$$ET = 2.2918[0.0075 + 0.1868 \cos(r) - 3.2077 \sin(r) - 1.4615 \cos(2r) - 4.089 \sin(2r)] \quad (24)$$

Con ET expresado en minutos:

$$r = 360^\circ \frac{n-1}{365} \quad (25)$$

El tiempo aparente del sol esta dado por la siguiente ecuación:

$$AST = LST + \frac{ET}{60} + \frac{LON - LSM}{15} \quad (26)$$

Donde:

AST= apparent solar time, horas decimales

LST= local estándar time, horas decimales



ET=equation of time, minutos

LSM= longitud of local estándar time meridian

LON= longitud of site, E° de Greenwich

La longitud estándar meridiano LSM está dado por:

$$LSM = 15TZ \quad (27)$$

Donde TZ (time zone) es la zona horaria.

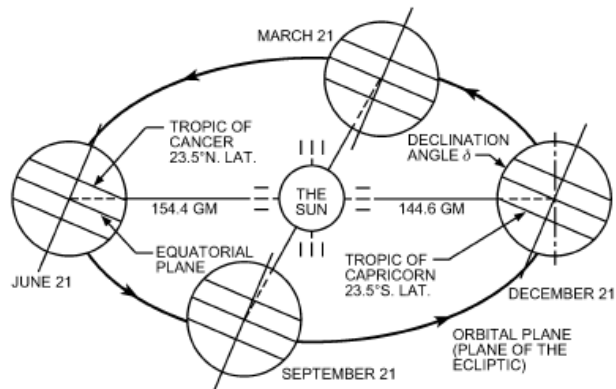
Para peru, TZ = -5

2.5.1.c DECLINACIÓN

Debido a que el plano ecuatorial esta declinado en un ángulo de 23.45° del plano orbital, la declinación solar δ (en ángulo entre la línea sol-tierra y el plano ecuatorial) varia durante todo el año tal como se muestra en la siguiente Figura 21:

Figura 21

Movimiento de la tierra alrededor del sol



Nota 26. Adaptado de ASHRAE fundamental 2017 (p.307)

Dicha declinación se puede calcular mediante la siguiente ecuación con bastante precisión:



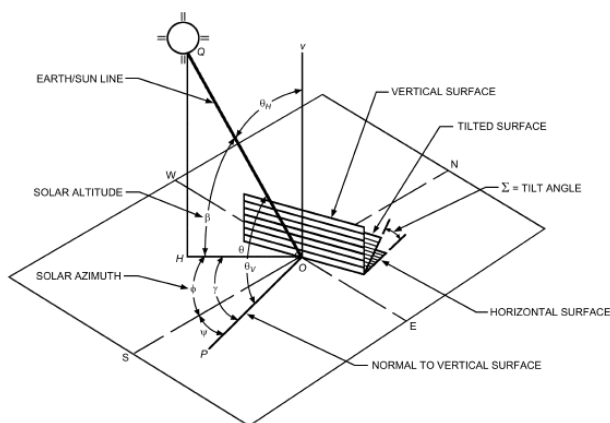
$$\delta = 23.45 \text{sen} \left(360^\circ \frac{n + 284}{365} \right) \quad (28)$$

2.5.1.d POSICIÓN DEL SOL

La posición del sol en el cielo es conveniente expresarlo en términos de altitud solar encima del plano horizontal en algún punto de la tierra, y el azimut solar medido con referencia al sur. La altitud solar β está definido como el ángulo entre un plano horizontal y una línea direccionado hacia el sol, su valor varía desde 0° cuando está en el horizonte hasta un máximo de 90° si el sol está directamente encima. El ángulo de azimut solar ϕ está definido como el ángulo desplazado del sur hacia la proyección en el plano horizontal de la línea tierra sol, por conveniencia se toma positivo el ángulo hacia el oeste y negativo hacia el este.

Figura 22

Ángulos solares para superficies horizontal y vertical



Nota 27. Adaptado de ASHRAE fundamental 2017 (p.307)

El ángulo de hora H que está definido como el desplazamiento angular del sol, se puede expresar en grados mediante la siguiente ecuación:



$$H = 15(AST - 12) \quad (29)$$

La siguiente ecuación nos servirá para calcular el ángulo de elevación β del sol:

$$\sin \beta = \cos L \cos \delta \cos H + \sin L \sin \delta \quad (30)$$

El ángulo azimut del sol ϕ se puede determinar mediante la siguiente ecuación:

$$\sin \phi = \frac{\sin H \cos \delta}{\cos \beta} \quad (31)$$

2.5.1.e IRRADIACIÓN SOLAR DE CIELO DESPEJADO

La radiación solar que incide en un punto está definida por sus componentes de radiación directa y difusa. Estos dos componentes se pueden calcular mediante las siguientes ecuaciones:

$$E_b = E_0 e^{-\tau_b m^{ab}} \quad (32)$$

$$E_d = E_0 e^{-\tau_d m^{ad}} \quad (33)$$

Donde:

E_b = irradiación directa (beam radiant), w/m²

E_d = irradiación difusa (diffuse radiant), w/m²

E_0 = irradiación solar sobre la atmosfera, w/m²

m = masa de aire

τ_b y τ_d = profundidades ópticas directa y difusa

ab y ad = exponentes de masa de aire directa y difusa



la masa relativa de aire m es la relación de la masa atmosférica de aire en la trayectoria actual tierra-sol, con la masa que existiría si el sol estaría directamente en la parte superior, masa de aire esta dado en función del ángulo de elevación y es obtenido por la siguiente ecuación.

$$m = \frac{1}{\sin \beta + 0.50572(6.07995 + \beta)^{-1.6364}} \quad (34)$$

Los valores de τ_b y τ_d depende de la localidad y varia durante todo el año, y lo encontramos en las condiciones climáticas de diseño de la ASHRAE. Los exponentes de la masa de aire esta dado por la siguiente relación empírica.

$$ab = 1.454 - 0.406\tau_b - 0.268\tau_d + 0.021\tau_b\tau_d \quad (35)$$

$$ad = 0.507 + 0.205\tau_b - 0.08\tau_d - 0.19\tau_b\tau_d \quad (36)$$

2.5.1.f TRANSPOSICIÓN A SUPERFICIES RECEPTORAS DE VARIAS ORIENTACIONES

Los cálculos previos están enfocados a la ubicación del sol respecto a un punto, pero para la aplicación de transferencia de calor por radiación estas se proyectan sobre planos en diferentes direcciones, el termino importante es el ángulo de incidencia “ θ ”, para llegar a obtener este valor previamente definiremos algunos parámetros,

Primeramente, el ángulo azimut superficie-sol “ γ ”, y está definido como la diferencia entre el ángulo azimut solar ϕ y el ángulo azimut de la superficie ψ :

$$\gamma = \phi - \psi \quad (37)$$

Finalmente podemos obtener el ángulo de incidencia del sol a la superficie mediante la siguiente ecuación:



$$\cos \theta = \cos \beta \cos \gamma \sin \Sigma + \sin \beta \cos \Sigma \quad (38)$$

La irradiación total que incide sobre una superficie cualquiera consta de los siguientes componentes:

$$E_t = E_{t,b} + E_{t,d} + E_{t,r} \quad (39)$$

Obviamente no toda la radiación directa incidirá en una superficie (excepto cuando el ángulo de incidencia θ sea igual a 0) sino que dependerá del ángulo de incidencia sobre una superficie, por lo tanto, la componente de irradiación directa estará dado por:

$$E_{t,b} = \cos \theta E_b \quad (40)$$

Asimismo, la componente de radiación difusa sobre una superficie estará dado por la siguiente ecuación:

$$E_{t,d} = E_d(Y \sin \Sigma + \cos \Sigma) \quad (41)$$

Con:

$$Y = \max(0.45, 0.55 + 0.437 \cos \theta + 0.313 \cos^2 \theta) \quad (42)$$

La radiación directa como la difusa son reflejadas por las superficies alrededores sobre otra superficie, por lo cual no se puede ignorar dicha irradiación, esta componente esta dado por la siguiente ecuación:

$$E_{t,r} = (E_b \sin \beta + E_d) \rho_g \frac{1 + \cos \beta}{2} \quad (43)$$



Tabla 7

Valores de reflectividad de superficies de alrededores “ ρ_g ”

Superficies de alrededores	reflectancia
Grass verde	0.26
agua	0.07
Pista de concreto	0.2 a 0.3
Asfalto	0.05

Nota 28. Adaptado de ASHRAE fundamental 2017 (p.310)

2.5.2 GANANCIAS INTERNAS DE CALOR

Las ganancias internas de calor de personas, iluminación, motores, accesorios y equipos pueden contribuir la mayoría de carga de enfriamiento en un ambiente, en los siguientes ítems se describe cada forma de ganancia de calor para el laboratorio de tuberculosis.

2.5.2.a PERSONAS U OCUPANTES

La **Tabla 8** nos da valores representativos para el calor sensible y humedad que emana el cuerpo humano en diferentes estados de actividad. La conversión de la ganancia de calor sensible de una persona a la carga de enfriamiento del espacio es afectada por las características de almacenamiento del espacio a acondicionar porque cierto porcentaje de calor sensible es emanado como energía radiante. El calor latente ganando se considera instantáneo.



Tabla 8

Calor radiante y sensible de una persona para diferentes actividades

Grado de actividad	Ubicación	Calor total, W		Calor sensible	Calor latente	% de calor sensible a radiante	
		Adulto	Adulto			Ritmo bajo	Ritmo alto
		masculino	femenino				
Sentado en teatro	teatro	115	105	70	35		
Sentado, trabajo muy ligero	Oficinas, departamentos, hoteles	130	115	70	45	60	27
Actividad moderada de trabajo en oficina	Oficinas, departamentos, hoteles	140	130	75	55		
Trabajo ligero, caminando	Almacén de departamentos	160	130	75	55	58	38
caminando	Almacén de drogeria, banco	160	145	75	70		
Trabajo sedentario	restaurante	145	160	80	80		

Nota 29. Adaptado de ASHRAE fundamental 2017 (p.473)



2.5.2.b ILUMINACIÓN

El alumbrado constituye una fuente de calor sensible. Este calor se emite por radiación, conducción y convección. Un porcentaje de calor emitido por radiación es absorbido por los materiales que rodean el local, pudiendo también producirse estratificación del calor emitido

Fisher, Chantrasrisalai (2006) y Zhou et al. (2016), experimentalmente estudiaron 12 tipos de luminaria y recomendó varias categorías de luminarias, como esta mostrado en la **Tabla 9**.

Tabla 9

Ganancia de calor por iluminación en condiciones de operación

Categoría de luminaria	Fracción de espacio	Fracción radiante	Notas
Luminaria fluorescente sin lentes	0.64 a 0.74	0.48 a 0.68	Usar valor medio en la mayoría de las situaciones
Luminaria fluorescente con lentes	0.4 a 0.5	0.61 a 0.73	Usar valor medio en la mayoría de las situaciones
Luminaria fluorescente compacto de baja luminosidad	0.12 a 0.24	0.95 a 1	Usar valor medio o alto si no esta especificada
Luminaria incandescente de baja intensidad	0.7 a 0.8	0.95 a 1	Usar valores medios si no se conoce el tipo de lampara

Nota 30. Adaptado de ASHRAE fundamental 2017 (p.475)



En el cuadro se muestra la fracción de calor que emana en forma de radiación (radiative fraction), estos valores fueron tomadas para temperaturas del ambiente entre 22°C y 24°C, la fracción recomendado en la **Tabla 9**, está basado en que el calor que emite la luminaria está en el rango de 9.7 a 28 W/m². La fracción de espacio (space fraction) es la fracción que ilumina un floreciente en la habitación. Cuando el ambiente este iluminado por completo, se puede decir que la fracción de espacio es igual a 1.

El flujo de energía emitida por una fuente de luz (bombilla, fluorescentes, led, etc.) esta dada por el fabricante. La porción de calor emitida al ambiente mediante convección se considera una carga instantánea de enfriamiento, mientras que la porción de calor emitida por radiación una vez absorbido por los alrededores, y estas finalmente transferir calor al ambiente, debe ser calculado usando los factores de series radiantes RTS. Para los dos componentes se muestra las siguientes ecuaciones:

$$Q_c = (1 - RF)W \text{ (Watt)} \quad (44)$$

Donde:

RF = fracción radiante dado por **Tabla 9**

W = potencia total de la iluminación dado por el fabricante

$$Q_{r,\theta} = r_0 q_{r,\theta} + r_1 q_{r,\theta-1} + r_2 q_{r,\theta-2} + \dots + r_{23} q_{r,\theta-23} \quad (45)$$

$$q_{r,\theta-n} = Fu * RF * W \text{ (watt)} \quad (46)$$

Donde:

Fu = factor de uso generalmente 100%

$Q_{r,\theta}$ = carga radiante de enfriamiento para la hora actual θ , W

$q_{r,\theta}$ = ganancia de calor para la hora actual, W



$q_{r,\theta-n}$ = ganancia de calor hacer “n” horas, W

$r_1, r_2, \text{etc.}$ = factores de series radiantes.

2.5.2.c EQUIPOS DE LABORATORIO

Los equipos de laboratorio son la mayor fuente de calor sensible y latente ganado en los espacios acondicionados. El cuidado es necesario cuando haya la probabilidad que los equipos funcionen simultáneamente. Comúnmente en laboratorios la ganancia de calor producto de los equipos está en el rango de 50 a 270 W/m² en los laboratorios altamente automatizados.

2.5.3 GANANCIA DE CALOR POR INFILTRACIÓN

Una aportación de ganancias de calor al ambiente acondicionado es mediante las infiltraciones de aire del exterior, llevando consigo una cantidad de calor sensible (debido a la temperatura) y latente (debido a la humedad). Estas infiltraciones se producen debido a la presencia de aberturas, dentro del ambiente a acondicionar con el medio que lo rodea.

Las siguientes expresiones son aplicables a condiciones estándar, es decir, a nivel del mar:

➤ CALOR SENSIBLE

El calor sensible que corresponde al cambio de temperatura de bulbo seco, el aporte de calor esta dado por la siguiente expresión:

$$q_s = 1.23Q_s\Delta t \quad (47)$$

Ó

$$q_s = C_sQ_s\Delta t \quad (48)$$

Donde:



Q_s = tasa de flujo de aire, m³/s.

Δt = variación de temperatura exterior-interior. °C

C_s = factor de calor sensible.

➤ CALOR LATENTE

La ganancia de calor latente corresponde al cambio de tasa de humedad dado por el flujo de aire esta dado por:

$$q_l = 3010Q_s\Delta W \quad (49)$$

Ó

$$q_l = C_lQ_s\Delta W \quad (50)$$

Donde:

Q_s = tasa de flujo de aire, m³/s.

Δt = variación de temperatura exterior-interior. °C

C_l = factor de calor latente.

➤ CALOR TOTAL

Es la suma del calor latente y sensible debido a la infiltración de aire.

$$q_t = q_s + q_l \text{ (Watt)} \quad (51)$$

Cuando el ambiente a acondicionar se encuentra por encima del nivel del mar, será necesario definir los factores C_s y C_l según el manual de la ASHRAE 2017, se presentan las siguientes:



$$C_s = 1.23[1 - 2.25577 \times 10^{-5} Z]^{5.2559} \quad (52)$$

$$C_l = 3010[1 - 2.25577 \times 10^{-5} Z]^{5.2559} \quad (53)$$

Donde:

Z: altitud en m

2.5.4 GANANCIAS DE CALOR POR FENESTRACIÓN

2.5.4.a GANANCIAS DE CALOR POR CONDUCCIÓN Y RADIACIÓN

SOLAR (DIRECTA, DIFUSA)

Para ganancias de calor por fenestración se usa las siguientes ecuaciones, según la ASHRAE:

CALOR GANADO POR LA RADIACIÓN SOLAR DIRECTA:

$$q_b = AE_{t,b} SHGC(\theta) IAC(\theta, \Omega) \quad (54)$$

CALOR GANADO POR LA RADIACIÓN SOLAR DIFUSA:

$$q_d = A(E_{t,d} + E_{t,r}) \langle SHGC \rangle_D IAC_D \quad (55)$$

CALOR GANADO DEBIDO A LA CONDUCCIÓN DE CALOR:

$$q_c = UA(T_{out} + T_{in}) \quad (56)$$

CALOR TOTAL GANADO POR FENESTRACIÓN:

$$Q = q_b + q_d + q_c \quad (57)$$



Donde:

A = área de la ventana, m²

$E_{t,b}$, $E_{t,d}$ y $E_{t,r}$ = irradiancia directa, difusa y reflectancia difusa del suelo, W/m²

$SHGC(\theta)$ = coeficiente de ganancia de calor solar directa en función del ángulo de incidencia.

$SHGC_D$ = coeficiente de ganancia de calor solar difusa

T_{in} = temperatura interior del ambiente, °C.

T_{out} = temperatura exterior, °C.

U = coeficiente global de transferencia de calor, W/m².K

$IAC(\theta, \Omega)$ = coeficiente de índice de atenuación directa

IAC_D = coeficiente de índice de atenuación difusa

2.5.5 GANANCIAS DE CALOR A TRÁVEZ DE SUPERFICIES EXTERIORES

Las superficies exteriores del ambiente estarán expuestas a las condiciones de radiación y temperatura exterior, generando transferencia de calor en las mismas, para luego por el proceso de transferencia de calor por conducción esta llega hasta el interior del ambiente a acondicionar, según el manual de la ASHRAE 2017, introduce el concepto de TEMPERATURA SOL-AIRE, en el cual se tiene una temperatura ideal el cual es un parámetro que nos ayuda a simplificar el cálculo de transferencia de calor de la atmosfera (radiación y convección) hacia la superficie exterior del ambiente a acondicionar, la cual se muestra a continuación:

$$T_e = T_o + \frac{\alpha E_t}{h_o} - \frac{\varepsilon \Delta R}{h_o} \quad (58)$$

Donde:

T_e = temperatura sol-aire, °C



T_o = temperatura del ambiente exterior, °C

α = reflectividad

ε = emisividad

E_t = irradiancia total, W/m²

h_o = coeficiente de convección exterior, W/m².°C

Entonces la transferencia de calor estará dada por la siguiente expresión:

$$q = Ah_o(T_e - T_s) \quad (59)$$

Tabla 10

Valores de absorptividad solar para diferentes superficies

Superficie	Absortancia
Ladrillo rojo	0.63
Color de pintura	
Rojo	0.63
Blanco acrílico	0.26
Negro matte	0.94
Plancha metálica, galvanizada	
Nuevo	0.65
Desgastado	0.8

Nota 31. Adaptado de ASHRAE fundamental 2017 (p.475)

2.5.6 GANANCIA DE CALOR A TRÁVEZ DE LAS SUPERFICIES INTERIORES

Siempre que un ambiente acondicionado es adyacente a otro con una temperatura diferente, se genera transferencia de calor a través del muro que los separa. La tasa de transferencia de calor está dado por:



$$q = AU(T_b - T_i) \quad (60)$$

Donde:

q = tasa de transferencia de calor, W

U = coeficiente global de transferencia de calor, W/m².°C

A = are de superficie, m².

T_b = temperatura promedio adyacente, °C.

T_i = temperatura del aire en el espacio acondicionado, °C.



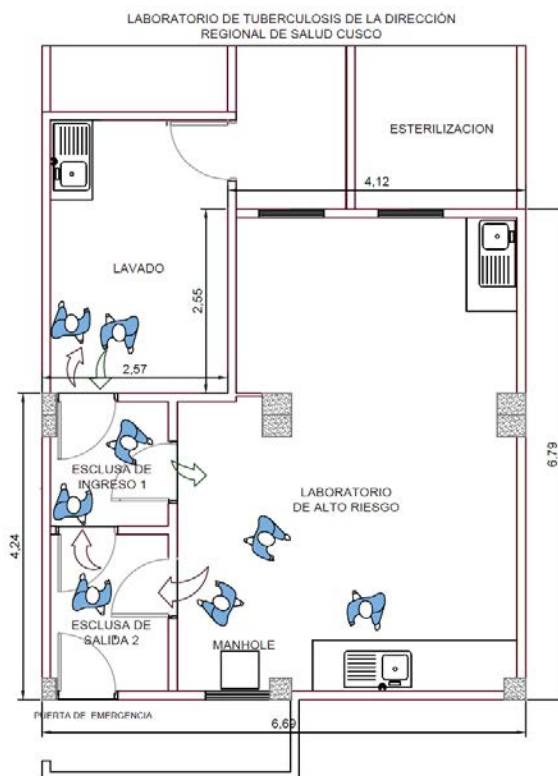
CAPITULO III

DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA EL LABORATORIO DE TUBERCULOSIS CON UN NIVEL DE BIOSEGURIDAD TRES

Comenzamos este capítulo describiendo las características del laboratorio esto previo a establecer las condiciones de diseño, en la Figura 23 se muestra el plano general de distribución de los ambientes que corresponden al laboratorio de tuberculosis, así como el flujo de transito del personal que laborara en su interior.

Figura 23

Esquema general del laboratorio de tuberculosis de la DIRESA CUSCO



Los ambientes donde se realizará el tratamiento y control del aire son: laboratorio de alto riesgo, esclusa n°1 y esclusa n°2, cuya descripción de detalla en los siguientes párrafos.



El laboratorio de tuberculosis de la DIRECCIÓN REGIONAL DE SALUD CUSCO, consta de los siguientes ambientes:

➤ **LABORATORIO DE ALTO RIESGO**

En este espacio es donde se realizan las pruebas para detectar la presencia de tuberculosis en un paciente, tal como su nombre lo indica es de alto riesgo, pues es ahí donde el profesional encargado puede llegar a contaminarse.

➤ **ESCLUSA N°1**

Es el primer ambiente del laboratorio al que el personal que labora ingresara, es ahí donde inicia el ciclo de flujo de movimiento del personal autorizado,

➤ **ESCLUSA N°2**

Es el ambiente donde el personal ingresa luego de realizar las pruebas correspondientes en el laboratorio de alto riesgo, es ahí donde se realiza el lavado para evitar la contaminación:

Finalmente, el personal deberá ingresar a la esclusa 1 para cambiarse el uniforme y finalmente retirarse del laboratorio.

A continuación, se presenta una tabla de los datos de cada ambiente, esto nos dará una idea para determinar el número de renovaciones de aire en el laboratorio:

COMPONENTES Y CARACTERÍSTICA		LABORATORIO DE ALTO RIESGO	ESCLUSA N°1	ESCLUSA N°2
PISOS	Área (m ²):	28.3	2.75	3.5
VENTANAS	Cantidad:	4	0	0
	Área (m ²):	0.7	0	0



3.1 CONDICIONES EXTERIORES DE DISEÑO

Para un diseño correcto se debe establecer condiciones exteriores para los cálculos correctos, eso nos evita sobredimensionar los requerimientos de los equipos, según el manual de CARRIER existe dos tipos de condiciones exteriores que se pueden tomar en cuenta para el cálculo de cargas térmicas:

- **Condiciones normales:** son recomendables en aquellas aplicaciones destinadas al confort o a la refrigeración industrial, en la que ocasionalmente es tolerable que se sobrepasen las condiciones las condiciones ambientales del proyecto, esto significa que podemos tomar una simultaneidad de valores para la temperatura y del contenido de humedad en los cuáles pueden sobrepasar algunas veces durante el año y cortos periodos de tiempo.
- **Condiciones límite:** estas condiciones limite se deben tener en cuenta, sobre todo, el el caso de laboratorios y algunas industrias en las cuales, si se rebasan las condiciones normales de diseño, incluso durante periodos cortos de tiempo, pues esto puede perjudicar en algunos procesos, por lo tanto, los valores a tomar deben ser máximos tanto para la temperatura y la humedad.

La ASHRAE cuenta con información de varias localidades acerca de las condiciones de enfriamiento y calefacción, se muestra una tabla donde se observa todos los parámetros de las condiciones exteriores de diseño para la ciudad de cusco, en nuestro caso consideramos las condiciones de diseño más desfavorables que en la memoria de cálculo se detallaran los parámetros que fueron considerados.

3.2 CONDICIONES INTERIORES DE DISEÑO PARA EL LABORATORIO DE TUBERCULOSIS

La organización mundial de salud (OMS), recomienda usar el sistema de ductos de ventilación para instalar un sistema HVAC, con finalidad de que el personal que labora al interior experimente el confort térmico, por lo cual se establece los parámetros de temperatura y humedad. La CDC indica al respecto que:



Según estudios la eficacia de la inactivación de las bacterias de tuberculosis reduce considerablemente cuando la humedad relativa supera el 60%. Por lo cual se recomienda que la humedad relativa sea menor a esta. Además, todos los experimentos que fueron conducidos con 50% de humedad relativa mínima y una temperatura de 70°F (21.2 °C) no se encontró efectos adversos en la inactivación de las bacterias de tuberculosis con radiación UV-C (guidelines for preventing the transmission of mycobacterium tuberculosis 2005, p.73).

La presión negativa entre ambientes aledaños con laboratorio que se recomienda es de 7.5 Pa y 0.5 Pa como mínimo (ICS, francis curry national tuberculosis center, p24)

Con lo cual establecemos los parámetros interiores de diseño de temperatura y humedad

- La temperatura dentro del laboratorio de tuberculosis debe ser entre 21 - 23°C
- La humedad relativa para laboratorios debe estar en 55%
- Presión en los ambientes del laboratorio será 0.5-7.5 Pa (negativa)

Para la ventilación correcta de los ambientes del laboratorio de tuberculosis se debe establecer una diferencia de presión respecto al ambiente atmosférico, asimismo entre cada ambiente del laboratorio, teniendo un correcto flujo de aire y así tener una ventilación correcta, para evitar que el aire contaminado salga del laboratorio al exterior, corriendo el riesgo de que alguna persona cerca llegue a contaminarse.

➤ **Esclusa n°1**

Cuando el personal abre la puerta para ingresar a la esclusa, el aire que está dentro de la esclusa, no debe salir al exterior puesto que esto podría estar contaminado y posibilitar el contagio del personal que labora en las inmediaciones, para evitar ese riesgo, la presión dentro de la esclusa debe ser inferior al de la atmosfera, en otras palabras, tener presión negativa, de esa esa manera se asegura que el flujo de aire sea de las inmediaciones hacia la esclusa.



➤ **Laboratorio de alto riesgo**

Una vez ingresado a la esclusa n°1 del personal deberá cambiarse de ropa, para su protección, luego podrá ingresar al laboratorio de alto riesgo, por lo tanto, el flujo de aire al abrir la puerta tiene que estar en dirección al laboratorio de alto riesgo.



➤ **Esclusa n°2**

Luego de que el personal realice las pruebas dentro del laboratorio de alto riesgo, para proceder a retirarse tendrá que pasar por la esclusa n°2 para la descontaminación correspondiente.



Finalmente, el personal tendrá que pasar a la esclusa nº1 para quitarse el traje de seguridad y finalmente retirarse del laboratorio.

Según el CDC (center of disease control and prevention) en su manual “guidelines for preventing the transmisión of mycobacterium tuberculosis in health-care settings, 2005”, indica que el rango de diferencia de presión que el diseñador debe considerar esta entre 0.5-7.5 Pa. Este rango de valor será el que considerará al momento de calcular el caudal de extracción dentro del laboratorio.

3.3 RENOVACIONES O RECAMBIOS DE AIRE POR HORA (RAH)

La ventilación del laboratorio de tuberculosis tiene como función principal la eliminación de contaminantes suspendidos en el aire para luego ser tratado, y consecuentemente mediante la ventilación obtener las condiciones de presión, temperatura y humedad deseada, acondicionando la inyección de aire.

Como fue expuesto las bacterias del mycobacterium tuberculosis, se impregna en el aire formando concentraciones de núcleos de gotitas infecciosas, y es necesario tener una tasa de flujo de aire suficientemente alta para poder expulsar el aire contaminado.

En la Tabla 11 se muestra un cuadro donde se observa cómo es a diferentes valores de renovaciones de aire y eficiencia de limpieza se tienen los minutos requeridos para el proceso de filtrado, el CDC nos indica las formula empíricas requeridas para poder calcular las renovaciones



requeridas, así también la OMS recomienda considerar al momento de diseño, un rango de renovaciones entre 6-12 RAH.

$$t_2 - t_1 = - \frac{\ln \left(\frac{C_2}{C_1} \right) \times 60}{RAH} \quad (61)$$

$$\frac{C_2}{C_1} = 1 - \frac{\text{eficiencia}}{100} \quad (62)$$

Donde:

T1: tiempo inicial que se considera 0

T2: tiempo final

C2/C1: relación de concentración de partículas final respecto al inicial.

RAH: renovaciones de aire por hora

Tabla 11

Recambios de aire por hora (RAH) y tiempo requerido en minutos para lograr una eficiencia de 90%, 99% y 99.9%.

MINUTOS REQUERIDOS PARA UNA EFICIENCIA DE LIMPIEZA DE:			
RAH	90%	99%	99.9%
6	23	46	69
7	20	39	59
8	17	35	52
9	15	31	46
10	14	28	41
11	13	25	38
12	12	23	35
13	11	21	32
14	10	20	30

Nota 32. Adaptado de control de tuberculosis del MINSA (p.31)

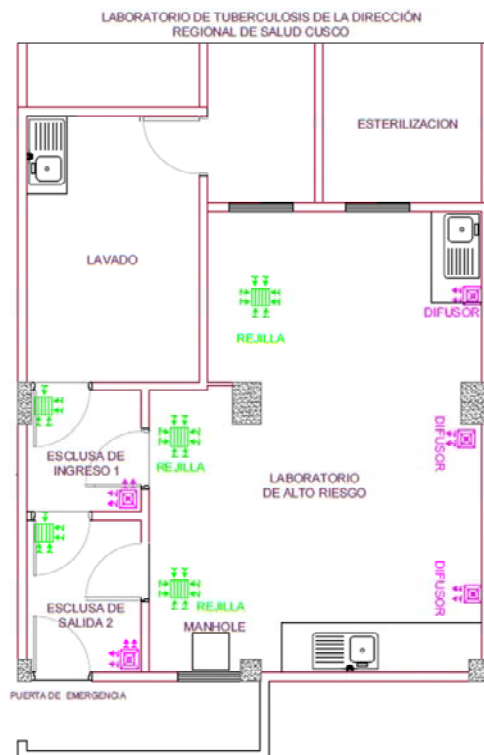


3.4 UBICACIÓN DE REJILLAS DE INYECCIÓN Y EXTRACCIÓN

La ubicación de las rejillas de extracción e inyección es muy importante, ya que según ello podemos presuponer la dirección del flujo de aire que se tendrá dentro del laboratorio, existen varios factores que se consideran en la ubicación de las rejillas como, por ejemplo; el espacio disponible dentro del ambiente, una dirección de flujo requerida, etc. En la *Figura 24* se consideran las rejillas de extracción del laboratorio de alto riesgo cerca de las puertas de las esclusas, esto es para asegurar que en esa zona se asegure una presión negativa, el mismo criterio en la rejilla de extracción de la esclusa 1, los difusores se colocan al lado derecho del laboratorio de alto riesgo en vista que cerca de ellas están las mesas de trabajo.

Figura 24

Ubicación de las rejillas de inyección y extracción





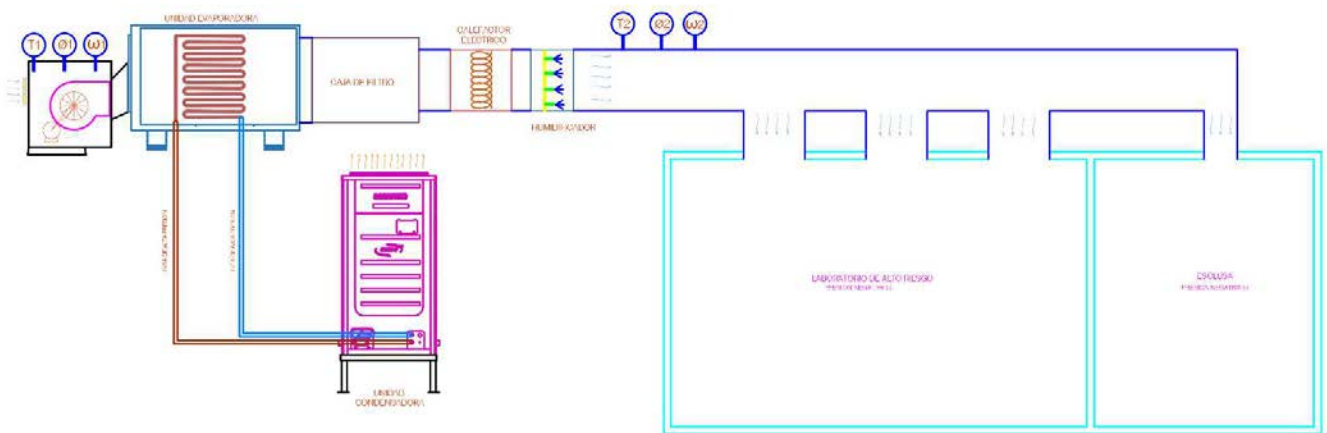
La selección de las rejillas de extracción e inyección se realizan en función al caudal que circulara por ella, el cual lo provee el fabricante a través de sus catálogos o manuales.

A continuación, se presenta el diseño del sistema de climatización para el laboratorio, esto para controlar la temperatura y humedad al interior, primeramente, comenzamos realizando una descripción de los espacios del laboratorio, luego se establecen las condiciones de diseño exterior y condiciones de diseño del interior del laboratorio el cual nos permitirá realizar los cálculos de cargas térmicas de enfriamiento, así como calefacción.

En la *Figura 25* se muestra cómo será el sistema de climatización del laboratorio; el sistema de enfriamiento de aire consta de un equipo Split ducto, esto debido a que el laboratorio también tendrá un sistema de ventilación, el sistema de calefacción será mediante calentador eléctrico y un humidificador.

Figura 25

Esquema del sistema de climatización del laboratorio de tuberculosis



Para seleccionar el equipo ducto Split adecuado se requiere calcular las ganancias de calor y luego la carga real enfriamiento de las diferentes fuentes como radiación, iluminación, equipos. Estos cálculos se realizan mediante un método aprobado y establecido por la ASHRAE, el cual es el método RTS, para seleccionar el calefactor eléctrico se requiere calcular las pérdidas de calor en



el laboratorio, y finalmente para seleccionar el humidificador se calcula el consumo de vapor que requiere el sistema.

3.5 CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA DE ENFRIAMIENTO

En este capítulo se presenta el cálculo de ganancias de calor por radiación, conducción, infiltración, iluminación, ocupantes, equipos eléctricos, que tendrá el interior del laboratorio.

Para el cálculo de ganancia de calor instantánea por radiación solar, primeramente, se debe obtener la irradiancia directa y difusa, sobre las paredes y ventanas exteriores, en el día más caluroso del año en la ciudad del cusco.

3.5.1 CÁLCULO DE IRRADIANCIA SOLAR

El aspecto a ser primeramente tratado, previo a realizar los cálculos de carga térmica de enfriamiento en específico, es calcular la irradiancia solar directa y difusa en cada superficie del laboratorio esto permitirá a posterior calcular las ganancias de calor debido a la irradiancia.

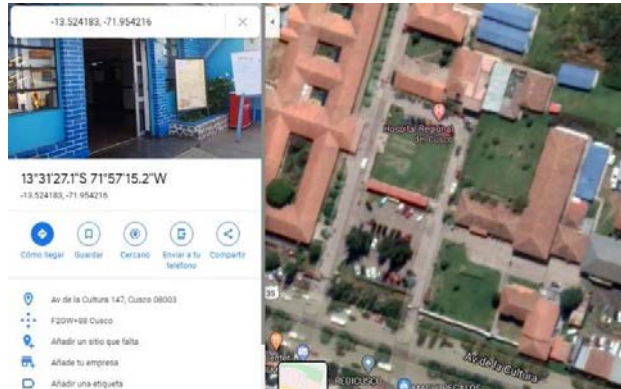
3.5.1.a UBICACIÓN DEL SOL

Para calcular la ubicación del sol respecto a la ubicación del laboratorio es necesario conocer su latitud y altitud, la ubicación del laboratorio de tuberculosis lo obtenemos de Google maps, en la *Figura 26*, se puede ver encerrado en cuadro de color azul la ubicación del laboratorio en la dirección regional de salud cusco.



