

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MÓDULO DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO POR CELDAS HÚMEDAS PARA EL TÚNEL MULTIPROPÓSITO DEL LABORATORIO DE TERMODINÁMICA DE LA ESPE

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

Desarrollado por:

PATRICIO JAVIER GARCIA MONGE

RICARDO MALDONADO VASCONEZ

DIRECTOR: Ing. Roberto Gutiérrez.

CODIRECTOR: Ing. Julio Cóndor

Sangolquí, 2008-02-21

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MÓDULO DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO POR CELDAS HÚMEDAS PARA EL TÚNEL MULTIPROPÓSITO DEL LABORATORIO DE TERMODINÁMICA DE LA ESPE” fue realizado en su totalidad por PATRICIO JAVIER GARCÍA MONGE y RICARDO MALDONADO VASCONEZ, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Ing. Roberto Gutiérrez.

DIRECTOR

Ing. Julio Cóndor

CODIRECTOR

Sangolquí, 2008-02-21

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MÓDULO DE ENFRIAMIENTO
EVAPORATIVO POR CELDAS HÚMEDAS PARA EL TÚNEL
MULTIPROPÓSITO DEL LABORATORIO DE TERMODINÁMICA DE LA
ESPE”**

ELABORADO POR:

PATRICIO J. GARCÍA M.

RICARDO MALDONADO V.

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA Y MECÁNICA

**Ing. Juan Díaz
COORDINADOR DE CARRERA**

Sangolquí, 2008-02-21

DEDICATORIA

Dedico el presente proyecto de grado a mis padres que fueron las personas que siempre me apoyaron en el transcurso de la carrera; les agradezco el haberme enseñado a tener principios morales y éticos, los cuales me van ayudar a seguir siendo una buena persona ya en el campo profesional. Les dedico a mis amigos que siempre me brindaron su apoyo y su ayuda. A mi enamorada que estuvo a mi lado en los buenos y malos momentos dándome su cariño y apoyo.

Patricio García Monge

El presente proyecto de grado lo dedico a mis padres, a mis abuelos y a mis tíos que fueron parte fundamental durante el transcurso de mi carrera, que estuvieron siempre presentes y atentos a todas mis necesidades. Dedico también a mi esposa Ana María y a mi hija Valentina, motivadoras esenciales en la culminación de mis estudios.

Ricardo Maldonado Vasconez

AGRADECIMIENTOS

Concluimos una etapa muy importante en el desarrollo de nuestras vidas, una etapa que no hubiese sido posible culminarla sin las personas que nos dieron siempre su apoyo incondicional a quienes tenemos la oportunidad de ofrecer nuestros muy sinceros y profundos agradecimientos:

A nuestros padres y a nuestras familias que fueron siempre nuestros principales colaboradores y que nos dieron el impulso para iniciar y para terminar la carrera.

A los profesionales que nos supieron guiar brindándonos su conocimiento y experiencia desinteresada, a los cuales agradecemos especialmente: Ing. Roberto Gutiérrez, Ing. Julio Cóndor, Ing. Andrés Proaño, a todos nuestros profesores y a tan grande y digna institución como es la ESPE.

A nuestros compañeros y amigos, y a las personas que nos apoyaron para terminar el proyecto de grado.

Especial agradecimiento a mi compañero de carrera y amigo Pacho, Ric.

Patricio García Monge

Ricardo Maldonado Vasconez

ÍNDICE DE CONTENIDOS

RESUMENxiv

NOMENCLATURAxi

1 GENERALIDADES

1.1 Introducción	1
1.2 Antecedentes.....	2
1.3 Definición del problema	3
1.4 Objetivos.....	3
1.4.1 Objetivo general.....	3
1.4.2 Objetivos específicos.....	4
1.5 Justificación e importancia.....	4
1.6 Alcance.....	5

2 MARCO TEÓRICO

2.1 Mezclas gaseosas	7
2.1.1 Variables de los gases.....	7
2.1.2 Gases ideales	8
2.1.3 Comportamiento de los gases	9
2.1.4 Ley de las presiones parciales	10
2.1.5 Fracción molar	11
2.1.6 Energía interna de los gases	12
2.1.7 Entalpía de los gases	12
2.1.8 Entropía de los gases	13
2.1.9 Mezcla de un gas ideal y un vapor	13
2.2 El aire	15
2.2.1 Propiedades del aire.....	15
2.2.2 Composición	15
2.2.3 Atmósfera	16
2.2.3.1 La presión atmosférica	16
2.3 Psicrometría	17
2.3.1 Definiciones	17
2.3.1.2 Temperatura de Bulbo Seco	17
2.3.1.3 Temperatura de Rocío	17
2.3.1.4 Temperatura de Bulbo Húmedo	18
2.3.1.5 Proceso de Saturación Adiabática.....	18
2.3.1.6 Humedad Relativa	18
2.3.1.7 Relación de Humedad	19
2.3.1.8 Factor de Calor Sensible	20

2.3.1.9 Factor de calor sensible local	20
2.3.1.10 Factor de calor sensible total	20
2.3.2 Carta psicrometrica.....	21
2.4 Procesos y sistemas comunes de aire acondicionado	22
2.4.1Definiciones	22
2.4.2 Sistemas más comunes.....	23
2.4.2.1 Sistemas de solo aire	23
2.4.2.2 Sistemas de solo agua	25
2.4.2.3 Sistemas combinados de agua y aire	25
2.4.3 Proceso	26
2.4.4 Factor de Bypass (<i>BF</i>).....	29
2.4.5 Factor de contacto (<i>CF</i>).....	29
2.5 Energía verde	29
2.5.1 Definición	29
2.5.2 Características.....	30
2.5.2.1 Relación entre energía verde y enfriamiento evaporativo.....	30
2.5.2.2 Soluciones medioambientales óptimas.....	31
2.6 Enfriamiento evaporativo	31
2.6.1 Definición.....	31
2.6.1.1 Enfriamiento evaporativo directo	32
2.6.1.2 Enfriamiento evaporativo natural	32
2.6.2 Características.....	32
2.6.2.1 Transferencia de calor y masa.....	32
2.6.2.2 Limites de enfriamiento evaporativo	33
2.6.2.3 Enfriamiento evaporativo ideal.....	33
2.6.2.4 Ventajas del enfriamiento evaporativo	35
2.6.3 Clasificación.....	36
2.6.3.1 Enfriamiento evaporativo por aspersores de tipo atomizador	36
2.6.3.2 Enfriamiento evaporativo por celdas húmedas	37
2.7 Celdas húmedas.....	38
2.7.1 Características de celda seleccionada	39
2.8 aplicaciones de sistemas de enfriamiento evaporativo por celdas húmedas...	42

3 DISEÑO

3.1 Diagnóstico del túnel de aire multipropósito	45
3.1.1 Componentes	45
3.1.2 Analisis de funcionamiento.....	47
3.1.3 Estado actual	49
3.2 Diseño térmico.....	49
3.2.1 Estándares.....	49
3.2.1.1 Normas ashrae para enfriamiento por evaporación.....	50
3.2.2 Variables térmicas	51
3.2.3 Cargas térmicas.....	53
3.2.3.1 Carga térmica de iluminación	53
3.2.3.2 Cálculo de calor sensible por iluminación.....	54
3.2.3.3 Transferencia de calor	54

3.2.4 Eficiencia	68
3.2.5 Parámetros físicos	69
3.2.5.1 Caída de presión	69
3.3 Diseño mecánico	70
3.3.1 Ingreso de agua.....	70
3.3.1.1 Selección de la bomba	71
3.3.1.2 Recipiente de la bomba	74
3.3.2 Drenaje	75
3.3.3 Módulo de enfriamiento evaporativo.....	78
3.3.4 Confiabilidad, durabilidad, simplicidad y mantenibilidad del equipo.....	81
3.3.4.1 Mantenimiento del túnel de aire multipropósito.....	81
3.3.4.2 Mantenimiento panel celdeck 7060-15	82
3.3.5 Performance del módulo de enfriamiento evaporativo.....	82
3.4 Selección de materiales.....	83
3.4.1 Celdas	83
3.4.2 Accesorios	84
3.4.3 Instrumentos	84
4 CONSTRUCCIÓN	
4.1 Procesos de construcción.....	85
4.1.1 Diagrama de flujo.....	86
4.2 Montaje.....	87
4.3 Instalación	88
4.3.1 Instalación del cableado eléctrico de las cargas térmicas	89
4.3.2 Instalación de la bomba de agua	89
5 PRUEBAS Y GUÍAS DE PRÁCTICA	
5.1 Pruebas de funcionamiento	93
5.1.2 Toma de datos.....	95
5.2 Calibración de instrumentos y equipos	99
5.3 Realización de una práctica de laboratorio piloto	99
5.4 Resultados.....	100
5.5 Análisis de resultados.....	100
5.5.1 Resultados de cálculos.....	101
5.5.2 Ejemplos de cálculos	105
5.6 Validación de resultados.....	107
5.6.1 Porcentaje de discrepancia	107
5.7 Elaboración de guía de laboratorio	108
5.8 Elaboración de manual de operación y mantenimiento del módulo de enfriamiento evaporativo.....	109
5.8.1 Lista de partes y elementos	109
5.8.2 Instalación.....	112
5.8.3 Funcionamiento	113
5.8.4 Mantenimiento	113

6 ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO	
6.1 Análisis económico	115
6.1.1 Costos directos	115
6.1.1.1 Equipos y materiales	116
6.1.1.2 Mano de obra directa	117
6.1.2 Costos indirectos	117
6.1.3 Costo total	119
6.2 Análisis financiero	119
6.2.1 Financiamiento	121
7 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
7.1 Conclusiones	123
7.2 Recomendaciones	124
BIBLIOGRAFÍA	12
7	
ANEXOS	I

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Dimensiones de la Celda	40
Tabla 3.1 Componentes del Túnel de Aire Multipropósito	45
Tabla 3.2 Unidades del túnel de aire multipropósito	47
Tabla 3.3 Variables Térmicas del Aire	52
Tabla 3.4 Variables Térmicas del Agua	52
Tabla 3.5 Valores de cálculo convección.....	62
Tabla 3.6 Resultados.....	63
Tabla 3.7 Valores de cálculo evaporación	63
Tabla 3.8 Valores de cálculo Transferencia de masa y calor, aire	65
Tabla 3.9 Valores de Cálculo Transferencia de masa y calor, agua.....	65
Tabla 3.10 Resultados transferencia de calor	67
Tabla 3.11 Resultados transferencia de masa	68
Tabla 3.12 Especificaciones técnicas de la bomba	73
Tabla 4.1Códigos para referirse a los planos de construcción	85
Tabla 5.1 Toma 1 de datos sin carga térmica.....	95
Tabla 5.2 Toma 2 de datos sin carga térmica.....	95
Tabla 5.3 Toma 3 de datos sin carga térmica.....	96
Tabla 5.4 Toma 1 de datos con 50Watts	96
Tabla 5.5 Toma 2 de datos con 50Watts	96
Tabla 5.6 Toma 3 de datos con 50Watts	97
Tabla 5.7 Toma 1 de datos con 75Watts	97
Tabla 5.8 Toma 2 de datos con 75Watts	97
Tabla 5.9 Toma 3 de datos con 75Watts	97
Tabla 5.10 Toma 1 de datos con 125Watts.....	98
Tabla 5.11 Toma 2 de datos con 125Watts.....	98
Tabla 5.12 Toma 3 de datos con 125Watts	98
Tabla 5.13 Toma de temperatura a la salida con el ventilador apagado	99
Tabla 5.14 Resultados práctica de laboratorio piloto	100
Tabla 5.15 Variables Térmicas	101
Tabla 5.16 Resultados transferencia de calor (P1-P2)	101
Tabla 5.17 Resultados transferencia de calor sensible (P2-P3)	102
Tabla 5.18 Resultados transferencia de calor latente (P2-P3)	103
Tabla 5.19 Resultados transferencia de calor latente (P2-P3)	103
Tabla 5.20 Resultados transferencia de calor latente (P2-P3)	104
Tabla 5.21 Resultados eficiencia de saturación	104
Tabla 5.22 Resultados obtenidos en el diseño térmico	107
Tabla 5.23 Resultados obtenidos en la práctica de laboratorio	107
Tabla 6.1 Equipos y materiales	116
Tabla 6.2 Mano de obra directa.....	117
Tabla 6.3 Total Costos Directos	117
Tabla 6.4 Consultoría	118
Tabla 6.5 Misceláneos.....	118
Tabla 6.6 Total Costos Indirectos	119
Tabla 6.7 Costo Total	119

Tabla 6.8 Costos Directos	121
Tabla 6.9 Costos Indirectos	121
Tabla 6.10 Costos Totales.....	121
Tabla 6.11 Cronograma de inversiones.....	122

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1: Condensación con variación de presión	14
Figura 2.2: Condensación con variación de temperatura	14
Figura 2.3: p_v vs. p_g	19
Figura 2.4: Carta Psicrométrica	21
Figura 2.5: Ciclo clásico de evolución del aire climatizado	26
Figura 2.6: Ciclo de evolución del aire.....	27
Figura 2.7: Enfriamiento evaporativo directo ideal.....	33
Figura 2.8: Principio de enfriamiento evaporativo por celdas húmedas.	37
Figura 2.9: Diseño interno de paneles CELdek	38
Figura 2.10 Panel CELdek 7060-15	39
Figura 2.11 Eficiencia de Saturación	40
Figura 2.12 Caída de Presión	41
Figura 3.1 Componentes del Túnel de Aire Multipropósito	45
Figura 3.2 Características de salida de aire del ventilador centrífugo.	49
Figura 3.3 Procesos de Pulverización	51
Figura 3.4 Convección.....	57
Figura 3.5 Placa de 45°	59
Figura 3.6 Placa de 45°	60
Figura 3.7 Placa de 45°	60
Figura 3.8 Placa de 15°	60
Figura 3.9 Placa de 15°	61
Figura 3.10 Placa de 15°	61
Figura 3.11 Esquema general del sistema de alimentación de agua	70
Figura 3.12 Esquema del sistema de flautas.....	71
Figura 3.13 Sistema de suministro de agua	73
Figura 3.14 Curva de la bomba	74
Figura 3.15 Esquema drenaje normal	75
Figura 3.16 Esquema sistema de drenaje	76
Figura 3.17 Módulo de enfriamiento evaporativo vista frontal	78
Figura 3.18 Módulo de enfriamiento evaporativo vista posterior	79
Figura 3.19 Sección entrada y salida de aire.....	80
Figura 3.20 Sección de tratamiento de aire.....	81
Figura 4.1 Montaje de panel CELdeck, flautas y techo.	87
Figura 4.2 Montaje recipiente retorno de agua.	87
Figura 4.3 Bomba sumergible.....	88
Figura 4.4 Instalación de cableado eléctrico de cargas térmicas	89
Figura 5.1 Funcionamiento orificios de las flautas.....	93
Figura 5.2 Funcionamiento cargas térmicas.....	94
Figura 5.3 Entrada de agua a las flautas.	110
Figura 5.4 Quita gotas.	110
Figura 5.5 Panel CELdeck y flautas.	111
Figura 5.6 Cargas Térmicas.	111

Figura 5.7 Modulo de enfriamiento evaporativo..... 116

ÍNDICE DE ANEXOS

A: Planos de Construcción	II
B: Tablas de propiedades del agua y aire (Unidades de SI)	XVII
C: Tablas de propiedades del agua y aire (Unidades Inglesas)	XXIII
D: Cálculos	XLIII
E: Diagrama Psicrométrico	XLIII
F: Características Panel CELdek 7060-15	XLV
G: Instrucciones Bomba sumergible 527003	XLVIII
H: Guía de Laboratorio	LIX

Capítulo 1

Generalidades

1.1 INTRODUCCIÓN

El presente proyecto de grado “Diseño y Construcción de un módulo de enfriamiento evaporativo por celdas húmedas para el túnel multipropósito del laboratorio de Termodinámica de la ESPE”, está conformado por cuatro partes principales, sobre las cuales se desarrolla la Tesis, estas partes de acuerdo a la secuencia del programa son: diseño, construcción, toma y análisis de datos, y conclusiones.

En la primera parte del proyecto, dedicada al diseño del módulo de enfriamiento evaporativo por celdas húmedas, se tiene que tomar en cuenta las variables y constantes principales, entre las cuales están: temperatura ambiente, temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo húmedo, temperatura de rocío, temperatura de salida de aire, presión, humedad relativa, temperatura del agua de ingreso al módulo, velocidad del aire, tamaño de las celdas, entre otras. Una vez realizado el diseño, se prosigue a la segunda parte correspondiente a la construcción del módulo.

La construcción del módulo estará basada en los datos obtenidos del diseño térmico y del diseño mecánico del módulo, considerando los materiales, equipos e instrumentos más apropiados para el mismo. Para la construcción se necesitará selección de bomba, tubería, dispositivos para humedecer las celdas, instrumentos de medición, recipiente de almacenamiento de agua, etc. Una vez que ha sido construido el módulo, se llevará a cabo la instalación del módulo y su sistema de alimentación y salida de agua.

La tercera parte del proyecto de grado corresponde a la toma y análisis de datos. Aquí se realizará una calibración de instrumentos y equipos, para realizar una práctica de laboratorio piloto en la cual se tomarán los datos e información requeridos para analizarlos. Una vez que los datos han sido analizados, se realiza la validación de resultados para luego realizar la guía de laboratorio y manual de operación y mantenimiento del equipo.

Finalmente, después de haber realizado los procedimientos anteriores, se obtendrán las conclusiones y recomendaciones del proyecto, así como el análisis económico y financiero del mismo.

1.2 ANTECEDENTES

La Escuela Politécnica del Ejército posee laboratorios de gran importancia para el aprendizaje y práctica de los estudiantes que año a año ingresan a sus aulas. Por ello es necesario que los laboratorios se mantengan actualizados a nivel tecnológico, de acuerdo con los avances continuos que se presentan en el mercado.

El problema a resolver por medio del proyecto de grado es mantener actualizado al laboratorio de Termodinámica de la ESPE, y por lo tanto, el beneficiario del proyecto serán los estudiantes del Departamento de Energía y Mecánica. Las posibles alternativas para solucionar el problema planteado son:

- Adquirir nuevos equipos de laboratorio.
- Diseñar y construir: adaptaciones y modificaciones a los equipos existentes en el laboratorio.
- Diseñar y construir nuevos equipos de laboratorio.

El proyecto en referencia está íntimamente ligado al uso de la denominada “Energía Verde”, es decir, acondicionar espacios sin el uso de sustancias contaminantes como lo son los refrigerantes comunes.

Dentro de las políticas de la ESPE que respaldan el proyecto de grado, encontramos la importancia que da la Escuela a que los estudiantes desarrollen los procesos de aprendizaje e investigación y apliquen en la práctica el conocimiento científico para alcanzar un desarrollo de tecnología propia, así como la búsqueda de valores de liderazgo y emprendimiento de los mismos.

En repetidas ocasiones, los estudiantes de la ESPE han colaborado con la Escuela mejorando los laboratorios de la misma, implementando tecnología actualizada y ofreciendo una mayor variedad de alternativas para realizar las prácticas de laboratorio.

Como se mencionó anteriormente, la necesidad de la ESPE es tener una mejora continua actualizando los laboratorios que posee. Las fases del proyecto serán: investigación, diseño, construcción, implementación, elaboración de manual de utilización de equipo y práctica de laboratorio, pruebas de laboratorio, conclusiones y recomendaciones sobre futuros proyectos e investigaciones que puedan ser realizados.

1.3 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

En la actualidad, en un mundo que está siendo llevado a un inminente calentamiento global, es necesario que las universidades, precisamente la ESPE, colabore con la comunidad y el medio

ambiente, desarrollando y actualizando la tecnología no contaminante de acondicionamiento de aire, aplicándola inicialmente en sus laboratorios para el beneficio de la sociedad y de la comunidad politécnica de la Escuela.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVO GENERAL

Realizar el diseño y construcción de un módulo para enfriamiento evaporativo por celdas húmedas para la realización de prácticas de laboratorio de refrigeración y aire acondicionado.

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Hacer un estudio exhaustivo de la teoría que involucra el tratamiento del aire atmosférico.
- Realizar el diseño térmico y mecánico del módulo que efectuará el enfriamiento evaporativo, y que será acoplable al túnel de aire multipropósito.
- Construir el módulo de enfriamiento evaporativo en base a los diseños realizados.
- Determinar los beneficios de la utilización de acondicionamiento de aire por medio de enfriamiento evaporativo.
- Comprobar que la temperatura del aire a la salida del túnel multipropósito sea confortable para un ambiente de trabajo, utilizando el enfriamiento evaporativo.
- Desarrollar un manual de utilización del equipo a ser diseñado y construido.
- Realizar una guía de laboratorio estableciendo procedimientos, los datos teóricos y experimentales que deben ser obtenidos en el desarrollo de la práctica.

1.5 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

De acuerdo a las necesidades de la ESPE de mantener actualizados los laboratorios de la escuela, se encontró la oportunidad de colaborar con la Escuela Politécnica del Ejército desarrollando tecnología para ser implementada en el laboratorio de Termodinámica, precisamente en el túnel de aire multipropósito.

La ESPE por medio de este proyecto de grado, brindará un mejor servicio a los estudiantes, por lo tanto, será más competitiva y tendrá laboratorios más completos para cumplir su misión.

El proyecto de grado que se presenta, está relacionado con otros proyectos ya realizados; se ve la importancia del mismo ya que se trata de una aplicación de directo beneficio para la comunidad Politécnica de la ESPE. Este proyecto de grado es importante ya que a diferencia de los otros, no será solamente de estudio teórico investigación, sino, será un proyecto de diseño y construcción por lo que podrá ser aprovechado por todos los estudiantes en un corto plazo.

De acuerdo a los objetivos estratégicos de la ESPE, este proyecto es muy importante ya que incentiva a los estudiantes a realizar investigación para beneficio propio y para beneficio de la ESPE.

1.6 ALCANCE

El presente proyecto de grado es de gran importancia para la ESPE, ya que por medio del mismo la Escuela se proveerá de equipos con tecnología de punta para implementar en sus laboratorios, siendo el caso, los laboratorios de Termodinámica.

El alcance de la Tesis, será beneficioso para los estudiantes de la Carrera de Ingeniería Mecánica ya que utilizarán equipos de laboratorio actualizados ampliando sus conocimientos en el área de aire acondicionado y brindándoles una visión diferente sobre tecnología no contaminante aplicable a la industria.

En base a este proyecto de grado, en un futuro cercano, los estudiantes de la Carrera de Ingeniería Mecánica estarán en capacidad de desarrollar nuevos proyectos complementarios al mismo y buscando el beneficio de todos.

Capítulo 2

Marco Teórico

Para comprender sobre el enfriamiento evaporativo y para poder realizar el proyecto de grado, es necesario comprender y tener presentes diferentes teorías y conceptos sobre el comportamiento de las diferentes variables del aire y sobre procesos que son realizados en el acondicionamiento de aire, para lo cual se desarrolla a continuación el marco teórico necesario para realizar el proyecto de grado.

2.1 MEZCLAS GASEOSAS

Gases

Se denomina gas al estado de agregación de la materia que no tiene forma ni volumen propio. Su principal composición son moléculas no unidas, expandidas y con poca fuerza de atracción, haciendo que no tengan volumen y forma definida, provocando que este se expanda para ocupar todo el volumen del recipiente que la contiene.

2.1.1 VARIABLES DE LOS GASES

- Presión (p): Los gases ejercen presión sobre cualquier superficie con la que entren en contacto, ya que las moléculas gaseosas se hallan en constante movimiento¹.
- Volumen (V): Un gas se expande uniformemente hasta que llena el recipiente que lo contiene. Esto significa que el volumen de un gas es, simplemente, el volumen del recipiente².
- Temperatura (T): es un parámetro termodinámico del estado de un sistema que caracteriza el calor, o transferencia de energía³.
- Cantidad de sustancia (n , m): puede estar expresada en moles o en gramos⁴.

¹ CHANG, Raymond, Química, Pág. 155

² MASTERTON – SLOWINSKI – STANITSKI, Química General Superior, Pág. 148

³ www.wikipedia.com

⁴ MASTERTON – SLOWINSKI – STANITSKI, Química General Superior, Pág. 148

2.1.2 GASES IDEALES

Son, hipotéticamente hablando gases idealizados respecto del comportamiento de los gases en condiciones corrientes. Un gas ideal es un gas cuya densidad es suficientemente baja, de modo que las fuerzas intermoleculares y la energía asociada son insignificantes. Los gases cuando son expuestos a altas temperaturas o a bajas presiones, se comportan como gases ideales⁵.

Ley de los gases ideales

La ley de los gases ideales está determinada por la ecuación de estado o ecuación de gas ideal que explica la relación entre las cuatro variables: p , V , T , n .

$$pV = nRoT \quad (2.1)$$

Siendo Ro la constante de proporcionalidad conocida como constante universal de los gases.

$$Ro = 0.082057 \frac{lt \cdot atm}{K \cdot mol}$$

Hay una ecuación alterna:

$$pv = RT \quad (2.2)$$

Donde:

$$v = V / m \quad (2.3)$$

Y

$$R = Ro / PM \quad (2.4)$$

⁵ VAN WYLEN, Gordon J.; SONNTAG, Richard E., Fundamentos de Termodinámica

Por lo tanto:

$$v = 1/\delta \quad (2.5)$$

2.1.3 COMPORTAMIENTO DE LOS GASES

Cualquier gas se considera como un fluido, porque tiene las propiedades que le permiten comportarse como tal. Sus moléculas, en continuo movimiento, logran colisionar las paredes que los contiene y casi todo el tiempo ejercen una presión permanente. Como el gas se expande, la energía intermolecular (entre molécula y molécula) hace que un gas, al ir añadiéndole energía calorífica, tienda a aumentar su volumen.

Un gas tiende a ser activo químicamente debido a que su superficie molecular es también grande, es decir, entre cada partícula se realiza mayor contacto, haciendo más fácil una o varias reacciones entre las sustancias.