Figura 26

Ubicación del laboratorio de la dirección regional del cusco



Nota 33. Adaptado por Google maps

La diferencia entre el tiempo estándar y tiempo solar se determina mediante la ecuación de tiempo ET:

$$ET = 2.2918[0.0075 + 0.1868 \cos(r) - 3.2077 \sin(r) - 1.4615 \cos(2r) - 4.089 \sin(2r)]$$

Donde: ET esta expresado en min, y:

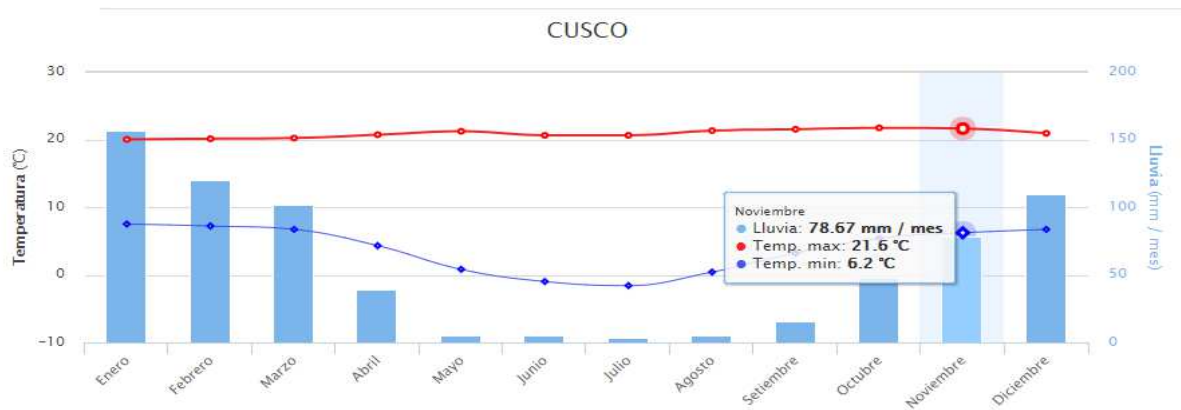
$$r = 360^\circ \frac{n - 1}{365}$$

Tomamos el valor “n” para el día más caluroso del año:



Figura 27.

temperatura máxima mensual durante todo el año para la ciudad de cusco



Nota 34. adaptado de <https://es.weatherspark.com/m/25926/4/Tiempo-promedio-en-abril-en-Cuzco-Per%C3%BA>

Como referencia, el 2 de noviembre, el día más caluroso del año, las temperaturas en cusco generalmente varían de 6 °C a 19 °C, mientras que el 8 de julio, el día más frío del año, varían de 0 °C a 17 °C.

Para el día más caluroso (2 de noviembre). Se tiene:

N° día "n"	r	ET
307	301.8082192	16.37367794

Procedemos a calcular LMS: Para Perú TZ=-5

$$LSM = 15TZ$$

$$LSM = -75$$



Luego calculamos AST (tiempo solar aparente en horas), para las horas donde hay presencia de luz solar:

$$AST = LST + \frac{ET}{60} + \frac{LON - LSM}{15}$$

Tabla 12

Valores de AST, para las 24 horas del día

LST (hora)	ET	LONG	LMS	AST (hr)
0	16.374	-71.939	-75	0.477
1	16.374	-71.939	-75	1.477
2	16.374	-71.939	-75	2.477
3	16.374	-71.939	-75	3.477
4	16.374	-71.939	-75	4.477
5	16.374	-71.939	-75	5.477
6	16.374	-71.939	-75	6.477
7	16.374	-71.939	-75	7.477
8	16.374	-71.939	-75	8.477
9	16.374	-71.939	-75	9.477
10	16.374	-71.939	-75	10.477
11	16.374	-71.939	-75	11.477
12	16.374	-71.939	-75	12.477
13	16.374	-71.939	-75	13.477
14	16.374	-71.939	-75	14.477
15	16.374	-71.939	-75	15.477
16	16.374	-71.939	-75	16.477
17	16.374	-71.939	-75	17.477
18	16.374	-71.939	-75	18.477
19	16.374	-71.939	-75	19.477
20	16.374	-71.939	-75	20.477



LST (hora)	ET	LONG	LMS	AST (hr)
21	16.374	-71.939	-75	21.477
22	16.374	-71.939	-75	22.477
23	16.374	-71.939	-75	23.477

Calculamos la declinación de la línea ecuatorial

$$\delta = 23.45 \text{sen} \left(360^\circ \frac{n + 284}{365} \right)$$

$$\delta = -15.964$$

Ahora, calculamos la posición del sol durante el día, es decir calcularemos el ángulo de elevación, y el ángulo azimut, para lo cual hallaremos en primer paso el ángulo horario H:

$$H = 15(AST - 12)$$

Tabla 13

Valores del ángulo horario (H) para las 24 horas

LST (hora)	AST (hr)	H(°)
0	0.477	-172.846
1	1.477	-157.846
2	2.477	-142.846
3	3.477	-127.846
4	4.477	-112.846
5	5.477	-97.846
6	6.477	-82.846
7	7.477	-67.846
8	8.477	-52.846
9	9.477	-37.846



LST (hora)	AST (hr)	H(°)
10	10.477	-22.846
11	11.477	-7.846
12	12.477	7.154
13	13.477	22.154
14	14.477	37.154
15	15.477	52.154
16	16.477	67.154
17	17.477	82.154
18	18.477	97.154
19	19.477	112.154
20	20.477	127.154
21	21.477	142.154
22	22.477	157.154
23	23.477	172.154

Con estos valores calculados podemos hallar el ángulo de elevación del sol:

$$\sin \beta = \cos L \cos \delta \cos H + \sin L \sin \delta$$

Consideremos hallar el ángulo de elevación solar para las 14 horas del día, para el cual tenemos el ángulo horario “H” de 37.154°, reemplazando tenemos:

$$\sin \beta = \cos(-13.536) \cos(-15.96) \cos(37.154) + \sin(-13.536) \sin(-15.96)$$

Obtenemos que:

$$\beta = 54.0355^\circ$$



Calculando para las 24 horas del día se obtiene los resultados presentados en la **TABLA A- 1** del apéndice, sin embargo, a continuación, se muestra el siguiente grafico donde muestra como varia el ángulo de elevación solar durante el día.



Los valores de β negativos corresponden a las horas donde no hay radiación solar

Finalmente, calculamos el ángulo azimut ϕ del sol:

$$\sin \phi = \frac{\sin H \cos \delta}{\cos \beta}$$

El ángulo azimut para las 14 horas del día será el siguiente:

$$\sin \phi = \frac{\sin(37.154) \cos(-15.96)}{\cos(54.0355)}$$

Por lo cual obtenemos:

$$\phi = 81.378^\circ$$

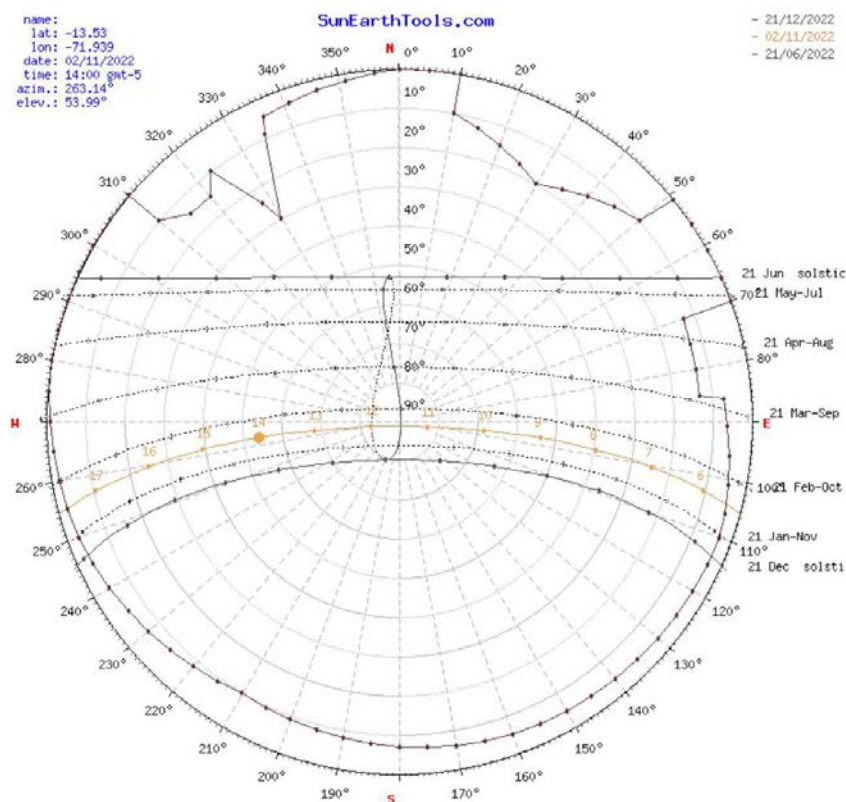
Se procede a calcular para las 24 horas del día, mostrando los resultados en la **TABLA A- 2** en los apéndice, a continuación, se muestra el grafico donde se visualiza como varia el valor del ángulo azimut durante las 24 horas del día.



Una gráfica que nos ayuda a visualizar el movimiento del sol, de acuerdo a la latitud y longitud se muestra en una carta solar, en la *Figura 28* se muestra la carta solar donde resalta el color naranja que corresponde al día 2 de noviembre,

Figura 28

carta solar para la ciudad del cusco



Nota 35. adaptado de https://www.sunearthtools.com/dp/tools/pos_sun.php#top



3.5.1.b IRRADIANCIA SOLAR DURANTE UN DÍA DESPEJADO

La radiación solar que irradia a una superficie de la tierra durante un día despejado se divide en radiación directa y difusa, estas dos componentes son:

$$E_b = E_0 \exp[-\tau_b m^{ab}]$$

$$E_d = E_0 \exp[-\tau_d m^{ad}]$$

Donde:

- τ_b : profundidad óptica directa (valor de la tabla de información climática), el valor es 0.313.
- τ_d : profundidad óptica difusa (valor de la tabla de información climática), el valor es 2.509.
- ab y ad : exponentes de la masa de aire relativa, que esta dad por la siguiente ecuación:

$$ab = 1.454 - 0.406 * \tau_b - 0.268 * \tau_d + 0.021 * \tau_b * \tau_d$$

$$ad = 0.507 + 0.205 * \tau_b - 0.08 * \tau_d - 0.19 * \tau_b * \tau_d$$

Con los valores de “ τ_d ” y “ τ_b ”, se obtiene:

Clear Sky Solar Irradiance	τ_{ab}	0.304	0.292	0.291	0.276	0.270	0.265	0.269	0.313	0.352	0.329	0.313	0.305
	τ_{ad}	2.575	2.650	2.652	2.705	2.685	2.707	2.661	2.461	2.350	2.444	2.509	2.568
	$E_{bn,noon}$	1039	1044	1025	1009	985	975	978	955	948	993	1023	1037
	$E_{dn,noon}$	107	99	96	86	82	78	83	108	127	120	113	107

$$ab = 0.671$$

$$ad = 0.22123$$

Los valores de “ ab,ad ”, se obtienen del

Anexo 1 , la masa relativa de aire “ m ” es la relación entre la masa de la atmosfera en la trayectoria real tierra/sol y la masa que existiría si el sol estuviese directamente encima. La masa relativa está solamente en función del ángulo β (kasten y Young 1989) y se tiene de la siguiente ecuación:

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



la radiación que llega a la tierra antes de ingresar a la atmosfera “ E_0 ” está dada por la siguiente ecuación:

$$E_0 = E_{sc} \left\{ 1 + 0.003 \cos \left[360^\circ \frac{(n - 3)}{365} \right] \right\}$$

donde: E_{sc} es la constante solar donde el valor usado es el propuesto por la organización mundial de meteorología en 1981 el cual es, $E_{sc} = 1367 \text{ W/m}^2$.

$$E_0 = 1389.44 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Podemos calcular la radiación directa y difusa para las 14 horas en el día “ n ”=307 el cual corresponde al 2 de noviembre. Primeramente, hallamos el valor de “ m ” para las 14 horas:

$$m = \frac{1}{[\sin(54.034) + 0.50572(6.07995 + 54.034)^{-1.6364}]} = 1.2346$$

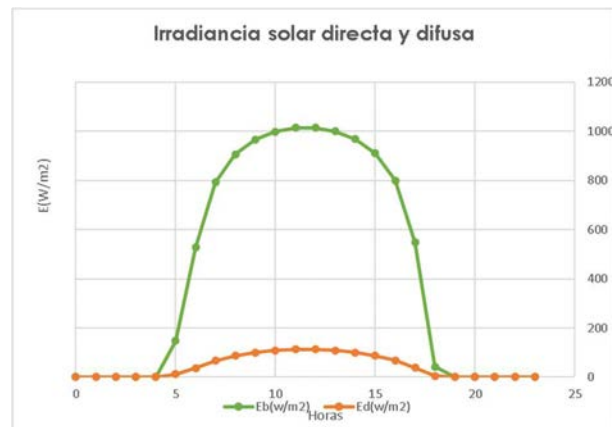
Con esto hallamos la radiación directa:

$$E_b = E_0 \exp[-\tau_b m^{ab}] = 1389.44 \exp[-0.313(1.2346)^{0.671}] = 968.85 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

La radiación difusa es:

$$E_d = E_0 \exp[-\tau_d m^{ad}] = 1389.44 \exp[-2.509(1.2346)^{0.22123}] = 100.27 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Los valores de “ m ”, “ E_b ”, “ E_d ” para las 24 horas del día se muestran en la **TABLA A- 3** en apéndices podemos ver gráficamente como varia durante el día la radiación directa y difusa solar en el siguiente gráfico:



3.5.2 IRRADIANCIA SOLAR SOBRE LAS SUPERFICIES DEL LABORATORIO

La irradiación solar que incide sobre las superficies del laboratorio, depende de la orientación de las paredes, techos, ventanas, y en definitiva la hora en la que se desea calcular las ganancias de calor, lo que significa que la ganancia de calor por radiación será diferente para cada superficie durante el día, por lo cual se requerirá un cálculo independiente de ganancia de calor para cada superficie. Primeramente, definiremos la orientación del laboratorio, como se muestra en la siguiente *Figura 29*.

Figura 29.

ubicación y orientación con respecto al norte del laboratorio de tuberculosis de la DIRESA



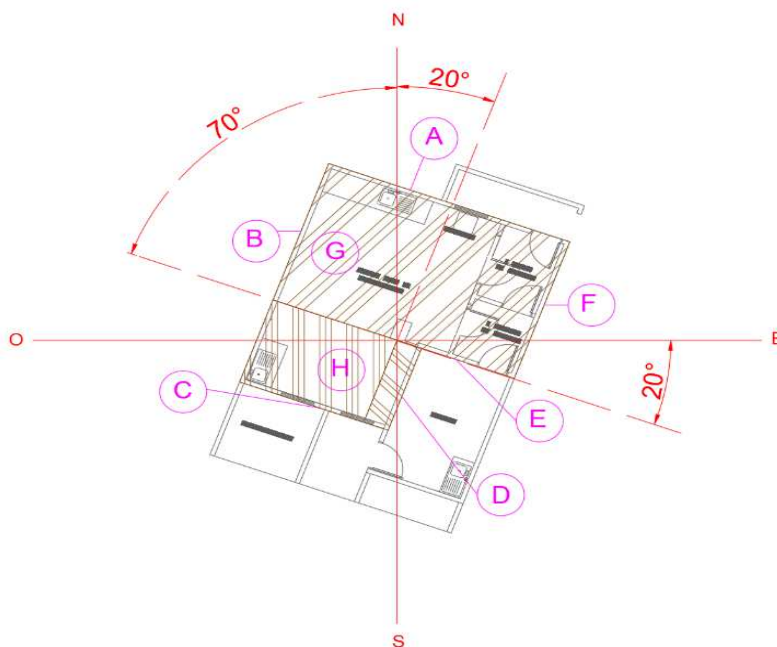
Nota 36. Adaptado de Google maps



Como ya vimos en el ítem anterior definimos la posición del sol (ángulo de elevación, azimut solar) durante el día, ahora veremos cómo es la incidencia sobre una superficie con una orientación (azimut de la superficie) y ángulo de inclinación de la superficie, para lo cual se muestra la *Figura 30* el cual nos muestra un mejor esquema de la orientación del laboratorio.

Figura 30

Orientación del laboratorio de tuberculosis y designación de superficies



Las superficies del laboratorio expuestas a la irradiancia solar con su respectiva orientación, se muestran en la siguiente tabla:

SUPERFICIE	TECHOS		PAREDES EXTERIORES		
	G	H	F	A	B
ORIENTACIÓN	20° SO	70° NO	90° SE	20°NE	70° NO
ψ	20	110	70	-160	110



Σ	12.4	10.48	90	90	90
----------	------	-------	----	----	----

Con la información precedente se calcula las siguientes variables:

Diferencia entre el azimut de cada superficie(ψ) y el azimut solar(ϕ):

$$\gamma = \phi - \psi$$

Para la superficie A, a las 15 horas, tenemos:

$$\gamma = 88.33 - (-160) = 240.33^\circ$$

El valor de “ ϕ ”, para las 15 horas se obtiene de la **TABLA A- 2** en apéndice, el ángulo de elevación del sol respecto a la normal de la superficie “ θ ”, para las 15 horas se obtiene de la siguiente expresión:

$$\cos \theta = \cos \beta \cos \gamma \sin \Sigma + \sin \beta \cos \Sigma$$

Para las 15 horas se tiene $\theta=112.4^\circ$

La radiación directa ($E_{t,b}$) hacia la superficie “A” para las 15 horas, se obtiene mediante la siguiente expresión:

$E_{t,b} = \cos \theta E_b = \cos(112.4^\circ) \times 910.38 = -341 = 0 \frac{W}{m^2}$, se asume cero, debido a que el valor negativo indica que no incide radiación directa sobre la superficie, solamente radiación difusa y la reflectancia del piso.

Para calcular la radiación difusa $E_{t,d}$ se usa la siguiente expresión:

$$E_{t,d} = E_d(Y \sin \Sigma + \cos \Sigma) = 87 \times (0.45 \times \sin(90^\circ) + \cos(90^\circ)) = 39.16 \frac{W}{m^2}$$

El valor de “Y”, se obtuvo de lo siguiente:

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



La irradiación en la superficie A, reflectado por las superficies alrededor $E_{t,r}$, se obtiene mediante:

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

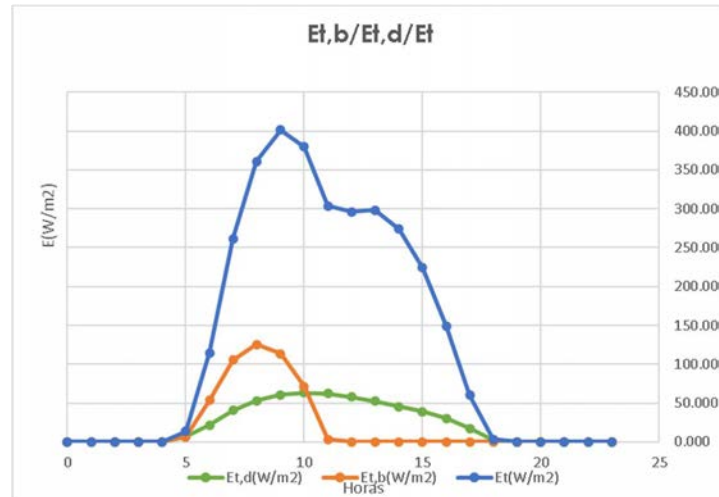
Según el manual de la ASHRAE (2017) “el valor " ρ_g " puede tomar el valor de 0.2 para superficie típica en ciudades” (p.309).

Finalmente, la radiación total que incide sobre la superficie A, a las 15 horas será la suma:

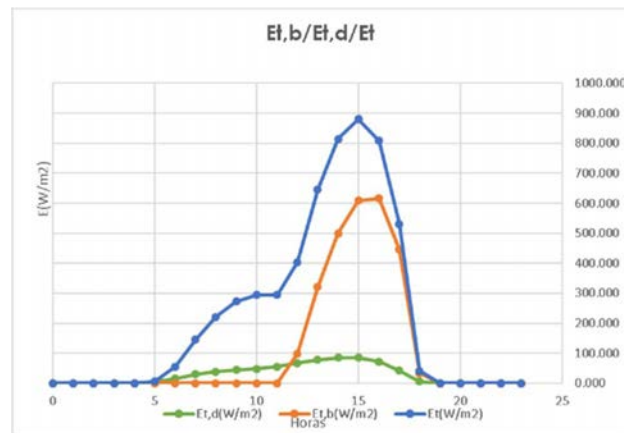
$$E_{t,15} = E_{t,b} + E_{t,d} + E_{t,r} = 0 + 39.16 + 184.96 = 224.12 \frac{W}{m^2}$$

Se realiza el mismo procedimiento para las superficies exteriores y para las 24 horas del día, estos resultados de cálculo se detallan en la **TABLA A- 4** en el apéndice, para visualización de como la varia la irradiancia directa, difusa y total en cada superficie, se muestra las siguientes figuras:

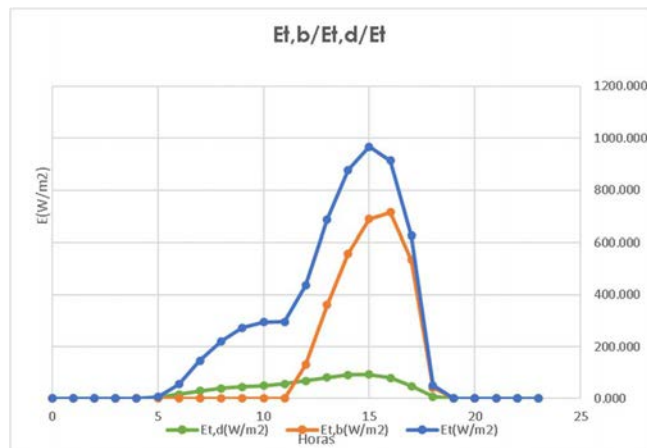
- Irradiancia solar directa, difusa y total en la superficie A (pared)



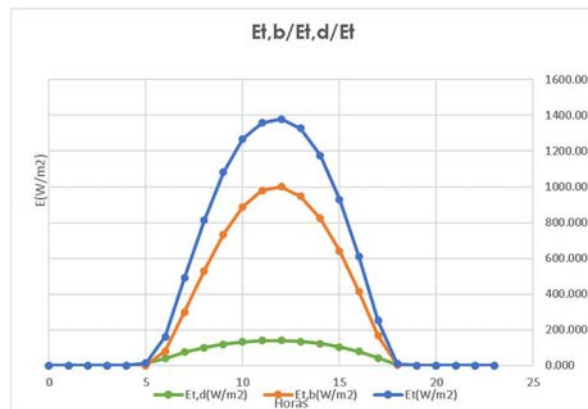
- Irradiancia solar directa, difusa y total en la superficie B (pared)



- Irradiancia solar directa, difusa y total en la superficie F (pared)

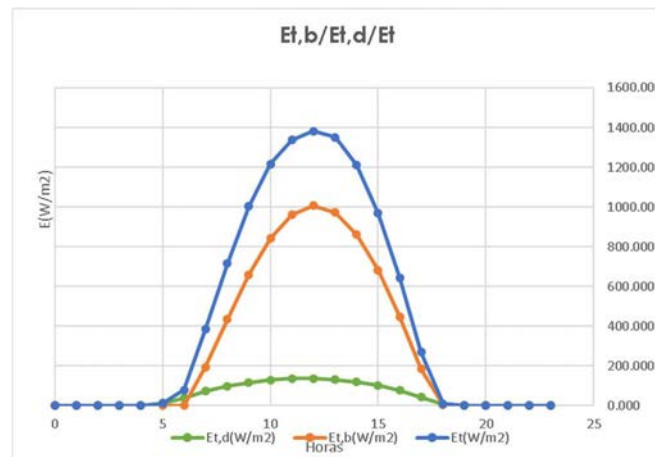


- Irradiancia solar directa, difusa y total en la superficie G (techo)





- Irradiancia solar directa, difusa y total en la superficie H (techo)



3.5.3 GANANCIA DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES Y TECHOS

Antes de sumergirnos en el cálculo de ganancia de calor propiamente dicho, calcularemos las constantes de transferencia global de calor para las paredes y techo, ya que estas son de complejo análisis.

3.5.3.a Coeficiente global de transferencia de calor en paredes, puertas, techos y ventanas:

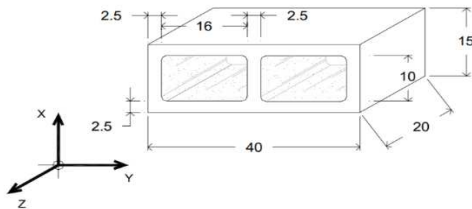
Para hallar los coeficientes globales de transferencia de calor por las paredes, es necesario conocer la conductividad térmica de cada componente que forma la construcción, en este caso, las paredes exteriores del laboratorio, las cuales están compuestas por muros, techos, ventanas y puertas. Las conductividades de materiales de las paredes son:



Tabla 14.

propiedades de los materiales de construcción de las paredes del laboratorio

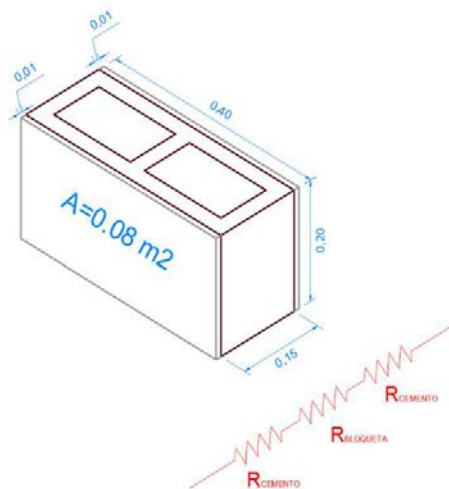
MATERIAL	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA “K” (W/m.°C)
Mortero cemento-arena	0.63
Bloque de hormigón	0.4155



Como sabemos los muros o paredes están compuestos por bloquetas de cemento con revestimiento de una capa de concreto, como se muestra en la *Figura 31*.

Figura 31.

configuración de la pared del laboratorio





Procedemos a calcular el coeficiente global de conducción de calor para la pared:

$$R = \frac{L}{KA} \text{ (}^\circ\text{C/W)}$$

$$U = \frac{1}{RA} \text{ (W/m}^2\text{.K)}$$

$$R_{\text{cemento}} = \frac{0.01}{0.63 \cdot 0.08} \text{ (}^\circ\text{C/W)}$$

$$R_{\text{cemento}} = 0.1984 \text{ (}^\circ\text{C/W)}$$

$$R_{\text{bloque}} = \frac{0.15}{0.4155 \cdot 0.08} \text{ (}^\circ\text{C/W)}$$

Tenemos que:

$$R_{\text{pared}} = R_{\text{cemento}} + R_{\text{bloqueta}} + R_{\text{cemento}}$$

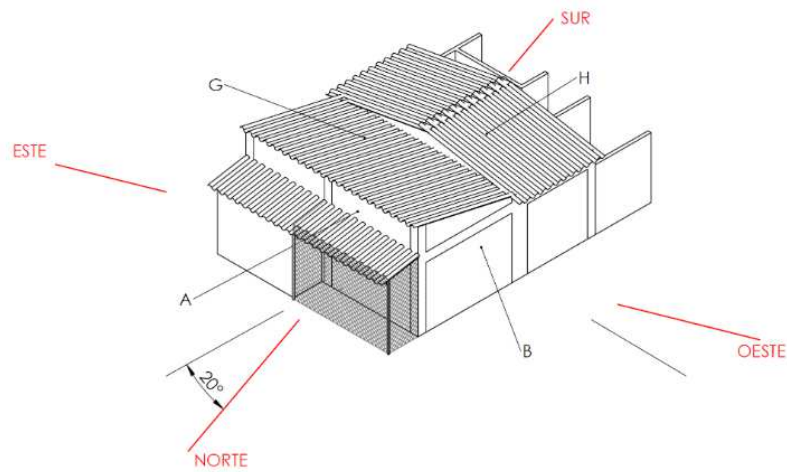
$$R_{\text{pared}} = 0.1984 + 4.5126 + 0.1984$$

$$R_{\text{pared}} = 4.90944 \text{ (}^\circ\text{C/W)},$$

$$UA = 1/R_{\text{pared}}$$

$$U_{\text{pared}} = 2.54612 \text{ (W/m}^2\text{.}^\circ\text{C)}$$

Se procede a calcular los coeficientes globales de transferencia de calor por conducción de los techos del laboratorio, en la figura siguiente se muestra las superficies de los techos del laboratorio



Las conductividades térmicas de los materiales que componen el techo se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 15

Valores de conductividad térmica para los materiales del techo

MATERIAL	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA(W/m.°C)	RESISTENCIA TÉRMICA (C°/W)
Tejas curvas Espesor: 10mm	0.70	0.000572
Carrizo arundo donax(que junto al tejado) Espesor: 8mm	0.123	0.002603
Carrizo arundo donax(que esta junto al falso techo) Espesor: 8mm	0.123	0.002663
Yeso de 1000 kg/m ³ Espesor: 10mm	0.49	0.000836

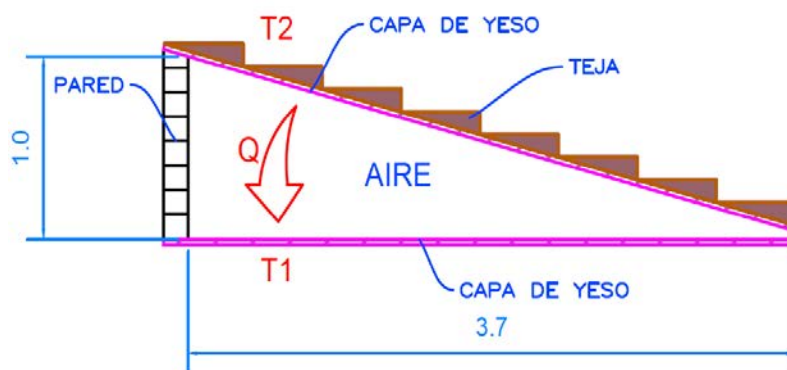


- TECHO G

Esta sección tiene una geometría de perfil triangular como se muestra en la *figura 32*:

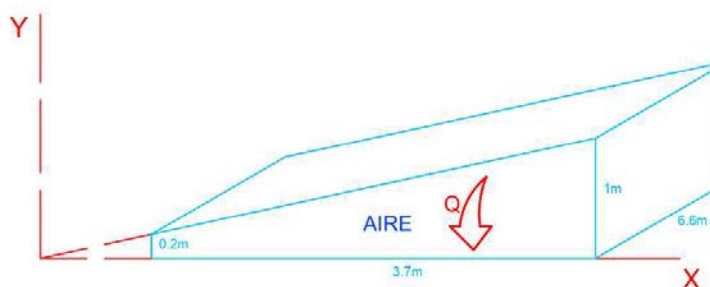
figura 32

perfil del techo G



Entre el falso techo y el tejado hay un espacio de aire, el cual también se considera para calcular el coeficiente global de transferencia de calor.

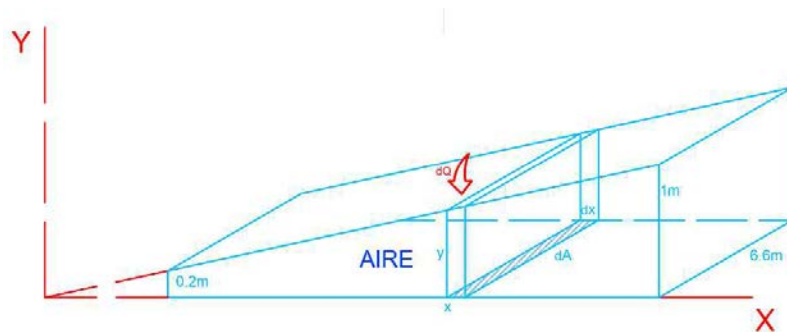
Si bien se conoce la conductividad térmica del aire mediante tablas, nuestro objetivo es conocer la resistencia térmica global de transferencia de calor por conducción, la forma geométrica es:





suposiciones:

- El flujo de calor es unidireccional en el eje Y
- El análisis es realizado en estado estable, eso para simplificar el análisis.



Según la ley de Fourier podemos plantear la siguiente ecuación diferencial:

$$d\dot{Q} = -k dA \frac{\Delta T}{y} \quad y \quad dA = 6.6 dx$$

Además, se tiene:

$$\frac{dy}{dx} = 0.2162$$

Ordenando tenemos:

$$d\dot{Q} = -k \frac{6.6 \Delta T}{0.2162} * \frac{dy}{y}$$

Integrando en cada miembro de la ecuación tenemos:

$$\int d\dot{Q} = -k(30.52 \Delta T) \int_{0.2}^1 \frac{dy}{y}$$

$$\dot{Q} = -0.7219 * \Delta T [\ln 1 - \ln 0.2]$$



$$\dot{Q} = 1.1619\Delta T = \frac{\Delta T}{0.89061} = \frac{\Delta T}{R_{aire}}, \text{ por consiguiente:}$$

$$R_{aire} = 0.89061 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$R_G = R_{teja} + R_{carrizo} + R_{aire} + R_{carrizo} + R_{yeso}$$

$$R_G = 0.897284 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Para la superficie de tejado G se tiene el coeficiente global de transferencia de calor por conduccion

$$A_G = 24.98 \text{ m}^2$$

$$U_G = \frac{1}{A_G \cdot R_G} = 0.04461 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

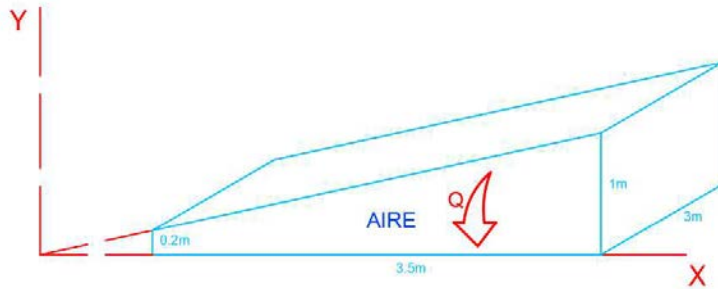
- TECHO H

Para esta sección también se realiza el mismo calculo precedente.

MATERIAL	CONDUCTIVIDAD TÉRMICA K (W/m.°C)	RESISTENCIA TÉRMICA (.°C/W)
Tejas curvas Espesor: 10mm	0.70	0.001326
Carrizo arundo donax(que junto al tejado) Espesor: 8mm	0.123	0.006039
aire	0.02365	2.00168
Carrizo arundo donax(que va junto al falso techo) Espesor: 8mm	0.123	0.006194
Yeso de 1000 kg/m ³ Espesor: 10mm	0.49	0.001944

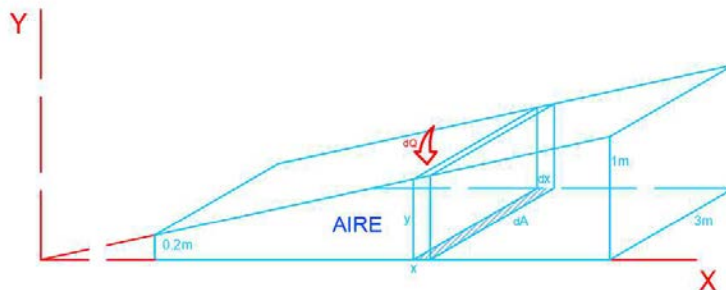


Si bien se conoce la conductividad térmica del aire mediante tablas, nuestro objetivo es conocer la resistencia térmica global de transferencia de calor por conducción, la forma geométrica es:



suposiciones:

- El flujo de calor es unidireccional en el eje Y
- El análisis es realizado en estado estable, eso para simplificar el análisis.