Para entender mejor el comportamiento de un gas, siempre se realizan estudios con respecto al gas ideal; aunque este en realidad nunca existe, sus propiedades de este son:

- Un gas está constituido por moléculas de igual tamaño y masa, pero una mezcla de gases diferentes, no.
- Se le supone con un número pequeño de moléculas, así su densidad es baja y su atracción molecular es nula.
- El volumen que ocupa el gas es mínimo, en comparación con el volumen total del recipiente.
- Las moléculas de un gas contenidas en un recipiente, se encuentran en constante movimiento, por lo que chocan ya sea entre sí o contra las paredes del recipiente que las contiene⁶.

2.1.4 LEY DE LAS PRESIONES PARCIALES

⁶ www.wikipedia.com

En los casos que implican mezclas de gases, la presión total del gas se relaciona con las presiones parciales, es decir, las presiones de los componentes gaseosos individuales de la mezcla. En 1801 Dalton formuló la ley de las presiones parciales, la cual establece que la presión total de una mezcla de gases es igual a la suma de las presiones que cada gas ejercería si estuviera solo ocupando el volumen de la mezcla y a la temperatura de la mezcla.

Consideramos un gas A y un gas B con presiones:

$$p_A = \frac{n_A R_o T}{V}; \text{ ó; } p_A = \frac{R_A T}{v_A}; \quad (2.6)$$

$$p_B = \frac{n_B R_o T}{V}; \text{ ó; } p_B = \frac{R_B T}{v_B}; \quad (2.7)$$

En una mezcla de gases A y B la presión total p_t , es el resultado de las colisiones de ambos tipos de moléculas A y B. Por lo tanto:

$$\begin{aligned} p_t &= p_A + p_B \\ p_t &= \frac{n_A R_o T}{V} + \frac{n_B R_o T}{V} \\ p_t &= \frac{R_o T}{V} (n_A + n_B) \end{aligned} \quad (2.8)$$

La presión total de una mezcla de gases esta dada por:

$$p_t = p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_i + \dots + P_n \quad (2.9)$$

2.1.5 FRACCIÓN MOLAR

Conviene establecer primero que

$$m_t = \sum m_i$$

Y que

$$n_t = \sum n_i$$

Fracción molar es una cantidad adimensional que expresa la relación del número de moles n_i de un componente, con el número de moles total de todos los componentes presentes n_t .

$$x_i = \frac{n_i}{n_t} \quad (2.10)$$

La presión parcial de A se puede expresar:

$$p_a = x_A p_t \quad (2.11)$$

Lo cual es obtenido dividiendo p_A entre p_t :

$$\begin{aligned} \frac{p_A}{p_t} &= \frac{n_A R_o T / V}{(n_A + n_B) R_o T / V} \\ \frac{p_A}{p_t} &= \frac{n_A}{n_A + n_B} \\ \frac{p_A}{p_t} &= x_A \end{aligned}$$

Si un sistema contiene más de dos gases, la presión parcial del componente i se relaciona con la presión total por:

$$p_i = x_i p_t \quad (2.12)$$

Donde x_i es la fracción molar de la sustancia i .

Del mismo modo, en cualquier mezcla gaseosa la fracción de masa m_{fi} y fracción volumen v_{fi} del componente i inclusive es mejor en una mezcla, se definen como:

$$x_i = \frac{V_i}{V} \quad (2.13)$$

V_i suele llamarse volumen parcial del componente i , y es el volumen ocupado por n_i moles de i puro o sólo a la temperatura y presión de la mezcla⁷.

2.1.6 ENERGÍA INTERNA DE LOS GASES

Basándose en la Ley de Gibbs – Dalton, la energía interna total de la mezcla U_m viene dada por:

$$U_m = U_1 + U_2 + \dots + U_k = \sum_{i=1}^k U_i$$

La energía interna de cada componente puede expresarse como: $U_i = m_i u_i$, siendo u_i la energía interna específica por unidad de masa, por lo que:

$$U_m = m_m u_m = m_1 u_1 + m_2 u_2 + \dots + m_k u_k = \sum_{i=1}^k m_i u_i \quad (2.14)$$

2.1.7 ENTALPÍA DE LOS GASES

La entalpía de una mezcla de gases ideales, también es la suma de las entalpías de los componentes individuales, por lo que:

$$H_m = m_m h_m = \sum_{i=1}^k m_i h_i \quad (2.15)$$

2.1.8 ENTROPÍA DE LOS GASES

La entropía de una mezcla de gases ideales, también se puede determinar basándose en la regla de Gibbs – Dalton. Como cada gas se comporta como si estuviera solo ocupando el volumen V del sistema a la temperatura T de la mezcla, se puede escribir:

$$S_m = S_1(T, V) + S_2(T, V) + \dots + S_k(T, V) = \sum_{i=1}^k S_i(T, V) \quad (2.16)$$

⁷ CHANG, Raymond, Química, Págs. 175 – 177.

VAN WYLEN, Gordon J.; SONNTAG, Richard E., Fundamentos de Termodinámica, Págs. 447-448

La constante de los gases es:

$$R = \sum x_i R_i \quad (2.17)$$

La capacidad térmica específica a presión constante:

$$cp = \sum x_i cp_i \quad (2.18)$$

La capacidad térmica específica a volumen constante es:

$$cv = \sum x_i cv_i \quad (2.19)$$

2.1.9 MEZCLA DE UN GAS IDEAL Y UN VAPOR

Se ha visto que en una mezcla de gases ideales cada gas ejerce una presión igual a su presión parcial, la cual nunca puede ser mayor que la presión de saturación de ese componente a la temperatura de la mezcla. Cualquier intento de aumentar la presión del componente por encima de la presión de saturación provocará una condensación parcial del vapor. Por ejemplo, considérese el aumento de la presión total de una mezcla de gases ideales a temperatura constante. Como las fracciones molares de cada componente gaseoso son fijas, la presión de cada componente aumenta en proporción directa al aumento de la presión total. Sin embargo, si al ir aumentando cada vez más la presión, la presión de un componente cualquiera sobrepasa finalmente su presión de saturación a esa temperatura, el gas comenzará a condensar. El gas que condensa en estas circunstancias suele recibir el nombre de vapor.

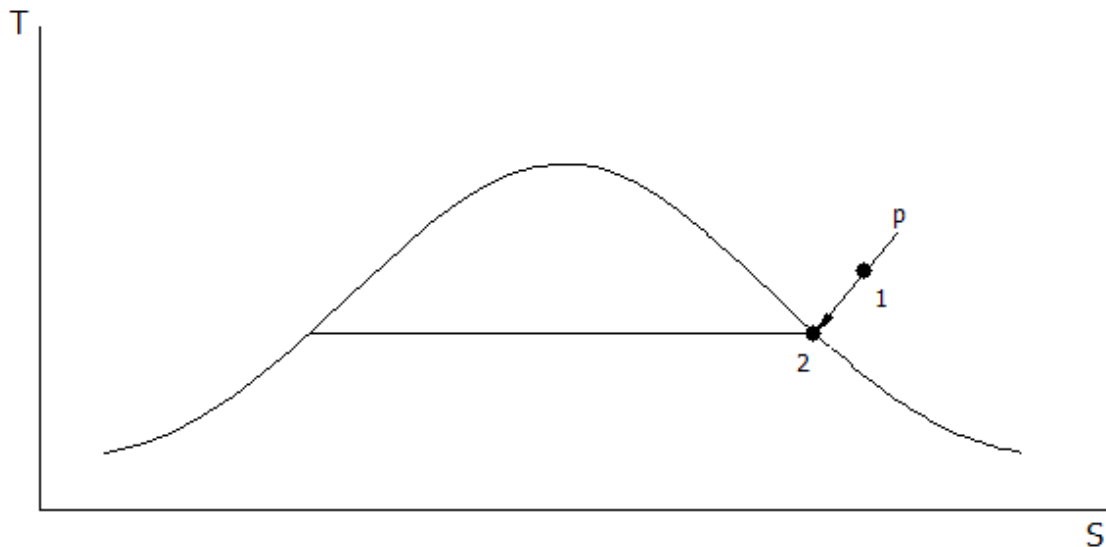


Figura 2.1: Condensación con variación de presión

Cuando una mezcla gas-vapor se enfría a presión constante, tiene lugar una situación análoga. En este caso, la presión del componente "vapor" permanece constante, pero finalmente la temperatura disminuye lo suficiente como para igualar la temperatura de saturación de la componente dada. Cuando la temperatura desciende aun más, la presión de saturación correspondiente a esa temperatura se hace menor que la presión parcial real, y de ahí que condense algo de vapor⁸.

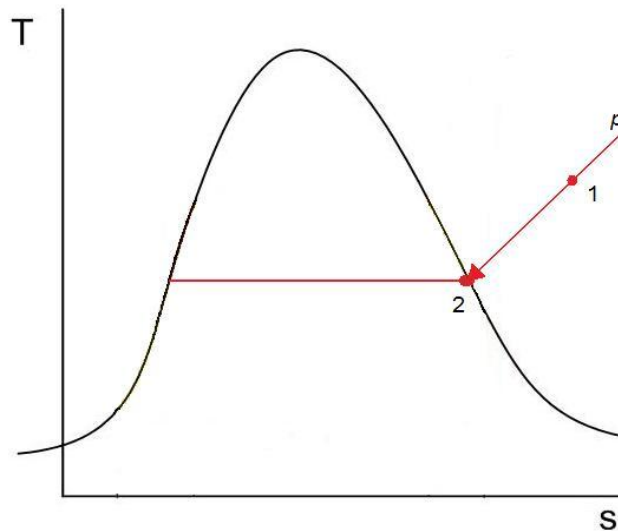


Figura 2.2: Condensación con variación de temperatura

2.2 EL AIRE

El aire es una mezcla de gases que rodea la tierra y que conforman la atmósfera.

2.2.1 PROPIEDADES DEL AIRE

El aire es transparente, inodoro, incoloro e insípido, es mal conductor del calor y cuando está seco de la electricidad. El 99% de los gases que integran el aire constituyen una mezcla de oxígeno y nitrógeno. Los resultados de todas las investigaciones realizadas demuestran que el contenido del aire en estos dos gases es aproximadamente igual en todos los puntos de la Tierra.

⁸ WARK K. - RICHARDS D.E, Termodinámica, Págs. 491-492

El contenido de gases nobles representa en la composición del aire el 0,9349% en volumen; en cambio, el contenido en hidrógeno y anhídrido carbónico oscila dentro de ciertos límites, siendo mayor en las proximidades de los núcleos urbanos donde existen industrias que queman carbón, que en las regiones no industriales⁹.

2.2.2 COMPOSICIÓN

La capa de aire retenida por la fuerza de atracción de la tierra y que toma parte en su rotación, es una mezcla de diferentes gases: 78,03% de nitrógeno, 20,99% de oxígeno, 0,93% de argón, 0,03% de anhídrido carbónico y vestigios de otros gases, sobre todo de los denominados nobles y otros procedentes de la contaminación del hombre.

Hasta una altura de unos 120 *Km*. No se altera esencialmente la composición de esta mezcla aérea. Lo único que disminuye con la altura es la densidad de los gases. Pero a alturas por encima de los 120 *Km*. Tiene lugar la difusión gaseosa.

2.2.3 ATMÓSFERA

La Atmósfera terrestre es una masa gaseosa que constituye la capa externa que envuelve la Tierra. Posee un espesor de unos 2.000 *Km*. Desde la superficie de la Tierra, y se caracteriza por los gases que la forman (mayoritariamente oxígeno) y por actuar de forma similar a un termostato que regulara el calor externo e interno de la Tierra. En la atmósfera es primordial su composición, su forma y su estratificación. Cada uno de sus componentes cumple una misión imprescindible para la vida en la Tierra.

De acuerdo con la altitud, composición, temperatura y otras características, la atmósfera que rodea a la Tierra comprende diferentes capas o regiones.

2.2.3.1 La presión atmosférica

Los gases y vapores que constituyen la atmósfera están sometidos a dos fuerzas antagónicas: la de expansión, originada por el movimiento de las moléculas que intentan ocupar todo el espacio disponible, y la de la gravedad que consigue retenerlos.

⁹ Enciclopedia Multimedia Universal

La experiencia de Torricelli vino a demostrar que el peso del aire que gravita sobre nosotros es capaz de ejercer una presión considerable, equilibrando una columna de mercurio de 76 cm. de altura, en condiciones normales. Si suponemos que la sección de esta columna es de 1 cm², sabiendo que 1 cm³ de mercurio a 0°C pesa 13,6 g., la columna de aire que gravita sobre el mercurio pesa 1033,6 g. A esta presión, evaluada por la fuerza ejercida por unidad de superficie, se le llama *presión atmosférica*, y se mide con un aparato llamado barómetro; sus unidades son: *torr, Pa, mmHg, bar, atm, etc.*

La presión varía con la altitud, con el día (poco), y con el año; en las latitudes medias, la presión es elevada en invierno y baja en verano en medio de los grandes continentes; lo contrario ocurre en los océanos¹⁰.

2.3 PSICROMETRÍA

2.3.1 DEFINICIONES

2.3.1.1 Psicrometría

En general, la Psicrometría estudia las propiedades termodinámicas de mezclas de aire. En particular, la mayoría de las aplicaciones se refieren al aire húmedo, considerado como la mezcla de aire seco y vapor de agua. La Psicrometría resulta entonces útil en el diseño y análisis de sistemas de almacenamiento y procesado de alimentos, diseño de equipos de refrigeración, estudio del secado de alimentos, estudios de aire acondicionado y climatización, torres de enfriamiento, y en todos los procesos industriales que exijan un fuerte control del contenido de vapor de agua en el aire.

2.3.1.2 Temperatura de Bulbo Seco (*T_{bs}*)

Es la temperatura de una mezcla gas-vapor que es medida con termómetro convencional debidamente protegido de la radiación térmica.

2.3.1.3 Temperatura de Rocío (*Tr*)

¹⁰ Enciclopedia Multimedia Universal

Cuando se enfría a presión constante una mezcla de aire seco y vapor de agua desde un estado no saturado, la temperatura a la que la mezcla se vuelve saturada, o a la que empieza la condensación, se denomina, punto de rocío.

2.3.1.4 Temperatura de Bulbo Húmedo (T_{bh})

Es la temperatura que alcanza un termómetro cubierto con un paño húmedo que se expone a una corriente de aire sin saturar que fluye a velocidades cercanas a 5 m/s. Cuando el paño se expone al aire, parte del agua se evapora, consumiendo inicialmente calor latente del paño y produciendo un descenso de la temperatura del termómetro. A partir de dicho momento fluye calor desde el aire hacia el paño, permitiendo la evaporación de más agua. El proceso sigue hasta que se alcanza el equilibrio entre ambos flujos de calor, similarmente a como ocurre en el proceso de saturación adiabática.

2.3.1.5 Proceso de Saturación Adiabática

Una mezcla de aire-vapor se pone en contacto con una masa de agua en un ducto bien aislado. Si la humedad relativa inicial es menor al 100%, habrá evaporación del agua en cierto grado y la temperatura de la mezcla aire-vapor disminuirá. Si la mezcla al salir del ducto está saturada y si el proceso es adiabático, la temperatura de la mezcla al salir del ducto, se conoce como la temperatura de saturación adiabática. Lo más importante en el proceso de saturación adiabática, es que la temperatura de saturación adiabática (T_h) es función de la presión, de la temperatura y de la humedad relativa e la mezcla entrante y de la presión de salida¹¹.

2.3.1.6 Humedad Relativa (ϕ)

La humedad relativa de una mezcla de gases ideales se define como el cociente entre la presión parcial del vapor en una mezcla y la presión de saturación del vapor a la temperatura de bulbo seco de esa mezcla. Si p_v representa la presión real del vapor y p_g la presión de saturación a la misma temperatura.

$$\phi \equiv \frac{p_v}{p_g} \quad (2.20)$$

¹¹ VAN WYLEN, Gordon J.; SONNTAG, Richard E., Fundamentos de Termodinámica, Págs. 461-462

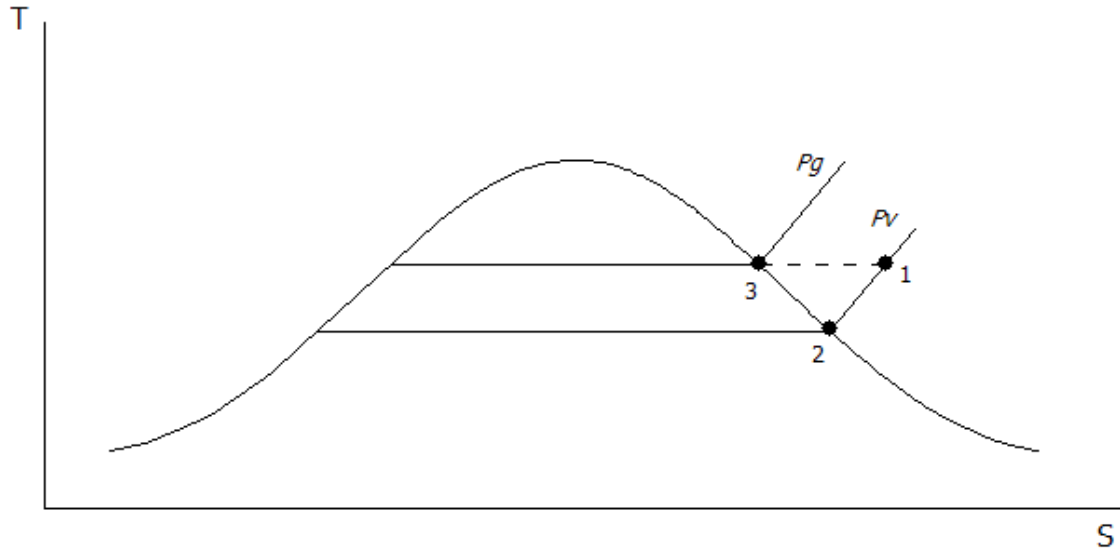


Figura 2.3: p_v vs. p_g

2.3.1.7 Relación de Humedad (ω)

Indica la cantidad de vapor de agua contenida en una mezcla con respecto a la cantidad de aire seco presente; se lo conoce también como humedad específica. Se define como el cociente entre la masa de vapor de agua m_v y la masa de aire seco m_a .

$$\omega \equiv \frac{m_v}{m_a} \quad (2.21)$$

Se relaciona ω y Φ :

$$\phi = 0.622\omega \frac{p_v}{p_a} \quad (2.22)$$

2.3.1.8 Factor de Calor Sensible (SHF)

El factor de calor sensible es la razón aritmética del calor total sensible (SH) al calor total (TH), en el que el calor total es la suma del calor sensible y el calor latente (LH).

$$SHF = \frac{SH}{SH + LH} = \frac{SH}{TH} \quad (2.23)$$

2.3.1.9 Factor de calor sensible del local (*RSHF*)

El factor de calor sensible del local (*RSHF*) es la razón del calor sensible del local (*RSH*) a la suma del calor sensible (*RSH*) y del calor latente del local (*RLH*).

$$RSHF = \frac{RSH}{RSH + RLH} = \frac{RSH}{RTH} \quad (2.24)$$

2.3.1.10 Factor de calor sensible total (*GSHF*)

Este coeficiente es la relación entre el calor sensible total (*TSH*) y el balance térmico de la instalación, incluyendo todas las cargas de calor sensible (*TSH*) y latente (*TLH*) que proceden del aire exterior. Está definido por la relación:

$$GSHF = \frac{TSH}{TLH + TSH} = \frac{TSH}{GTH} \quad (2.25)$$

2.3.2 CARTA PSICROMETRICA

La carta psicrométrica es la representación gráfica de las propiedades termodinámicas del aire húmedo. Conocidos los valores de dos propiedades psicrométricas cualesquiera, todas las demás pueden ser obtenidas sin ningún cálculo¹².

La temperatura de bulbo seco, *T_{bs}*, la relación de humedad *ω* y la presión total *p* son tres propiedades importantes del aire húmedo que se emplean para confeccionar un diagrama psicrométrico. Cada diagrama psicrométrico se construye para una única presión total. En el diagrama, la temperatura de bulbo seco aparece en el eje horizontal y la relación de humedad se representa en el eje vertical. Las líneas de humedad relativa constante son curvas con la concavidad hacia arriba, que van desde la parte inferior izquierda del diagrama hasta la parte superior derecha. La curva de saturación representa el lugar de los estados en los que la humedad relativa es igual al 100% y la mezcla de aire húmedo está saturada de vapor de agua. También se dibujan líneas adicionales de humedad relativa constante, que siguen la forma

¹² CARRIER COMPANY, Manual de aire acondicionado, Págs. 111-112

general de la curva de saturación. Para una presión total determinada, la relación de humedad, la humedad relativa y la temperatura de bulbo seco están matemáticamente relacionadas¹³.

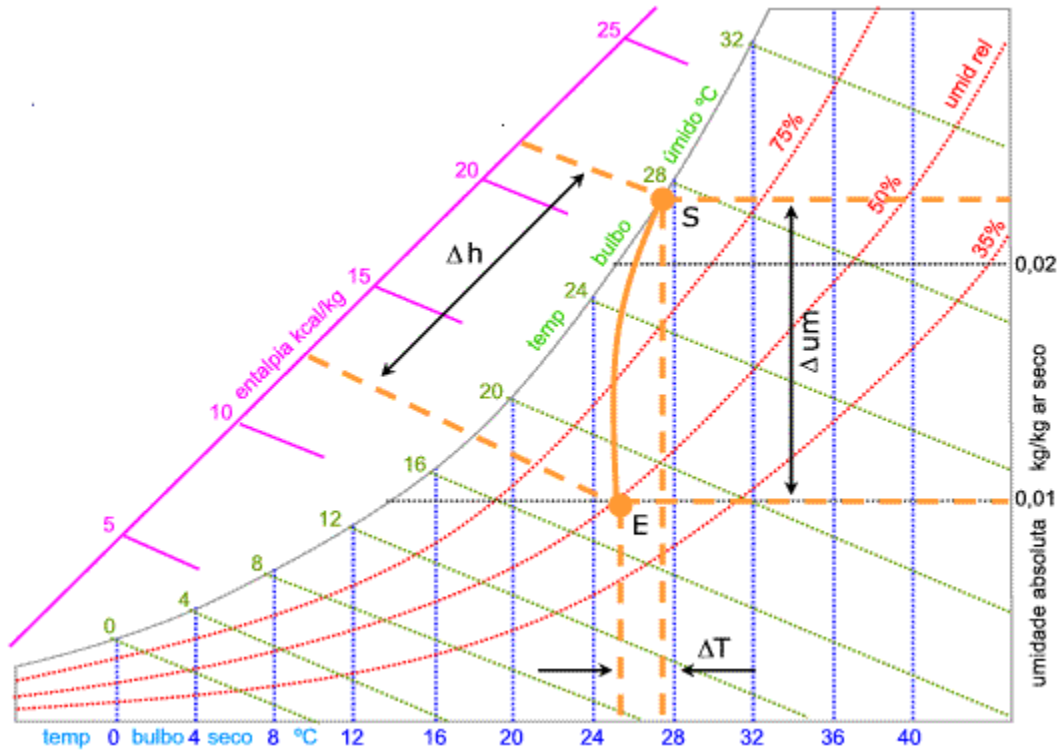


Figura 2.4: Carta Psicrométrica

2.4 PROCESOS Y SISTEMAS COMUNES DE AIRE ACONDICIONADO

2.4.1 DEFINICIONES

El acondicionamiento de aire es el proceso de tratamiento del mismo en un ambiente interior, con el fin de establecer y mantener los estándares requeridos de temperatura, humedad, limpieza y movimiento.

Control de las condiciones de acondicionamiento de aire:

- Temperatura: La temperatura del aire se controla calentándolo o enfriándolo.
- Humedad: La humedad, que es el contenido de vapor de agua en el aire, se controla, agregando o eliminado vapor de agua al aire (humidificación o deshumidificación).
- Limpieza: La limpieza o calidad del aire se controla ya sea mediante filtración que es la eliminación de contaminantes indeseables por medio de filtros u otros dispositivos, o mediante ventilación, que es la introducción de aire exterior al espacio interior, con lo cual se diluye la concentración de contaminantes.

¹³ WARK K. - RICHARDS D.E, Termodinámica, Págs. 501- 502

- **Movimiento:** El movimiento del aire se refiere a su velocidad y a los lugares hacia donde se distribuye. Se controla mediante el equipo adecuado para distribución de aire.

La definición de acondicionamiento de aire que hemos dado no implica que cada uno de los sistemas regule todas las condiciones citadas¹⁴.

2.4.2 SISTEMAS MÁS COMUNES

2.4.2.1 Sistemas de solo aire

La esencia de estos tipos de sistemas es que solo distribuyen aire a los recintos.

Clasificación:

Sistema de zona única o unizonas: son los sistemas más sencillos de solo aire. Una unidad primero acondiciona y después distribuye un volumen constante de aire por un ducto a un grupo de recintos. Por lo tanto, no se pueden controlar por separado las condiciones en cada uno de ellos. Este sistema de acondicionamiento de aire esta conformado por: un ventilador de suministro de aire, un serpentín de enfriamiento, un serpentín de calentamiento, un ventilador de retorno de aire, un serpentín de precalentamiento y filtros. Para lograr el control de humedad o temperatura por separado en diversas zonas, se pueden usar unidades individuales de unizonas.

Sistemas de recalentamiento: en esta disposición, los ductos sencillos separados, se distribuyen desde la unidad de manejo de aire hasta cada zona o recinto que se va a controlar por separado. Se usa un serpentín de recalentamiento en cada uno de esos ductos. De ese modo se pueden lograr controles de temperatura y humedad por separado en cada zona. La unidad básica de acondicionamiento de aire es la misma que la del sistema de unizona, excepto quizá porque se puede eliminar el serpentín principal de recalentamiento.

Sistemas de zonas múltiples o multizonas: el sistema multizonas usa una unidad de manejo de aire que tiene un serpentín de calentamiento (planta caliente) y un serpentín de enfriamiento (planta fría) en paralelo. La unidad se tiene con puertas de zona, a través de las plantas caliente y fría a la salida de la unidad. Se colocan ductos separados que parten de cada conjunto de compuertas hasta cada zona. El aire frío y el caliente se mezclan en proporciones variables mediante las compuertas, de acuerdo con las necesidades de las zonas.