Según la ley de Fourier podemos plantear la siguiente ecuación diferencial:

$$d\dot{Q} = -kdA \frac{\Delta T}{y} \quad y \quad dA = 3dx$$

Además, se tiene:

$$\frac{dy}{dx} = 0.228571$$

Ordenando tenemos:



$$d\dot{Q} = -k \frac{3\Delta T}{0.228571} * \frac{dy}{y}$$

Integrando en cada miembro de la ecuación tenemos:

$$\int d\dot{Q} = -k(13.125\Delta T) \int_{0.2}^1 \frac{dy}{y}$$

$$\dot{Q} = -0.310407 * \Delta T [\ln 1 - \ln 0.2]$$

$$\dot{Q} = 0.49958\Delta T = \frac{\Delta T}{2.00168} = \frac{\Delta T}{R_{aire}}, \text{ por consiguiente:}$$

$$R_{aire} = 2.00168 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

$$R_H = R_{teja} + R_{carrizo} + R_{aire} + R_{carrizo} + R_{yeso}$$

$$R_H = 2.01718 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Para la superficie de tejado H se tiene el coeficiente global de transferencia de calor por conducción

$$A_H = 10.77 \text{ m}^2$$

$$U_H = \frac{1}{A_H \cdot R_H} = 0.046 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

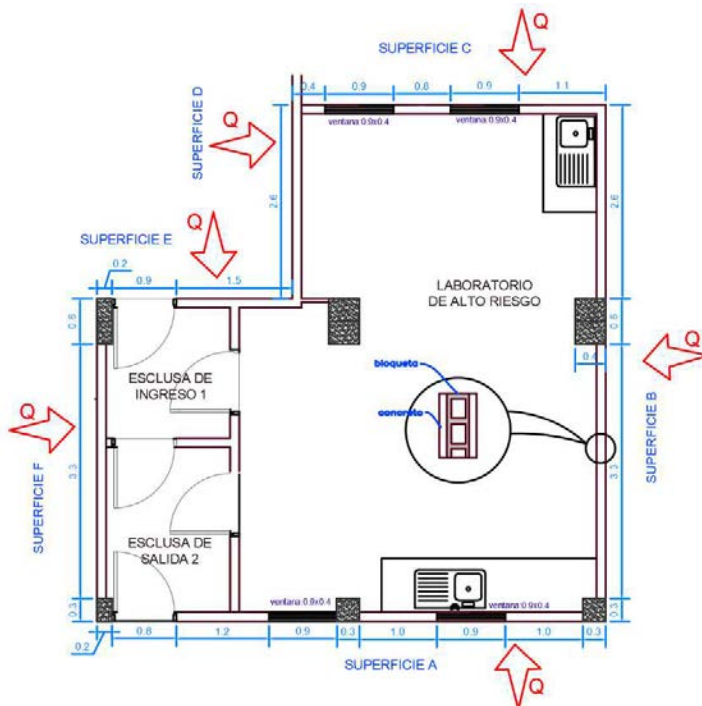
3.5.3.b Ganancia de calor por radiación y conducción a través de las paredes exteriores e interiores

En este acápite se realiza el cálculo de ganancia de calor a través de paredes y techos, utilizando el método de cálculo CTS (conduct time series) y RTS (radiant time series) de la ASHRAE.

En la siguiente figura se muestra cómo se realiza la ganancia de calor

Figura 33

Esquema de transferencia de calor a través de paredes del laboratorio



Para poder calcular las ganancias de calor es necesario conocer las condiciones exteriores de diseño así mismo las condiciones a la cual debe estar el interior del laboratorio. Las condiciones exteriores de diseño se obtienen de la información provista por la ASHRAE.

Annual Cooling, Dehumidification, and Enthalpy Design Conditions															
Hottest Month	Hottest Month DB Range	Cooling DB/MCWB						Evaporation WB/MCDB						MCWS/PCWD to 0.4% DB	
		0.4%		1%		2%		0.4%		1%		2%		MCWS	PCWD
		DB	MCWB	DB	MCWB	DB	MCWB	WB	MCDB	WB	MCDB	WB	MCDB		
11	12.9	23.0	10.1	22.2	9.9	21.7	9.8	12.5	20.2	12.0	19.6	11.6	19.0	3.4	0
Dehumidification DP/MCDB and HR									Enthalpy/MCDB						Extreme Max WB
0.4%			1%			2%			0.4%		1%		2%		
DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	
9.6	11.2	14.7	9.1	10.9	14.0	8.8	10.7	13.8	46.9	20.3	45.2	19.9	43.9	19.1	18.3

Las condiciones interiores de diseño es lo siguiente:

Temperatura (°C) 21-22

Humedad (%) 50-60

Para realizar el cálculo de ganancia de calor por las superficies del laboratorio, detallamos sus propiedades térmicas.



FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA,
 INFORMÁTICA Y MECÁNICA



		TECHOS		PAREDES EXTERIORES			PAREDES INTERIORES		
SUPERFICIE		G	H	F	A	B	C	D	E
ORIENTACION		20° SO	70° NO	90° SE	20°NE	70° NO			
	ψ	20	110	70	-160	110			
	Σ	12.4	10.48	90	90	90			
area	A(m ²)	25	11	20	17	20	9.94	6.76	3.9
absortancia	α	0.65	0.65	0.6	0.6	0.6			
emisividad	ϵ	0.85	0.85	0.88	0.88	0.88			
coef trans	ho (W/m ² .°C)	17	17	17	17	17			
radiac	ΔR (W/m ²)	63	63	0	0	0			
coefic. Cond	U(W/m ² .°C)	0.0445	0.046	2.54	2.54	2.54	2.54	2.54	2.54

El valor de la absortividad y emisividad de las superficies exteriores “ α ” y “ ϵ ”, se obtiene de la tabla A-19 del libro transferencia de calor.

Tabla 16.

valores de absortividad de las superficies externas del laboratorio

Descripción	Absortividad solar	Emisividad a 300K
Concreto	0.6	0.88
Ladrillo rojo	0.63	0.93
Tejas para techo rojo	0.65	0.85

Nota 37. Adaptado de transferencia de calor y masa yunus cengel (tabla 19-A)

Para calcular la temperatura horaria t_0 , según la ASHRAE se tiene el siguiente cuadro

Tabla 17

Fracción de temperatura diaria



HORA, h	FRACCIÓN	HORA, h	FRACCIÓN	HORA, h	FRACCIÓN
1	0.88	9	0.55	17	0.14
2	0.92	10	0.38	18	0.24
3	0.95	11	0.23	19	0.39
4	0.98	12	0.13	20	0.5
5	1	13	0.05	21	0.59
6	0.98	14	0	22	0.68
7	0.91	15	0	23	0.75
8	0.74	16	0.06	24	0.82

Nota 38. tomado de ASHRAE fundamentals handbook 2017(p.307)

Para cada hora se tiene una fracción de la temperatura máxima durante el día el cual es 23.9 °C. el método de cálculo de la temperatura horaria según la ASHARE se expone a continuación.

DB=23.9 °C dry bulb temperature

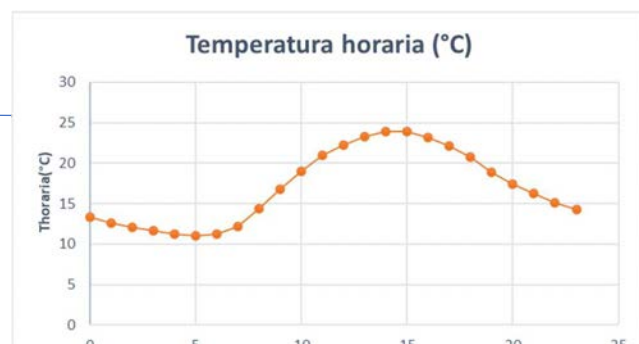
MCDBR=12.9°C main coincident dry bulb range

Para la temperatura horaria a las 13 horas, se tiene:

$$t_{db,13} = 23.9 - 0.05 \times 12.9 = 23.255 \text{ °C}$$

Así con la tabla anterior se calcula la temperatura horaria para cada hora teniendo el siguiente cuadro:

LST (hora)	Thoraria(°C)
0	13.322
1	12.548
2	12.032
3	11.645
4	11.258





LST (hora)	Thoraria(°C)
5	11
6	11.258
7	12.161
8	14.354
9	16.805
10	18.998
11	20.933
12	22.223
13	23.255
14	23.9
15	23.9
16	23.126
17	22.094
18	20.804
19	18.869
20	17.45
21	16.289
22	15.128
23	14.225

- **Superficie A:** se realiza el cálculo de ganancia de calor por la pared de la superficie A,

Como sabemos que la transferencia de calor a través de las paredes es por conducción, convección y radiación, pero para poder simplificar la ASHRAE simplifica ese cálculo solamente asumiendo una transferencia por conducción, para lo cual se utiliza una temperatura equivalente.

$$t_e = t_0 + \frac{\alpha E_t}{h_0} + \frac{\varepsilon \Delta R}{h_0}$$



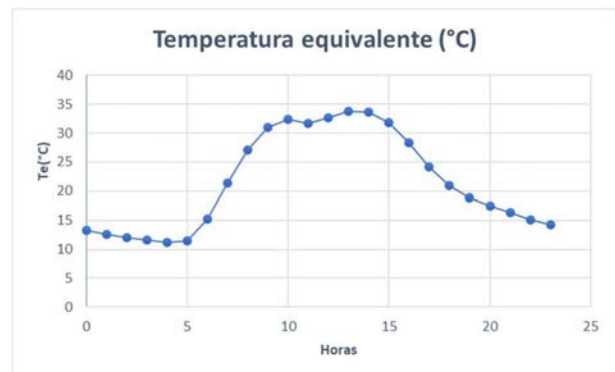
Para superficies horizontales, teniendo un cielo despejado tenemos que ΔR es aproximadamente 63 W/m^2 y h_0 igual a $17 \text{ w/m}^2\cdot\text{k}$. Para superficies verticales se asume un valor ΔR igual a 0 (ASHRAE 2017, p.493)

Para simplificar los cálculos asumimos las superficies del techo como horizontales, de esa manera podremos calcular la temperatura equivalente de las paredes, así como el techo, a continuación, calculamos la temperatura equivalente para las 14 horas:

$$t_{e,14} = t_0 + \frac{\alpha E_t}{h_0} + \frac{\varepsilon \Delta R}{h_0} = 23.9 + \frac{0.6 \times 274.13}{17} + \frac{0.88 \times 0}{17} = 33.57 \text{ }^\circ\text{C}$$

Siguiendo el mismo procedimiento se calcular para las 24 horas del día:

LST(hora)	Thoraria(°C)	Teq (°C)
0	13.322	13.322
1	12.548	12.548
2	12.032	12.032
3	11.645	11.645
4	11.258	11.258
5	11	11.48842
6	11.258	15.303771
7	12.161	21.39242
8	14.354	27.100483
9	16.805	30.971512
10	18.998	32.413181
11	20.933	31.660583
12	22.223	32.672671
13	23.255	33.782117
14	23.9	33.575404
15	23.9	31.810466
16	23.126	28.391291
17	22.094	24.207175





LST(hora)	Thoraria(°C)	Teq (°C)
18	20.804	20.922711
19	18.869	18.869
20	17.45	17.45
21	16.289	16.289
22	15.128	15.128
23	14.225	14.225

Se procede a realizar el cálculo de ganancia de calor por conducción en la superficie A usando coeficiente de series de conducción, en ingles CTS (conduction time series).

$q_{i,\theta-n} = U_{conduccion}A(T_{e,\theta-n} - T_{rc})$ el calor ganado hace “n” horas atrás.

El calor ganado por conducción a las 14 horas ($\theta=14$) es:

$$q_{\theta} = C_0 \cdot q_{i,\theta} + C_1 \cdot q_{i,\theta-1} + C_2 \cdot q_{i,\theta-2} + \dots + C_{23} \cdot q_{i,\theta-23}$$

$$q_{i,14} = U_{conduccion}A(T_{e,14} - T_{rc}) = 2.54 \times 17(33.57 - 21) = 542.77 \text{ W}$$

$$q_{i,13} = U_{conduccion}A(T_{e,13} - T_{rc}) = 2.54 \times 17(33.78 - 21) = 551.84 \text{ W}$$

$$q_{i,12} = U_{conduccion}A(T_{e,12} - T_{rc}) = 2.54 \times 17(32.67 - 21) = 503.911 \text{ W}$$

$$q_{i,11} = U_{conduccion}A(T_{e,11} - T_{rc}) = 2.54 \times 17(31.66 - 21) = 460.299 \text{ W}$$

$$q_{i,10} = U_{conduccion}A(T_{e,10} - T_{rc}) = 2.54 \times 17(32.41 - 21) = 492.68 \text{ W}$$

$$q_{i,9} = U_{conduccion}A(T_{e,9} - T_{rc}) = 2.54 \times 17(30.97 - 21) = 430.505 \text{ W}$$

$$q_{i,8} = U_{conduccion}A(T_{e,8} - T_{rc}) = 2.54 \times 17(27.1 - 21) = 263.398 \text{ W}$$

$$q_{i,7} = U_{conduccion}A(T_{e,7} - T_{rc}) = 2.54 \times 17(21.39 - 21) = 16.84 \text{ W}$$

$$q_{i,6} = U_{conduccion}A(T_{e,6} - T_{rc}) = 2.54 \times 17(15.3 - 21) = -246.126 \text{ W}$$

$$q_{i,5} = U_{conduccion}A(T_{e,5} - T_{rc}) = 2.54 \times 17(11.48 - 21) = -411.074 \text{ W}$$

$$q_{i,4} = U_{conduccion}A(T_{e,4} - T_{rc}) = 2.54 \times 17(11.25 - 21) = 421 \text{ W}$$

$$q_{i,3} = U_{conduccion}A(T_{e,3} - T_{rc}) = 2.54 \times 17(11.64 - 21) = 404.165 \text{ W}$$

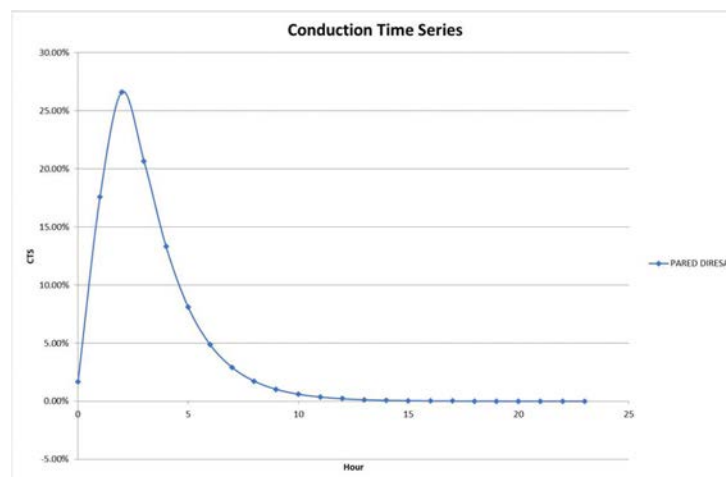
$$q_{i,2} = U_{conduccion}A(T_{e,2} - T_{rc}) = 2.54 \times 17(12.032 - 21) = -387.23 \text{ W}$$



$$\begin{aligned}q_{i,1} &= U_{conduccion}A(T_{e,1} - T_{rc}) = 2.54x17(12.54 - 21) = -365 \text{ W} \\q_{i,0} &= U_{conduccion}A(T_{e,0} - T_{rc}) = 2.54x17(13.322 - 21) = -331.53 \text{ W} \\q_{i,23} &= U_{conduccion}A(T_{e,23} - T_{rc}) = 2.54x17(14.225 - 21) = -292.54 \text{ W} \\q_{i,22} &= U_{conduccion}A(T_{e,22} - T_{rc}) = 2.54x17(15.128 - 21) = -253.55 \text{ W} \\q_{i,21} &= U_{conduccion}A(T_{e,21} - T_{rc}) = 2.54x17(16.289 - 21) = -203.42 \text{ W} \\q_{i,20} &= U_{conduccion}A(T_{e,20} - T_{rc}) = 2.54x17(17.45 - 21) = -153.289 \text{ W} \\q_{i,19} &= U_{conduccion}A(T_{e,19} - T_{rc}) = 2.54x17(18.86 - 21) = -92 \text{ W} \\q_{i,18} &= U_{conduccion}A(T_{e,18} - T_{rc}) = 2.54x17(20.92 - 21) = -3.33 \text{ W} \\q_{i,17} &= U_{conduccion}A(T_{e,17} - T_{rc}) = 2.54x17(24.2 - 21) = 138.48 \text{ W} \\q_{i,16} &= U_{conduccion}A(T_{e,16} - T_{rc}) = 2.54x17(28.39 - 21) = 319.15 \text{ W} \\q_{i,15} &= U_{conduccion}A(T_{e,15} - T_{rc}) = 2.54x17(31.81 - 21) = 466.8 \text{ W}\end{aligned}$$

Los factores de series de conducción se muestran a continuación:

$C_0=1.7$	$C_{12}=0.21$
$C_1=17.72$	$C_{13}=0.13$
$C_2=26.7$	$C_{14}=0.08$
$C_3=20.64$	$C_{15}=0.04$
$C_4=13.25$	$C_{16}=0.03$
$C_5=8.07$	$C_{17}=0.02$
$C_6=4.83$	$C_{18}=0.01$
$C_7=2.88$	$C_{19}=0.01$
$C_8=1.71$	$C_{20}=0$
$C_9=1.02$	$C_{21}=0$
$C_{10}=0.6$	$C_{22}=0$
$C_{11}=0.36$	$C_{23}=0$





Estos factores se obtuvieron de ASHRAE handbook fundamentals (2017) que están en la tabla 16 y dependen del material de construcción y coeficiente global de transferencia (pp.445-449).

La carga real de enfriamiento por la pared de la superficie “A” a las 14 horas es:

$$q_{14} = C_0 \cdot q_{i,14} + C_1 \cdot q_{i,13} + C_2 \cdot q_{i,12} + \dots + C_{23} \cdot q_{i,0}$$

Reemplazando se tiene:

$$q_{14} = 435.67 \text{ W}$$

De la misma forma se realiza el mismo procedimiento para calcular la carga real de enfriamiento durante las 24 horas, el calor ganado a través de las paredes, un porcentaje se trasfiere por convección y el resto mediante radiación, y el calor radiante se vuelve en carga real de enfriamiento utilizando factores radiantes RTS. De la *Figura 34* obtiene la fracción radiante y la fracción de convección para paredes y techos:

Figura 34

Valores recomendados de fracción radiante y convectiva de ganancia interna de calor

Table 14 Recommended Radiative/Convective Splits for Internal Heat Gains

Heat Gain Type	Recommended Radiative Fraction	Recommended Convective Fraction	Comments
Occupants, typical office conditions	0.60	0.40	See Table 1 for other conditions.
Equipment	0.1 to 0.8	0.9 to 0.2	See Tables 6 to 12 for details of equipment heat gain and recommended radiative/convective splits for motors, cooking appliances, laboratory equipment, medical equipment, office equipment, etc.
Office, with fan	0.10	0.90	
Office, without fan	0.30	0.70	
Lighting			Varies; see Table 3.
Conduction heat gain			
Through walls and floors	0.46	0.54	
Through roof	0.60	0.40	
Through windows	0.33 (SHGC > 0.5) 0.46 (SHGC < 0.5)	0.67 (SHGC > 0.5) 0.54 (SHGC < 0.5)	
Solar heat gain through fenestration			
Without interior shading	1.00	0.00	
With interior shading			Varies; see Tables 14A to 14G in Chapter 15.
Infiltration	0.00	1.00	

Source: Nigusse (2007).

Nota 39. tomado de ASHRAE fundamentals handbook 2017(p.493)

Fracción radiante:0.46

Fracción convectiva:0.54

Para las 14 horas se tiene una ganancia de calor de 435.7 W, del cual el 54% será la carga de enfriamiento por convección, el cual es 235.278 W. el 46% será transferirá a los alrededores del



interior del laboratorio por radiación, el cual es $q_{r\theta}=200.422 \text{ W}$, la misma que tendrá un delay time para volverse en una carga de enfriamiento, esto se obtiene mediante la siguiente ecuación:

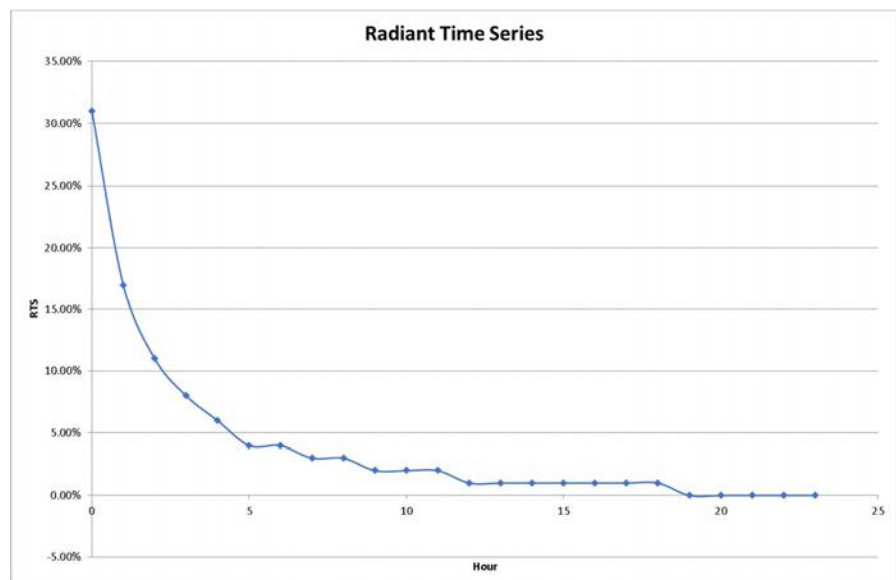
$$Q_{r,\theta} = r_0 \cdot q_{r,\theta} + r_1 \cdot q_{r,\theta-1} + r_2 \cdot q_{r,\theta-2} + \dots + r_{23} \cdot q_{r,\theta-23}$$

Los factores de series radiantes se obtiene de la siguiente tabla:

Tabla 18.

factores de series radiantes

$r_0=31$	$r_{12}=1$
$r_1=17$	$r_{13}=1$
$r_2=11$	$r_{14}=1$
$r_3=8$	$r_{15}=1$
$r_4=6$	$r_{16}=1$
$r_5=4$	$r_{17}=1$
$r_6=4$	$r_{18}=1$
$r_7=3$	$r_{19}=0$
$r_8=3$	$r_{20}=0$
$r_9=2$	$r_{21}=0$
$r_{10}=2$	$r_{22}=0$
$r_{11}=2$	$r_{23}=0$



nota 40. adaptado de la tabla 19 del manual de la ASHRAE 2017 p.507

Reemplazando se obtiene:

$$Q_{r,14} = 0.31 \times 200.422 + 0.17 \times 174 + 0.11 \times 141 + \dots + 0 \times 219 = 85.99 \text{ W}$$

Finalmente, la carga instantánea de enfriamiento para la superficie “A”, se obtiene realizando la siguiente sumativa:

$$Q_s = \sum Q_{i,r} + \sum Q_{i,c}$$



Para las 14 horas tenemos:

$$Q_{s,14} = \sum Q_{i,r} + \sum Q_{i,c} = 85.99 + 235.27 = 231.27 \text{ watt}$$

La carga real de enfriamiento por conducción y radiación solar para las 24 horas para cada superficie se muestra en la **TABLA A- 9** del apéndice. En los siguientes gráficos observación como varia la carga de enfriamiento en cada superficie



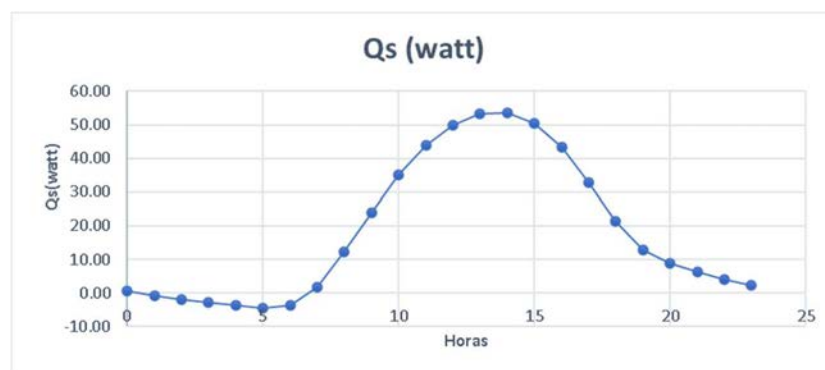
- **Superficie B:** siguiendo el mismo procedimiento anterior obtenemos la carga real de enfriamiento para la superficie “B”. los resultados de cálculo se muestran en la **TABLA A- 10** del apéndice.



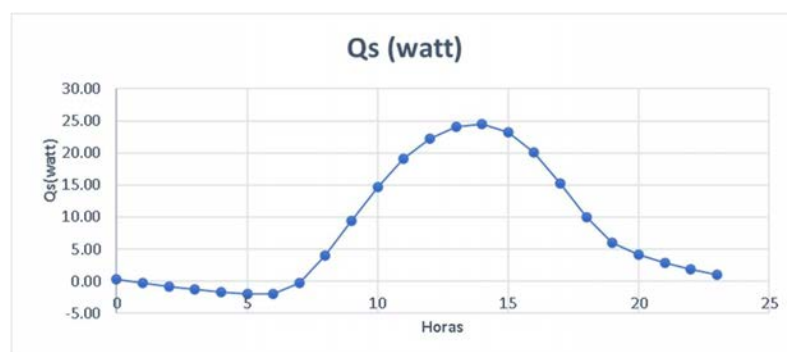
- **Superficie F:** siguiendo el mismo procedimiento anterior obtenemos la carga real de enfriamiento para la superficie “F”



- **Superficie G:** siguiendo el mismo procedimiento anterior obtenemos la carga real de enfriamiento para la superficie “G”



- **Superficie H:** siguiendo el mismo procedimiento anterior obtenemos la carga real de enfriamiento para la superficie “H”



- **Superficie C, D y E:** siguiendo el mismo procedimiento anterior obtenemos la carga real de enfriamiento para la superficie “C, D y E”.



3.5.4 GANANCIA DE CALOR POR FENESTRACIÓN

La fenestración es un término usado en arquitectura, el cual hace mención a los componentes de ventanas y puertas, ahora se procede a calcular la ganancia de calor y la carga real de enfriamiento a través de las ventanas y puertas. La orientación y las propiedades de las ventanas del laboratorio se muestran a continuación:

	SUPERFICIE	G	H	F	A	B	C
	ORIENTACION	20° SO	70° NO	90° SE	20°NE	70° NO	
	ψ	20	110	70	-160	110	
	Σ	12.4	10.48	90	90	90	
area	A(m ²)				0.72		0.72
coefic. Cond	U(W/m ² .°C)				5.55		5.55

De acuerdo a la data de la ASHRAE, obtenemos el coeficiente global de transferencia de calor, el tipo de ventana es de vidrio acrílico de 6mm de espesor con marco de aluminio fijado, el cual el valor de “U” es 5.55 W/m².C°, este valor se muestra en la *Figura 35*, extraído de la tabla 4 de la ASHRAE.



Figura 35

valores de coeficiente de transferencia de calor de los diferentes tipos de ventanas

Table 4 U-Factors for Various Fenestration Products in $W/(m^2 \cdot K)^1$

Product Type		Glass Only		Vertical Installation									
				Operable (including sliding and swinging glass doors)					Fixed				
Frame Type		Center of Glass	Edge of Glass	Aluminum	Aluminum	Reinforced	Wood/ Vinyl	Insulated Fiberglass/ Vinyl	Aluminum	Aluminum	Reinforced	Wood/ Vinyl	Insulated Fiberglass/ Vinyl
ID	Glazing Type			Without Thermal Break	With Thermal Break	Aluminum Clad			Wood	Without Thermal Break	With Thermal Break		
Single Glazing													
1	3.2 mm glass	5.91	5.91	7.01	6.08	5.27	5.20	4.83	6.38	6.06	5.58	5.58	5.40
2	6 mm acrylic/polycarb	5.00	5.00	6.23	5.35	4.59	4.52	4.18	5.55	5.23	4.77	4.77	4.61
3	3.2 mm acrylic/polycarb	5.45	5.45	6.62	5.72	4.93	4.86	4.51	5.96	5.64	5.18	5.18	5.01
Double Glazing													
4	6 mm airspace	3.12	3.63	4.62	3.61	3.24	3.14	2.84	3.88	3.52	3.18	3.16	3.04
5	13 mm airspace	2.73	3.36	4.30	3.31	2.96	2.86	2.58	3.54	3.18	2.85	2.83	2.72
6	6 mm argon space	2.90	3.48	4.43	3.44	3.08	2.98	2.69	3.68	3.33	3.00	2.98	2.86
7	13 mm argon space	2.56	3.24	4.16	3.18	2.84	2.74	2.46	3.39	3.04	2.71	2.69	2.58
Double Glazing, e = 0.60 on surface 2 or 3													
8	6 mm airspace	2.95	3.52	4.48	3.48	3.12	3.02	2.73	3.73	3.38	3.04	3.02	2.90
9	13 mm airspace	2.50	3.20	4.11	3.14	2.80	2.70	2.42	3.34	2.99	2.67	2.65	2.53
10	6 mm argon space	2.67	3.32	4.25	3.27	2.92	2.82	2.54	3.49	3.13	2.81	2.79	2.67
11	13 mm argon space	2.33	3.08	3.98	3.01	2.68	2.58	2.31	3.20	2.84	2.52	2.50	2.39
Double Glazing, e = 0.40 on surface 2 or 3													

Nota 41. Adaptado de ASHRAE fundamentals 2017

La ganancia de calor por fenestración, se obtiene mediante la ecuación (57)

$$q_s = q_b + q_d + q_c$$

Procedemos a calcular la ganancia de calor de la radiación directa “q_b”:

$$q_b = A \cdot E_{t,b} \cdot SGHC(\theta) IAC(\theta, \Omega)$$

El coeficiente de ganancia de calor solar “SGHC” se obtiene de la figura 36, el coeficiente de atenuación solar “IAC”, es un factor de cortinas o persianas, que, en ausencia de estas, toma el valor de uno.



figura 36

tabla de valores de SHGC y IAC

Table 10 Visible Transmittance T_v , Solar Heat Gain Coefficient (SHGC), Solar Transmittance T , Front Reflectance R^f , Back Reflectance R^b , and Layer Absorptance A_{λ}^f for Glazing and Window Systems

ID	Glazing System		Center Glazing T_v		Center-of-Glazing Properties								Total Window SHGC at Normal Incidence				Total Window T_v at Normal Incidence			
					Incidence Angles								Aluminum		Other Frames		Aluminum		Other Frames	
					Normal 0.00	40.00	50.00	60.00	70.00	80.00	Hemis., Diffuse	Operable	Fixed	Operable	Fixed	Operable	Fixed	Operable	Fixed	
<i>Uncoated Single Glazing</i>																				
1a	3	CLR	0.90	SHGC	0.86	0.84	0.82	0.78	0.67	0.42	0.78	0.78	0.79	0.70	0.76	0.80	0.81	0.72	0.79	
				T	0.83	0.82	0.80	0.75	0.64	0.39	0.75									
				R^f	0.08	0.08	0.10	0.14	0.25	0.51	0.14									
				R^b	0.08	0.08	0.10	0.14	0.25	0.51	0.14									
				A_{λ}^f	0.09	0.10	0.10	0.11	0.11	0.10	0.10									
1b	6	CLR	0.88	SHGC	0.81	0.80	0.78	0.73	0.62	0.39	0.73	0.74	0.74	0.66	0.72	0.78	0.79	0.70	0.77	
				T	0.77	0.75	0.73	0.68	0.58	0.35	0.69									
				R^f	0.07	0.08	0.09	0.13	0.24	0.48	0.13									
				R^b	0.07	0.08	0.09	0.13	0.24	0.48	0.13									
				A_{λ}^f	0.16	0.17	0.18	0.19	0.19	0.17	0.17									
1c	3	BRZ	0.68	SHGC	0.73	0.71	0.68	0.64	0.55	0.34	0.65	0.67	0.67	0.59	0.65	0.61	0.61	0.54	0.60	
				T	0.65	0.62	0.59	0.55	0.46	0.27	0.56									
				R^f	0.06	0.07	0.08	0.12	0.22	0.45	0.12									
				R^b	0.06	0.07	0.08	0.12	0.22	0.45	0.12									
				A_{λ}^f	0.29	0.31	0.32	0.33	0.33	0.29	0.31									
1d	6	BRZ	0.54	SHGC	0.62	0.59	0.57	0.53	0.45	0.29	0.54	0.57	0.57	0.50	0.55	0.48	0.49	0.43	0.48	
				T	0.49	0.45	0.43	0.39	0.32	0.18	0.41									

nota 42. adaptado de ASHRAE fundamentals (p.368)

Para las 14 horas la ganancia de calor en las ventanas de la superficie "A" es:

$$q_{b,14} = 0.72 \times 861.9 \times 0.8 \times 1 = 496.68 \text{ W}$$

La carga de enfriamiento tiene un delay, con respecto a la ganancia horaria de calor, la carga de enfriamiento de obtiene con la siguiente ecuación:

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

Los valores de factores de series radiantes (RTS) para el laboratorio de tuberculosis se toman los valores de una construcción media sin alfombras y un porcentaje de vidrio de 10%.



figura 37

Tabla de valores de RTS, para construcciones ligeras a pesadas

% Class	Light						Medium						Heavy					
	With Carpet			No Carpet			With Carpet			No Carpet			With Carpet			No Carpet		
	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%	10%	50%	90%
Hour	Radiant Time Factor, %																	
0	53	55	56	44	45	46	52	54	55	28	29	29	47	49	51	26	27	28
1	17	17	17	19	20	20	16	16	15	15	15	15	11	12	12	12	13	13
2	9	9	9	11	11	11	8	8	8	10	10	10	6	6	6	7	7	7
3	5	5	5	7	7	7	5	4	4	7	7	7	4	4	3	5	5	5
4	3	3	3	5	5	5	3	3	3	6	6	6	3	3	3	4	4	4
5	2	2	2	3	3	3	2	2	2	5	5	5	2	2	2	4	4	4
6	2	2	2	3	2	2	2	1	1	4	4	4	2	2	2	3	3	3
7	1	1	1	2	2	2	1	1	1	4	3	3	2	2	2	3	3	3
8	1	1	1	1	1	1	1	1	1	3	3	3	2	2	2	3	3	3
9	1	1	1	1	1	1	1	1	1	3	3	3	2	2	2	3	3	3
10	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3
11	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	1	3	3	2
12	1	1	1	1	1	0	1	1	1	2	2	2	2	1	1	2	2	2
13	1	1	0	1	0	0	1	1	1	2	2	2	2	1	1	2	2	2
14	1	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	1	1	2	2	2
15	1	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2
16	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2
17	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2
18	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2
19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	2	2	2
21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2	2	2
22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2	1	1
23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	2	1	1
	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

nota 43. Adaptado de ASHRAE fundamentals 2017 (p.507)

para las 14 horas obtenemos:

$$Q_{b,14} = 376.95 \text{ watt}$$

Procedemos a calcular la ganancia de calor difusa esto para todas las ventanas

$$q_d = A \cdot (E_{t,d} + E_{t,r}) \cdot SGHC_D \cdot IAC_D$$

El valor “SGHC_D”, se obtiene de la figura 36, el valor de IAC_D es 1, debido a que las ventanas no tienen persianas o cortinas.

Para las 14 horas la ganancia de calor en las ventanas de la superficie “A” es:

$$q_{d,14} = 0.72x(120.24 + 228.8)0.73x1 = 183.47 \text{ W}$$

Los factores de series radiantes solar, se usa para la radiación directa y los factores de series radiantes no solar se aplica a la radiación difusa y transferencia de calor por conducción, dichos valores de muestran en tabla de la figura 38.