¹⁴ PITA, Edgard G., Principios y sistemas de acondicionamiento de aire, Págs. 2-3

Sistemas de doble ducto: en esta disposición se colocan ductos cabezales separados para aire frío y caliente, desde los serpentines de calefacción y enfriamiento en la unidad manejadora de aire. Las cajas mezcladoras se colocan en cada zona, y reciben el aire de los ductos frío y caliente. Las compuertas en la caja mezcladora responden a un termostato del recinto, y mezclan la proporción de aire caliente y frío para entregarlo a la zona. Los sistemas de doble ducto se diseñan en general como sistemas de aire de alta velocidad, para reducir los tamaños de los ductos.

Sistemas de volumen variable de aire (VAV): en estos sistemas se tiene un solo ducto principal que parte de la unidad manejadora de aire, al igual que un sistema de unizona. Sin embargo, la cantidad de aire que se suministra a cada ramal varía. Un termostato de recinto hace trabajar una compuerta u otro dispositivo de control que regula el flujo volumétrico de aire a la zona, en respuesta a la carga. La creación de unidades terminales mejoradas, capaces de regular considerablemente el volumen de aire manteniendo al mismo tiempo una circulación adecuada en el recinto, ha permitido extender el rango de estos sistemas de volumen variable de aire a aplicaciones con grandes variaciones de carga. Si se combina el VAV con el recalentamiento se tiene un sistema eficiente en energía, y al mismo tiempo, un buen control de humedad aún a cargas muy bajas.

2.4.2.2 Sistemas de solo agua

Los sistemas hidrónicos distribuyen agua caliente o helada desde la planta central hasta cada recinto. No se distribuye aire desde la planta central. Las unidades terminales hidrónicas, como por ejemplo las de ventilador y serpentín, calientan o enfrían el aire del recinto. El aire de ventilación puede entrar a través de la pared exterior y la unidad terminal. En un sistema hidrónico típico de calefacción, el agua se calienta en la fuente de calor, que por lo general es una caldera. El agua caliente se hace circular mediante una bomba, pasa a cada recinto a través de la tubería y entra a una unidad terminal. El aire del recinto se calienta al entrar en contacto con la unidad terminal. Como el agua pierde su calor al pasar a las habitaciones, debe regresar a la fuente de calor para volver a calentarse. Un sistema hidrónico de enfriamiento, funciona de modo semejante al de uno hidrónico de calefacción. El agua se enfría en un equipo de refrigeración, que se llama enfriadora de agua. Una bomba hace circular el agua helada, y ésta pasa a cada recinto a través de tuberías y entra a una unidad terminal. El aire caliente del cuarto pierde su calor en el agua fría de la unidad terminal. Como esta agua se calienta, debe regresar a la enfriadora de agua para volver a enfriarse.

2.4.2.3 Sistemas combinados de agua y aire

Los sistemas de combinación aire-agua distribuyen tanto agua helada y o caliente, y aire acondicionado desde un sistema central, hasta los recintos individuales. Las unidades terminales en cada recinto enfrían o calientan al recinto. Los sistemas aire-agua emplean las mejores características de los sistemas de solo aire y de solo agua. La mayor parte de la energía la transporta el agua. En general, las cantidades de aire que se distribuyen sólo son las suficientes para ventilación. Se pueden usar unidades de ventilador y serpentín como unidades terminales de recinto, dispuestas para recibir el aire distribuido desde una unidad central, o bien, el aire se puede suministrar directamente al recinto. Sin embargo, el sistema aire-agua más común usa unidades terminales que se llaman unidades de inducción. El aire central que se entrega a cada unidad se llama aire primario. A medida que pasa por la unidad de alta velocidad induce aire del recinto (aire secundario) a través de la unidad y a través del serpentín de agua.

2.4.3 PROCESO

Ciclo de evolución del aire

El ciclo clásico de evolución del aire climatizado puede representar sobre el diagrama psicrométrico, tal como se indica en la figura 2.5

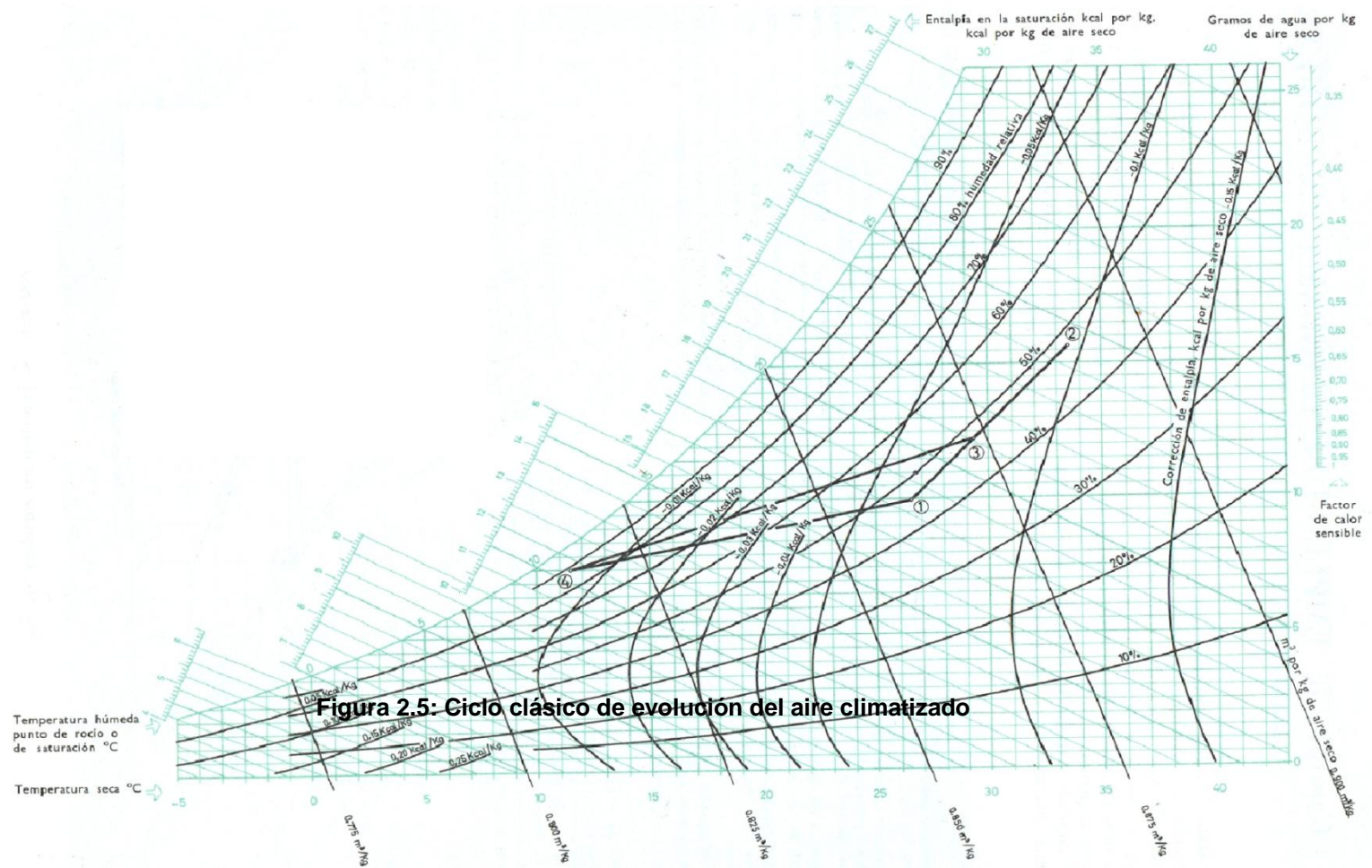


Figura 2.5: Ciclo clásico de evolución del aire climatizado

El aire en el estado (3), mezcla de aire exterior (2) y el aire de retorno (1), pasa a través del aparato acondicionador, y su evolución se representa por la línea (3-4). Abandona el aparato en (4) y es impulsado hacia el local donde absorbe calor y humedad, según la transformación (4-1). En general, gran parte del aire impulsado vuelve a recogerse para su mezcla con el aire exterior. La mezcla pasa a través del aparato donde abandona la humedad y calor recibidos, al objeto de mantener las condiciones deseadas.

La selección de los aparatos adecuados para llevar el aire a las condiciones deseadas depende de un cierto número de factores. Los factores que afectan a su estado, definido por su temperatura y su estado higrométrico son: factor de calor sensible, el del local, el total, la temperatura equivalente de la superficie, el factor de bypass y el efectivo¹⁵.

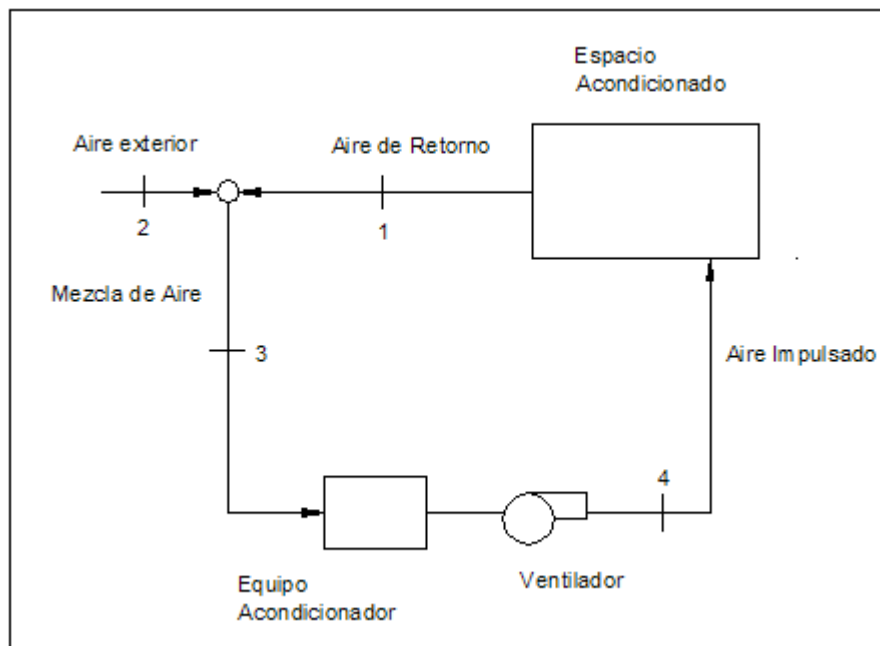


Figura 2.6: Ciclo de evolución del aire

2.4.4 Factor de Bypass (BF)

¹⁵ CARRIER COMPANY, Manual de Aire Acondicionado, Págs.110-111

El factor de Bypass depende de las características de la batería y de sus condiciones de funcionamiento. Se considera que representa el porcentaje de aire que pasa a través de la batería sin sufrir ningún cambio.

$$BF = \frac{T_{bss} - Tr}{T_{bse} - Tr} = \frac{hs - hr}{he - hr} = \frac{\omega_s - \omega_r}{\omega_e - \omega_r} \quad (2.26)$$

Donde:

T_{bss} = temperatura de bulbo seco a la entrada,

T_{bse} = temperatura de bulbo seco a la salida,

Tr = temperatura de rocío.

2.4.5 Factor de contacto (CF)

La expresión $(1 - BF)$ se llama con frecuencia factor de contacto (CF), y representa el porcentaje de aire que sale de la batería en las condiciones que corresponden al ADP (punto de rocío del aparato). El factor de contacto es también conocido como eficiencia de saturación para los paneles CELdek¹⁶.

$$ES = CF = \frac{T_{bse} - T_{bss}}{T_{bse} - T_{agua}} \quad (2.27)$$

2.5 ENERGÍA VERDE

2.5.1 DEFINICIÓN

Energía o electricidad verde o limpia es un término para describir la electricidad generada a partir de fuentes de energía respetuosas con el medio ambiente. Las energías verdes son energías renovables que no contaminan, es decir, cuyo modo de obtención o uso no emite subproductos que puedan incidir negativamente en el medio ambiente.

2.5.2 CARACTERÍSTICAS

Las energías renovables suelen clasificarse en convencionales y no convencionales, según sea el grado de desarrollo de las tecnologías para su

¹⁶ CARRIER COMPANY, Manual de Aire Acondicionado, Págs. 115-116.

aprovechamiento, y la penetración que presenten en los mercados energéticos. Dentro de las convencionales, la más difundida es la hidráulica a gran escala.

Dentro de las energías renovables no convencionales (ERNC) se consideran la eólica, la solar, la geotérmica y la de los océanos. Además, existe una amplia gama de procesos de aprovechamiento de la energía de la biomasa que pueden ser catalogados como ERNC. De igual manera, el aprovechamiento de la energía hidráulica en pequeñas escalas se suele clasificar en esta categoría.

La electricidad verde se genera a través de diferentes tecnologías renovables, aprovechando los flujos de energía natural de la Tierra. Algunos tipos de fuente de energía natural son el viento (energía eólica), el sol (energía solar), el agua (energía hidráulica, de las olas o de las mareas) y biomasa, siempre que estos flujos sean utilizados de forma sostenible.

Características de la energía verde:

- Es limpia y no contribuye al cambio climático.
- Es segura, al contrario que la energía nuclear.
- No se acaba, al contrario que las fuentes de energía mineral como el petróleo, el gas, el uranio o el carbón.
- La energía renovable es un amplísimo recurso con grandes posibilidades de explotación.

2.5.2.1 Relación entre energía verde y enfriamiento evaporativo

El principio del enfriamiento evaporativo, proceso natural que emplea el agua, medio eficaz y probado para la transmisión del calor excedente a la atmósfera como refrigerante, se aplica en la industria desde hace más de 100 años, pero en un momento en que el ahorro de energía se ha hecho crucial para el mantenimiento del equilibrio medio ambiental, su importancia se multiplica.

La refrigeración evaporativa se ha manifestado como la tecnología más eficaz para limitar la pérdida de energía en los procesos industriales, lo que redundará en un ahorro de energía eléctrica. La producción de energía eléctrica es uno de los principales agentes que influyen en el calentamiento del Planeta por lo que la utilización de equipos de refrigeración evaporativa contribuye a limitar el mismo.

2.5.2.2 Soluciones medioambientales óptimas

Con el paso del tiempo, los equipos de refrigeración evaporativa se han adaptado a las nuevas exigencias medioambientales:

- Su vida útil se ha ampliado debido al uso de materiales resistentes a la corrosión.
- La eficacia de los procesos de transmisión de calor ha aumentado por el desarrollo de los intercambiadores de calor con configuraciones mejoradas.
- Los niveles sonoros se han reducido mediante el uso de ventiladores menos ruidosos, con diseño aerodinámico y accesorios reductores de ruidos.
- Se han creado modelos matemáticos sofisticados de modo que el rendimiento térmico de los equipos puede predecirse bajo una amplia variedad de condiciones de funcionamiento.

2.6 ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO

2.6.1 DEFINICIÓN

El enfriamiento evaporativo es el enfriamiento del aire por la evaporación del agua, es decir que el calor latente de evaporación se absorbe del cuerpo del agua y del aire circundante, dando como resultado el enfriamiento tanto del agua como del aire durante el proceso.

2.6.1.1 Enfriamiento evaporativo directo

El enfriamiento evaporativo directo se produce cuando el agua se evapora en el aire, humectándolo simultáneamente.

2.6.1.2 Enfriamiento evaporativo natural

El enfriamiento evaporativo natural ocurre cerca de caídas de agua y ríos, sobre lagos y océanos, debajo de follajes densos y en superficies mojadas, en particular, la piel humana.

2.6.2 CARACTERÍSTICAS

La teoría del enfriamiento evaporativo se basa en el fenómeno de transferencia de calor y masa que ocurre entre el agua y el aire.

2.6.2.1 Transferencia de calor y masa

Cuando agua y mezclas aire – agua no saturadas están en contacto, aisladas térmicamente de otras influencias, la transferencia de calor y de masa ocurre entre ellas como una función de la diferencia entre sus respectivas temperaturas y presiones de vapor.

La transferencia de masa consiste en la evaporación del agua desde la superficie, mezclándose con el vapor de agua que se encuentra en el aire. Sin embargo, lo contrario también sucede: el vapor de agua del aire se condensa sobre cualquier superficie de agua expuesta, que obtenga una temperatura correspondiente a una presión de vapor más baja.

La transferencia de masa y calor interactúan aquí, ya que la evaporación requiere absorción de calor y la condensación requiere remoción del mismo. De este modo, intercambios de calor y vapor ocurren hasta que se igualan las temperaturas y presiones de vapor.

2.6.2.2 Límites de enfriamiento evaporativo

Hay límites para el enfriamiento evaporativo debidos a la saturación adiabática. La cantidad de calor sensible removido no puede exceder el calor latente para saturar el aire con vapor de agua. El aire que está saturado en alrededor de un 50%, puede absorber menos vapor y calor latente que el aire seco; así, puede convertir menos calor sensible en calor latente. Mientras más se acerca el proceso a la condición de adiabático, mayor será su capacidad para enfriar el aire.

2.6.2.3 Enfriamiento evaporativo ideal

El enfriamiento adiabático es ideal. Este proceso sigue la trayectoria de líneas de entalpías constantes y se lo aprecia en la figura 2.7. Siguiendo este proceso en el diagrama psicrométrico, se tiene el punto de estado correspondiente al ambiente exterior o condiciones iniciales. Este punto es localizado en la carta psicrométrica en la intersección de la línea de temperatura de bulbo seco y de bulbo húmedo o línea de humedad relativa. Esto permite ubicar su humedad específica, punto de rocío y volumen específico (Punto A, figura 2.7).

El aire es luego humectado adiabáticamente por contacto con grandes superficies húmedas a una temperatura cercana a la temperatura de bulbo húmedo. En enfriadores del tipo de goteo, el aire fluye a través de almohadillas húmedas. En los lavadores de aire a través de nubes finamente atomizadas por boquillas de aspersion. En todos los casos, el agua recircula lo suficientemente rápido para aproximarse a la temperatura de bulbo húmedo del aire.

El calor sensible del aire se transmite al agua y viene a ser calor latente de evaporación. De esta manera, la temperatura de bulbo seco disminuye. El calor sensible perdido es compensado por su simultánea absorción de vapor de agua conteniendo calor latente equivalente. La mayor parte de este aire llega a saturarse y alcanza el estado mostrado por el punto B, donde interseca la línea de saturación. Sin embargo, cierta cantidad de aire escapa sin ser afectada por las almohadillas húmedas o partículas atomizadas por las boquillas, o se filtra en la estructura del enfriador. Este aire permanece en el estado inicial A.

En el enfriamiento evaporativo real el aire saturado y el aire residual seco se mezclan, creando un estado que puede ser ilustrado por el punto C en la línea que conecta A y B, espaciado de acuerdo a sus propiedades relativas. Luego, en el transcurso de ventiladores y ductos, ocurre calentamiento por fricción. Esto hace que el punto de estado final se desplace a la derecha hasta el punto D, indicando un aumento leve de temperatura (ver figura 2.7).

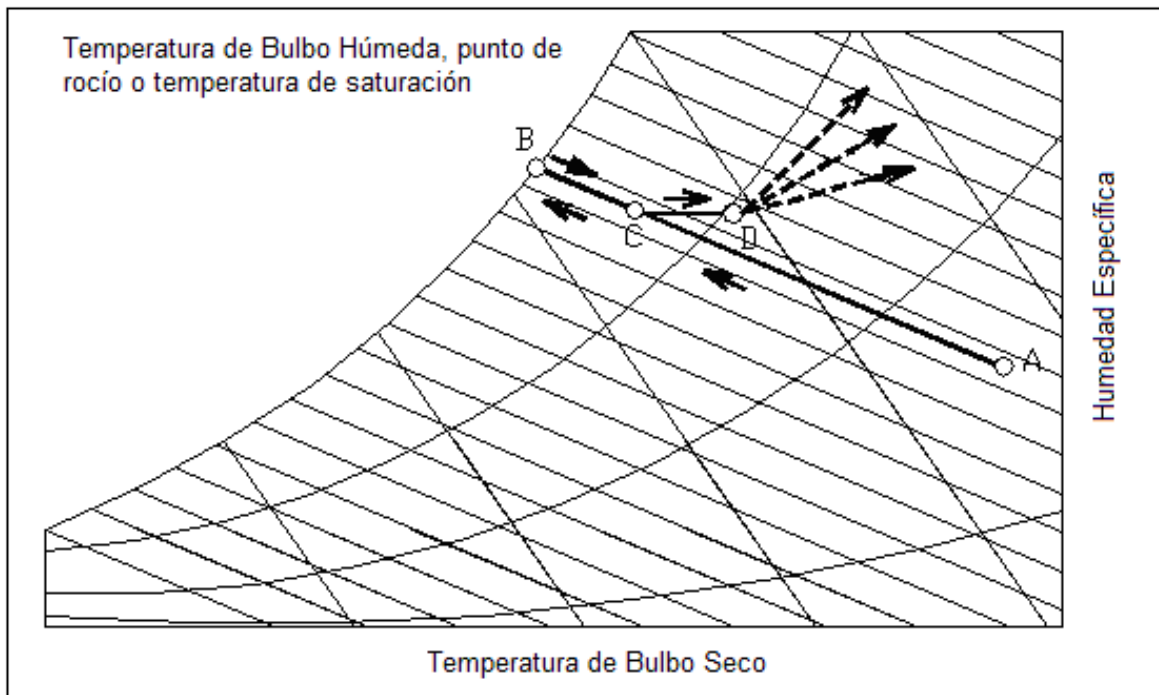


Figura 2.7: Enfriamiento evaporativo directo ideal.

2.6.2.4 Ventajas del enfriamiento evaporativo

- Ahorro de energía: Tanto por su aplicación como por su diseño, los equipos de enfriamiento evaporativo ahorran energía y, por consiguiente, reducen la emisión de gases de efecto invernadero. En primer lugar, las temperaturas más bajas de enfriamiento de agua aseguran un funcionamiento óptimo del proceso y reducen el consumo de energía; en segundo lugar, el equipo es altamente eficaz energéticamente debido al uso de transferencia de calor latente de evaporación.
- Máxima seguridad: Los equipos de enfriamiento evaporativo reducen el riesgo de fugas o escapes de refrigerante nocivo.
- Menor consumo de recursos: El agua de enfriamiento es recirculada y por ello se producen mínimas pérdidas de agua. Una pequeña cantidad se evapora y otra se evacua para evitar la concentración de sales. El ahorro de agua, comparado con un sistema de refrigeración de un solo paso, supera el 95 por ciento. Las necesidades de energía eléctrica también son muy bajas. Como se necesita aproximadamente una cuarta parte de aire, en comparación con un equipo de enfriamiento por aire, el consumo de energía de motores de ventiladores es muy inferior.
- Bajo impacto medioambiental: El enfriamiento evaporativo produce un impacto medioambiental reducido en lo que respecta al ruido y a las pérdidas de agua. Como requiere un menor caudal de aire, necesita un menor número de ventiladores y menos velocidad de giro de éstos, por ello se produce un ruido menor. Los eliminadores de gotas limitan la pérdida de agua a cantidades muy pequeñas; aparte de esto, es interesante destacar que los penachos de niebla que se forman en ocasiones, están compuestos por vapor de agua puro totalmente inofensivo.

2.6.3 CLASIFICACIÓN

Los sistemas de enfriamiento evaporativo se dividen en:

- Enfriamiento evaporativo por aspersores de tipo atomizador
- Enfriamiento evaporativo por celdas húmedas

2.6.3.1 Enfriamiento evaporativo por aspersores de tipo atomizador

Los sistemas de enfriamiento evaporativo por aspersores son conocidos también como lavadores de aire de tipo atomizador, los cuales se componen de una cámara que contiene un sistema de boquillas aspersoras, un tanque que recolecta el agua que cae del sistema de aspersión, y una sección para eliminar las gotas de agua que pueden ser acarreadas por la corriente de aire. Una bomba recircula agua a una tasa más alta que la tasa de evaporación. Finalmente, un contacto íntimo entre el agua y un flujo de aire, causa la transferencia de calor y masa entre ellos.

Los requerimientos para la operación son:

- Distribución uniforme del aire a través de la cámara de aspersión.
- Una adecuada tasa de aspersión de agua actuando en muy finas gotas.
- Una buena distribución de la aspersión a través de la corriente de aire.
- Una suficiente longitud de viaje del aire en la cámara de aspersión.
- Eliminación de gotas presentes en el aire obtenido después de su paso por la cámara.

La resistencia del aire a través de la cámara de aspersión varía con el número de aspersores y bancos de aspersión utilizados, su orientación y la velocidad del aire, además de otros factores entre los que se incluye la densidad del aire¹⁷.

2.6.3.2 Enfriamiento evaporativo por celdas húmedas

El concepto básico del enfriamiento evaporativo por celdas humidificadoras es el poner en contacto el aire con una superficie húmeda de la cual se evapora el agua con la consecuente disminución de temperatura en el aire circulante. Las celdas producen el enfriamiento evaporativo pero sin el peligro de introducir gotas a la corriente, ya que el agua abandona las superficies de las celdas en forma de vapor y la transferencia de calor se realiza desde la superficie a la corriente circulante.

El agua se distribuye desde un sistema superior de tubería. Una bomba centrífuga bombea el agua desde el sumidero inferior al sistema de distribución superior. El sumidero o tanque de agua tiene una conexión para alimentación de agua la que es accionada por una válvula flotador; además posee una tubería de rebosamiento y un drenaje. El diseño también incorpora accesorios para purgar el agua.

¹⁷ CARRIER COMPANY, Manual de Aire Acondicionado, Págs. 115-116.

El aire fluye horizontalmente a través de las celdas, mientras que el agua fluye de manera vertical o en ocasiones ligeramente oblicua para producir contra flujo sobre las paredes de las celdas y maximizar la eficiencia de transferencia de calor¹⁸.

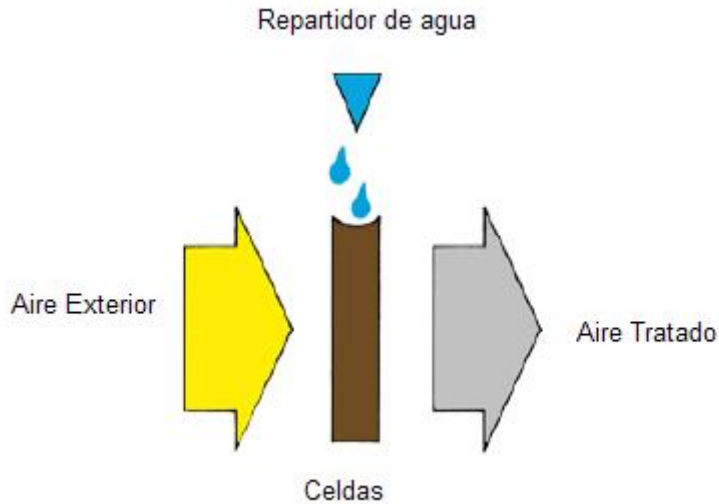


Figura 2.8: Principio de enfriamiento evaporativo por celdas húmedas.