Para las 14 horas tenemos:

$$q_{c,14} = 0.72 \times 5.55 \times (23.9 - 21) = 11.58 \text{ W}$$

De ese calor ganado una fracción, que se denomina fracción convectiva, se considera como carga real de enfriamiento. La otra fracción, que se denomina fracción radiante, transfiere calor al entorno por radiación térmica, luego se convierte en carga real de enfriamiento, esto se obtiene mediante los factores de series radiantes no solar.

fracción radiante	0.45
fracción convectiva	0.55

$$q_{c,conv14} = 0.55 \times 11.58 = 6.369 \text{ W}$$

$$q_{c,rad14} = 0.45 \times 11.58 = 5.211 \text{ W}$$

La carga real de enfriamiento de la fracción radiante se obtiene mediante la siguiente fórmula:

$$q_{c,rad\theta} = r_0 \cdot q_{c,rad\theta} + r_1 \cdot q_{c,rad\theta-1} + r_2 \cdot q_{c,rad\theta-2} + \dots + r_{23} \cdot q_{c,rad\theta-23}$$

$$q_{c,14} = -1.33 \text{ W}$$

El calor total por conducción es

$$Q_{c,14} = 6.37 + (-1.33) = 5.04 \text{ W}$$

el calor sensible total transmitido por la ventana se muestra a continuación

$$Q_{s,14} = Q_{b,14} + Q_{d,14} + Q_{c,14} = 376.9 + 157.37 + 5.04 = 539.37 \text{ W}$$

El valor total de la carga real de enfriamiento para las ventanas en la superficie "A", para las 24 horas se muestra en la *Tabla 20*.



De forma similar se realiza los cálculos para la ventana de la superficie “D”, con la consideración que esta no está expuesto a la radiación ya que es una pared interior, por lo cual solo habrá ganancia de calor por conducción:

La ganancia de calor por las puertas se considera solo por conducción, ya que no están expuestas a la radiación solar, y en vista que están formada en su mayor parte por vidrio se considera $U=5.55$ $W/m^2.K$

Tabla 19

Resumen de cálculo de ganancia de calor a través de las puertas

LST(hora)	Thoraria (°C)	RADIACION DIRECTA						RADIACION DIFUSA						CONDUCCION					Qventana(W)		
		θ	Eb,t(W/m2)	SHGC(θ)	IAC(θ,Ω)	qb(w)	RTS(%)	Qrad.direct (W)	Edifusiva	SHGCD	IACD	qd(w)	non RTS(%)	Qrad.difusa (W)	qC(w)	qconv(W)	qrad(W)	non RTS(%)		qrad,conv (W)	Q(W)
0.00	13.32	114.84	0.00	0.00	1.00	0.00	28.00	0.00	0.00	0.73	1.00	0.00	31.00	0.00	-30.68	-16.87	-13.81	31.00	-8.82	-25.70	-25.70
1.00	12.55	108.85	0.00	0.00	1.00	0.00	15.00	0.00	0.00	0.73	1.00	0.00	17.00	0.00	-33.77	-18.58	-15.20	17.00	-10.16	-28.73	-28.73
2.00	12.03	102.78	0.00	0.00	1.00	0.00	10.00	0.00	0.00	0.73	1.00	0.00	11.00	0.00	-35.84	-19.71	-16.13	11.00	-11.33	-31.04	-31.04
3.00	11.65	96.97	0.00	0.00	1.00	0.00	7.00	0.00	0.00	0.73	1.00	0.00	8.00	0.00	-37.38	-20.56	-16.82	8.00	-12.37	-32.93	-32.93
4.00	11.26	91.74	0.00	0.00	1.00	0.00	6.00	0.00	0.00	0.73	1.00	0.00	6.00	0.00	-38.93	-21.41	-17.52	6.00	-13.34	-34.75	-34.75
5.00	11.00	87.39	0.00	0.30	1.00	1.45	5.00	0.00	0.00	0.73	1.00	3.74	4.00	0.00	-39.96	-21.98	-17.98	4.00	-14.20	-36.18	-36.18
6.00	11.26	84.18	0.00	0.31	1.00	11.94	4.00	0.00	0.00	0.73	1.00	32.13	4.00	0.00	-38.93	-21.41	-17.52	4.00	-14.72	-36.13	-36.13
7.00	12.16	82.36	0.00	0.30	1.00	22.77	4.00	0.00	0.00	0.73	1.00	82.06	3.00	0.00	-35.32	-19.43	-15.89	3.00	-14.67	-34.10	-34.10
8.00	14.35	82.04	0.00	0.30	1.00	27.13	3.00	0.00	0.00	0.73	1.00	123.80	3.00	0.00	-26.56	-14.61	-11.95	3.00	-13.58	-28.19	-28.19
9.00	16.81	83.25	0.00	0.28	1.00	22.90	3.00	0.00	0.00	0.73	1.00	151.28	2.00	0.00	-16.76	-9.22	-7.54	2.00	-11.72	-20.94	-20.94
10.00	19.00	85.91	0.00	0.20	1.00	10.26	2.00	0.00	0.00	0.73	1.00	162.34	2.00	0.00	-8.00	-4.40	-3.60	2.00	-9.51	-13.91	-13.91
11.00	20.93	89.82	0.00	0.00	1.00	0.00	2.00	0.00	0.00	0.73	1.00	158.11	2.00	0.00	-0.27	-0.15	-0.12	2.00	-7.14	-7.29	-7.29
12.00	22.22	94.73	0.00	0.00	1.00	0.00	2.00	0.00	0.00	0.73	1.00	155.62	1.00	0.00	4.89	2.69	2.20	1.00	-4.98	-2.29	-2.29
13.00	23.26	100.34	0.00	0.00	1.00	0.00	2.00	0.00	0.00	0.73	1.00	156.77	1.00	0.00	9.01	4.96	4.05	1.00	-3.02	1.94	1.94
14.00	23.90	106.34	0.00	0.00	1.00	0.00	1.00	0.00	0.00	0.73	1.00	144.09	1.00	0.00	11.59	6.37	5.21	1.00	-1.33	5.04	5.04
15.00	23.90	112.41	0.00	0.00	1.00	0.00	1.00	0.00	0.00	0.73	1.00	117.80	1.00	0.00	11.59	6.37	5.21	1.00	-0.16	6.22	6.22
16.00	23.13	118.18	0.00	0.00	1.00	0.00	1.00	0.00	0.00	0.73	1.00	78.41	1.00	0.00	8.50	4.67	3.82	1.00	0.32	4.99	4.99
17.00	22.09	123.24	0.00	0.00	1.00	0.00	1.00	0.00	0.00	0.73	1.00	31.47	1.00	0.00	4.37	2.40	1.97	1.00	0.24	2.64	2.64
18.00	20.80	127.15	0.00	0.00	1.00	0.00	1.00	0.00	0.00	0.73	1.00	1.77	1.00	0.00	-0.78	-0.43	-0.35	1.00	-0.34	-0.77	-0.77
19.00	18.87	129.46	0.00	0.00	1.00	0.00	1.00	0.00	0.00	0.73	1.00	0.00	0.00	0.00	-8.52	-4.68	-3.83	0.00	-1.61	-6.30	-6.30
20.00	17.45	129.87	0.00	0.00	1.00	0.00	1.00	0.00	0.00	0.73	1.00	0.00	0.00	0.00	-14.19	-7.80	-6.38	0.00	-3.04	-10.84	-10.84
21.00	16.29	128.32	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.73	1.00	0.00	0.00	0.00	-18.83	-10.35	-8.47	0.00	-4.49	-14.84	-14.84
22.00	15.13	125.02	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.73	1.00	0.00	0.00	0.00	-23.46	-12.91	-10.56	0.00	-6.00	-18.90	-18.90
23.00	14.23	120.37	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.73	1.00	0.00	0.00	0.00	-27.07	-14.89	-12.18	0.00	-7.43	-22.32	-22.32

Tabla 20

Resumen de cálculo de ganancias de calor a través de ventanas

LST(hora)	Thoraria (°C)	RADIACION DIRECTA						RADIACION DIFUSA						CONDUCCION					Qventana(W)		
		θ	Eb,t(W/m2)	SHGC(θ)	IAC(θ,Ω)	qb(w)	RTS(%)	Qrad.direct (W)	Edifusiva	SHGCD	IACD	qd(w)	non RTS(%)	Qrad.difusa (W)	qC(w)	qconv(W)	qrad(W)	non RTS(%)		qrad,conv (W)	Q(W)
0.00	13.32	114.84	0.00	0.00	1.00	0.00	28.00	0.00	0.73	1.00	0.00	31.00	20.39	-30.68	-16.87	-13.81	31.00	-8.82	-25.70	-4.34	
1.00	12.55	108.85	0.00	0.00	1.00	0.00	15.00	0.00	0.73	1.00	0.00	17.00	17.70	-33.77	-18.58	-15.20	17.00	-10.16	-28.73	-10.06	
2.00	12.03	102.78	0.00	0.00	1.00	0.00	10.00	0.95	0.00	0.73	1.00	0.00	11.00	15.13	-35.84	-19.71	-16.13	11.00	-11.33	-31.04	-14.96
3.00	11.65	96.97	0.00	0.00	1.00	0.00	7.00	0.83	0.00	0.73	1.00	0.00	8.00	12.69	-37.38	-20.56	-16.82	8.00	-12.37	-32.93	-19.41
4.00	11.26	91.74	0.00	0.00	1.00	0.00	6.00	0.60	0.00	0.73	1.00	0.00	6.00	10.40	-38.93	-21.41	-17.52	6.00	-13.34	-34.75	-23.75
5.00	11.00	87.39	0.00	0.30	1.00	1.45	5.00	0.74	7.12	0.73	1.00	3.74	4.00	9.62	-39.96	-21.98	-17.98	4.00	-14.20	-36.18	-25.83
6.00	11.26	84.18	0.00	0.31	1.00	11.94	4.00	3.66	61.14	0.73	1.00	32.13	4.00	17.46	-38.93	-21.41	-17.52	4.00	-14.72	-36.13	-15.01
7.00	12.16	82.36	0.00	0.30	1.00	22.77	4.00	8.31	156.12	0.73	1.00	82.06	3.00	36.62	-35.32	-19.43	-15.89	3.00	-14.67	-34.10	10.83
8.00	14.35	82.04	0.00	0.30	1.00	27.13	3.00	12.31	235.54	0.73	1.00	123.80	3.00	59.90	-26.56	-14.61	-11.95	3.00	-13.58	-28.19	44.02
9.00	16.81	83.25	0.00	0.28	1.00	22.90	3.00	13.68	287.82	0.73	1.00	151.28	2.00	82.06	-16.76	-9.22	-7.54	2.00	-11.72	-20.94	74.80
10.00	19.00	85.91	0.00	0.20	1.00	10.26	2.00	11.40	308.87	0.73	1.00	162.34	2.00	99.42	-8.00	-4.40	-3.60	2.00	-9.51	-13.91	96.92
11.00	20.93	89.82	0.00	0.00	1.00	0.00	2.00	7.75	300.81	0.73	1.00	158.11	2.00	109.85	-0.27	-0.15	-0.12	2.00	-7.14	-7.29	110.31
12.00	22.22	94.73	0.00	0.00	1.00	0.00	2.00	5.93	296.07	0.73	1.00	155.62	1.00	117.20	4.89	2.69	2.20	1.00	-4.98	-2.29	120.85
13.00	23.26	100.34	0.00	0.00	1.00	0.00	2.00	4.88	298.27	0.73	1.00	156.77	1.00	123.82	9.01	4.96	4.05	1.00	-3.02	1.94	130.64
14.00	23.90	106.34	0.00	0.00	1.00	0.00	1.00	4.16	274.14	0.73	1.00	144.09	1.00	125.33	11.59	6.37	5.21	1.00	-1.33	5.04	134.53
15.00	23.90	112.41	0.00	0.00	1.00	0.00	1.00	3.58	224.13	0.73	1.00	117.80	1.00	119.63	11.59	6.37	5.21	1.00	-0.16	6.22	129.43
16.00	23.13	118.18	0.00	0.00	1.00	0.00	1.00	3.09	149.18	0.73	1.00	78.41	1.00	105.49	8.50	4.67	3.82	1.00	0.32	4.99	113.57
17.00	22.09	123.24	0.00	0.00	1.00	0.00	1.00	2.63	59.87	0.73	1.00	31.47	1.00	83.73	4.37	2.40	1.97	1.00	0.24	2.64	89.01
18.00	20.80	127.15	0.00	0.00	1.00	0.00	1.00	2.26	3.36	0.73	1.00	1.77	1.00	62.20	-0.78	-0.43	-0.35	1.00	-0.34	-0.77	63.69
19.00	18.87	129.46	0.00	0.00	1.00	0.00	1.00	2.02	0.00	0.73	1.00	0.00	0.00	48.48	-8.52	-4.68	-3.83	0.00	-1.61	-6.30	44.20
20.00	17.45	129.87	0.00	0.00	1.00	0.00	1.00	1.80	0.00	0.73	1.00	0.00	0.00	39.12	-14.19	-7.80	-6.38	0.00	-3.04	-10.84	30.07
21.00	16.29	128.32	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00	1.57	0.00	0.73	1.00	0.00	0.00	32.36	-18.83	-10.35	-8.47	0.00	-4.49	-14.84	19.08
22.00	15.13	125.02	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00	1.30	0.00	0.73	1.00	0.00	0.00	27.32	-23.46	-12.91	-10.56	0.00	-6.00	-18.90	9.72
23.00	14.23	120.37	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00	1.07	0.00	0.73	1.00	0.00	0.00	23.48	-27.07	-14.89	-12.18	0.00	-7.43	-22.32	2.23





3.5.5 CARGAS INTERNA

Iluminación

Como es sabido la iluminación es una fuente de ganancia de calor, para lo cual se procede a calcular la carga de enfriamiento por convección y radiación, a continuación, se muestra los datos de las luminarias.

LUMINARIA:	foco fluorescente	
POTENCIA:	50	W
CANTIDAD:	6	und
POTENCIA TOTAL:	300	W

Para el tipo de luminaria de la **Tabla 9** del capítulo 2.5.2, se tiene los siguientes datos

FRACCIÓN DE ESPACIO	1
FRACCIÓN RADIANTE	0.4
FRACCIÓN CONVECCIÓN	0.6

El horario de trabajo dentro del laboratorio es de 8:00 am hasta las 5:00 pm con una hora de descanso a las 12:00 pm. Se calculará la carga de enfriamiento para la hora 3:00 pm (15 horas).

La ganancia de calor convectiva es:

$$q_c = 0.6 \times 300 = 180W$$

$$q_r = 0.4 \times 300 = 120W$$

La fracción de calor radiante se transforma en carga real de enfriamiento mediante los factores de series radiantes, mediante la siguiente ecuación.

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



la ganancia de calor por radiación horaria es:

$$q_{r1} = 0.4 * 0 = 0 \text{ (W)}$$

$$q_{r2} = 0.4 * 0 = 0$$

$$q_{r3} = 0.4 * 0 = 0$$

.

$$q_{r15} = 0.4 * 300 = 120$$

.

.

$$q_{r24} = 0 * 0.4 * 300 = 0$$

Cabe aclarar que la iluminación dentro del laboratorio es de las 8 am hasta las 17 horas. Los factores de series radiantes es la misma que se usó en el acápite anterior. Seguidamente calculamos el calor ganando para las 15 horas

$$Q_{r,15} = r_0 0 + r_1 0 + r_2 0 + \dots + r_{23} 0 = 64 \text{ W}$$

Finalmente, la carga de refrigeración a las 15 horas será:

$$Q_{s,15} = q_{conv} + Q_r = 180 + 64 = 244 \text{ W}$$

En la siguiente tabla se muestra la carga real de enfriamiento para las 24 horas.



LST(hora)	qi (W)	q conv (W)	q radiant (W)	RTS (%)	Qradiant (W)	Qtotal (W)
0	0	0	0	31	12.24	12.24
1	0	0	0	17	10.8	10.8
2	0	0	0	11	9.36	9.36
3	0	0	0	8	7.92	7.92
4	0	0	0	6	6.48	6.48
5	0	0	0	4	5.04	5.04
6	0	0	0	4	4.32	4.32
7	0	0	0	3	3.6	3.6
8	300	180	72	3	25.2	205.2
9	300	180	72	2	36.72	216.72
10	300	180	72	2	43.92	223.92
11	300	180	72	2	48.96	228.96
12	300	180	72	1	52.56	232.56
13	300	180	72	1	55.44	235.44
14	300	180	72	1	58.32	238.32
15	300	180	72	1	60.48	240.48
16	300	180	72	1	62.64	242.64
17	300	180	72	1	64.08	244.08
18	0	0	0	1	43.2	43.2
19	0	0	0	0	32.4	32.4
20	0	0	0	0	25.2	25.2
21	0	0	0	0	20.16	20.16
22	0	0	0	0	16.56	16.56
23	0	0	0	0	14.4	14.4



Personas

en el laboratorio se cuenta con la labor de dos personas con los datos siguientes:

NUMERO DE PERSONAS	2	Qsubtotal(W)
ACTIVIDAD	oficina	
CALOR LATENTE (W)/PER	55	110
CALOR SENSIBLE(W)/PER	75	150
HORARIO DE TRABAJO	8-13	14-17

Los datos de calor latente y sensible según la actividad de una persona se obtienen de la **Tabla 8**

La fracción radiante del calor sensible que es de 58%.

$$Q_r = 0.58 \times 150 = 87 \text{ W}$$

$$Q_{conv} = 0.48 \times 150 = 63 \text{ W}$$

LST(hora)	qlatente (W)	q sensible (W)		RTS (%)	Qrad(W)	Qtotal (W)
		q conv (W)	q rad (W)			
0	0	0	0	31	7.83	7.83
1	0	0	0	17	6.96	6.96
2	0	0	0	11	6.96	6.96
3	0	0	0	8	5.22	5.22
4	0	0	0	6	4.35	4.35
5	0	0	0	4	3.48	3.48
6	0	0	0	4	2.61	2.61
7	0	0	0	3	1.74	1.74
8	110	63	87	3	27.84	200.84
9	110	63	87	2	42.63	215.63
10	110	63	87	2	51.33	224.33



LST(hora)	qlatente (W)	q sensible (W)		RTS (%)	Qrad(W)	Qtotal (W)
		q conv (W)	q rad (W)			
11	110	63	87	2	58.29	231.29
12	110	63	87	1	63.51	236.51
13	110	63	87	1	66.99	239.99
14	0	0	0	1	43.5	43.5
15	110	63	87	1	58.29	231.29
16	110	0	0	1	39.15	149.15
17	110	0	0	1	28.71	138.71
18	0	0	0	1	22.62	22.62
19	0	0	0	0	19.14	19.14
20	0	0	0	0	14.79	14.79
21	0	0	0	0	13.05	13.05
22	0	0	0	0	10.44	10.44
23	0	0	0	0	9.57	9.57

Equipos eléctricos de laboratorio

Los equipos que tiene el laboratorio están descritos en la memoria descriptiva, las cuales se presentan a continuación:

ITEM	EQUIPO	Q _{sensible} (W)	CANTIDAD
1	Autoclave	1000	1
2	Cabina de seguridad biológica	120	1
3	Centrifuga	180	1
4	Coagulador	110	1



FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA,
 INFORMÁTICA Y MECÁNICA



5	Incubadoras	500	1
6	Bomba peristáltica	1500	1

Ahora los equipos del laboratorio también son generadoras de calor sensible, según la ASHRAE, se calcula de la siguiente manera.

Una fracción del calor sensible de los equipos se emiten por radiación, la fracción radiante y convectiva se muestra de la siguiente tabla extraído de la ASHRAE.

Fracción radiante: 30%

Fracción convectiva: 60%

$$Q_{conv} = 0.7 \times 3410 = 2387 \text{ W}$$

$$Q_r = 0.3 \times 3410 = 883.2 \text{ W}$$

Table 14 Recommended Radiative/Convective Splits for Internal Heat Gains

Heat Gain Type	Recommended Radiative Fraction	Recommended Convective Fraction	Comments
Occupants, typical office conditions	0.60	0.40	See Table 1 for other conditions.
Equipment	0.1 to 0.8	0.9 to 0.2	See Tables 6 to 12 for details of equipment heat gain and recommended radiative/convective splits for motors, cooking appliances, laboratory equipment, medical equipment, office equipment, etc.
Office, with fan	0.10	0.90	
Without fan	0.30	0.70	
Lighting			Varies; see Table 3 .
Conduction heat gain			
Through walls and floors	0.46	0.54	
Through roof	0.60	0.40	
Through windows	0.33 (SHGC > 0.5) 0.46 (SHGC < 0.5)	0.67 (SHGC > 0.5) 0.54 (SHGC < 0.5)	
Solar heat gain through fenestration			
Without interior shading	1.00	0.00	
With interior shading			Varies; see Tables 14A to 14G in Chapter 15 .
Infiltration	0.00	1.00	

Source: Nivusse (2007).



LST(hora)	qi (W)	q conv (W)	q radiant (W)	RTS (%)	Qradiant (W)	Qtotal (W)
0	0	0	0	31	97.1509	97.1509
1	0	0	0	17	88.319	88.319
2	0	0	0	11	79.4871	79.4871
3	0	0	0	8	61.8233	61.8233
4	0	0	0	6	52.9914	52.9914
5	0	0	0	4	44.1595	44.1595
6	0	0	0	4	35.3276	35.3276
7	0	0	0	3	26.4957	26.4957
8	3410	2387	883.19	3	291.4527	2678.4527
9	3410	2387	883.19	2	432.7631	2819.7631
10	3410	2387	883.19	2	521.0821	2908.0821
11	3410	2387	883.19	2	591.7373	2978.7373
12	3410	2387	883.19	1	644.7287	3031.7287
13	3410	2387	883.19	1	680.0563	3067.0563
14	3410	2387	883.19	1	715.3839	3102.3839
15	3410	2387	883.19	1	741.8796	3128.8796
16	0	0	0	1	494.5864	494.5864
17	0	0	0	1	362.1079	362.1079
18	0	0	0	1	282.6208	282.6208
19	0	0	0	0	229.6294	229.6294
20	0	0	0	0	185.4699	185.4699
21	0	0	0	0	158.9742	158.9742
22	0	0	0	0	132.4785	132.4785
23	0	0	0	0	97.1509	97.1509

Una vez finalizado el cálculo de las cargas reales de enfriamiento o refrigeración, se realiza la sumatoria, para finalmente tener la carga real total de enfriamiento, la selección de equipo de aire acondicionado se realizará con el valor máximo de la carga real horaria de enfriamiento, para este cálculo será de 6534.15 watt, el cual corresponde a las 17 horas



Tabla 21

Resumen de cálculo de carga real de refrigeración o enfriamiento mediante el método RTS

LTS	GANANCIA DE CALOR POR CONDUCCION						GANANCIA DE CALOR POR FENESTRACION						GANA, PERSONA S	GANA, EQUIPOS	GANA, ILUMINACION	CARGA TOTAL DE REFIRGERACION (W)		
	PAREDES			TECHOS			VENTANAS		PUERTAS		Qtotal (W)	Qtotal (W)					Qtotal (W)	Qtotal (W)
	A	B	C,D,E	F	G	H	A	C,D,E	A	E								
0	-89.438	35.845	-185.164	59.899	0.703	0.316	-177.839	-2.345	-4.367	-60.315	-60.315	-127.342	7.830	200.508	15.120	-81.723		
1	-141.246	-58.638	-232.830	-40.274	-0.701	-0.326	-474.014	-5.354	-7.377	-67.439	-67.439	-147.608	6.960	171.864	12.960	-429.838		
2	-187.869	-137.246	-278.158	-122.905	-1.908	-0.873	-728.959	-8.618	-10.344	-72.850	-72.850	-164.662	6.960	152.768	11.520	-722.373		
3	-229.286	-203.333	-319.604	-191.937	-2.907	-1.322	-948.390	-12.430	-13.497	-77.291	-77.291	-180.509	5.220	124.124	9.360	-990.195		
4	-265.397	-258.649	-356.079	-249.440	-3.783	-1.716	-1135.066	-16.562	-16.990	-81.569	-81.569	-196.691	4.350	105.028	7.920	-1214.458		
5	-296.718	-305.265	-387.996	-297.724	-4.483	-2.031	-1294.217	-17.885	-17.903	-84.925	-84.925	-205.639	3.480	85.932	6.480	-1403.964		
6	-319.639	-342.299	-415.523	-336.074	-3.622	-1.941	-1419.097	-0.708	-0.708	-84.814	-84.814	-171.045	2.610	66.836	5.040	-1515.656		
7	-314.754	-356.897	-435.875	-351.657	1.854	-0.272	-1457.602	47.963	38.785	-80.041	-80.041	-73.334	1.740	57.288	4.320	-1467.588		
8	-261.203	-330.903	-443.461	-326.363	12.199	4.061	-1345.669	111.264	85.765	-66.158	-66.158	64.713	200.840	2730.728	205.920	1856.531		
9	-160.125	-257.496	-429.648	-253.492	24.027	9.453	-1067.280	162.435	128.183	-49.159	-49.159	192.301	215.630	2883.496	217.440	2441.586		
10	-33.471	-147.164	-390.702	-143.657	35.052	14.691	-665.251	191.929	158.738	-32.640	-32.640	285.386	224.330	2978.976	224.640	3048.081		
11	89.718	-20.556	-331.817	-17.561	43.896	19.050	-217.270	196.372	174.764	-17.104	-17.104	336.927	231.290	3045.812	229.680	3626.439		
12	186.624	105.690	-261.328	108.975	49.964	22.194	212.119	199.577	184.509	-5.370	-5.370	373.346	236.510	3093.552	233.280	4148.807		
13	259.797	245.547	-188.283	255.623	53.283	24.073	650.040	204.228	193.095	4.555	4.555	406.434	239.990	3122.196	235.440	4654.100		
14	321.272	436.141	-119.226	459.782	53.640	24.544	1176.153	199.463	190.777	11.830	11.830	413.900	43.500	3160.388	238.320	5032.261		
15	370.055	673.838	-58.053	715.599	50.302	23.234	1774.975	181.165	173.995	14.596	14.596	384.351	231.290	3189.032	240.480	5820.128		
16	396.030	908.799	-9.298	973.662	43.183	20.081	2332.458	147.342	141.143	11.714	11.714	311.912	149.150	3217.676	242.640	6253.836		
17	388.453	1077.717	21.763	1168.736	32.838	15.318	2704.824	101.243	96.114	6.205	6.205	209.766	138.710	3236.772	244.080	6534.152		
18	343.561	1112.938	33.230	1223.739	21.409	9.947	2744.825	60.123	55.650	-1.817	-1.817	112.140	22.620	3255.868	245.520	6380.973		
19	270.930	965.143	26.127	1071.466	12.994	5.964	2352.624	36.009	32.242	-14.777	-14.777	38.698	19.140	591.976	44.640	3047.078		
20	187.694	719.982	0.320	803.998	8.941	4.086	1725.022	21.374	18.285	-25.451	-25.451	-11.244	14.790	439.208	33.120	2200.896		
21	106.906	488.126	-39.706	549.661	6.261	2.857	1114.106	11.848	9.397	-34.833	-34.833	-48.420	13.050	343.728	25.920	1448.384		
22	33.847	300.439	-86.498	344.842	4.113	1.875	598.619	5.192	3.152	-44.367	-44.367	-80.389	10.440	276.892	20.880	826.442		
23	-31.385	152.712	-135.889	185.036	2.268	1.031	173.773	1.046	-0.976	-52.379	-52.379	-104.688	9.570	200.508	17.280	296.444		





De la **Tabla 21**, obtenemos la carga real de refrigeración máxima, el cual es 6535 watt, valor con el cual se seleccionará los equipos.

3.6 CARGAS TÉRMICAS PARA CALEFACCIÓN

En este acápite se desarrolla el cálculo de cargas térmicas de calefacción, el desarrollo es según los lineamientos de cálculo de la ASHRAE, tomando las siguientes consideraciones:

- 1.- se establece las condiciones exteriores de diseño
- 2.- se establece las condiciones interiores de diseño
- 3.- se selecciona el coeficiente de transferencia de calor “U”, para las paredes techos, ventanas puertas
- 5.- se suma las pérdidas de calor

Se conoce de la data de la ASHRAE las condiciones exteriores de diseño para calefacción

2017 ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI)

CUSCO INTL, PERU (WMO: 846860)

Lat:13.536S		Long:71.939W		Elev:3310		StdP: 67.39		Time zone:-5.00		Period:90-14		WBAN:99999		
Annual Heating and Humidification Design Conditions														
Coldest Month	Heating DB		Humidification DP/MCDB and HR						Coldest month WS/MCDB				MCWS/PCWD to 99.6% DB	
	99.6%	99%	99.6%		99%		0.4%		1%					
	DP	HR	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	WS	MCDB	WS	MCDB	MCWS	PCWD
7	0.1	1.1	-12.1	2.0	14.1	-8.9	2.6	16.0	9.5	16.8	7.9	16.9	0.1	90

3.6.1 PÉRDIDA DE CALOR A TRAVÉS DEL PISO

Según la ASHRAE, la perdida de calor a través del piso viene dada por la siguiente formula:

$$q_{piso} = F_p \times P_{perimetro}$$



Table 24 Heat Loss Coefficient F_p of Slab Floor Construction

Construction	Insulation	F_p , W/(m·K)
200 mm block wall, brick facing	Uninsulated	1.17
	R-0.95 (m ² ·K)/W from edge to footer	0.86
100 mm block wall, brick facing	Uninsulated	1.45
	R-0.95 (m ² ·K)/W from edge to footer	0.85
Metal stud wall, stucco	Uninsulated	2.07
	R-0.95 (m ² ·K)/W from edge to footer	0.92
Poured concrete wall with duct near perimeter*	Uninsulated	3.67
	R-0.95 (m ² ·K)/W from edge to footer	1.24

*Weighted average temperature of heating duct was assumed at 43°C during heating season (outdoor air temperature less than 18°C).

PÉRDIDA DE CALOR A TRÁVEZ DEL PISO

PERIMETRO	27	m
F_p	1.45	W/(m·°C)
q	857.385	W

3.6.2 PÉRDIDA DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES, PUERTAS, VENTANA Y TECHO

Para el cálculo de pérdida de calor a través de las superficies, se usa la ecuación

$$q = AU(T_{in} - T_{out})$$

$T_{in}=23$ °C

$T_{out}=0.1$ °C (valor de las condiciones exteriores de la ASHRAE)

PÉRDIDA DE CALOR A TRÁVEZ DE PAREDES

propiedades	AREA(m ²)	U(W/m ² ·°C)	q(W)	
paredes,	PERED "A"	17	2.54	945.642
	PERED "B"	20	2.54	1112.52
	PERED "C"	9.94	2.54	552.922



PERED "D"	6.76	2.54	376.031
PERED "E"	3.9	2.54	216.941
PERED "F"	20	2.54	1112.52
VENTANA 01	0.75	5.55	91.158
VENTANA 02	0.75	5.55	91.158
VENTANA 03	0.75	5.55	91.158
VENTANA 04	0.75	5.55	91.158
PUERTA 01	1.8	5.55	218.781
PUERTA 02	1.8	5.55	218.781
TECHO	36	0.046	36.2664

Perdida de calor a través de las superficies es:

$$q_{superf} = 5150 \text{ watt}$$

La pérdida de calor total es

$$q_{total} = q_{super} + q_{piso} = 5150 + 857 = 6000 \text{ watt}$$

3.7 SELECCIÓN DE EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO

El equipo de aire acondicionado, consta de un equipo Split ducto con una unidad evaporadora y otra condensadora, estos controlados por un controlador el cual se explicará a posterior. Según a la *Figura 25* vemos que el aire ingresa por el inyector a una, temperatura, humedad relativa uno, a la salida de la unidad evaporadora el aire estará a temperatura, humedad relativa dos.



Tabla 22.

Valores termo higrométricos dentro y fuera del laboratorio para el enfriamiento de aire.