2.7 CELDAS HÚMEDAS

Las celdas tienen diseños particulares para maximizar la transferencia de calor y optimizar el consumo de agua. Se construyen en materiales porosos y que se humedecen con facilidad; frecuentemente se tratan químicamente para incrementar su humectabilidad.

Las celdas son un diseño de canales cruzados, el cual produce una alta turbulencia de mezclado de aire y agua para obtener una transferencia óptima de calor y humedad. Esto se debe a la geometría interna del tablero. El ángulo que conforman 15° y 45° , que dirige el agua en forma continua hacia el lado de entrada del aire. Este tipo de celdas presentan las siguientes características:

- La más alta eficiencia de enfriamiento: Hasta un 90% mayor en un rango de velocidad de $2 - 2.5 \text{ m/s}$. ($400-500 \text{ pie/min.}$) con paneles de 305 mm . ($12''$) de espesor. Debido a que la evaporación es más intensa en los primeros centímetros del panel, es importante que el agua se concentre en dicho lugar.

¹⁸ Estudio y diseño de sistema de aire acondicionado de enfriamiento evaporativo por celdas humidificadoras para el edificio de las oficinas de IBM del Ecuador (Tesis, Facultad de Ing. Mecánica, ESPE, año 2001).

- Mayor velocidad de aire: Debido al arreglo de ángulos en los canales, se pueden manejar velocidades de aire de hasta 3.3 *m/s*. (650 *pies/min.*) sin tener problemas de arrastre de agua líquida al exterior del panel y con una baja resistencia al paso del aire.
- El diseño auto-limpiante: A los paneles no les afecta el polvo o la tierra de los alrededores. Al conectarse la circulación de agua, el panel se enjuaga siendo mayor el arrastre en el lado de entrada del aire, que es donde normalmente se acumulan basuras.

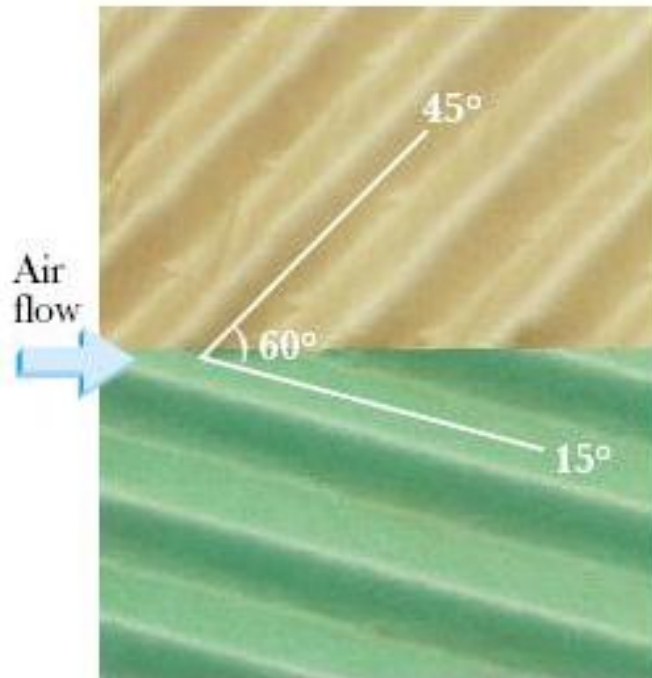


Figura 2.9: Diseño interno de paneles CELdek

2.7.1 CARACTERÍSTICAS DE CELDA SELECCIONADA

La celda con la que se va a realizar el proyecto de grado, es una celda CELdeK 7060-15, la cual presenta las siguientes medidas

Tabla 2.1 Dimensiones de la Celda

	Sist. Inglés	Unidades	SI	Unidades
Ancho	12	<i>in</i>	0,3048	<i>m</i>
Alto	8	<i>in</i>	0,2032	<i>m</i>
Espesor	8	<i>in</i>	0,2032	<i>m</i>
Area Transversal	96	<i>in</i> ²	0,062	<i>m</i> ²
Perímetro	40	<i>in</i>	1,016	<i>m</i>



Figura 2.10 Panel CELdek 7060-15

Los paneles CELdeK 7060-15, presentan las siguientes curvas de eficiencia de saturación y de caída de presión:

Eficiencia de saturación CELdek 7060-15

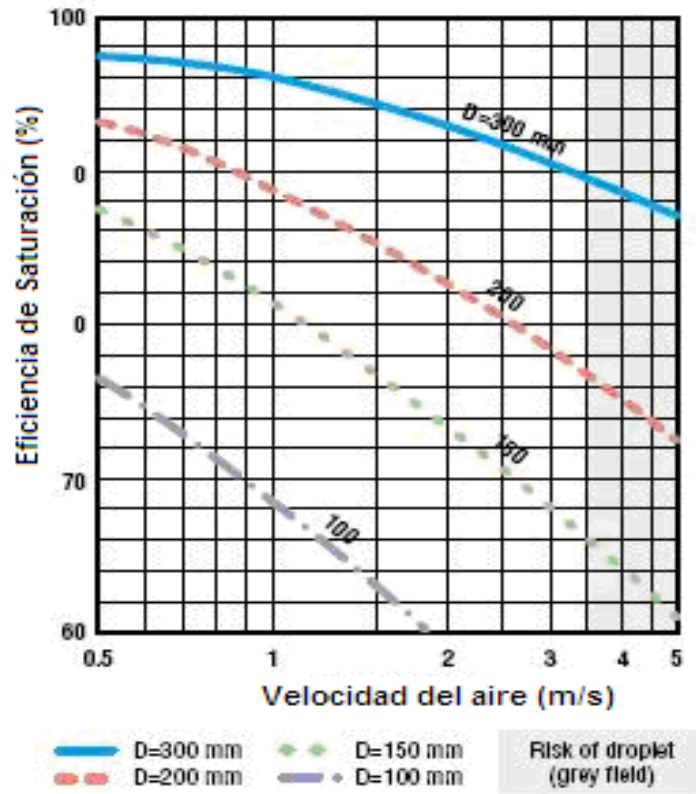


Figura 2.11 Eficiencia de Saturación

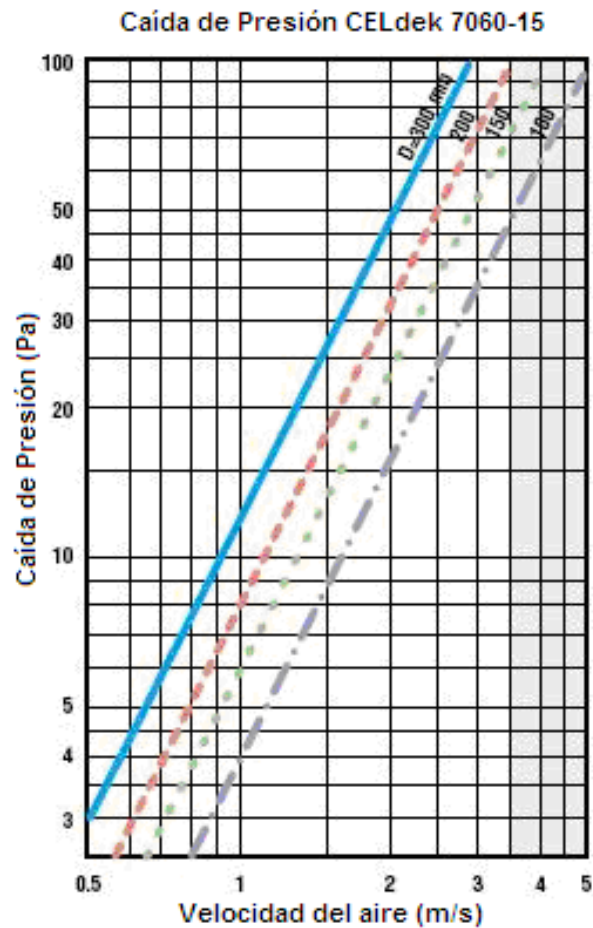


Figura 2.12 Caída de Presión

2.8 APLICACIONES DE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO POR CELDAS HÚMEDAS

- *Almacenes de productos volátiles*
No se volatilizan los productos almacenados, disminuyendo los riesgos de incendios, eliminándose los gases y olores.

- *Almacenes de productos farmacéuticos*
Se conservan perfectamente los medicamentos.

- *Aplicación de pinturas*

Con niveles correctos de humedad en la aplicación de pinturas en spray o con procesos electrostáticos, se elimina la electricidad estática y se reduce la entrada de polvo que provoca costosos rechazos. El resultado es un acabado superior y una reducción en la cantidad de pintura utilizada.

– *Artes gráficas*

Una temperatura y un contenido de humedad correcto mantendrán la resistencia del papel y lo hará menos quebradizo. El papel demasiado seco se carga con facilidad de electricidad estática que dificulta su manipulación. Asegurando un nivel constante de humedad durante su proceso de impresión, se mantienen las propiedades del papel reduciendo el riesgo de errores y un ahorro de las tintas de impresión.

– *Bingos y salas de juego*

Temperaturas confortables. Se eliminan totalmente los humos del tabaco y olores.

– *Bodegas de vinos*

La crianza del vino no se interrumpe. La flor permanece siempre arriba. No se evapora el vino de la bodega ni se embastece. Se oxigena plenamente la bodega. En los conos de fermentación la levadura queda siempre en la superficie. Baja la temperatura del vino en fermentación y no se volatilizan los éteres, eliminándose los gases que se producen.

– *Centros comerciales*

Ambiente muy confortable para clientes y dependientes. Las verduras, frutas u otros alimentos mantienen una buena conservación. Desaparición de olores e insectos. Los muebles de madera no sufren alteraciones de ningún tipo.

– *Componentes electrónicos y ordenadores*

La electricidad estática representa una amenaza para los circuitos electrónicos modernos. Un nivel de humedad controlado mantendrá las áreas de trabajo sin molestas descargas de electricidad estática.

– *Discotecas*

Temperaturas confortables con eliminación rápida y constante de humos y olores.

Capítulo 3: Diseño

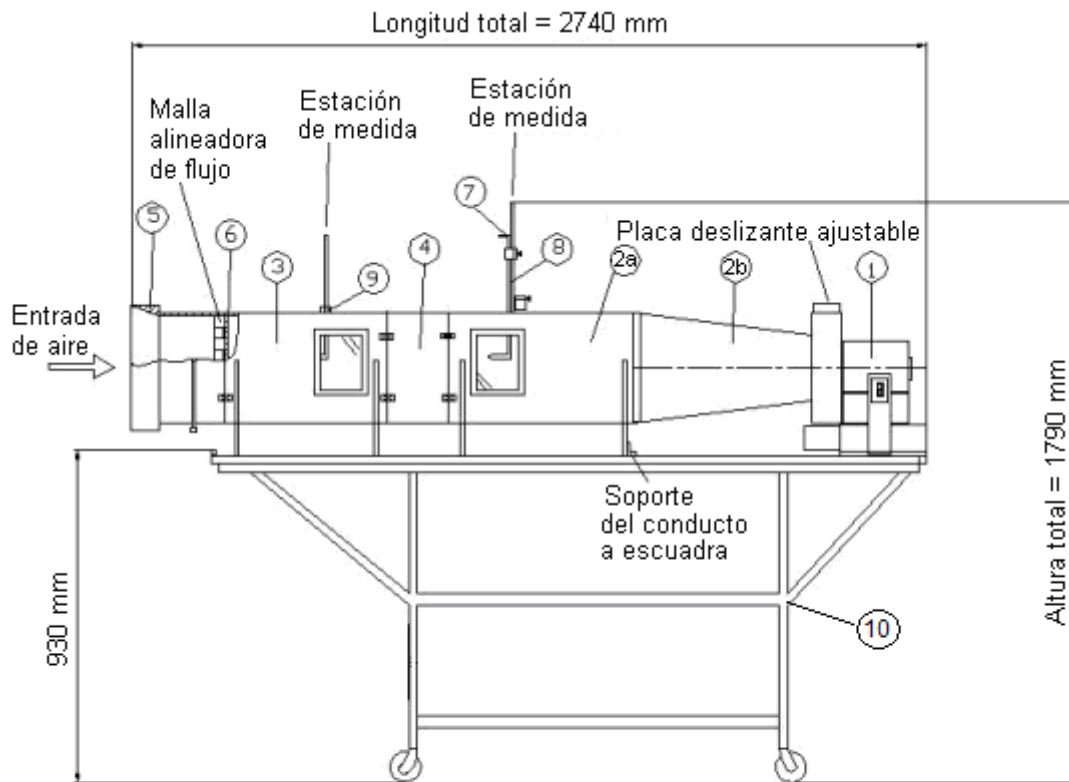
3.1 DIAGNÓSTICO DEL TÚNEL DE AIRE MULTIPROPÓSITO

Para realizar el diagnóstico del “Túnel de Aire Multipropósito”, en primer lugar se va a detallar los componentes de los cuales está conformado el túnel, a continuación se va a realizar el análisis de funcionamiento de los elementos que se utilizarán en el desarrollo del proyecto de grado y finalmente se realizará un estudio del estado actual de los componentes que se utilizarán.