CONDICIONES EXTERIORES (PUNTO 1)	CONDICIONES DENTRO DEL LABORATORIO (PUNTO 2)
Tdb1=23 °C	Tdb2=21 °C
Twb1=10.1 °C	Twb2=14.55 °C
Φ1=24.15 %	Φ2=55 %
ω1=6.35 gr/kg aire seco	ω2=13 gr/kg aire seco

de la información de condiciones exteriores de diseño provisto por la ASHRAE, obtenemos la temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo, con esos datos se obtiene los demás parámetros, dicho cálculo se muestra a continuación:

para calcular la humedad absoluta uno tenemos la siguiente ecuación:

$$\omega_1 = \frac{C_p(T_{wb} - T_{db}) + \omega_2 h_{fg2'}}{h_{g1} - h_{f2'}}$$

$$\omega_2' = \frac{0.662 x P_{g2'}}{P_{atm} - P_{g2'}}$$

$$P_{atm} = 67.3884 \text{ kpa}$$

donde los valores con el apostrofe (') indica una condición donde el aire es saturado es decir humedad relativa de 100%, esto para no confundir con la denotación que se usa para indicar a las condiciones del aire que ingresa al laboratorio.

$$P_{sat@T_{wb}} = P_{g2'@10.1^\circ C} = 1.2281 \text{ kpa}$$

$$h_{fg2'} = 2477.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{f2'} = 42 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$



$$h_{g1} = h_{@T_{ab}} = 2542.86 \frac{kJ}{kg}$$

Los valores anteriores se obtienen de tablas termodinámicas, luego obtenemos la humedad absoluta para la condición saturada.

$$\omega_{2'} = \frac{0.662 \times 1.2281}{67.3884 - 1.2281} = 11.546 \frac{gr_{H2O}}{Kg_{aire seco}}$$

Se calcula la humedad absoluta atmosférica.

$$\omega_1 = \frac{1.005(10.1 - 23) + 0.011546 \times 2477.2}{2542.86 - 42} = 6.253 \frac{gr_{H2O}}{kg_{aire seco}}$$

Procedemos a calcular la humedad relativa del aire exterior

$$P_{sat@T_{ab}} = P_{g1@23^{\circ}C} = 2.8375 \text{ kpa}$$

$$\varphi_1 = \frac{\omega_1 P_{atm}}{(0.622 + \omega_1) P_{g1}} = \frac{0.006253 \times 67.3884}{(0.622 + 0.006253) \times 2.8375} = 24\%$$

El cálculo de los valores termohigrómetros del interior del laboratorio se presenta a continuación.

$$P_{sat@T_{ab}} = P_{g@21^{\circ}C} = 2.5053 \text{ kpa}$$

$$\varphi_2 = \frac{P_1}{P_{g@21^{\circ}C}} = 55\%$$

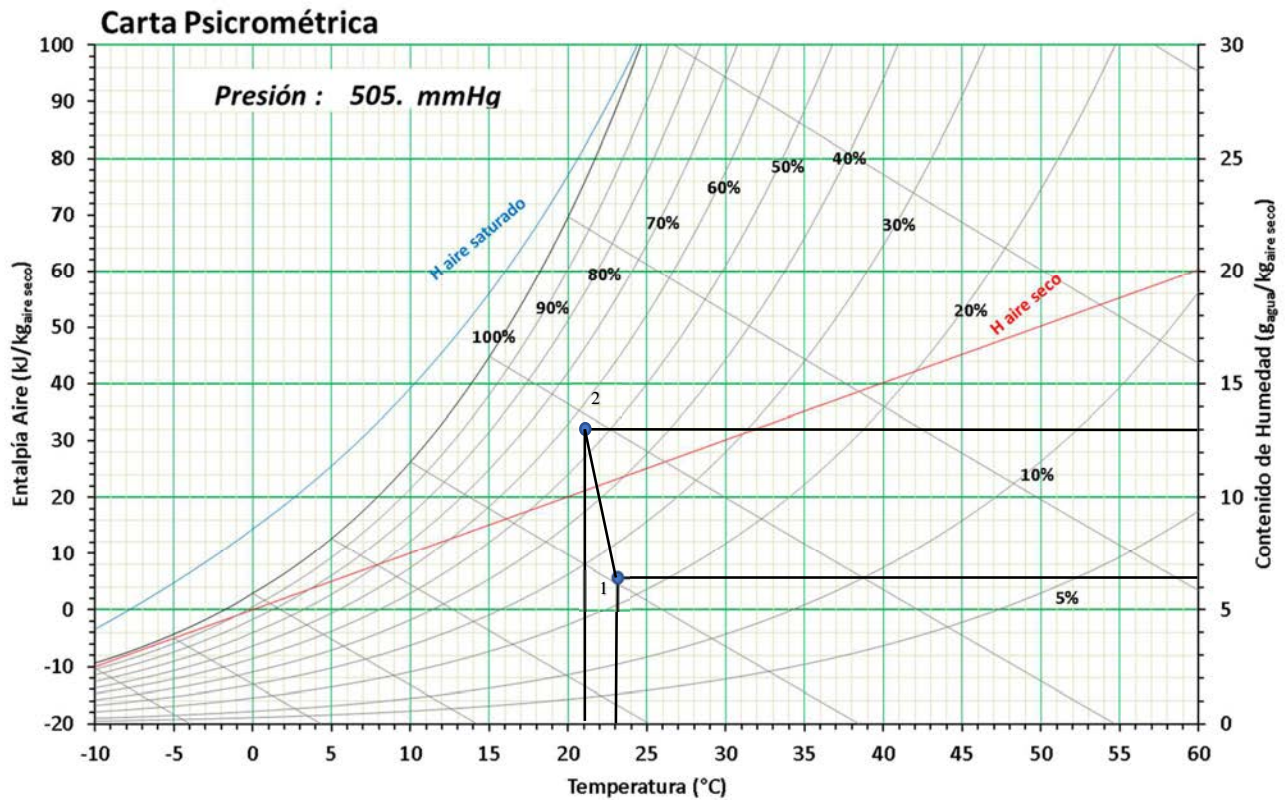
$$P_g = 1.3779 \text{ kpa}$$

Calculamos la humedad absoluta

$$\omega_2 = \frac{0.622 \times \varphi_{in} \times P_g}{P_{atm} - \varphi_{in} \times P_g} = 12.9 \frac{gr_{H2O}}{kg_{aire seco}}$$



Se presenta el esquema en la carta psicrométrica según a los calculo realizados, esto para el enfriamiento del aire



Nota 45. Adaptado de Universidad Mauela Beltran, Luis Andres Gaona

$$Q_{caudal} = Q_{iny} + 2xQ_{filtr} = 0.3 + 2x0.0197 = 0.319 \frac{m^3}{seg}$$

$$\dot{m}_{aire} = \rho x Q = 0.281 \frac{kg}{seg}$$

El calor sensible por cambio de temperatura en la inyección es:

$$\dot{Q}_{calor} = \dot{m}_{aire} x C_p (T_1 - T_2) = 0.281 x 1.005 x (23 - 21) = 564.81 \text{ watt}$$



FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA,
 INFORMÁTICA Y MECÁNICA



La potencia del equipo a seleccionar debe ser capaz de enfriar el aire en la inyección así como compensar las ganancias de calor el cual fue calculado en capítulos anteriores

$$\dot{Q}_{requerido} = \dot{Q}_{ganado} + \dot{Q}_{inyeccion} = 6000 + 564.81 = 6564 \text{ watt} = 22430 \text{ btu/h}$$

figura 39

Equipo de ducto Split para enfriamiento de aire que ingresara al laboratorio



		YAEA24FS-ADT	YAEA36FS-ADT	YAEA48FS-ADT	YAEA60FS-ADT	YAEA36FS-AET	YAEA48FS-AET	YAEA60FS-AET
Modelo York								
Consumo de Energía		220V/1Ph/60Hz	220V/1Ph/60Hz	220V/1Ph/60Hz	220V/1Ph/60Hz	220V/3Ph/60Hz	220V/3Ph/60Hz	220V/3Ph/60Hz
Capacidad		24,000	36,000	48,000	60,000	36,000	48,000	60,000
Consumo		267/218	461/325	500/420	660/512	461/325	500/420	660/512
Capacitor		6uF/450VAC	10uF/450V	12uF/450V	12uF/450V	10uF/450V	12uF/450V	12uF/450V
Velocidad (Alt./Med./Baj.)		rpm 625/530	925/730	800/720	985/760	925/730	800/720	985/760
Número de Filas		3	3	4	4	3	4	4
Separación de Aletas		mm 1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3
Material de aletas								
Número de circuitos		5	5	5	6	6	6	6
Flujo de aire interior (Alt./Med./Baj.)		m ³ /hr. 1750/1350	1900/1450	2350/2050	2850/2100	1900/1450	2350/2050	2850/2100
Nivel de ruido (Alt./Med./Baj.)		dB(A) 48.9	50.2	53.2	56.2	50.2	53.2	56.2
Dimensiones (Larg./Anch./Alt.)		mm 460x520x1000	460x520x1000	540x520x1200	540x520x1200	460x520x1000	540x520x1200	540x520x1200
Empaque (Larg./Anch./Alt.)		mm 520x580x1060	520x580x1060	600x580x1060	600x580x1060	520x580x1060	600x580x1280	600x580x1060
Peso Neto / Peso Bruto		Kg 46/50	51/55.5	63/68	63/68	49/53	63/68	63/68

El sistema de calefacción será mediante un calentador eléctrico para ductos, el cálculo de potencia requerida se muestra a continuación:

Tabla 23

Valores termo higrométricos dentro y fuera del laboratorio para el calentamiento de aire

CONDICIONES EXTERIORES (PUNTO 1)	CONDICIONES DENTRO DEL LABORATORIO (PUNTO 2)
Tdb1=14.1 °C	Tdb2=23 °C
Twb1=2.34 °C	Twb2=16.3 °C
Φ1=13.35 %	Φ2=55 %
ω1=2 gr/kg aire seco	ω2=14.6 gr/kg aire seco

Según las condiciones de diseño exterior, tenemos:

$$HR=W_{out} = 2 \text{ grH}_2\text{O/Kg aire seco}$$



$$TDB = 14.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Con esto calculamos los demás parámetros de las condiciones exteriores

$$P_g = P_{sat@14.1} = 1.6197 \text{ kPa} \quad h_g = 2526.66 \text{ kJ/kg}$$

$$\phi_{out} = \frac{\omega P_{atm}}{(0.622 + \omega)P_g} = \frac{0.002 \times 67.3884}{(0.622 + 0.002) \times 1.6197} = 13.33\%$$

$$h = C_p T + \omega h_g = 1.005 \times 14.1 + 0.002 \times 2526.66 = 19.2238 \text{ kJ/kg}$$

La condición interior de temperatura y humedad dentro del laboratorio es:

$$T_{in} = 23 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Phi_{in} = 55 \%$$

Calculamos la humedad absoluta dentro del laboratorio

$$W_{in} = \frac{0.622 \times \phi_{in} \times P_g}{P_{atm} - \phi_{in} \times P_g}$$

$$P_{atm} = 67.3884 \text{ kPa}$$

$$P_g = P_{sat@T_{in}} = 2.8375 \text{ kPa}, \text{ de tabla de presión de saturación de agua}$$

$$h_g = 2542.86 \text{ kJ/kg}$$

Reemplazando los valores tenemos:

$$W_{in} = \frac{0.622 \times 0.55 \times 2.8375}{67.3884 - 0.55 \times 2.8375} = 14.7 \frac{\text{gr}_{H_2O}}{\text{kg}_{\text{aire seco}}}$$

$$h = C_p T + \omega h_g = 1.005 \times 23 + 0.0147 \times 2542.86 = 60.495 \text{ kJ/kg}$$

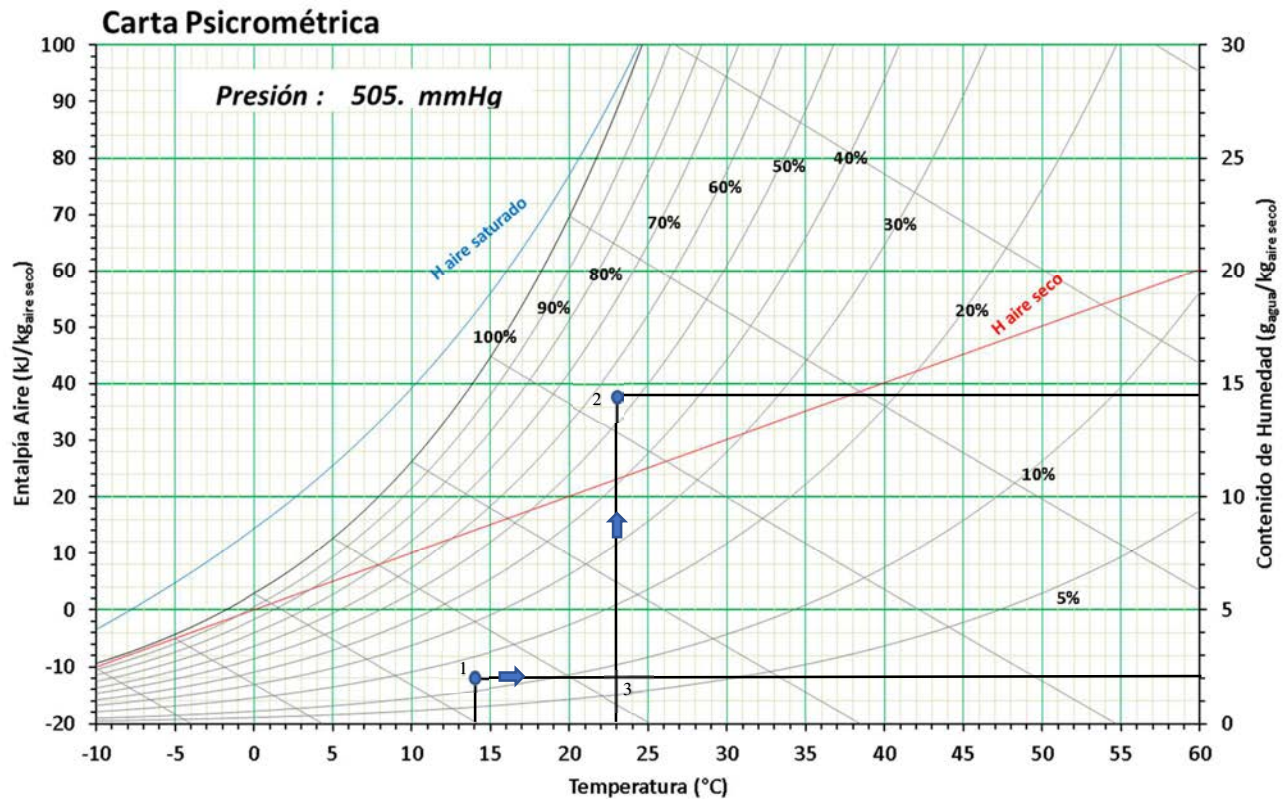
Consumo de agua por minuto para humidificar el laboratorio es:

$$Q = Q_{iny} + 2xQ_{filtr} = 0.3 + 2 \times 0.0197 = 0.319 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$



$$\dot{m}_{\text{aire}} = \rho x Q = 0.281 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{\text{aire}} x (\omega_{\text{in}} - \omega_{\text{out}}) = 0.281 x (0.0147 - 0.002) = 0.2141 \frac{\text{kg}}{\text{min}}$$



Nota 46. Adaptado de Universidad Mauela Beltran, Luis Andres Gaona

$$\dot{Q}_{\text{calor}} = \dot{m}_{\text{aire}} x C_P (T_1 - T_2) = 0.281 x 1.005 x (23 - 14.1) = 2513.4 \text{ watt}$$

$$\dot{Q}_{\text{requerido}} = \dot{Q}_{\text{ganado}} + \dot{Q}_{\text{inyeccion}} = 6000 + 2513.4 = 8513 \text{ watt}$$

Se selecciona un calentador de aire para ductos de 9 Kw.



De acuerdo a los cálculos se requiere un humidificador, con capacidad de 28.3 lb/h (0.2141 kg/min), la potencia requerida es:

$$\dot{Q}_{\text{humidificador}} = (h_{2f} - h_{3g})\dot{m}_{\text{vapor}} = 2446.42 \times 0.2141 / 60 = 8729.6 \text{ watt}$$

Donde:

$$(h_{2f} - h_{3g}) = h_{fg@23^\circ\text{C}} = 2446.42 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

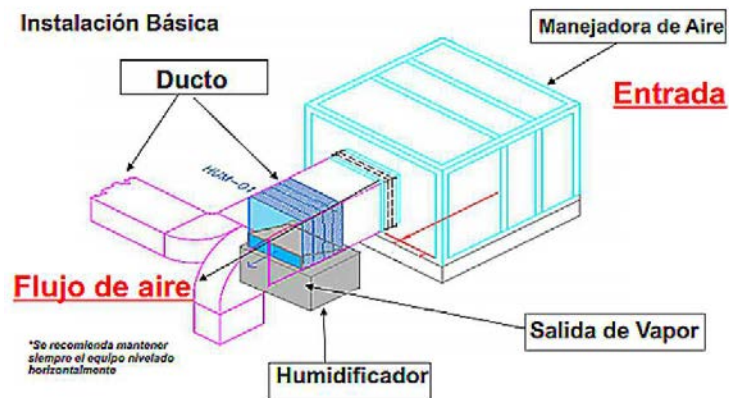
Del catálogo de la marca CALELEC HEATING, seleccionamos el humidificador adecuado.

**TABLA
 DE ESPECIFICACIONES**

Modelo	LB/HR	CAPACIDAD DE EVAPORACION EN COLUMEN DE AGUA (EN LITROS)	POTENCIA KW	VOLTAJE/FASES/CICLOS	TINA No.	ETAPAS
HR11-1.5-11T01/3.1	3.1	1.4	1.5	115/1/60	1	1
HR23-1.5-11T01/3.7	3.7	1.7	1.5	230/1/60	1	1
HR23-2.5-11T01/07	7	3.2	2.5	230/1/60	1	1
HR11-06-11T01/06	6	2.7	6	115/1/60	1	1
HR23-2.5-11T02/07	7.2	3.3	2.5	230/1/60	2	1
HR23-03-11T02/9.4	9.4	4.3	3	230/1/60	2	1
HR44-03-31T02/9.4	8.4	3.8	3	440/3/60	2	1
HR44-4.5-31T02/16	16	7.3	4.5	440/3/60	2	1
HR23-5.5-11T02/16.3	16.3	7.4	5.5	230/1/60	2	1
HR23-06-11T03/18.6	18.5	8.4	6	230/1/60	3	1
HR44-06-31T03/18.6	18.6	8.5	6	440/3/60	3	1
HR44-09-31T03/27	27	12.3	9	440/3/60	3	1
HR23-09-11T03/27	27	12.3	9	230/1/60	3	1
HR44-11-31T03/33	33	15.0	11	440/3/60	3	1
HR23-11-11T03/33	33	15.0	11	230/1/60	3	1



El humidificador seleccionado es el modelo HR44-11-11T03/33 con capacidad de 33 lb/hr y una potencia de 11 Kw





CAPITULO IV

DISEÑO DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN CON PRESIÓN NEGATIVA PARA EL LABORATORIO DE TUBERCULOSIS CON UN NIVEL DE BIOSEGURIDAD TRES

En este capítulo se diseña el sistema de ventilación con la finalidad de remover el aire contaminado así también tener la presión negativa requerida

4.1 CÁLCULO DE RENOVACIONES DE AIRE POR HORA PARA EL LABORATORIO

Previo a diseñar el sistema de ventilación, procedemos a calcular las renovaciones de aire por hora que requerirá el laboratorio, para un laboratorio con nivel de bioseguridad 3 requerimos una eficiencia del 99.9%.

$$t_2 - t_1 = - \frac{\ln\left(\frac{C_2}{C_1}\right) \times 60}{RAH}$$

$$\frac{C_2}{C_1} = 1 - \frac{\text{eficiencia}}{100}$$

El tiempo requerido para eliminar los aerosoles suspendidos se considera el tiempo de 35 min, el cual es el tiempo en la preparación de las muestras de cultivo

Calculamos la relación de concentración de aerosoles para una eficiencia de limpieza de 99.9%.

$$\frac{C_2}{C_1} = 1 - \frac{99.9}{100} = 0.001$$

Se obtiene el valor de las renovaciones de aire por hora



$$RAH = -\frac{\ln\left(\frac{C_2}{C_1}\right) \times 60}{\Delta t} = -\frac{\ln(0.001) \times 60}{35} = 11.81$$

Con lo cual se considera que el laboratorio tendrá una renovación de aire por hora de 12, esto nos permite el cálculo de caudal, dimensionamiento de ductos, pérdida de presión y finalmente selección de equipos, el cual se detallan en los siguientes ítems.

4.2 DIMENSIONAMIENTO Y PÉRDIDA DE PRESIÓN EN DUCTOS DE VENTILACIÓN

El cálculo de caída de presión en ductos de ventilación se realiza de acuerdo al manual de ASHRAE. El presente calculo es para sistema de inyección y el sistema de extracción, los cuales se presentan a continuación:

4.2.1 SISTEMA DE INYECCIÓN

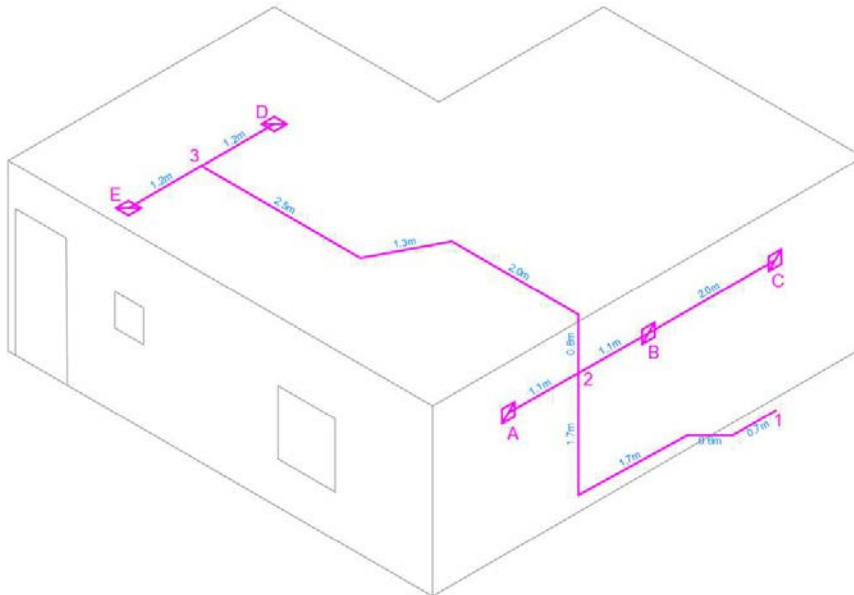
el principal objetivo de este ítem es el dimensionamiento correcto de las secciones de ductos del sistema de inyección de aire y el cálculo de la caída de presión, esto nos permitirá seleccionar el ventilador inyector.

AMBIENTE	AREA(m2)	ALTURA(m)	RPH(renov/h)	DIFUSOR	Qdif(m3/h)
ESCLUSA 1	2.75	2.6	12	D	85.8
ESCLUSA 2	3.5	2.6	12	E	109.2
LABORATORIO	28.3	2.6	12	A	294.3
				B	294.3
				C	294.3



Figura 40.

Recorrido de ducto de inyección de aire



Para el dimensionamiento de ductos se utilizará el método que describimos en el marco teórico, el cual es el de caída de presión constante.

- **TRAMO PRINCIPAL:** el tramo principal se selecciona con una inspección en la ruta más larga, en el cual tendría la mayor caída de presión. La ruta principal estará dada por los puntos:
1-2-3-E
- **TRAMO SECUNDARIO:** los tramos secundarios están dados por los ramales del tramo principal. Estará dado por:
2-A
2-b-C
3-D

Las propiedades del aire para la ciudad del Cusco de muestra en la siguiente tabla:



Tabla 24.

Valores de las propiedades del aire en la ciudad del cusco

PROPIEDADES DEL AIRE (ALTITUD =3310msnm)	
DENSIDAD ρ (kg/m ³)	0.8815
VISCOSIDAD CINEMÁTICA μ (kg/m.s)	1.684 x10 ⁻⁵

El material usado para la fabricación de ductos es plancha de acero galvanizado de 1/40 plg de espesor. El cual tiene una rugosidad de:

$$\varepsilon = 1.5 \times 10^{-4} \text{ m}$$

para el dimensionamiento y cálculo de pérdidas de los ductos, utilizaremos las ecuaciones de Darcy, colebrook

$$Re = \frac{V_{prom} D}{\nu} = \frac{\rho V_{prom} D}{\mu} = \frac{4\rho Q}{\mu \pi D} \quad \frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon/D}{3.7} \right)^{1.11} \right]$$

$$\frac{\Delta P}{L} = f \frac{\rho V_{prom}^2}{2D}$$

La ASHRAE nos recomienda un rango de velocidades a la que debe circular el aire por el ducto, el cual se presenta en la **Tabla 6**. Del marco teórico. Vemos que para ductos rectangulares podemos tener una velocidad máxima de 4.8 m/s. nuestro dimensionamiento de ductos y cálculo de perdida de presión está sujeto a esta restricción.

Un punto importante son las medidas estándar de ductos rectangulares, que debido a la constructibilidad son múltiplos de 50 mm. A continuación, se procede a dimensionar el ducto para el tramo 1-2:

Asumimos una sección rectangular de 300x300mm, con lo cual tendremos un diámetro equivalente a:

$$D_e = \frac{1.3x(ab)^{0.625}}{(a+b)^{0.25}} = \frac{1.3x(300x300)^{0.625}}{(300+300)^{0.25}} = 327.9mm$$



Calculamos la velocidad con un caudal de $294.3 \times 3 + 109.2 + 85.8 = 1077.9$ m³/h:

$$V = \frac{Q}{A} = 3.54 \frac{m}{seg}$$

El cual es menor a 7 m/s, por consiguiente, el dimensionamiento es correcto, procedemos a calcular la caída o pérdida de presión en el tramo 1-2:

$$Re = \frac{0.8815 * 6.87 * 0.382.6}{1.684 \times 10^{-5}} = 60853$$

Con la rugosidad calculamos el factor de fricción

$$f = 0.0214$$

Finalmente calculamos la pérdida de presión en el tramo 1-2:

$$\Delta P = 1.7 Pa$$

Con el mismo procedimiento se calcula para los siguientes tramos, teniendo como resumen la siguiente tabla:

TRAMO PRINCIPAL	Q(m ³ /h)	SECCION		V(m/s)	Re	f	$\Delta P/L_{real}$ (Pa/m)	LONG(m)	$\Delta P(pa)$
		W(mm)	H(mm)						
1-2	1077.96	300	300	3.544	60853.19	0.0214	0.361	4.7	1.70
2-3	195	150	150	2.565	22016.35	0.0269	0.476	6.6	3.14
3-E	109.2	100	150	2.176	15177.32	0.0295	0.462	1.2	0.55

Las velocidades obtenidas son inferiores a las recomendadas por la ASHRAE, lo que respalda el criterio de cálculo. La pérdida de presión para el tramo principal es:

$$\Delta P_{1-E} = 1.7 + 3.14 + 0.55 = 5.4 Pa$$

A continuación, se realiza el mismo procedimiento para los tramos secundarios

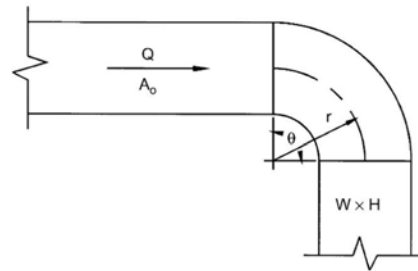


TRAMO SECUNDARIO	Q(m ³ /h)	SECCION		V(m/s)	Re	f	ΔP/Lreal (pa/m)	LONG (m)	ΔP(pa)
		W(mm)	H(mm)						
2-b	588.64	250	200	3.495	44652.023	0.023	0.508	1.100	0.559
b-C	294.32	200	150	2.919	28852.304	0.025	0.504	2.000	1.008
2-A	294.32	200	150	2.919	28852.304	0.025	0.504	1.100	0.554
3-D	85.8	100	150	1.710	11925.037	0.031	0.301	1.200	0.361

Sabemos que la caída de presión total en un accesorio de ductos tales como, codos, tees, reductores, es una fracción de la presión dinámica en ese punto y está dada por la siguiente expresión

$$\Delta p_t = c_0 p_{d,0}$$

Según el manual de la ASHRAE se tienen los siguientes valores para un codo de sección rectangular:



CR3-1 Elbow, Smooth Radius, Without Vanes

		C_p Values										
		H/W										
r/W		0.25	0.50	0.75	1.0	1.50	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
0.50		1.53	1.38	1.29	1.18	1.06	1.00	1.00	1.06	1.12	1.16	1.18
0.75		0.57	0.52	0.48	0.44	0.40	0.39	0.39	0.40	0.42	0.43	0.44
1.00		0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.18	0.18	0.19	0.20	0.21	0.21
1.50		0.22	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17
2.00		0.20	0.18	0.16	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15
		Angle Factor K										
θ		0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
K		0.00	0.31	0.45	0.60	0.78	0.90	1.00	1.13	1.20	1.28	1.40

Donde:

$$C_0 = k C_p$$



$$P_v = \rho \frac{V^2}{2}$$

De acuerdo a la dimensión de cada ducto y tomando valores la tabla anterior, se tiene el siguiente cuadro de cálculo de pérdidas en los codos:

CODO N°	TRAMO	W	H	r	r/W	H/W	K(θ)	C _p	C ₀	V(m/s)	P _v (pa)	cantidad	ΔP(pa)
codo de 45°	1-2	300	300	300	1	1	0.6	0.21	0.126	3.544	5.538	2	1.395
codo de 90°	1-2	300	300	300	1	1	1	0.21	0.21	3.544	5.538	1	1.163
codo de 90°	2-3	150	150	150	1	1	1	0.21	0.21	2.565	2.899	1	0.608
codo de 45°	2-3	150	150	150	1	1	0.6	0.21	0.126	2.565	2.899	2	0.730
codo de 90°	3-E	100	150	100	1	1.5	1	0.19	0.19	2.176	2.088	1	0.396

La pérdida de presión en codos del tramo principal es:

$$\Delta p_t = 1.395 + 1.163 + 0.608 + 0.73 + 0.396 = 4.295 Pa$$

Seguidamente calculamos la caída de presión en los cambios de sección en el tramo principal

ER4-1 Transition, Rectangular, Two Sides Parallel, Symmetrical, Exhaust/Return Systems

A ₀ /A ₁	C ₀ Values													
	θ													
	0	3	5	10	15	20	30	45	60	90	120	150	180	
0.063	0.0	0.44	0.27	0.25	0.27	0.36	0.56	0.71	0.86	0.99	0.99	0.98	0.98	
0.10	0.0	0.41	0.27	0.23	0.25	0.34	0.53	0.69	0.83	0.94	0.94	0.92	0.91	
0.167	0.0	0.34	0.28	0.21	0.23	0.30	0.48	0.65	0.76	0.83	0.83	0.82	0.80	
0.25	0.0	0.26	0.29	0.17	0.19	0.25	0.42	0.60	0.68	0.70	0.70	0.68	0.66	
0.50	0.0	0.16	0.24	0.14	0.13	0.15	0.24	0.35	0.37	0.38	0.37	0.36	0.35	
1.00	0.0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	
2.00	0.0	0.30	0.38	0.25	0.17	0.17	0.23	0.29	0.49	0.66	0.81	0.88		
4.00	0.0	1.66	1.25	0.77	0.70	0.70	0.90	1.09	2.84	4.36	5.69	6.57		
6.00	0.0	4.05	3.14	1.76	1.58	1.58	2.12	2.66	6.71	10.11	13.13	15.20		
10.00	0.0	12.01	9.39	5.33	5.00	5.00	6.45	7.93	19.10	28.60	36.79	42.79		

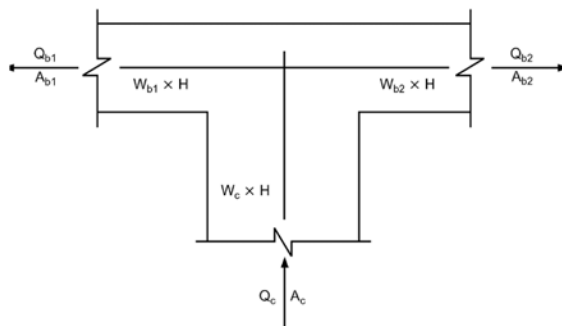
REDUCTORES	TRAMO	W ₀	H ₀	A ₀	W ₁	H ₁	A ₁	A ₀ /A ₁	θ	C ₀	V(m/s)	P _v (pa)	CANT	ΔP(pa)
reductor	1-2/2-3	300	300	90000	150	150	22500	4	60	1.09	3.544	5.538	1	6.036
reductor	2-3/3-E	150	150	22500	100	150	15000	1.5	60	0.15	2.565	2.899	1	0.435



La pérdida de presión en transiciones del tramo principal es:

$$\Delta p_t = 6.036 + 0.435 = 6.4718 \text{ Pa}$$

Seguidamente se calcula la pérdida de presión en tee:



SR5-15 Bullhead Tee Without Vanes, Diverging

A_{b1}/A_c	C_{b1} Values								
	Q_{b1}/Q_c								
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.1	1.34	0.53	0.37	0.30	0.29	0.28	0.27	0.27	0.27
0.2	4.43	1.25	0.66	0.45	0.39	0.35	0.32	0.31	0.30
0.3	9.58	2.45	1.16	0.71	0.56	0.47	0.41	0.37	0.35
0.4	16.87	4.17	1.88	1.09	0.73	0.53	0.38	0.33	0.30
0.5	26.19	6.35	2.79	1.56	1.01	0.71	0.49	0.41	0.37
0.6	37.57	9.02	3.89	2.14	1.35	0.92	0.62	0.52	0.45
0.7	51.03	12.17	5.20	2.82	1.75	1.18	0.78	0.64	0.54
0.8	66.55	15.81	6.71	3.61	2.22	1.48	0.96	0.78	0.65
0.9	84.15	19.93	8.42	4.50	2.74	1.81	1.17	0.94	0.78

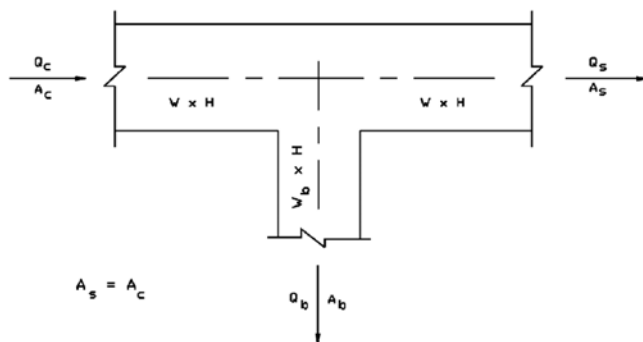
For other branch, subscripts 1 and 2 change places.

TEES	TRAMO	W_c	H_c	A_c	W_b	H_b	A_b	A_b/A_c	Q_b/Q_c	C_0	$V(\text{m/s})$	$P_v(\text{pa})$	$\Delta P(\text{pa})$
PUNTO 3	3-E	150	150	22500	100	150	15000	0.66	0.56	1.3	2.176	2.088	2.714

La pérdida de presión en tee del tramo principal es:

$$\Delta p_t = 2.714 \text{ Pa}$$

La pérdida de presión en la ramificación del punto 2 es:



SR5-5 Tee of the Type $A_s + A_b > A_c$, $A_s = A_c$, Diverging

A_b/A_c	C_b Values								
	Q_b/Q_c								
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.1	2.06	1.20	0.99	0.87	0.88	0.87	0.87	0.86	0.86
0.2	5.15	1.92	1.29	1.03	0.99	0.94	0.92	0.90	0.89
0.3	10.30	3.12	1.78	1.28	1.16	1.06	1.01	0.97	0.94
0.4	15.90	4.35	2.24	1.48	1.11	0.88	0.80	0.75	0.72
0.5	24.31	6.31	3.04	1.90	1.35	1.03	0.91	0.83	0.78
0.6	34.60	8.70	4.03	2.41	1.65	1.22	1.04	0.94	0.87
0.7	46.75	11.53	5.19	3.01	2.00	1.44	1.20	1.06	0.96
0.8	60.78	14.79	6.53	3.70	2.40	1.69	1.38	1.20	1.07
0.9	76.67	18.49	8.05	4.49	2.86	1.98	1.59	1.36	1.20

Q_s/Q_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	1.0
C_s	32.40	6.40	2.18	0.90	0.40	0.18	0.07	0.03	0.00



RAMIFICACION	TRAMO	Qs/Qc	C ₀	V(m/s)	Pv(pa)	ΔP(pa)
PUNTO 2	1-2/2-3	0.180	6.5	2.565	2.899	18.848

La pérdida de presión en ramificación del tramo principal es:

$$\Delta p_t = 18.848 \text{ Pa}$$

La pérdida de presión en accesorios tales como difusores, filtros se obtienen de tablas de fabricantes, el cual ya se describe en la memoria descriptiva, dichas perdidas se listan en la siguiente tabla:

DIFUSORES/ REJILLAS	ΔPt(pa)
difusores de 150x150mm	4.5
FILTROS, DAMPERS	
filtro primera etapa (65%)	100
filtro HEPA (99.99%)	100

La pérdida presión en accesorios es:

$$\Delta p_t = 4.5 + 100 + 100 = 204.5 \text{ Pa}$$

Finalmente se procede a calcular la presión dinámica en el punto mas lejano, es decir, en la rejilla “E”.

$$P_v = \rho \frac{v^2}{2} = 2.088 \text{ Pa}$$

El equipo inyector de aire, según los cálculos debe cumplir el siguiente requerimiento:

$$Q_t = 1077 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\Delta P = 244 \text{ Pa}$$

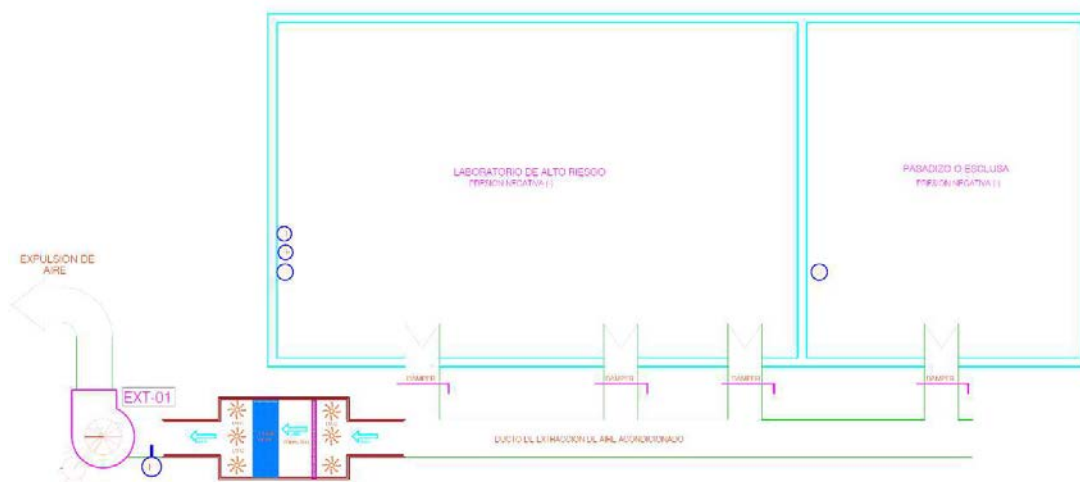


4.2.2 SISTEMA DE EXTRACCIÓN

El sistema de extracción será el que determine la diferencia de presión entre ambientes, sabemos de acuerdo a los parámetros recomendados por la ASHRAE, que la diferencia de presión negativa entre ambientes para laboratorios es de 7.5 Pa. Con ese dato calculamos el caudal de extracción en las esclusas y el laboratorio de alto riesgo.

Figura 41.

Diagrama del sistema de extracción de aire

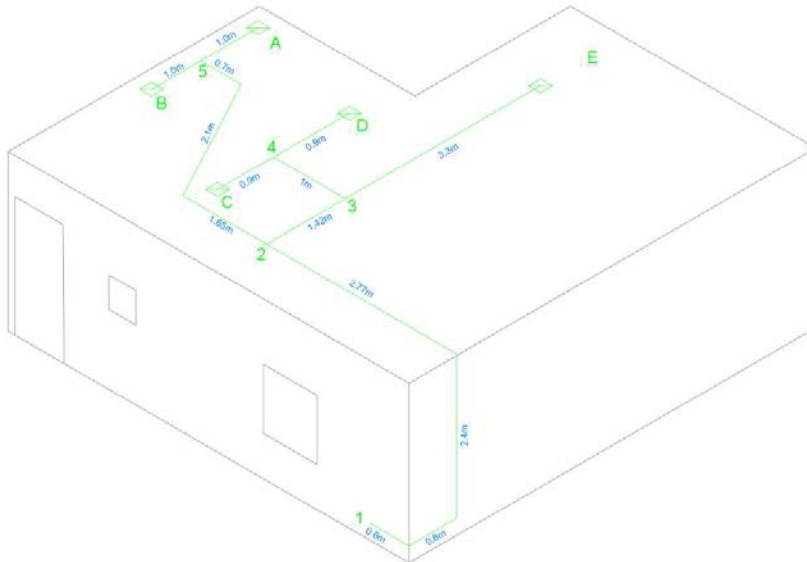


Así mismo se realiza el dimensionamiento y cálculo de pérdidas de ductos de extracción en el laboratorio, el trazo del recorrido de ductos se muestra en la figura siguiente:



Figura 42.

Recorrido de ducto de extracción de aire



La ecuación general para flujo de aire en aberturas, o puertas intencionalmente abiertas es la siguiente:

$$Q = C_D A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$$

Donde:

Q: caudal, m³/s

C_D: coeficiente adimensional

A: área de la abertura, m²

ρ: densidad del aire, kg/m³

Δp: diferencia de presión, pa

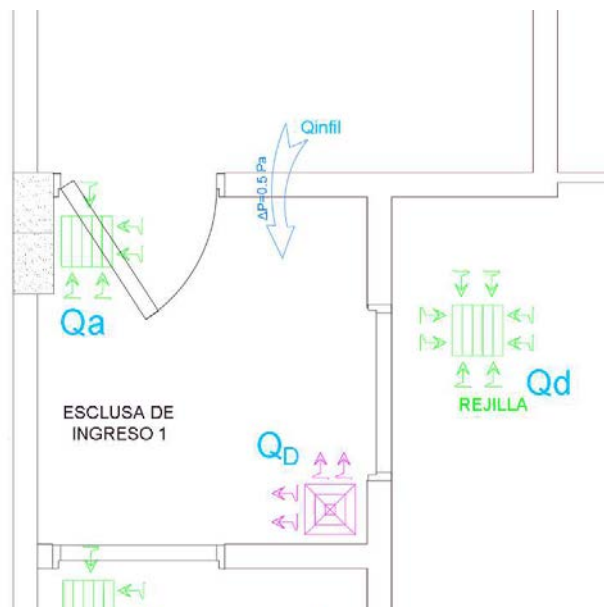
El sistema de extracción tiene condiciones particulares de diseño, esto debido a que debe haber una diferencia de presión entre ambientes, la diferencia de presión recomendada esta entre 0.5 a 7.5 Pa. En condiciones donde normales, es decir, cuando las puertas están cerradas podemos considerar el



máximo valor, pero cuando la puerta de ingreso se abre consideraremos una diferencia de presión de 0.5 Pa.

A) ANÁLISIS EN LA PRIMERA CONDICIÓN

La primera condición crítica, consiste en el ingreso del personal a la esclusa N°1, en ese proceso abrirá la puerta, y para mantener esa presión negativa el caudal del extractor en la esclusa tendrá que incrementar para lo cual tendremos que hallar el caudal de infiltración:



Al momento de abrir la puerta el caudal de aire infiltrado incrementará al tratar de mantener la diferencia de presión mínima de 0.5 Pa, por lo cual el caudal infiltrado será:

$$Q_{infil,1} = 0.5 * 1.8 \sqrt{\frac{2*0.5}{0.8815}} = 0.9585 \frac{m^3}{s} = 3450 m^3/h$$

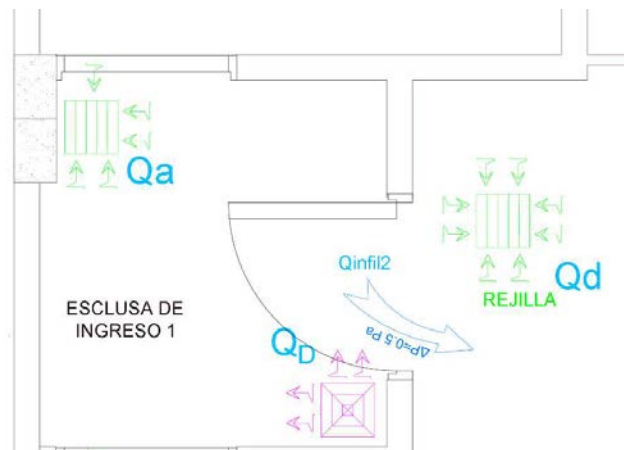
Entonces la velocidad de infiltración 1 será:

$$V_{infil,1} = \frac{Q_{infil}}{A} = \frac{0.9585}{1.8} = 0.5325 m/s$$



B) ANÁLISIS DE LA SEGUNDA CONDICIÓN

en este caso la puerta que conecta a la esclusa 1 con el laboratorio de alto riesgo es abierto por unos instantes para el ingreso del personal, para lo cual el caudal de los extractores del laboratorio de alto riesgo debe incrementarse para mantener una presión negativa de 0.5 Pa.

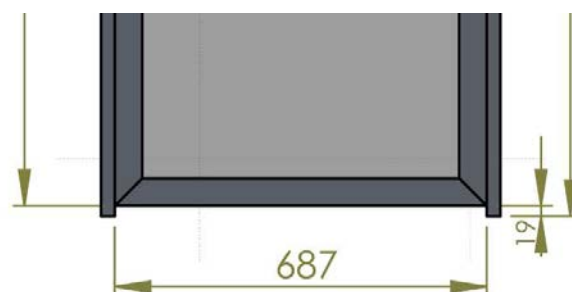


En esta condición el caudal de infiltración es la misma que en la primera condición

A) ANÁLISIS EN CONDICIONES NORMALES

Las condiciones normales es cuando las puertas están cerradas, lo que significa que las infiltraciones serán por aberturas, primeramente, calcularemos el área de dicha abertura para las puertas, aclarar que las puertas tienen las mismas medidas.

Según el plano de la puerta, tenemos una abertura en la parte inferior:





El área será:

$$\text{Área 1} = 0.687 * 0.019 = 0.013053 \text{ m}^2.$$

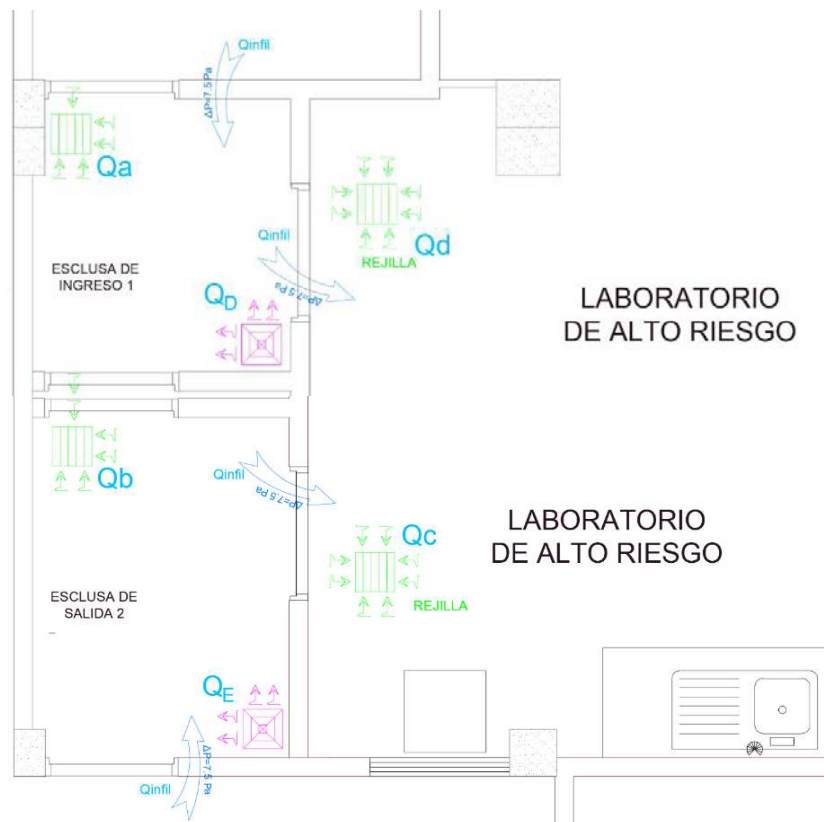
Asimismo, asumimos una abertura en todo el borne de la puerta de 2 mm, teniendo un área adicional de:

$$\text{Área 2} = (0.687 + 2 * 1.951) * 0.002 = 0.009178 \text{ m}^2$$

Por lo cual tenemos una abertura total de:

$$\text{Área abertura} = 0.022231 \text{ m}^2$$

En el siguiente esquema podemos ver, las condiciones de caudal y presión, para esta condición diseñaremos con la diferencia de presión máxima que es 7.5 pa.





De acuerdo al plano nuestro objetivo es calcular el caudal de infiltración debido a la diferencia de presión y por consiguiente el caudal de extracción, lo cual se procede a continuación:

$$Q_{infil} = 1 * 0.022231 \sqrt{\frac{2*7.5}{0.8815}} = 0.0917 \frac{m^3}{s} = 330 \text{ m}^3/h$$

Entonces la velocidad de infiltración será:

$$V_{inf} = \frac{Q_{infil}}{A} = \frac{0.0917}{0.022231} = 4.1251 \text{ m/s}$$

Para el dimensionamiento de ductos en el sistema de extracción tomamos el valor del caudal infiltrado del caso dos, esto porque en el caso uno la filtración involucra la esclusa uno, en el segundo caso involucra, además, al laboratorio de alto riesgo.

Debido a que el sistema de inyección satisface las 12 renovaciones por hora, el sistema de extracción debe tener el mismo caudal de inyección y por la diferencia de presión requerida se debe adicionar los caudales de filtración. Siendo así, tenemos los siguientes caudales de diseño.

$$Q_{esclusa1} = Q_{iny} + Q_{infil} = 85.8 + 330 = 415.8 \text{ m}^3/h$$

$$Q_{esclusa2} = Q_{iny} + Q_{infil} = 109.2 + 330 = 439.2 \text{ m}^3/h$$

$$Q_{lab.alto\ riesgo} = Q_{iny} + Q_{infil,1} + Q_{infil} = 882 + 3450 + 330 = 4662 \text{ m}^3/h$$

El caudal en las rejillas de extracción se detalla en el siguiente cuadro.

AMBIENTE	AREA(m ²)	ALTURA (m)	RPH (renov/h)	REJILLA	Qdif(m ³ /h)
ESCLUSA 1	2.75	2.6	12	A	415.8
ESCLUSA 2	3.5	2.6	12	B	439.2
				C	1554.32
LABORATORIO	28.3	2.6	12	D	1554.32
				E	1554.32



Siguiendo el mismo procedimiento para el dimensionamiento y pérdida de presión en ductos de extracción se presenta los cuadros de cálculo, cabe mencionar que el tramo crítico en 1-2-3-4-D.

TRAMO PRINCIPAL	Q(m ³ /h)	SECCIÓN		V(m/s)	Re	f	ΔP/Lreal (Pa/m)	LONG(m)	ΔP(pa)
		W(mm)	H(mm)						
D-4	1554.32	250	250	7.360	105293.7	0.0201	1.760	0.9	1.584
4-3	3108.64	300	300	10.222	175489.5	0.0186	2.618	1	2.618
3-2	4662.96	350	350	11.265	225629.3	0.0178	2.608	1.42	3.704
2-1	5517.96	400	400	10.206	233625.6	0.0175	1.836	6.57	12.064

TRAMO SECUNDARIO	Q(m ³ /h)	SECCIÓN		V(m/s)	Re	f	ΔP/Lreal (pa/m)	LONG(m)	ΔP(pa)
		W(mm)	H(mm)						
B-5	439.2	200	200	3.250	37190.698	0.024	0.510	1.100	0.561
5-2	855	250	150	6.858	75379.988	0.022	2.135	2.000	4.270

La pérdida de presión en el tramo principal es:

$$\Delta p_t = 1.584 + 2.618 + 3.704 + 12.064 = 19.97 Pa$$

La pérdida de presión en codos en el tramo principal es:

CODO N°	TRAMO	W	H	r	r/W	H/W	K(θ)	C _P	C ₀	V(m/s)	P _v (pa)	Cant.	ΔP(pa)
codo de 90°	1-2	400	400	400	1	1	1	0.21	0.21	10.206914	45.917821	3	28.92
codo de 90°	D-4	250	250	250	1	1	1	0.21	0.21	7.3603138	23.877287	1	5.01

$$\Delta p_t = 28.92 + 5.01 = 33.94 Pa$$

La pérdida de presión en reductores del tramo principal es:

REDUCT	TRAMO	W ₀	H ₀	A ₀	W ₁	H ₁	A ₁	A ₀ /A ₁	θ	C ₀	V(m/s)	P _v (pa)	Cant.	ΔP(pa)
reductor	1-2/2-3	400	400	160000	350	350	122500	1.306	60	0.07	10.20	45.91	1	3.21
reductor	2-3/3-4	350	350	122500	300	300	90000	1.361	60	0.07	11.26	55.93	1	3.91

$$\Delta p_t = 3.21 + 3.91 = 7.12 Pa$$



La pérdida de presión en ramificación del tramo principal es:

RAMIFI	TRAMO	W _c	H _c	A _c	W _b	H _b	A _b	A _b /A _c	Q _b /Q _c	C ₀	V(m/s)	P _v (pa)	ΔP(pa)
PUNTO 2	1-2/2-3	400	400	160000	350	350	122500	0.765	0.845	1.13	11.265	55.939	63.211

$$\Delta p_t = 63.211 \text{ Pa}$$

La pérdida de presión en tee del tramo principal es:

TEES	TRAMO	W _c	H _c	A _c	W _b	H _b	A _b	A _b /A _c	Q _b /Q _c	C _b	V(m/s)	P _v (pa)	ΔP(pa)
PUNTO 4	4-D	300	300	90000	250	250	62500	0.694	0.5	1.75	11.265	55.939	97.893

$$\Delta p_t = 97.893 \text{ Pa}$$

Perdidas de presión por rejillas de extracción:

$$\Delta p_t = 25 \text{ Pa}$$

Perdida de presión en filtros

$$\Delta p_t = 248 \text{ Pa, filtro de primera etapa al 65\%}$$

$$\Delta p_t = 400 \text{ Pa, filtro HEPA de 99.99\%}$$

Para finalizar tenemos la presión dinámica:

$$P_v = \rho \frac{v^2}{2} = 56 \text{ Pa}$$

Por lo cual el punto de operación del sistema en el caso más crítico es:

$$Q_t = 5518 \frac{m^3}{h}$$

$$\Delta P = 912 \text{ Pa}$$

También es importante conocer el otro punto de operación del sistema, ya que esto nos permitirá saber el rango de la curva del extractor seleccionado en el cual operará el sistema, para este caso se considera los siguientes caudales de extracción:



$$Q_{esclusa1} = Q_{iny} + Q_{infil} = 85.8 + 330 = 415.8 \text{ m}^3/h$$

$$Q_{esclusa2} = Q_{iny} + Q_{infil} = 109.2 + 330 = 439.2 \text{ m}^3/h$$

$$Q_{lab.alto\ riesgo} = Q_{iny} + 2xQ_{infil} = 822 + 2x330 = 1542.96 \text{ m}^3/h$$

Por lo cual se tiene ahora nuevos valores de caída de presión y velocidad, las cuales se muestran en el siguiente cuadro:

AMBIENTE	AREA(m2)	ALTURA(m)	RPH (renov/h)	REJILLA	Qdif(m3/h)
ESCLUSA 1	2.75	2.6	12	A	415.8
ESCLUSA 2	3.5	2.6	12	B	439.2
LABORATORIO	28.3	2.6	12	C	514.32
				D	514.32
				E	514.32

TRAMO PRINCIPAL	Q(m3/h)	SECCION		V(m/s)	Re	f	ΔP/Lreal (Pa/m)	LONG (m)	ΔP(pa)
		W(mm)	H(mm)						
D-4	514.32	250	250	2.43	34841.384	0.0239	0.228	0.9	0.206
4-3	1028.64	300	300	3.382	58068.973	0.0216	0.332	1	0.332
3-2	1542.96	350	350	3.727	74660.108	0.0205	0.328	1.42	0.465
2-1	2397.96	400	400	4.435	101527.55	0.0193	0.384	6.57	2.521

TRAMO SECUNDARIO	Q(m3/h)	SECCION		V(m/s)	Re	f	ΔP/Lreal (pa/m)	LONG (m)	ΔP(pa)
		W(mm)	H(mm)						
B-5	439.2	200	200	3.250	37190.698	0.024	0.510	1.000	0.510
5-2	855	250	250	4.049	57919.940	0.022	0.578	4.450	2.574
3-E	514.32	250	250	2.436	34841.384	0.024	0.228	3.300	0.754
A-5	415.8	200	200	3.077	35209.226	0.024	0.462	1.000	0.462

La pérdida de presión en el tramo principal es:

$$\Delta p_t = 0.206 + 0.332 + 0.465 + 2.521 = 3.524 \text{ Pa}$$

La pérdida de presión en codos en el tramo principal es:



CODO N°	TRAMO	W	H	r	r/W	H/W	K(θ)	C _p	C ₀	V(m/s)	Pv(pa)	Cant.	ΔP(pa)
codo de 90°	1-2	400	400	400	1	1	1	0.21	0.21	4.435	8.67177	3	5.463
codo de 90°	D-4	250	250	250	1	1	1	0.21	0.21	2.435	2.614	1	0.549

$$\Delta p_t = 5.463 + 0.549 = 6.012 Pa$$

La pérdida de presión en reductores del tramo principal es:

REDUC	TRAMO	W ₀	H ₀	A ₀	W ₁	H ₁	A ₁	A ₀ /A ₁	θ	C ₀	V(m/s)	Pv(pa)	Cant.	ΔP(pa)
reductor	1-2/2-3	400	400	160000	350	350	122500	1.306	60	0.07	4.435	8.671	1	0.607
reductor	2-3/3-4	350	350	122500	300	300	90000	1.36	60	0.07	3.727	6.124	1	0.428

$$\Delta p_t = 0.607 + 0.428 = 1.035 Pa$$

La pérdida de presión en ramificación del tramo principal es:

RAMIFICACION	TRAMO	W _c	H _c	A _c	W _b	H _b	A _b	A _b /A _c	Q _b /Q _c	C ₀	V(m/s)	Pv(pa)	ΔP(pa)
PUNTO 2	1-2/2-3	400	400	160000	350	350	122500	0.765	0.643	1.13	3.727	6.124	6.921

$$\Delta p_t = 6.921 Pa$$

La pérdida de presión en tee del tramo principal es:

TEES	TRAMO	W _c	H _c	A _c	W _b	H _b	A _b	A _b /A _c	Q _b /Q _c	C ₀	V(m/s)	Pv(pa)	ΔP(pa)
PUNTO 4	4-D	300	300	90000	250	250	62500	0.694	0.5	1.75	3.727	6.124	10.718

$$\Delta p_t = 10.718 Pa$$

Perdidas de presión por rejillas de extracción:

$$\Delta p_t = 10 Pa$$

Perdida de presión en filtros



$$\Delta p_t = 248 \text{ Pa}, \text{ filtro de primera etapa al } 65\%$$

$$\Delta p_t = 248 \text{ Pa}, \text{ filtro HEPA de } 99.99\%$$

Para finalizar tenemos la presión dinámica:

$$P_v = \rho \frac{v^2}{2} = 6.13 \text{ Pa}$$

Por lo cual el punto de operación del sistema es:

$$Q_t = 2398 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

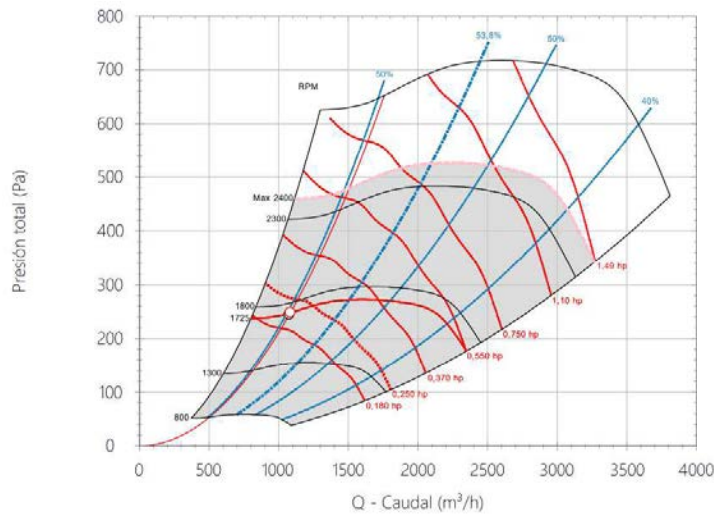
$$\Delta P = 550 \text{ Pa}$$

4.3 SELECCIÓN DE EQUIPOS DE INYECCIÓN Y EXTRACCIÓN

Para seleccionar el ventilador que funcionara como inyector, recurrimos a la curva característica de un modelo, en nuestro caso el modelo DAB 7/7 de la marca soler y Palau. Ubicamos el punto requerido de caudal y presión, mismas que fueron calcular anteriormente, con ella en la curva podemos identificar la potencia, rpm y eficiencia a la que el ventilador trabajara, la curva del ventilador a seleccionar es la que esta resaltado de color rojo.

$$Q_{requerido} = 1077 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta P_{total} = 244 \text{ Pa}$$



Según la curva característica obtenemos:

$$Pot_{motor} = 0.25 \text{ hp}$$

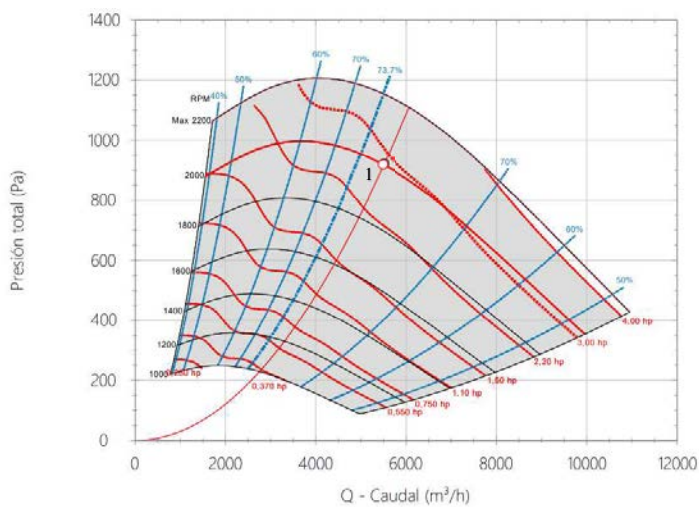
$$Eficiencia_{ventilador} = 51\%$$

$$velocidad = 1725 \text{ rpm}$$

El ventilador extractor es el modelo CMI-350 de la marca soler y Palau y debe satisfacer el primer punto de operación.

$$Q_{requerido} = 5520 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta P_{total} = 920 \text{ Pa}$$





Según la curva característica obtenemos:

$$Pot_{motor} = 3 \text{ hp}$$

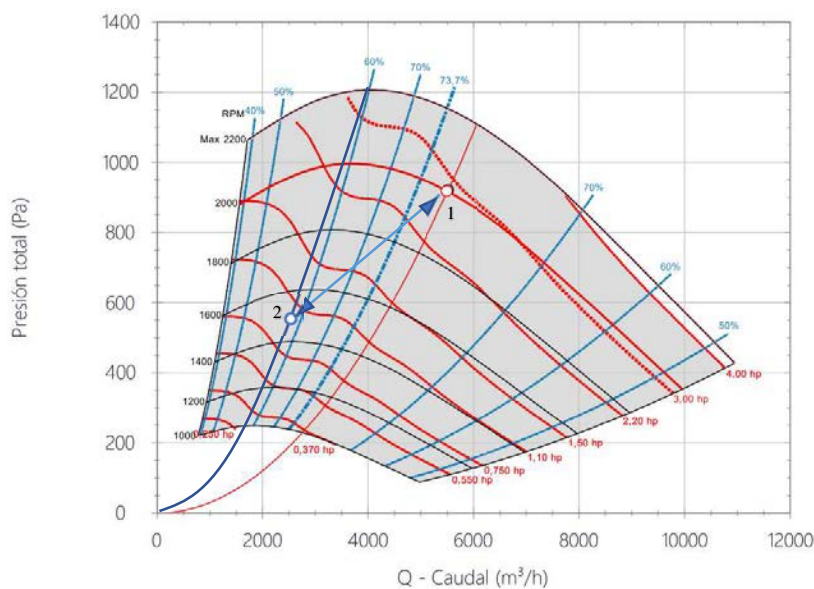
$$Eficiencia_{ventilador} = 73\%$$

$$velocidad = 2000 \text{ rpm}$$

El segundo punto de operación del mismo modelo será:

$$Q_{requerido} = 2400 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta P_{total} = 550 \text{ Pa}$$



Según la curva característica obtenemos:

$$Pot_{motor} = 1 \text{ hp}$$

$$Eficiencia_{ventilador} = 58 - 59\%$$

$$velocidad = 1500 \text{ rpm}$$

El equipo extractor funcionara entre los puntos 1 y 2, se regula los rpm mediante un variador de frecuencia controlado por una sonda de presión diferencial.



CAPITULO V

DISEÑO DEL SISTEMA DE TRATAMIENTO SANITARIO EN LA EXTRACCIÓN DE AIRE PARA EL LABORATORIO DE TUBERCULOSIS CON UN NIVEL DE BIOSEGURIDAD TRES

Como se expuso a lo largo del presente proyecto de tesis, para que el laboratorio tenga un nivel de bioseguridad tres un aspecto de vital importancia a tratar es el sistema de tratamiento de aire expulsado al medio ambiente, ya que estos pueden contener aerosoles con bacterias de tuberculosis activos, y existe un riesgo de infección de las personas que trabajan en los alrededores, la OMS recomienda usar filtro HEPA, para retener los aerosoles infecciosos para luego ser inactivados, así mismo la CDC, indica que para inactivar las bacterias se debe usar lámparas UV-C, por lo cual se debe tener un equipo que incluyan estos componentes.

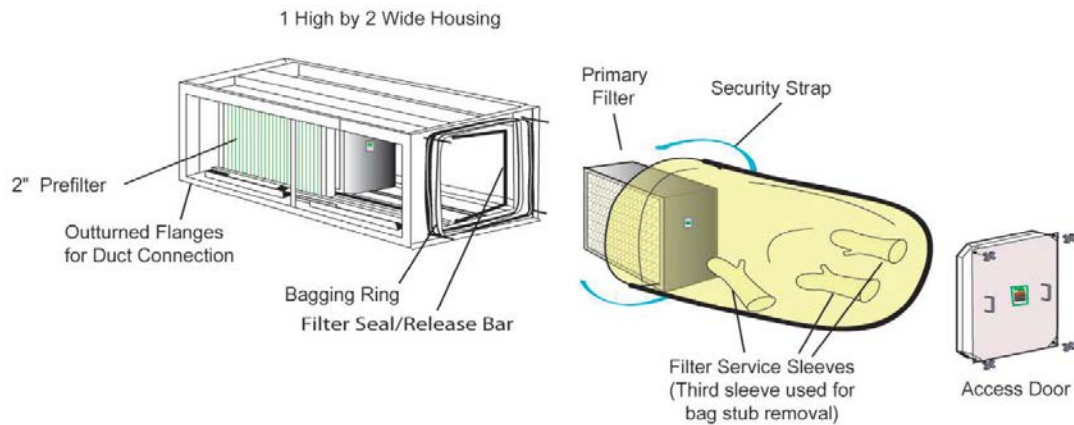
Los sistemas bag in bag out (BIBO), se usan principalmente para las salidas de aire de laboratorios de bioseguridad de hospitales y en aplicaciones donde se requiere un servicio de cambio de filtros sin peligros de contaminación(<https://procefil.com/bag-in-bag-out-bibo/>).

El laboratorio de tuberculosis con un nivel de bioseguridad tres cuenta con este sistema de filtrado, esto permite que el personal de mantenimiento no tenga riesgos de infección, el sistema de filtrado bag in bag out, consiste en una cámara en la cual el aire extraído del laboratorio, antes de ser expulsado a la atmosfera, es tratado en su interior, mediante un prefiltro, filtro HEPA, lámparas UV-C, la compuerta de la cámara está aislada mediante una bolsa de policloruro de vinilo (PVC), esto evita el contacto directo con el personal de mantenimiento, al momento de reemplazar los filtros.



Figura 43.

Componentes de una caja de filtro bag in bag out.



Nota 47. adaptado de CAMFIL camcontain

Como parte del monitoreo de funcionamiento de la caja de filtro gab in bag out, se instala un manómetro diferencial de presión, entre el ingreso y la salida del aire, esto nos permitirá ver la saturación del sistema de filtrado, ya que de un cierto periodo de tiempo se deberán cambiar los filtros.

Figura 44.

Procedimiento de retiro de filtros HEPA, evitando el contacto directo



Nota 48. adaptado de CAMFIL camcontain



5.1 SELECCIÓN DE FILTRO HEPA

Las bacterias de tuberculosis experimentan un crecimiento logarítmico de la forma 2^n en un lapso de tiempo, entre 18-24h, por lo cual a las bacterias se les trata como partículas sólidas con un diámetro promedio, este valor se muestra en la tabla de la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, para la bacteria de la tuberculosis se considera una partícula de diámetro de 1.5-4 μm , el filtro HEPA a seleccionar debe ser capaz de retener ese rango de diámetros (zhonglin xu p.479)

Para la selección de filtro HEPA adecuado para el laboratorio de tuberculosis, en la **Figura 45** se muestra una tabla de clasificación de los filtros según su aplicación, el filtro adecuado es H10

Figura 45

Clasificación de filtros HEPA, según su aplicación

GRUPO	REQUERIMIENTO DE FILTRACION	CLASE EN 1822	APLICACION
FILTROS ABSOLUTOS HEPA, ULPA Filtros para partículas menores a 1 μm	- Germenés	H10	- End filters for rooms with high and highest requirements (laboratories and production in the field of Life-Science) - pharmaceutical- and foodstuff industries, as well as for microminiature electronics and medical techniques
	- Bacterias		
	- Virus		
	- Humo de Tabaco	H11	
	-Humos ferrosos		
	- Vapor de aceite	H12	- Filtros finales para salas limpias de las clases 6 y 5 según VDI 2083
	- Aerosoles suspendidos de material radioactivo		
	- Germenés		
	- Bacterias		
	- Virus	H13	- Filtros de descarga en plantas nucleares - Filtros de ingreso para salas de operaciones - Filtros de descarga en ambientes estériles
- Aerosoles			
		H14	- Filtros de entrada de aire para electrónica de micro-miniatura e industria farmacéutica
		U15	- Filtros finales para salas limpias de las clases 2 y 1 según VDI 2083
		U16	

Nota 49 Adaptado de <http://www.infiltro.es/index.php/seleccion-de-filtros-segun-aplicacion>

La marca de filtro a usar es FILTEX con una eficiencia de 99.97% de eficiencia para retener partículas de 0.3 μm .

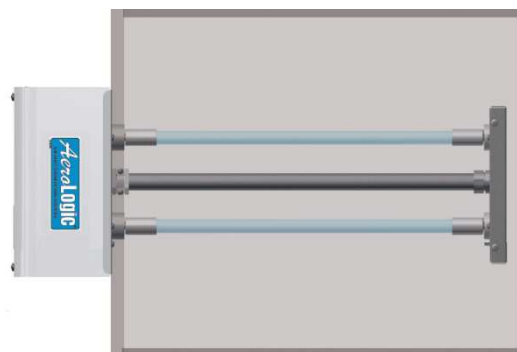


Junto al filtro HEPA, se adiciona un pre filtro, esto para evitar una rápida saturación del filtro HEPA con partículas de mayor dimensión a 0.3 μm . El pre filtro tiene capacidad de retención del 65% para partículas de entre 3-10 micras de la marca AIR TECHNOLOGY modelo PPF M8-24-2



5.2 SELECCIÓN DE LÁMPARAS UV-C

Otro componente importante en sistema de tratamiento es el uso de lámparas UVC, como ya se describió en el marco teórico, estas son efectivas para eliminar el mycobacterium tuberculosis, esto permite también menor riesgo de infección, al momento de cambiar los filtros, del personal de mantenimiento. La marca a usar es AEROLOGIC, modelo AD24



Dentro del espectro electromagnético la longitud de onda efectiva que elimina a la tuberculosis, es el de 245nm



DOSIS ULTRAVIOLETA

Las lámparas germicidas proveen protección efectiva contra microorganismos. A continuación una muestra de estas.

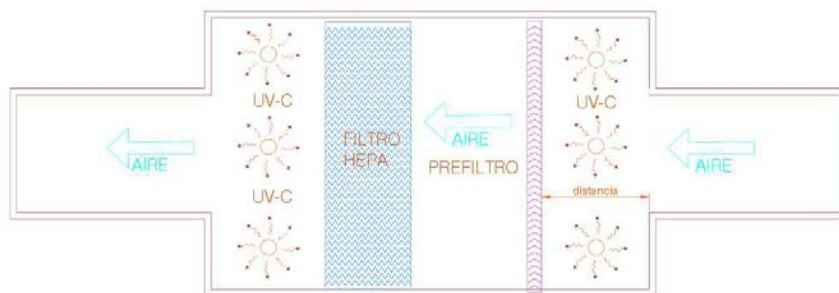
ORGANISMO	NOMBRE ALTERNATIVO	TIPO	ENFERMEDAD	DOSIS*
<i>Corynebacterium diphtheriae</i>	<i>C. diphtheriae</i>	Bacteria	Difteria	6,500
<i>Legionella pneumophila</i>	<i>L. pneumophila</i>	Bacteria	Enfermedad del legionario	12,300
<i>Mycobacterium tuberculosis</i>	<i>M. tuberculosis</i>	Bacteria	Tuberculosis (TB)	10,000
<i>Pseudomonas aeruginosa</i>	<i>P. aeruginosa</i>	Bacteria	————	3,900
<i>Serratia Marcescens</i>	<i>S. marcescens</i>	Bacteria	————	6,160
<i>Staphylococcus aureus</i>	<i>S. aureus</i>	Bacteria	Intoxicación alimentaria	6,600
<i>Staphylococcus epidermidis</i>	<i>S. epidermidis</i>	Bacteria	————	5,800
Adeno Virus Type III	————	Virus	————	4,500
Coxsackie A2	————	Virus	————	6,300
Influenza	————	Virus	Gripe	6,600

la dosis requerida para eliminar el bacilo de tuberculosis es

$$D_{tuber} = 10000 \frac{\mu J}{cm^2}$$

la potencia de luz ultravioleta que se requiere dentro de la cámara dependerá del tiempo de exposición y la superficie irradiancia dentro de la cámara bag in bag out. Ahora bien, el tiempo exposición podemos determinar calculando el tiempo que transcurre desde que el aire ingresa a la cámara bag in bag out, hasta que ingresa al filtro HEPA

$$Pot = \frac{D_{tubercu} \times A_{superficie} \times 10^{-6}}{tiempo\ de\ exposicion} \text{ (Watt)}$$



Distancia = 0.2m

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{5560}{0.6 \times 0.6} = 15444.4 \frac{m}{h} = 4.29 \text{ m/seg}$$



Tiempo transcurrido es:

$$\text{tiempo} = \frac{\text{distancia}}{\text{velocidad}} = \frac{0.2}{4.29} = 0.04662 \text{ seg}$$

$$Pot = \frac{10000 \times 700 \times 10^{-6}}{0.04662} = 150 \text{ watt}$$

ESPECIFICACIONES—UNIDADES AeroLogic® DE 2 y 4 LÁMPARAS PARA DUCTOS COMERCIALES

Modelo	Número de Lámparas (Cantidad) ①	Consumo ②	Rendimiento Ultravioleta ③	Profundidad Dentro del Ducto – mm (pulgadas) ⑤		Dimensiones de las Caras Exteriores – mm (pulgadas)		
				Parcial Interno	Interno Completo	Altura	Ancho ④	Profundidad
ADHO18-2	05-0687 (2)	80.0 Watts	23 Watts	425 (16-3/4")	538 (21-3/16")	427 (16-13/16")	206 (8-1/8")	113 (4-7/16")
ADHO24-2	05-0686 (2)	102.0 Watts	34 Watts	578 (22-3/4")	691 (27-3/16")	427 (16-13/16")	206 (8-1/8")	113 (4-7/16")
ADHO30-2	05-0685 (2)	130.0 Watts	46 Watts	730 (28-3/4")	843 (33-3/16")	427 (16-13/16")	206 (8-1/8")	113 (4-7/16")
ADHO36-2	05-1060-R (2)	174.0 Watts	56 Watts	883 (34-3/4")	995 (39-3/16")	427 (16-13/16")	206 (8-1/8")	113 (4-7/16")
ADHO48-2	05-0576 (2)	238.0 Watts	80 Watts	1187 (46-3/4")	1300 (51-3/16")	427 (16-13/16")	206 (8-1/8")	113 (4-7/16")
ADHO64-2	05-0690 (2)	310.0 Watts	108 Watts	1594 (62-3/4")	1707 (67-3/16")	427 (16-13/16")	206 (8-1/8")	113 (4-7/16")
ADHO18-4	05-0687 (4)	160.0 Watts	46 Watts	425 (16-3/4")	538 (21-3/16")	427 (16-13/16")	206 (8-1/8")	113 (4-7/16")
ADHO24-4	05-0686 (4)	204.0 Watts	68 Watts	578 (22-3/4")	691 (27-3/16")	427 (16-13/16")	206 (8-1/8")	113 (4-7/16")
ADHO30-4	05-0685 (4)	260.0 Watts	92 Watts	730 (28-3/4")	843 (33-3/16")	427 (16-13/16")	206 (8-1/8")	113 (4-7/16")
ADHO36-4	05-1060-R (4)	348.0 Watts	112 Watts	883 (34-3/4")	995 (39-3/16")	427 (16-13/16")	206 (8-1/8")	113 (4-7/16")
ADHO48-4	05-0576 (4)	476.0 Watts	160 Watts	1187 (46-3/4")	1300 (51-3/16")	427 (16-13/16")	206 (8-1/8")	113 (4-7/16")
ADHO64-4	05-0690 (4)	620.0 Watts	216 Watts	1594 (62-3/4")	1707 (67-3/16")	427 (16-13/16")	206 (8-1/8")	113 (4-7/16")

5.3 MEDICIÓN DE CONCENTRACIÓN DE BACTERIAS A LA SALIDA DEL SISTEMA DE TRATAMIENTO DE AIRE

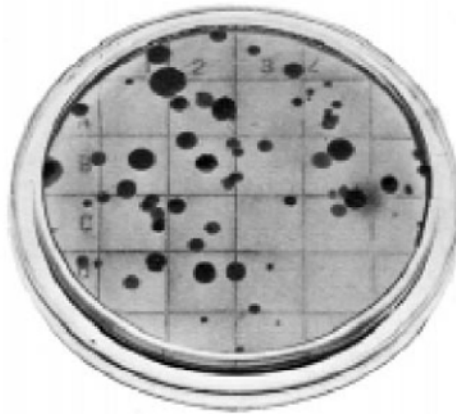
Para poder determinar la concentración de bacterias se considera las norma NTP 203 y NTP 299, como primer paso de toma una muestra de aire a la salida del equipo extractor, esta toma de muestra se realiza mediante equipos muestreadores descritos en la NTP 609, una vez tomada la muestra se procede a almacenar en una cabina biológica, que a condiciones adecuadas se generan cultivos de las bacteria, estos cultivos pueden ser visible y ser contabilizados, concluyendo o determinando la cantidad o concentración de bacterias en la muestra tomada, en la Figura 46 se muestra una placa donde se ve los cultivos de bacterias. La concentración de bacterias en una muestra que se comprende como el número de bacterias por unidad de volumen, pero determinar el número de



bacterias es muy difícil, por lo cual la muestra tomada se almacena en una cámara biológica es ahí donde se reproducen, entendiéndose que cada bacteria formara una colonia, es más fácil de contabilizar el número de bacterias que hubo al inicio de toma de la muestra, contabilizando el número de colonias formadas, por lo cual la concentración se determina mediante la unidad CFU/m³ (colonial forming unit per meter cubic).

Figura 46

Placa de muestra con cultivos de



Nota 50. Adaptado de NTP 609 (p.10)

Para el aire que se expulsa del laboratorio al medio ambiente, luego de ser tratado, estas unidades de formación de colonias deben ser cero, con lo que se concluye que la instalación del sistema de tratamiento de aire del laboratorio es óptima.

Para obtener las muestras de los aerosoles se usan un equipo especial el cual son los frascos borboteadores o impingers que funcionan conduciendo una corriente de aire al interior del frasco que contiene medio de captación, que normalmente son líquidos o medios de cultivo el cual deben estar adecuados a la supervivencia de los microorganismos captados. Las partículas son transferidas al líquido siguiendo en principio de la impactación inercial ayudada por la dispersión de las partículas en las burbujas formadas en la zona de impactación. La captación en medio líquido presenta ciertas ventajas sobre otros tipos de equipos y es que a partir de una muestra se puede realizar diferentes ensayos y determinar diferentes componentes del bioaerosol. Uno de los



modelos más ampliamente usados en la captación de bioaerosoles es el AGI-30, En la figura Figura 47 se muestra el equipo.

Figura 47

Frascos borboteadores



Nota 51. Adaptado de SKC (<https://www.skcinc.com/products/biosampler-20-ml-3-pieces>)

El sistema de control de los equipos HVAC del laboratorio de tuberculosis, tiene como objetivo controlar los parámetros dentro del laboratorio, los parámetros a controlar son los siguientes:

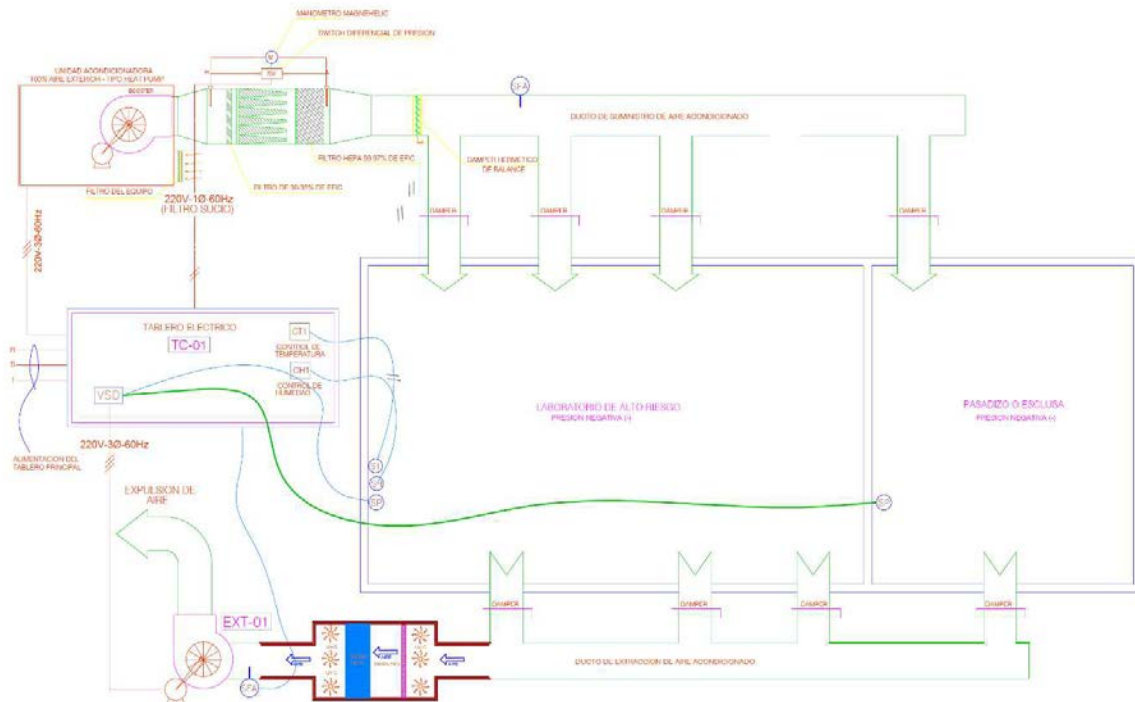
5.4 CONTROL DE DIRECCIÓN DEL FLUJO DE VENTILACIÓN

El control de dirección del flujo de aire es debido a la presión negativa del laboratorio respecto a la presión atmosférica. Esto se consigue controlado mediante un transmisor de presión diferencial y un variador de frecuencia que regulara la velocidad del extractor, en el siguiente esquema se muestra el diagrama de control del sistema de ventilación.

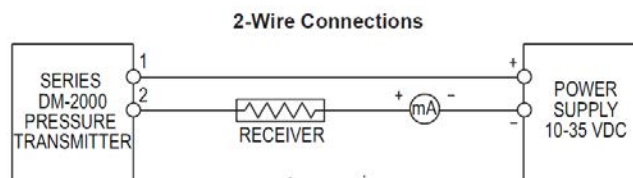


Figura 48.

Diagrama de control para los equipos del laboratorio

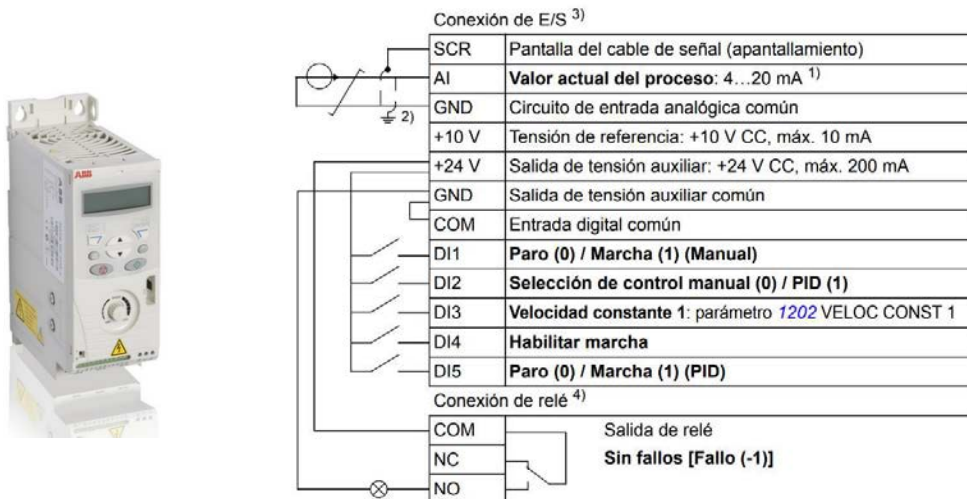


el transmisor de diferencial de presión “SP” mide la diferencia de presión entre la esclusa y el laboratorio de alto riesgo, y esa señal es transmitida al variador de velocidad del extractor, para este modelo la señal que emite al variador es de 4-20mA, siendo 4mA correspondiente a la lectura de 0 Pa de diferencia de presión, y 20 mA a 48 Pa.



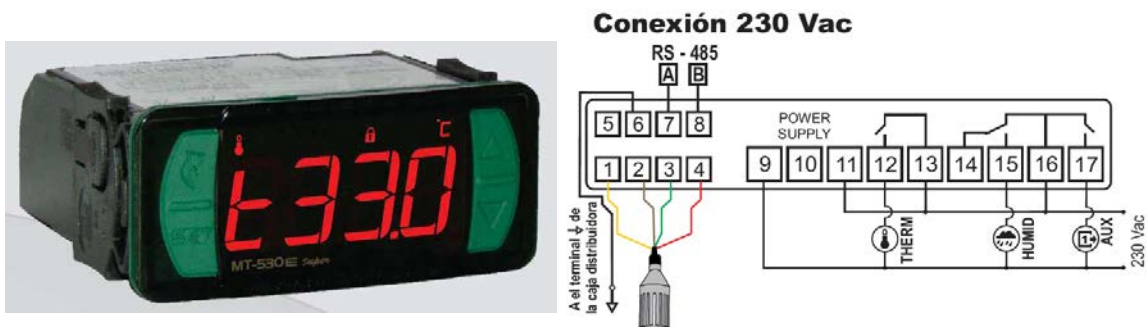


la señal del transmisor llega al variador de frecuencia, que según el set point (en nuestro caso 7.5 Pa) a la que regulamos incrementara o disminuirá la frecuencia cambiando así la velocidad del motor.



5.5 CONTROL DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO Y CALEFACCIÓN

Un controlador electrónico programado es quien comanda el sistema apagado encendido de los equipos, esto según los valores de las entradas que provienen de la sonda de temperatura, y la sonda de humedad.



Para el enfriamiento del ambiente se programa un set point de 21 a 23 °C, es decir cuando la temperatura del ambiente llega a los 23°C la sonda de temperatura envía la señal a través de los terminales 1 y 2 del controlador, haciendo que se cierre el contactor de los terminales 16 y 17, y



FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA,
INFORMÁTICA Y MECÁNICA



luego esto activa un relé a genera el encendido del equipo de aire acondicionado, de la misma forma cuando la temperatura desciende del valor límite inferior, se acciona el terminal 12 y 13 que está conectado a un relé el cual permite el encendido del calefactor.

De la misma forma la sonda de humedad se conecta a las borneras 3 y 4 enviando la señal al controlador, esta cierra el circuito de las borneras 16 y 15 activando un relé que enciende el humidificador.



CAPITULO VI

PRESUPUESTO PARA IMPLEMENTAR UN LABORATORIO DE TUBERCULOSIS CON NIVEL DE BIOSEGURIDAD TRES

En el presente capítulo, exponemos el presupuesto de la ejecución del proyecto, para lo cual utilizamos el programa de análisis de costos y presupuesto DELPHI EXPRESS, con esta, realizamos el análisis de costos unitarios para tener el presupuesto final.

PRESUPUESTO DE PROYECTO

PROYECTO : TRATAMIENTO DE AIRE PARA EL LABORATORIO DE TUBERCULOSIS DIRESA
 PROPIETARIO : DIRESA CUSCO
 UBICACION : DPTO. CUSCO PROV. CUSCO DIST: CUSCO
 FECHA PROYECTO : 5/11/2022

Item	Descripción	Unid.	Cant.	Precio	Parcial	Sub Total
1.0	SISTEMA DE TRATAMIENTO DE AIRE PARA LABORATORIO DE TUBERCULOSIS					50,617.87
1.1	EQUIPOS					44,974.51
1.1.1	SPLIT DUCTO FRIO 24000 BTU/H	und	1.00	8,840.48	8,840.48	
1.1.2	CALEFACTOR DUCTO ELECTRICO	und	1.00	1,080.16	1,080.16	
1.1.3	EXTRACTOR CENTRÍFUGO S&P CMI-350	und	1.00	10,164.80	10,164.80	
1.1.4	INYECTOR CENTRÍFUGO S&P DAB 7/7	und	1.00	5,164.80	5,164.80	
1.1.5	EQUIPO HUMIDIFICADOR	und	1.00	4,164.80	4,164.80	
1.1.6	TABLERO DE CONTROL HVAC	und	1.00	10,514.78	10,514.78	
1.1.7	CAJA DE FILTRO BAG IN BAG OUT	und	1.00	4,063.36	4,063.36	
1.1.8	CAJA PORTAFILTRO PARA INYECCION DE AIRE	und	1.00	981.33	981.33	
1.2	INSTALACIÓN					5,643.36
1.2.1	DUCTOS DE VENTILACIÓN	kg	300.00	14.42	4,326.00	
1.2.2	AISLAMIENTO TERMICO	m²	30.00	18.76	562.80	
1.2.3	SOPORTE DE DUCTOS	und	20.00	14.13	282.60	
1.2.4	REJILLAS Y DIFUSORES	glb	1.00	471.96	471.96	

Costo Directo			50,617.87
Gastos Generales		12.00%	6,074.14
Utilidad		35.00%	17,716.25
Parcial			74,408.26
I.G.V.		18.00%	13,393.49
TOTAL :			87,801.75

[Son: ochenta y siete mil ochocientos un Soles con setenta y cinco céntimos]

El análisis de costos unitarios se adjunta en el apéndice.



CONCLUSIONES

- De acuerdo a los Lineamientos de la Organización Mundial de la Salud se diseñó un sistema de aire acondicionado para el laboratorio de tuberculosis con un nivel de bioseguridad tres teniendo los parámetros dentro del laboratorio de 21-23 °C de temperatura y 55% de humedad relativa con lo cual se realizó los cálculos de cargas térmicas para calefacción y aire acondicionado teniendo los siguientes resultados; 20,484 BTU/H y 22,312 BTU/H respectivamente y la capacidad del humidificador calculado es de 28.3 lb/h
- De acuerdo a los Lineamientos de la Organización Mundial de la Salud se diseñó un sistema de ventilación con presión negativa para el laboratorio tuberculosis con nivel de bioseguridad tres. los rangos de presión establecidos por la OMS son de; 0.5-7.5 Pa con lo cual se realizó el cálculo de renovaciones de aire, siendo esta de 12 RAH (renovaciones de aire por hora), así mismo se calculó el caudal y caída de presión en la inyección y extracción obteniéndose los valores de 1077 m³/h, 244 Pa y 5520 m³/h, 920 Pa respectivamente.
- Según los lineamientos de la Organización Mundial de la Salud para un laboratorio de Tuberculosis con un nivel de Bioseguridad tres. El aire expulsado del laboratorio debe tener un tratamiento previo, para lo cual se diseñó el sistema BAG IN BAG OUT, para lo cual se seleccionó un filtro HEPA, según la clasificación europea EN 1822, un filtro de clase H10. Adicional a esto se seleccionó las lámparas de rayos UV-C siendo esta de 160 Watt de potencia.
- Utilizando el software de costos y presupuestos DELPHI XPRESS, se realizó el cálculo del costo del proyecto siendo el monto calculado de S/ 80,801.75 soles.



RECOMENDACIONES

- Para una correcta calibración del sistema de control PID se requiere un modelo matemático del comportamiento del aire en el interior del laboratorio, dicho modelo se puede desarrollar experimentalmente, el cual también permitirá el desarrollo de proyectos orientados al mismo enfoque de diseño, por lo cual para un desarrollo integral del presente proyecto se recomienda realizar el dicho modelo matemático.
- El sistema de ventilación se rige principalmente por el número de renovaciones de aire, más cabe mencionar que estas renovaciones pueden variar en algunas zonas al interior del laboratorio no cumpliendo así los parámetros de diseño, esto debido a la ubicación de las rejillas de inyección, extracción y los espacios ocupados por equipamientos; para lo cual se recomienda realizar un análisis mediante la dinámica de fluidos computacional CFD mediante softwares y utilizando adecuados modelos de simulación.
- Se recomienda desarrollar un programa de cálculo de cargas térmicas utilizando el método RTS implementado por la ASHRAE, esto con fines de facilitar el proceso complejo e iterativo de cálculo de este método.



BIBLIOGRAFÍA

Organización Mundial de la Salud (2005). *Manual de bioseguridad en un laboratorio*. OMS Ginebra

Organización Mundial de la Salud (2005). *Manual de bioseguridad en un laboratorio de tuberculosis*. OMS Ginebra

ASHRAE (2012). *Fundamentals*.

ASHRAE (2020). *Systems and equipment*.

Ministerio de Salud. *control de infecciones de tuberculosis*. Partners TB Control.

Zhonglin Xu (2014). *Fundamentals of air cleaning technology and its application in cleanrooms*. Springer

CDC (2005). *Guidelines for preventing the transmission of mycobacterium tuberculosis in health-care settings*.

Yunus A. Cengel, Michel A. Boles (2012). *Termodinámica*. Mc Graw Hill

Yunus A. Cengel, Afshin J. Ghajar (2011). *Transferencia de calor y masa*. Mc Graw Hill

Yunus A. Cengel, John M. Cimbala (2006). *Mecánica de fluidos fundamentos y aplicaciones*. Mc Graw Hill

ISC Francis J. Curry National Tuberculosis Center, *Insolation Rooms: design, assesment, and upgrade*,

NTP 203

NTP 299

NTP 609



FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA,
INFORMÁTICA Y MECÁNICA



APÉNDICES



TABLA A- 1

Valores del ángulo de elevación (β) para las 24 horas del día

LST(hora)	AST(hr)	H(°)	δ°	L	β (°)
0	0.477	-172.846	-15.964	-13.536	-59.664
1	1.477	-157.846	-15.964	-13.536	-53.259
2	2.477	-142.846	-15.964	-13.536	-42.892
3	3.477	-127.846	-15.964	-13.536	-30.605
4	4.477	-112.846	-15.964	-13.536	-17.370
5	5.477	-97.846	-15.964	-13.536	-3.625
6	6.477	-82.846	-15.964	-13.536	10.416
7	7.477	-67.846	-15.964	-13.536	24.637
8	8.477	-52.846	-15.964	-13.536	38.970
9	9.477	-37.846	-15.964	-13.536	53.369
10	10.477	-22.846	-15.964	-13.536	67.786
11	11.477	-7.846	-15.964	-13.536	82.035
12	12.477	7.154	-15.964	-13.536	82.669
13	13.477	22.154	-15.964	-13.536	68.449
14	14.477	37.154	-15.964	-13.536	54.034
15	15.477	52.154	-15.964	-13.536	39.633
16	16.477	67.154	-15.964	-13.536	25.295
17	17.477	82.154	-15.964	-13.536	11.068
18	18.477	97.154	-15.964	-13.536	-2.983
19	19.477	112.154	-15.964	-13.536	-16.745
20	20.477	127.154	-15.964	-13.536	-30.011
21	21.477	142.154	-15.964	-13.536	-42.357
22	22.477	157.154	-15.964	-13.536	-52.847
23	23.477	172.154	-15.964	-13.536	-59.497



TABLA A- 2

Valores del ángulo azimut del sol (φ) para las 24 horas del día

LST (hora)	H (°)	δ°	β (°)	φ (°)
0	-172.846	-15.964	-59.664	-13.714
1	-157.846	-15.964	-53.259	-37.307
2	-142.846	-15.964	-42.892	-52.427
3	-127.846	-15.964	-30.605	-61.895
4	-112.846	-15.964	-17.370	-68.179
5	-97.846	-15.964	-3.625	-72.620
6	-82.846	-15.964	10.416	-75.914
7	-67.846	-15.964	24.637	-78.415
8	-52.846	-15.964	38.970	-80.263
9	-37.846	-15.964	53.369	-81.354
10	-22.846	-15.964	67.786	-80.866
11	-7.846	-15.964	82.035	-71.280
12	7.154	-15.964	82.669	69.774
13	22.154	-15.964	68.449	80.760
14	37.154	-15.964	54.034	81.378
15	52.154	-15.964	39.633	80.332
16	67.154	-15.964	25.295	78.514
17	82.154	-15.964	11.068	76.045
18	97.154	-15.964	-2.983	72.793
19	112.154	-15.964	-16.745	68.417
20	127.154	-15.964	-30.011	62.241
21	142.154	-15.964	-42.357	52.963
22	157.154	-15.964	-52.847	38.175
23	172.154	-15.964	-59.497	14.985



TABLA A- 3

Valores de irradiancia directa (Eb) y difusa (Ed) para las 24 horas del día

LST (hora)	β (°)	m	Eb(w/m2)	Ed(w/m2)
0	-59.664	n° complejo	0	0
1	-53.259	n° complejo	0	0
2	-42.892	n° complejo	0	0
3	-30.605	n° complejo	0	0
4	-17.370	n° complejo	0	0
5	-3.625	18.8427	147.2188	11.3894
6	10.416	5.3781	527.8605	36.4649
7	24.637	2.3882	792.5961	66.3395
8	38.970	1.5875	906.7398	86.2756
9	53.369	1.2451	966.8604	99.7799
10	67.786	1.0797	999.3854	108.2836
11	82.035	1.0094	1014.0289	112.4443
12	82.669	1.0079	1014.3461	112.5369
13	68.449	1.0747	1000.4098	108.5675
14	54.034	1.2346	968.8555	100.2746
15	39.633	1.5654	910.3821	87.0237
16	25.295	2.3306	799.8620	67.4359
17	11.068	5.0813	547.3074	38.1601
18	-2.983	36.3705	42.3854	5.3675
19	-16.745	n° complejo	0	0
20	-30.011	n° complejo	0	0
21	-42.357	n° complejo	0	0
22	-52.847	n° complejo	0	0
23	-59.497	n° complejo	0	0



TABLA A- 4

Valores de irradiancia directa (Et,b), difusa(Et,d), reflectiva (Et,r), total (Et) en la superficie A

SUPERFICIE A									
LST (hora)	ψ	Σ	Υ	θ	Et,b (W/m ²)	Υ	Et,d (W/m ²)	Et,r (W/m ²)	Et (W/m ²)
0	-160	90	146.286	114.843	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
1	-160	90	122.693	108.851	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
2	-160	90	107.573	102.780	0.000	0.469	0.000	0.000	0.000
3	-160	90	98.105	96.970	0.000	0.502	0.000	0.000	0.000
4	-160	90	91.821	91.738	0.000	0.537	0.000	0.000	0.000
5	-160	90	87.380	87.385	6.716	0.571	6.499	0.624	13.839
6	-160	90	84.086	84.184	53.491	0.597	21.788	39.351	114.630
7	-160	90	81.585	82.356	105.435	0.614	40.711	115.412	261.557
8	-160	90	79.737	82.038	125.606	0.617	53.192	182.352	361.150
9	-160	90	78.646	83.254	113.568	0.606	60.432	227.385	401.385
10	-160	90	79.134	85.913	71.225	0.583	63.101	245.772	380.097
11	-160	90	88.720	89.823	3.139	0.551	61.997	238.812	303.948
12	-160	90	229.774	94.727	0.000	0.516	58.082	237.992	296.074
13	-160	90	240.760	100.336	0.000	0.482	52.293	245.975	298.268
14	-160	90	241.378	106.340	0.000	0.452	45.307	228.829	274.136
15	-160	90	240.332	112.408	0.000	0.450	39.161	184.969	224.130
16	-160	90	238.514	118.178	0.000	0.450	30.346	118.837	149.183
17	-160	90	236.045	123.241	0.000	0.450	17.172	42.701	59.873
18	-160	90	232.793	127.148	0.000	0.450	2.415	0.948	3.363
19	-160	90	228.417	129.462	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
20	-160	90	222.241	129.871	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
21	-160	90	212.963	128.316	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
22	-160	90	198.175	125.016	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
23	-160	90	174.985	120.374	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000



TABLA A- 5

Valores de irradiancia directa (Et,b), difusa(Et,d), reflectiva (Et,r), total (Et) en la superficie B

SUPERFICIE B									
LST (hora)	ψ	Σ	Υ	θ	Et,b (W/m2)	Y	Et,d (W/m2)	Et,r (W/m2)	Et (W/m2)
0	110	90	-123.714	106.280	0.000	0.452	0.000	0.000	0.000
1	110	90	-147.307	120.227	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
2	110	90	-162.427	134.303	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
3	110	90	-171.895	148.441	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
4	110	90	-178.179	162.538	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
5	110	90	-182.620	175.529	0.000	0.450	5.125	0.624	5.749
6	110	90	-185.914	168.039	0.000	0.450	16.409	39.351	55.761
7	110	90	-188.415	154.051	0.000	0.450	29.853	115.412	145.264
8	110	90	-190.263	139.910	0.000	0.450	38.824	182.352	221.176
9	110	90	-191.354	125.801	0.000	0.450	44.901	227.385	272.286
10	110	90	-190.866	111.795	0.000	0.450	48.728	245.772	294.499
11	110	90	-181.280	97.963	0.000	0.495	55.712	238.812	294.525
12	110	90	-40.226	84.409	98.828	0.596	67.021	237.992	403.841
13	110	90	-29.240	71.305	320.655	0.722	78.410	245.975	645.040
14	110	90	-28.622	58.966	499.485	0.858	86.084	228.829	814.398
15	110	90	-29.668	47.995	609.221	0.983	85.510	184.969	879.700
16	110	90	-31.486	39.556	616.700	1.073	72.358	118.837	807.895
17	110	90	-33.955	35.507	445.534	1.113	42.478	42.701	530.713
18	110	90	-37.207	37.309	33.712	1.096	5.881	0.948	40.541
19	110	90	-41.583	44.252	0.000	1.024	0.000	0.000	0.000
20	110	90	-47.759	54.400	0.000	0.910	0.000	0.000	0.000
21	110	90	-57.037	66.292	0.000	0.776	0.000	0.000	0.000
22	110	90	-71.825	79.142	0.000	0.643	0.000	0.000	0.000
23	110	90	-95.015	92.543	0.000	0.531	0.000	0.000	0.000



TABLA A- 6

Valores de irradiancia directa (Et,b), difusa(Et,d), reflectiva (Et,r), total (Et) en la superficie F.

SUPERFICIE F									
LST (hora)	ψ	Σ	Υ	θ	Et,b (W/m ²)	Y	Et,d (W/m ²)	Et,r (W/m ²)	Et (W/m ²)
0	70	90	-83.714	86.830	0.000	0.575	0.000	0.000	0.000
1	70	90	-107.307	100.251	0.000	0.482	0.000	0.000	0.000
2	70	90	-122.427	113.132	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
3	70	90	-131.895	125.082	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
4	70	90	-138.179	135.336	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
5	70	90	-142.620	142.470	0.000	0.450	5.125	0.624	5.749
6	70	90	-145.914	144.543	0.000	0.450	16.409	39.351	55.761
7	70	90	-148.415	140.743	0.000	0.450	29.853	115.412	145.264
8	70	90	-150.263	132.461	0.000	0.450	38.824	182.352	221.176
9	70	90	-151.354	121.576	0.000	0.450	44.901	227.385	272.286
10	70	90	-150.866	109.283	0.000	0.450	48.728	245.772	294.499
11	70	90	-141.280	96.207	0.000	0.506	56.943	238.812	295.755
12	70	90	-0.226	82.669	129.440	0.611	68.745	237.992	436.176
13	70	90	10.760	68.846	361.016	0.748	81.258	245.975	688.249
14	70	90	11.378	54.847	557.835	0.905	90.786	228.829	877.450
15	70	90	10.332	40.742	689.761	1.061	92.313	184.969	967.043
16	70	90	8.514	26.600	715.200	1.191	80.316	118.837	914.353
17	70	90	6.045	12.593	534.142	1.275	48.639	42.701	625.482
18	70	90	2.793	4.086	42.278	1.297	6.963	0.948	50.189
19	70	90	-1.583	16.818	0.000	1.255	0.000	0.000	0.000
20	70	90	-7.759	30.907	0.000	1.155	0.000	0.000	0.000
21	70	90	-17.037	45.047	0.000	1.015	0.000	0.000	0.000
22	70	90	-31.825	59.126	0.000	0.857	0.000	0.000	0.000
23	70	90	-55.015	73.081	0.000	0.704	0.000	0.000	0.000



TABLA A- 7

Valores de irradiancia directa (Et,b), difusa(Et,d), reflectiva (Et,r), total (Et) en la superficie G

SUPERFICIE G									
LST (hora)	ψ	Σ	Υ	θ	Et,b (W/m2)	Υ	Et,d (W/m2)	Et,r (W/m2)	Et (W/m2)
0	20	12.4	-33.714	138.827	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
1	20	12.4	-57.307	135.501	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
2	20	12.4	-72.427	128.115	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
3	20	12.4	-81.895	118.111	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
4	20	12.4	-88.179	106.562	0.000	0.451	0.000	0.000	0.000
5	20	12.4	-92.620	94.102	0.000	0.520	12.396	0.624	13.021
6	20	12.4	-95.914	81.094	81.719	0.625	40.509	39.351	161.579
7	20	12.4	-98.415	67.755	300.056	0.760	75.623	115.412	491.091
8	20	12.4	-100.263	54.232	529.989	0.912	101.166	182.352	813.507
9	20	12.4	-101.354	40.663	733.416	1.062	120.198	227.385	1080.999
10	20	12.4	-100.866	27.268	888.331	1.186	133.329	245.772	1267.431
11	20	12.4	-91.280	14.853	980.145	1.265	140.362	238.812	1359.319
12	20	12.4	49.774	9.466	1000.535	1.286	140.979	237.992	1379.506
13	20	12.4	60.760	18.751	947.312	1.244	135.047	245.975	1328.334
14	20	12.4	61.378	31.691	824.394	1.148	122.665	228.829	1175.888
15	20	12.4	60.332	45.183	641.673	1.014	103.933	184.969	930.576
16	20	12.4	58.514	58.754	414.899	0.861	78.329	118.837	612.065
17	20	12.4	56.045	72.230	167.037	0.713	43.109	42.701	252.847
18	20	12.4	52.793	85.478	3.342	0.586	5.918	0.948	10.208
19	20	12.4	48.417	98.332	0.000	0.493	0.000	0.000	0.000
20	20	12.4	42.241	110.539	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
21	20	12.4	32.963	121.661	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
22	20	12.4	18.175	130.936	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
23	20	12.4	-5.015	137.132	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000



TABLA A- 8

Valores de irradiancia directa (Et,b), difusa(Et,d), reflectiva (Et,r), total (Et) en la superficie H.

SUPERFICIE H									
LST (hora)	ψ	Σ	Υ	θ	Et,b (W/m ²)	Y	Et,d (W/m ²)	Et,r (W/m ²)	Et(W/m ²)
0	110	10.48	-123.714	154.115	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
1	110	10.48	-147.307	151.588	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
2	110	10.48	-162.427	142.779	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
3	110	10.48	-171.895	130.966	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
4	110	10.48	-178.179	117.844	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
5	110	10.48	-182.620	104.093	0.000	0.462	12.157	0.624	12.781
6	110	10.48	-185.914	90.010	0.000	0.550	39.504	39.351	78.856
7	110	10.48	-188.415	75.738	195.260	0.677	73.398	115.412	384.070
8	110	10.48	-190.263	61.362	434.575	0.831	97.883	182.352	714.810
9	110	10.48	-191.354	46.944	660.083	0.994	116.160	227.385	1003.628
10	110	10.48	-190.866	32.563	842.280	1.141	128.943	245.772	1216.995
11	110	10.48	-181.280	18.444	961.942	1.246	136.057	238.812	1336.811
12	110	10.48	-40.226	6.783	1007.247	1.293	137.118	237.992	1382.357
13	110	10.48	-29.240	13.375	973.276	1.271	131.864	245.975	1351.114
14	110	10.48	-28.622	27.173	861.927	1.186	120.243	228.829	1210.998
15	110	10.48	-29.668	41.501	681.825	1.053	102.238	184.969	969.031
16	110	10.48	-31.486	55.917	448.238	0.893	77.267	118.837	644.342
17	110	10.48	-33.955	70.316	184.352	0.733	42.609	42.701	269.662
18	110	10.48	-37.207	84.635	3.963	0.594	5.858	0.948	10.769
19	110	10.48	-41.583	98.802	0.000	0.490	0.000	0.000	0.000
20	110	10.48	-47.759	112.702	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
21	110	10.48	-57.037	126.113	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
22	110	10.48	-71.825	138.544	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000
23	110	10.48	-95.015	148.793	0.000	0.450	0.000	0.000	0.000



TABLA A- 9

Valores de la ganancia de calor (Q_s) en la superficie A

LST (hora)	$T_{horaria}$ (°C)	T_{eq} (°C)	$q_{i,0-n}$ (W)	CTS (%)	q_0 (W)	q_{conv} (W)	q_{rad} (W)	RTS (%)	$Q_{r,0}$ (W)	Q_s (W)
0	13.322	13.32	-331.54	1.7	-173.37	-93.62	-79.75	31	4.179	-89.44
1	12.548	12.55	-364.96	17.72	-226.34	-122.22	-104.12	17	-19.021	-141.25
2	12.032	12.03	-387.24	26.7	-272.56	-147.18	-125.38	11	-40.685	-187.87
3	11.645	11.65	-403.95	20.64	-311.81	-168.38	-143.43	8	-60.906	-229.29
4	11.258	11.26	-420.66	13.25	-343.91	-185.71	-158.20	6	-79.688	-265.40
5	11	11.49	-410.71	8.07	-369.80	-199.69	-170.11	4	-97.028	-296.72
6	11.258	15.30	-245.96	4.83	-384.53	-207.64	-176.88	4	-111.994	-319.64
7	12.161	21.39	16.94	2.88	-360.70	-194.78	-165.92	3	-119.979	-314.75
8	14.354	27.10	263.42	1.71	-271.51	-146.62	-124.89	3	-114.588	-261.20
9	16.805	30.97	430.57	1.02	-124.06	-66.99	-57.07	2	-93.132	-160.12
10	18.998	32.41	492.82	0.6	46.58	25.15	21.43	2	-58.624	-33.47
11	20.933	31.66	460.32	0.36	199.54	107.75	91.79	2	-18.032	89.72
12	22.223	32.67	504.03	0.21	306.79	165.67	141.12	1	20.958	186.62
13	23.255	33.78	551.93	0.13	378.60	204.44	174.16	1	55.355	259.80
14	23.9	33.58	543.01	0.08	435.69	235.27	200.42	1	85.999	321.27
15	23.9	31.81	466.80	0.04	476.55	257.34	219.21	1	112.718	370.06
16	23.126	28.39	319.16	0.03	486.83	262.89	223.94	1	133.141	396.03
17	22.094	24.21	138.49	0.02	453.00	244.62	208.38	1	143.833	388.45
18	20.804	20.92	-3.34	0.01	372.80	201.31	171.49	1	142.253	343.56
19	18.869	18.87	-92.02	0.01	262.92	141.98	120.94	0	128.954	270.93
20	17.45	17.45	-153.29	0	148.62	80.25	68.36	0	107.442	187.69
21	16.289	16.29	-203.42	0	46.40	25.06	21.35	0	81.849	106.91
22	15.128	15.13	-253.55	0	-39.51	-21.34	-18.18	0	55.185	33.85
23	14.225	14.23	-292.54	0	-111.86	-60.40	-51.46	0	29.019	-31.38



TABLA A- 10

Valores de la ganancia de calor (Q_s) en la superficie B

LST (hora)	Thoraria (°C)	Teq (°C)	qi,θ-n (W)	CTS (%)	q ₀ (W)	qconv (W)	grad (W)	RTS (%)	Q _{r,0} (W)	Q _s (W)
0	13.322	13.32	-390.04	1.7	-136.15	-73.52	-62.63	31	109.367	35.85
1	12.548	12.55	-429.36	17.72	-226.01	-122.05	-103.97	17	63.408	-58.64
2	12.032	12.03	-455.57	26.7	-296.74	-160.24	-136.50	11	22.994	-137.25
3	11.645	11.65	-475.23	20.64	-352.63	-190.42	-162.21	8	-12.915	-203.33
4	11.258	11.26	-494.89	13.25	-396.11	-213.90	-182.21	6	-44.751	-258.65
5	11	11.20	-497.69	8.07	-430.22	-232.32	-197.90	4	-72.949	-305.27
6	11.258	13.23	-394.92	4.83	-453.66	-244.98	-208.69	4	-97.320	-342.30
7	12.161	17.29	-188.57	2.88	-448.61	-242.25	-206.36	3	-114.650	-356.90
8	14.354	22.16	58.94	1.71	-390.67	-210.96	-179.71	3	-119.939	-330.90
9	16.805	26.42	275.09	1.02	-273.01	-147.42	-125.58	2	-110.072	-257.50
10	18.998	29.39	426.32	0.6	-113.60	-61.34	-52.26	2	-85.821	-147.16
11	20.933	31.33	524.66	0.36	57.04	30.80	26.24	2	-51.355	-20.56
12	22.223	36.48	786.19	0.21	216.96	117.16	99.80	1	-11.470	105.69
13	23.255	46.02	1271.07	0.13	389.76	210.47	179.29	1	35.079	245.55
14	23.9	52.64	1607.49	0.08	628.23	339.24	288.98	1	96.900	436.14
15	23.9	54.95	1724.57	0.04	920.40	497.02	423.38	1	176.823	673.84
16	23.126	51.64	1556.51	0.03	1191.12	643.20	547.91	1	265.598	908.80
17	22.094	40.83	1007.11	0.02	1354.89	731.64	623.25	1	346.077	1077.72
18	20.804	22.23	62.73	0.01	1327.13	716.65	610.48	1	396.291	1112.94
19	18.869	18.87	-108.25	0.01	1055.06	569.74	485.33	0	395.410	965.15
20	17.45	17.45	-180.34	0	683.40	369.04	314.37	0	350.947	719.98
21	16.289	16.29	-239.32	0	371.11	200.40	170.71	0	287.731	488.13
22	15.128	15.13	-298.30	0	144.43	77.99	66.44	0	222.448	300.44
23	14.225	14.23	-344.17	0	-17.63	-9.52	-8.11	0	162.234	152.71



TABLA A- 11

Valores de la ganancia de calor (Q_s) en la superficie F

LST (hora)	$T_{horaria}$ (°C)	T_{eq} (°C)	$q_{i,\theta-n}$ (W)	CTS (%)	q_0 (W)	q_{conv} (W)	q_{rad} (W)	RTS (%)	$Q_{r,0}$ (W)	Q_s (W)
0	13.322	13.32	-390.04	1.7	-124.48	-67.22	-57.26	31	127.119	59.90
1	12.548	12.55	-429.36	17.72	-219.07	-118.30	-100.77	17	78.027	-40.27
2	12.032	12.03	-455.57	26.7	-292.62	-158.01	-134.60	11	35.109	-122.90
3	11.645	11.65	-475.23	20.64	-350.18	-189.10	-161.08	8	-2.839	-191.94
4	11.258	11.26	-494.89	13.25	-394.65	-213.11	-181.54	6	-36.329	-249.44
5	11	11.20	-497.69	8.07	-429.34	-231.85	-197.50	4	-65.878	-297.72
6	11.258	13.23	-394.92	4.83	-453.14	-244.69	-208.44	4	-91.381	-336.07
7	12.161	17.29	-188.57	2.88	-448.29	-242.08	-206.21	3	-109.582	-351.66
8	14.354	22.16	58.94	1.71	-390.48	-210.86	-179.62	3	-115.502	-326.36
9	16.805	26.42	275.09	1.02	-272.88	-147.36	-125.53	2	-106.134	-253.49
10	18.998	29.39	426.32	0.6	-113.52	-61.30	-52.22	2	-82.353	-143.66
11	20.933	31.37	526.87	0.36	57.11	30.84	26.27	2	-48.402	-17.56
12	22.223	37.62	844.17	0.21	218.36	117.91	100.45	1	-8.938	108.98
13	23.255	47.55	1348.54	0.13	401.94	217.05	184.89	1	38.578	255.62
14	23.9	54.87	1720.54	0.08	659.81	356.30	303.51	1	103.486	459.78
15	23.9	58.03	1881.17	0.04	976.04	527.06	448.98	1	188.540	715.60
16	23.126	55.40	1747.38	0.03	1276.15	689.12	587.03	1	284.546	973.66
17	22.094	44.17	1177.03	0.02	1471.80	794.77	677.03	1	373.968	1168.74
18	20.804	22.58	80.03	0.01	1464.91	791.05	673.86	1	432.689	1223.74
19	18.869	18.87	-108.25	0.01	1178.22	636.24	541.98	0	435.232	1071.47
20	17.45	17.45	-180.34	0	769.73	415.65	354.07	0	388.348	804.00
21	16.289	16.29	-239.32	0	425.34	229.68	195.66	0	319.977	549.66
22	15.128	15.13	-298.30	0	177.24	95.71	81.53	0	249.133	344.84
23	14.225	14.23	-344.17	0	1.98	1.07	0.91	0	183.969	185.04



TABLA A- 12

Valores de la ganancia de calor (Q_s) en la superficie G

LST (hora)	$T_{horaria}$ (°C)	T_{eq} (°C)	$q_{i,0-n}$ (W)	CTS (%)	q_0 (W)	q_{conv} (W)	q_{rad} (W)	RTS (%)	$Q_{r,0}$ (W)	Q_s (W)
0	13.322	16.47	-5.04	27.69	-4.22	-2.28	-1.94	31	2.985	0.70
1	12.548	15.70	-5.90	64.24	-5.19	-2.80	-2.39	17	2.102	-0.70
2	12.032	15.18	-6.47	7.63	-5.98	-3.23	-2.75	11	1.323	-1.91
3	11.645	14.80	-6.90	0.43	-6.54	-3.53	-3.01	8	0.626	-2.91
4	11.258	14.41	-7.33	0.02	-6.99	-3.77	-3.21	6	-0.011	-3.78
5	11	14.65	-7.07	0	-7.22	-3.90	-3.32	4	-0.582	-4.48
6	11.258	20.59	-0.46	0	-5.26	-2.84	-2.42	4	-0.783	-3.62
7	12.161	34.09	14.56	0	3.16	1.71	1.46	3	0.145	1.85
8	14.354	48.61	30.71	0	17.79	9.61	8.18	3	2.592	12.20
9	16.805	61.29	44.82	0	33.25	17.95	15.29	2	6.073	24.03
10	18.998	70.61	55.19	0	46.48	25.10	21.38	2	9.953	35.05
11	20.933	76.06	61.25	0	55.97	30.22	25.75	2	13.673	43.90
12	22.223	78.12	63.54	0	61.35	33.13	28.22	1	16.834	49.96
13	23.255	77.19	62.52	0	63.05	34.05	29.00	1	19.236	53.28
14	23.9	72.01	56.75	0	61.00	32.94	28.06	1	20.702	53.64
15	23.9	62.63	46.31	0	54.34	29.34	24.99	1	20.960	50.30
16	23.126	49.68	31.90	0	43.20	23.33	19.87	1	19.856	43.18
17	22.094	34.91	15.48	0	28.57	15.43	13.14	1	17.409	32.84
18	20.804	24.34	3.72	0	13.62	7.35	6.26	1	14.056	21.41
19	18.869	22.02	1.13	0	4.03	2.18	1.85	0	10.817	12.99
20	17.45	20.60	-0.45	0	0.96	0.52	0.44	0	8.422	8.94
21	16.289	19.44	-1.74	0	-0.66	-0.36	-0.30	0	6.618	6.26
22	15.128	18.28	-3.03	0	-1.98	-1.07	-0.91	0	5.184	4.11
23	14.225	17.38	-4.03	0	-3.20	-1.73	-1.47	0	3.994	2.27



TABLA A- 13

Valores de la ganancia de calor (Q_s) en la superficie H

LST (hora)	T_{horaria} (°C)	Teq (°C)	qi,0-n (W)	CTS (%)	q₀ (W)	qconv (W)	qgrad (W)	RTS (%)	Q_{r,0} (W)	Qs (W)
0	13.322	16.47	-2.29	27.69	-1.92	-1.04	-0.88	31	1.353	0.32
1	12.548	15.70	-2.68	64.24	-2.36	-1.27	-1.09	17	0.949	-0.33
2	12.032	15.18	-2.94	7.63	-2.72	-1.47	-1.25	11	0.597	-0.87
3	11.645	14.80	-3.14	0.43	-2.98	-1.61	-1.37	8	0.285	-1.32
4	11.258	14.41	-3.34	0.02	-3.18	-1.72	-1.46	6	0.000	-1.72
5	11	14.64	-3.22	0	-3.29	-1.77	-1.51	4	-0.256	-2.03
6	11.258	17.42	-1.81	0	-2.84	-1.53	-1.31	4	-0.408	-1.94
7	12.161	30.00	4.55	0	-0.16	-0.09	-0.07	3	-0.184	-0.27
8	14.354	44.83	12.06	0	6.11	3.30	2.81	3	0.761	4.06
9	16.805	58.33	18.89	0	13.32	7.19	6.13	2	2.262	9.45
10	18.998	68.68	24.13	0	19.75	10.67	9.09	2	4.024	14.69
11	20.933	75.20	27.42	0	24.59	13.28	11.31	2	5.773	19.05
12	22.223	78.23	28.96	0	27.56	14.88	12.68	1	7.312	22.19
13	23.255	78.07	28.88	0	28.80	15.55	13.25	1	8.522	24.07
14	23.9	73.35	26.49	0	28.22	15.24	12.98	1	9.307	24.54
15	23.9	64.10	21.81	0	25.39	13.71	11.68	1	9.524	23.23
16	23.126	50.91	15.14	0	20.35	10.99	9.36	1	9.091	20.08
17	22.094	35.55	7.36	0	13.55	7.31	6.23	1	8.003	15.32
18	20.804	24.37	1.70	0	6.46	3.49	2.97	1	6.460	9.95
19	18.869	22.02	0.52	0	1.87	1.01	0.86	0	4.955	5.96
20	17.45	20.60	-0.20	0	0.44	0.24	0.20	0	3.849	4.09
21	16.289	19.44	-0.79	0	-0.30	-0.16	-0.14	0	3.020	2.86
22	15.128	18.28	-1.38	0	-0.90	-0.49	-0.41	0	2.362	1.88
23	14.225	17.38	-1.83	0	-1.45	-0.79	-0.67	0	1.817	1.03



TABLA A- 14

Valores de la ganancia de calor (Q_s) en la superficie C,D,E

LST (hora)	$T_{horaria}$ (°C)	$q_{i,\theta-n}$ (W)	CTS (%)	q_0 (W)	q_{conv} (W)	q_{rad} (W)	RTS (%)	Q_{rad} (W)	Q_s (W)
0	13.32	-399.99	1.7	-229.56	-123.96	-105.60	31	-61.20	-185.16
1	12.55	-440.31	17.72	-285.23	-154.02	-131.21	17	-78.81	-232.83
2	12.03	-467.19	26.7	-336.10	-181.49	-154.61	11	-96.66	-278.16
3	11.65	-487.35	20.64	-380.53	-205.49	-175.04	8	-114.12	-319.60
4	11.26	-507.51	13.25	-417.50	-225.45	-192.05	6	-130.63	-356.08
5	11.00	-520.95	8.07	-448.12	-241.98	-206.14	4	-146.01	-388.00
6	11.26	-507.51	4.83	-472.92	-255.38	-217.54	4	-160.14	-415.52
7	12.16	-460.47	2.88	-488.02	-263.53	-224.49	3	-172.34	-435.87
8	14.35	-346.23	1.71	-485.92	-262.40	-223.52	3	-181.06	-443.46
9	16.81	-218.54	1.02	-455.35	-245.89	-209.46	2	-183.76	-429.65
10	19.00	-104.29	0.6	-393.09	-212.27	-180.82	2	-178.44	-390.70
11	20.93	-3.49	0.36	-308.71	-166.70	-142.01	2	-165.11	-331.82
12	22.22	63.71	0.21	-214.79	-115.99	-98.80	1	-145.34	-261.33
13	23.26	117.48	0.13	-123.59	-66.74	-56.85	1	-121.55	-188.28
14	23.90	151.08	0.08	-42.74	-23.08	-19.66	1	-96.15	-119.23
15	23.90	151.08	0.04	24.09	13.01	11.08	1	-71.06	-58.05
16	23.13	110.75	0.03	72.03	38.90	33.14	1	-48.20	-9.30
17	22.09	56.99	0.02	95.18	51.40	43.78	1	-29.64	21.76
18	20.80	-10.21	0.01	92.76	50.09	42.67	1	-16.86	33.23
19	18.87	-111.02	0.01	67.85	36.64	31.21	0	-10.51	26.13
20	17.45	-184.94	0	21.13	11.41	9.72	0	-11.09	0.32
21	16.29	-245.42	0	-40.13	-21.67	-18.46	0	-18.04	-39.71
22	15.13	-305.90	0	-105.20	-56.81	-48.39	0	-29.69	-86.50
23	14.23	-352.95	0	-169.24	-91.39	-77.85	0	-44.50	-135.89



TABLA A- 15

Análisis de costos unitarios del proyecto usando DELPHI EXPRESS

Análisis de Costos Unitarios

PROYECTO : TRATAMIENTO DE AIRE PARA EL LABORATORIO DE TUBERCULOSIS DIRESA
 PRESUPUESTO 1.0 : SISTEMA DE TRATAMIENTO DE AIRE PARA LABORATORIO DE TUBERCULOSIS
 PROPIETARIO : DIRESA CUSCO
 UBICACION : DPTO: CUSCO PROV: CUSCO DIST: CUSCO
 FECHA PROYECTO : 5/11/2022

Partida: 1.1.1 SPLIT DUCTO FRIO 24000 BTU/H Rendimiento:1 und/Día
 Costo unitario por und **8,840.48**

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						816.00
470010005	TECNICO OFICIAL HVAC	hh	6.0000	48.0000	10.0000	480.00
470010006	TECNICO AYUDANTE HVAC	hh	6.0000	48.0000	7.0000	336.00
EQUIPO						8,024.48
300010054	SPLIT DUCTO 24000 BTU/H	und	0.0000	1.0000	8,000.0000	8,000.00
370010001	Herramientas Manuales	%mo	-	3.0000	816.0000	24.48

Partida: 1.1.2 CALEFACTOR DUCTO ELECTRICO Rendimiento:1 und/Día
 Costo unitario por und **1,080.16**

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						272.00
470010006	TECNICO AYUDANTE HVAC	hh	2.0000	16.0000	7.0000	112.00
470010005	TECNICO OFICIAL HVAC	hh	2.0000	16.0000	10.0000	160.00
EQUIPO						808.16
300010009	RESISTENCIA ELECTRICA DE 9KW	und	0.0000	1.0000	800.0000	800.00
370010001	Herramientas Manuales	%mo	-	3.0000	272.0000	8.16

Partida: 1.1.3 EXTRACTOR CENTRÍFUGO S&P CMI-350 Rendimiento:1 und/Día
 Costo unitario por und **10,164.80**

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						160.00
470010005	TECNICO OFICIAL HVAC	hh	1.0000	8.0000	10.5000	84.00
470010006	TECNICO AYUDANTE HVAC	hh	1.0000	8.0000	9.5000	76.00
EQUIPO						10,004.80
480100004	EXTRACTOR CENTRÍFUGO S&P CMI-350 3F/3HP	und	0.0000	1.0000	10,000.0000	10,000.00
370010001	Herramientas Manuales	%mo	-	3.0000	160.0000	4.80

Partida: 1.1.4 INYECTOR CENTRÍFUGO S&P DAB 7/7 Rendimiento:1 und/Día
 Costo unitario por und **5,164.80**

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						160.00
470010005	TECNICO OFICIAL HVAC	hh	1.0000	8.0000	10.5000	84.00
470010006	TECNICO AYUDANTE HVAC	hh	1.0000	8.0000	9.5000	76.00
EQUIPO						5,004.80
480100005	INYECTOR CENTRÍFUGO S&P DAB 7/7	und	0.0000	1.0000	5,000.0000	5,000.00
370010001	Herramientas Manuales	%mo	-	3.0000	160.0000	4.80



FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA,
 INFORMÁTICA Y MECÁNICA



Partida: 1.1.5 EQUIPO HUMIDIFICADOR

Rendimiento:1 und/Día

Costo unitario por und **4,164.80**

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						160.00
470010005	TECNICO OFICIAL HVAC	hh	1.0000	8.0000	10.5000	84.00
470010006	TECNICO AYUDANTE HVAC	hh	1.0000	8.0000	9.5000	76.00
EQUIPO						4,004.80
300010065	HUMIDIFICADOR CALELEC	und	0.0000	1.0000	4,000.0000	4,000.00
370010001	Herramientas Manuales	%mo	-	3.0000	160.0000	4.80

Partida: 1.1.6 TABLERO DE CONTROL HVAC

Rendimiento:1 und/Día

Costo unitario por und **10,514.78**

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						2,176.00
470010005	TECNICO OFICIAL HVAC	hh	16.0000	128.0000	10.0000	1,280.00
470010006	TECNICO AYUDANTE HVAC	hh	16.0000	128.0000	7.0000	896.00
MATERIALES						473.50
120090003	GUARDAMOTOR DE 12-18 AMP	und	-	2.0000	123.0000	246.00
070010001	CABLE N° 12	m	-	15.0000	2.5000	37.50
120010003	TERMOMAGNETICO DE 18 AMP	und	-	2.0000	90.0000	180.00
070010002	CABLE N° 18	m	-	10.0000	1.0000	10.00
EQUIPO						7,865.28
300010056	VARIADOR DE FRECUENCIA 4HP	und	0.0000	1.0000	4,000.0000	4,000.00
370010001	Herramientas Manuales	%mo	-	3.0000	2,176.0000	65.28
300010057	CONTROLADOR HVAC	und	0.0000	1.0000	2,000.0000	2,000.00
300010055	TRANSMISOR DE PRESION DIFERENCIAL	und	0.0000	1.0000	1,800.0000	1,800.00

Partida: 1.1.7 CAJA DE FILTRO BAG IN BAG OUT

Rendimiento:1 und/Día

Costo unitario por und **4,063.36**

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						608.00
470010006	TECNICO AYUDANTE HVAC	hh	4.0000	32.0000	7.0000	224.00
470010002	TECNICO OFICIAL SOLDADOR	hh	4.0000	32.0000	12.0000	384.00
MATERIALES						3,437.12
300010008	FILTRO HEPA 99.99% THENOW	und	-	1.0000	860.0000	860.00
300010007	FILTRO CORRUGADO DE 80-85 % EFICIENCIA	und	-	1.0000	72.0000	72.00
300010059	CAJA PORTAFILTRO BAG IN BAG OUT	und	-	1.0000	1,800.0000	1,800.00
300010027	LAMPARA UV-C	und	-	2.0000	352.5600	705.12
EQUIPO						18.24
370010001	Herramientas Manuales	%mo	-	3.0000	608.0000	18.24

Partida: 1.1.8 CAJA PORTAFILTRO PARA INYECCION DE AIRE

Rendimiento:1 und/Día

Costo unitario por und **981.33**

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						76.00
470010006	TECNICO AYUDANTE HVAC	hh	1.0000	8.0000	9.5000	76.00
MATERIALES						903.05
300010024	FILTRO CORRUGADO 30-35%	und	-	1.0000	43.0500	43.05
300010022	FILTRO TIPO BOLSA 85%	und	-	1.0000	860.0000	860.00
EQUIPO						2.28
370010001	Herramientas Manuales	%mo	-	3.0000	76.0000	2.28



FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA,
INFORMÁTICA Y MECÁNICA



Partida: 1.2.1 DUCTOS DE VENTILACIÓN

Rendimiento:30 kg/Día

Costo unitario por kg 14.42

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						6.40
470010005	TECNICO OFICIAL HVAC	hh	1.0000	0.2667	10.0000	2.67
470010006	TECNICO AYUDANTE HVAC	hh	2.0000	0.5333	7.0000	3.73
MATERIALES						7.70
020060001	PLANCHA GALVANIZADA e=0.6mm	kg	-	1.1000	7.0000	7.70
EQUIPO						0.32
370010001	Herramientas Manuales	%mo	-	5.0000	6.4000	0.32

Partida: 1.2.2 AISLAMIENTO TERMICO

Rendimiento:30 m²/Día

Costo unitario por m² 18.76

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						1.87
470010006	TECNICO AYUDANTE HVAC	hh	1.0000	0.2667	7.0000	1.87
MATERIALES						16.80
480010007	CINTA DE ALUMINIO	und	-	0.2100	30.0000	6.30
300080001	AISLANTE FIBRA DE VIDRIO	m²	-	1.0500	10.0000	10.50
EQUIPO						0.09
370010001	Herramientas Manuales	%mo	-	5.0000	1.8700	0.09

Partida: 1.2.3 SOPORTE DE DUCTOS

Rendimiento:50 und/Día

Costo unitario por und 14.13

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						2.72
470010005	TECNICO OFICIAL HVAC	hh	1.0000	0.1600	10.0000	1.60
470010006	TECNICO AYUDANTE HVAC	hh	1.0000	0.1600	7.0000	1.12
MATERIALES						11.27
260070001	TUERCA GALVANIZADA DE Ø=3/8"	und	-	4.0000	0.2000	0.80
020070001	VARILLA ROSCADA Ø=3/8"x1.8m	m	-	1.2000	6.0000	7.20
300010030	RIEL UNISTRUCT BAJA x2.4m	m	-	0.3850	8.5000	3.27
EQUIPO						0.14
370010001	Herramientas Manuales	%mo	-	5.0000	2.7200	0.14

Partida: 1.2.4 REJILLAS Y DIFUSORES

Rendimiento: glb

Costo unitario por glb 471.96

Código	Descripción	Unid.	Recursos	Cantidad	Precio	Parcial
MANO DE OBRA						200.00
470010006	TECNICO AYUDANTE HVAC	hh	-	8.0000	10.0000	80.00
470010005	TECNICO OFICIAL HVAC	hh	-	8.0000	15.0000	120.00
MATERIALES						265.96
300010036	DIFUSOR 300X300	cm²	-	900.0000	0.0700	63.00
300010061	DIFUSOR 150X150	cm²	-	225.0000	0.3110	69.98
300010037	REJILLA 300x300	cm²	-	900.0000	0.0700	63.00
300010060	REJILLA 150X150	cm²	-	225.0000	0.3110	69.98
EQUIPO						6.00
370010001	Herramientas Manuales	%mo	-	3.0000	200.0000	6.00



FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA,
INFORMÁTICA Y MECÁNICA



ANEXOS



FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA,
 INFORMÁTICA Y MECÁNICA



Anexo 1

Condiciones exteriores de diseño según la ASHRAE

2017 ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI)

CUSCO INTL, PERU (WMO: 846860)

Lat:13.536S		Long:71.939W		Elevy:3310		StdP: 67.39		Time zone:-5.00		Period:90-14		WBAN:99999			
Annual Heating and Humidification Design Conditions															
Coldest Month	Heating DB		Humidification DP/MCDB and HR						Coldest month WS/MCDB				MCWS/PCWD to 99.6% DB		
	99.6%	99%	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	WS	MCDB	WS	MCDB	MCWS	PCWD	
7	0.1	1.1	-12.1	2.0	14.1	-8.9	2.6	16.0	9.5	16.8	7.9	16.9	0.1	90	
Annual Cooling, Dehumidification, and Enthalpy Design Conditions															
Hottest Month	Hottest Month DB Range	Cooling DB/MCWB						Evaporation WB/MCDB						MCWS/PCWD to 0.4% DB	
		0.4%		1%		2%		0.4%		1%		2%		MCWS	PCWD
11	12.9	23.0	10.1	22.2	9.9	21.7	9.8	12.5	20.2	12.0	19.6	11.6	19.0	3.4	0
Dehumidification DP/MCDB and HR															
DP	HR	MCDB	1%			2%			0.4%			1%			Extreme Max WB
			DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	
9.6	11.2	14.7	9.1	10.9	14.0	8.8	10.7	13.8	46.9	20.3	45.2	19.9	43.9	19.1	18.3
Extreme Annual Design Conditions															
Extreme Annual WS			Extreme Annual Temperature				n-Year Return Period Values of Extreme Temperature								
1%	2.5%	5%	DB	Mean		Standard deviation		n=5 years		n=10 years		n=20 years		n=50 years	
8.1	6.8	5.8		Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
			WB	-2.1	25.0	1.3	1.3	-3.0	25.9	-3.8	26.6	-4.5	27.3	-5.4	28.3
				-4.4	13.6	1.7	1.2	-5.6	14.5	-6.6	15.2	-7.5	15.9	-8.7	16.8
Monthly Climatic Design Conditions															
Temperatures, Degree-Days and Degree-Hours	Annual	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec		
	DBAvg	12.8	13.7	13.6	13.6	13.2	12.0	10.9	10.5	11.6	12.9	14.0	14.4	14.0	
	DBStd	1.77	1.25	1.28	1.18	1.24	1.13	1.15	1.25	1.46	1.37	1.30	1.18	1.24	
	HDD10.0	18	0	0	0	0	1	4	9	4	0	0	0	0	
	HDD18.3	2001	144	133	147	155	196	223	242	210	163	135	117	136	
	CDD10.0	1059	114	101	112	95	63	31	25	52	87	123	133	123	
	CDD18.3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
	CDH23.3	16	1	1	1	1	0	0	0	1	2	4	4	2	
CDH26.7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0		
Wind	WSAvg	1.6	1.5	1.5	1.5	1.4	1.3	1.3	1.4	1.6	1.8	1.9	1.9	1.7	
Precipitation	PrecAvg	674	153	128	104	42	7	3	4	6	21	47	71	118	
	PrecMax	954	360	253	190	88	22	27	31	35	51	109	180	250	
	PrecMin	423	8	63	48	8	0	0	0	0	0	6	0	31	
	PrecStd	130	59	45	36	21	6	5	6	8	13	23	35	51	
Monthly Design Dry Bulb and Mean Coincident Wet Bulb Temperatures	0.4%	DB	22.3	22.2	22.2	22.8	22.3	22.0	22.0	23.0	23.2	23.9	23.9	23.1	
		MCWB	11.8	11.9	11.8	11.4	9.6	8.6	7.6	8.3	9.1	10.4	10.1	11.2	
	2%	DB	20.9	20.8	20.9	21.2	21.2	20.9	20.9	21.8	22.0	22.2	22.6	21.6	
		MCWB	11.2	11.3	11.1	10.4	9.3	7.9	7.7	7.9	9.2	10.0	10.3	10.9	
	5%	DB	19.6	19.2	19.8	20.1	20.5	20.0	19.9	20.6	20.9	21.2	21.2	20.1	
		MCWB	10.9	10.9	11.0	10.4	9.1	8.0	7.7	7.8	9.1	9.8	10.3	10.7	
	10%	DB	18.1	18.1	18.2	19.0	19.5	19.0	18.8	19.2	19.8	20.0	20.1	19.0	
		MCWB	10.6	10.7	10.6	10.2	9.0	8.1	7.6	8.1	9.1	9.7	10.2	10.4	
Monthly Design Wet Bulb and Mean Coincident Dry Bulb Temperatures	0.4%	WB	12.9	13.0	12.9	12.6	11.8	11.0	10.7	11.2	11.6	12.2	12.4	12.8	
		MCDB	20.2	20.3	20.5	20.7	20.4	19.5	19.6	20.7	21.0	21.5	21.3	21.0	
	2%	WB	12.1	12.1	12.0	11.8	11.0	10.1	9.8	10.1	10.8	11.4	11.7	11.9	
		MCDB	19.1	18.9	19.2	19.7	19.5	18.5	18.7	19.2	20.1	20.3	20.2	19.3	
	5%	WB	11.4	11.5	11.4	11.2	10.3	9.4	9.0	9.3	10.2	10.7	11.1	11.3	
		MCDB	18.0	18.0	18.1	18.6	18.4	17.7	17.7	18.0	18.8	19.2	19.2	18.4	
	10%	WB	10.9	11.0	10.9	10.7	9.7	8.8	8.2	8.6	9.5	10.1	10.6	10.8	
		MCDB	17.1	17.2	17.2	17.7	17.7	17.0	16.5	17.1	17.7	17.9	18.3	17.6	
Mean Daily Temperature Range	5% DB	MDBR	10.6	10.5	11.0	13.3	16.2	17.4	17.7	16.9	15.1	13.4	12.9	11.5	
		MCDBR	12.3	12.3	12.8	14.8	17.8	18.9	19.3	18.7	16.7	15.4	14.7	13.4	
	5% WB	MCWBR	5.0	5.1	5.4	6.3	7.9	8.5	8.7	7.9	6.7	5.7	5.3	5.3	
		MCWBR	11.2	11.2	11.5	13.5	15.9	17.0	17.6	16.7	15.2	13.9	13.1	12.0	
Clear Sky Solar Irradiance	taub	0.304	0.292	0.291	0.276	0.270	0.265	0.269	0.313	0.352	0.329	0.313	0.305		
	taud	2.575	2.650	2.652	2.705	2.685	2.707	2.661	2.461	2.350	2.444	2.509	2.568		
	Ebn,noon	1039	1044	1025	1009	985	975	978	955	948	993	1023	1037		
	Edn,noon	107	99	96	86	82	78	83	108	127	120	113	107		
All-Sky Solar Radiation	RadAvg	4.96	4.88	4.85	5.00	5.07	4.93	5.00	5.37	5.41	5.53	5.59	5.11		
	RadStd	0.29	0.27	0.19	0.27	0.27	0.26	0.31	0.32	0.32	0.25	0.34	0.34		

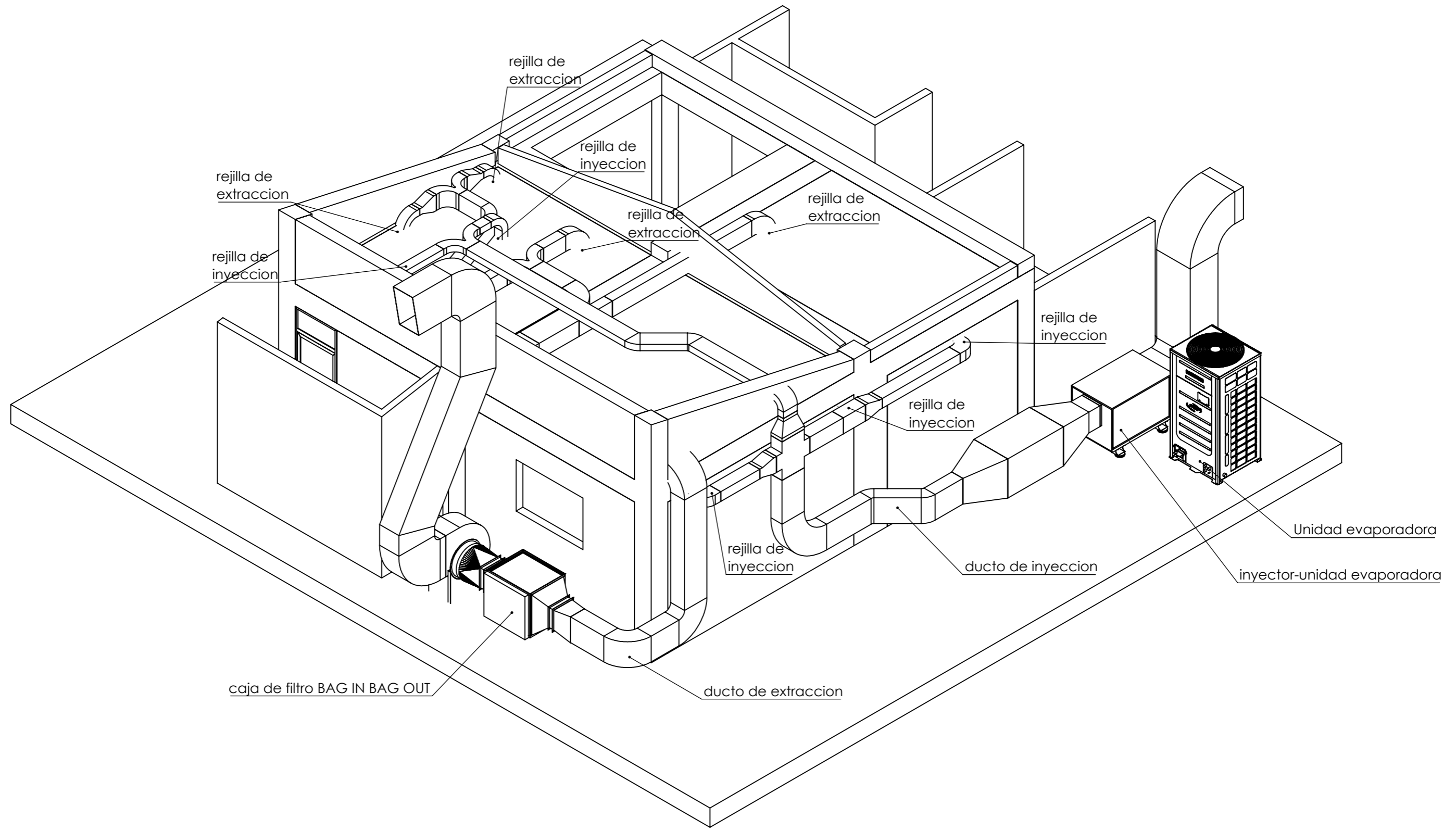
Nota 52. Adaptado de <http://ashrae-meteo.info/v2.0/?lat=45.73&lng=5.08&place=%27%27&wmo=074810>



FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA,
INFORMÁTICA Y MECÁNICA



PLANOS



caja de filtro BAG IN BAG OUT

VISTA ISOMTERICA
ESC 1:50

	DESCRIPCION	REMITIDO PARA INSTALACIÓN	FECHA
	PROYECTO: INSTALACIONES EN LABORATORIO DE TUBERCULOSIS		10/12/2022
	CUENTE: DIRESA CUSCO		REVISADO
	PLANO: ISOMETRICO-INSTALACIÓN		10/12/2022
	ELABORADO POR: Bach. CONDORI CCALLO, Elysban REVISADO POR: Ing. RUEDA PUELLE, Percy Miguel		APROBADO
DEPARTAMENTO	LAMINA Nº	ESCALA	FORMATO
Ingeniería	01	Indicada	A-3