3.1.1 COMPONENTES

Tabla 3.1 Componentes del Túnel de Aire Multipropósito

Número	Componente
1	Ventilador (centrífugo o axial de tornillo)
2 a	Conducto de salida
2 b	Conducto de salida
3	Conducto de entrada
4	Sección del conducto para pruebas
5	Sección de entrada de aire
6	Malla alineadora de flujo
7	Estación de medida de temperatura
8	Medición de presión (tubo Pitot)
9	Estación de medida de temperatura
10	Mesa soporte



Peso neto: 230 kg.
 Ancho mínimo: 570 mm

Figura 3.1 Componentes del Túnel de Aire Multipropósito

El túnel de aire multipropósito está conformado por varias unidades las cuales cumplen una función específica para realizar distintas prácticas de laboratorio de termodinámica, refrigeración y aire acondicionado. Estas unidades son:

Tabla 3.2 Unidades del túnel de aire multipropósito

Unidad	Descripción
TD.30	Banco de refrigeración.
TD.36	Banco de transferencia de calor.
TD.44a	Unidad condensadora con R12.
TD.49a	Elemento de transferencia de calor de tubos lisos de cobre de líquido-aire.
TD.49b	Elemento de transferencia de calor de tubos corrugados de cobre de líquido - aire.
TD.49c	Elemento de enfriamiento por expansión directa de R12 de líquido-aire.
TD.49d	Mallas de resistencia de medición de temperatura.
TD.49e	Mesa soporte con ruedas.
TD.49f	Ventilador (tornillo axial y centrífugo)
TD.49g	Elemento eléctrico de recalentamiento de aire.
TD.49h	Unidad condensadora hermético de R12.

Fuente: Manual del túnel multipropósito (TECQUIPMENT).

3.1.2 ANÁLISIS DE FUNCIONAMIENTO

El túnel de aire multipropósito es un equipo de Laboratorio de Termodinámica utilizado para realizar prácticas de: refrigeración, termodinámica y aire acondicionado.

El principio de funcionamiento del túnel multipropósito es hacer circular una corriente de aire por medio de los ventiladores centrífugo y axial de tornillo, a través de diferentes conductos a los cuales se les conecta las unidades de acuerdo a la práctica de laboratorio que se desee desarrollar.

Por medio de los ventiladores se puede controlar el caudal del flujo de aire lo cual será un factor importante para el diseño del módulo. En los diferentes componentes se puede realizar mediciones de diferentes variables como son: temperaturas, presiones y caudal.

Para el desarrollo del proyecto de grado, se van a utilizar las siguientes unidades: TD.49e (Mesa soporte con ruedas) y la unidad TD.49f (Ventilador de tornillo axial). La descripción de cada una de ellas se detalla a continuación:

- TD.49e: la mesa soporte está construida en base de una estructura metálica con perfil cuadrado de acero. La mesa soporta al túnel de aire con una base de madera. En la parte inferior de la mesa, se encuentra un estante el cual puede ser utilizado para colocar distintos elementos. La mesa posee cuatro ruedas que permiten el movimiento de la misma, y tiene cuatro tornillos de nivel por medio de los cuales se puede mantener fija y nivelada a la mesa.
- TD.49f: el túnel de aire multipropósito tiene 2 tipos de ventiladores distintos, para el desarrollo del proyecto de grado se utilizará el ventilador centrífugo:
 - Ventilador centrífugo: El ventilador centrífugo está diseñado en el túnel de aire multipropósito para absorber aire y descargarlo a la atmósfera. La apertura de descarga de aire del ventilador tiene una placa deslizante, la cual permite controlar el flujo de aire de salida del ventilador. El ventilador posee una apertura de descarga de 90mm. x 90mm. y un diámetro de 20mm. para la succión. El ventilador es de tipo SC 5A con un motor 220/240 V., 1 fase, 50 Hz, 4.5 Amp. La velocidad del motor es de 2850 rpm. El ventilador puede suministrar una velocidad máxima de 7 m/s, un caudal estimado de 900 m³/h (529.72cfm) a 1.244 KPa (5 plg de columna de agua).

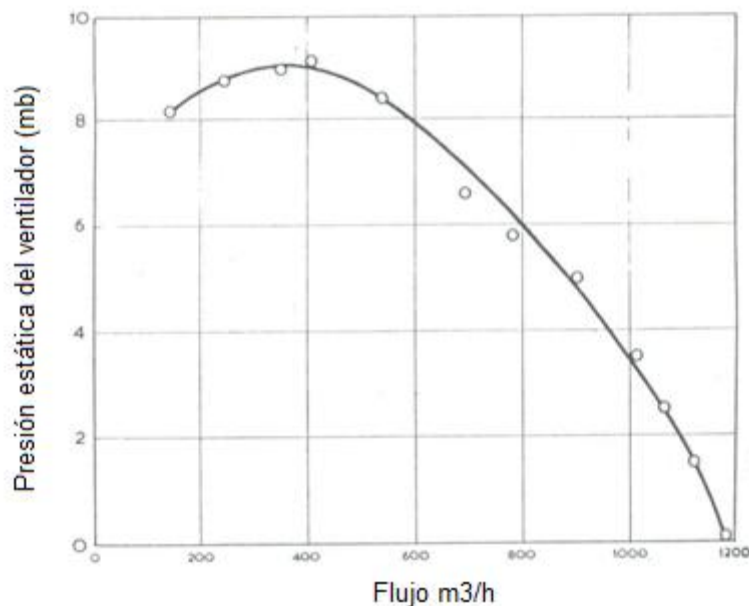


Figura 3.2 Características de salida de aire del ventilador centrífugo.

3.1.3 ESTADO ACTUAL

Todos funcionan correctamente

3.2 DISEÑO TÉRMICO

3.2.1 ESTÁNDARES

El aire que pasa por un lavador puede sufrir las siguientes transformaciones: enfriamiento sensible, enfriamiento y humidificación, enfriamiento y deshumidificación, recalentamiento y humectación.

Sólo se podrá tener enfriamiento sensible si la temperatura media del agua pulverizada es igual al punto de rocío del aire. Las distintas transformaciones están determinadas en el diagrama de la figura 3.4. Las rectas de evolución correspondientes se dirigen hacia la curva de saturación, lo que es evidente, porque el aire debe salir saturado o próximo a la saturación.

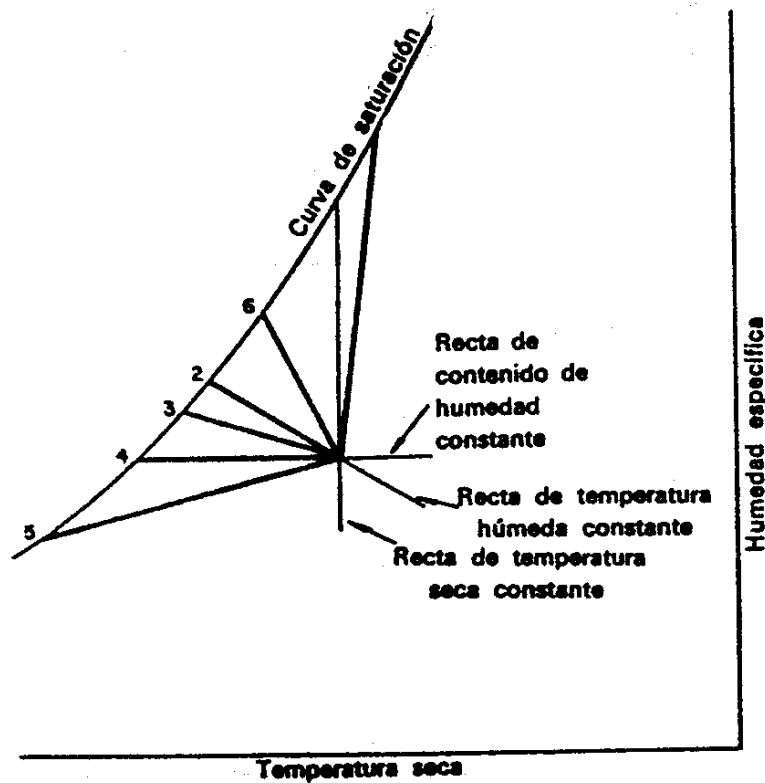
Para el desarrollo del proyecto, se van a utilizar las Normas ASHRAE para enfriamiento por evaporación.

3.2.1.1 Normas ASHRAE para enfriamiento por evaporación.

La evolución del aire en el caso de enfriamiento por evaporación, está representado por la curva 1-2. Esta transformación tiene lugar por definición, cuando el sistema formado por el lavador no intercambia calor con el exterior (se desprecian las ganancias de calor debidas a la bomba de circulación y a las transmisiones a través de las paredes del recipiente). Esta curva, en el diagrama psicrométrico, prácticamente se confunde con la curva de temperatura, humedad constante que pasa por el punto representativo del aire a la entrada. La temperatura del aire pulverizada permanece constante e igual a esta temperatura de bulbo húmedo.

Una aplicación de enfriamiento mediante evaporación es la eliminación simultánea de calor sensible mediante la adición de aire húmedo (recta 1-2, figura 3.3). La temperatura del agua pulverizada permanece, en régimen permanente, esencialmente constante e igual a la temperatura de bulbo húmedo del aire. Se trata de una transformación adiabática.

Este sistema se utiliza, generalmente en aquellas instalaciones en las cuales se quiere controlar la humedad relativa del local, pero manteniendo la temperatura de bulbo seco por encima de un cierto valor mínimo.



Fuente: Carrier

Figura 3.3 Procesos de Pulverización

El enfriamiento por evaporación puede utilizarse en instalaciones industriales, donde lo único que importa es mantener el estado hidrométrico constante, o en aquellas regiones al ser el clima demasiado seco, se puede conseguir un cierto confort por el solo hecho de quitar al aire una cierta cantidad de calor sensible bastante importante¹⁹.

¹⁹ CARRIER COMPANY, Manual de Aire Acondicionado, Págs. 129-131.

3.2.2 VARIABLES TÉRMICAS

Para el diseño del módulo para enfriamiento evaporativo por celdas húmedas, se van a utilizar diferentes variables térmicas, las cuales son consideradas variables de la carta psicrométrica.

Las variables térmicas que vamos a utilizar son:

- Temperatura de bulbo seco (T_{bs})
- Temperatura de bulbo húmedo (T_{bh})
- Temperatura de rocío (T_r)
- Humedad específica (ω)
- Humedad relativa (Φ)
- Entalpía (h)
- Volumen específico (v)
- Factor de calor sensible (SHF)
- Factor de calor sensible del local ($RSHF$)

Para efectos de cálculo para el diseño térmico, se tomaron los datos de las variables térmicas en el laboratorio, los valores de las variables se presentan a continuación:

Tabla 3.3 Variables Térmicas del Aire

Variables Térmicas del Aire					
Nombre	Símbolo	Valor Sist. Inglés	Unidades	Valor SI	Unidades
Temperatura de entrada bulbo seco	T_{bse}	68	°F	20	°C
Temperatura de entrada bulbo húmedo	T_{bhe}	59	°F	15	°C
Temperatura de rocío	T_r	52,2	°F	11,22	°C
Humedad Específica	ω	0,0118	lbm/lbm	0,0118	Kgm/Kgm
Humedad Relativa	Φ	0,57	N/A	0,57	N/A
Presión de saturación	p_g	0,3632	psi	2,504	Kpas
Presión Atmosférica (ESPE)	p	10,44	psi	71,98	Kpas
Volumen específico	ve	19,35	ft ³ /lbm	1,205	m ³ /Kgm

Tabla 3.4 Variables Térmicas del Agua

Variables Térmicas del Agua					
Nombre	Símbolo	Valor Sist. Inglés	Unidades	Valor SI	Unidades
Temperatura de entrada	T_{iaq}	62,6	°F	17	°C
Entalpía de entrada	h_{iaq}	30,683	BTU/lbm	71,22	KJ/Kg
Presión Atmosférica (ESPE)	p	10,44	psi	71,98	Kpas

3.2.3 CARGAS TÉRMICAS

Debido a efectos y a la ubicación del módulo de enfriamiento evaporativo en el laboratorio de termodinámica, y para efectos de diseño, se van a considerar un solo tipo de cargas térmicas, las cuales son:

- Carga térmica de Iluminación (dos focos ubicados en el interior del módulo)

La suma de la carga térmica de iluminación, nos dará la carga térmica total, correspondiente al calor sensible producido por el equipo.

3.2.3.1 Carga térmica de iluminación

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

Las lámparas de incandescencia transforman en luz un 10% de la energía absorbida, mientras que el resto se transforma en calor que se disipa por radiación, convección y conducción. Un 80% de la potencia absorbida se disipa por radiación, y solo el 10% restante por convección y conducción.

Los tubos fluorescentes transforman un 25% de la energía absorbida en luz, mientras que otro 25% se disipa por radiación hacia las paredes que rodean al local, y el resto por conducción y convección. Debe tenerse en cuenta, además, el calor emitido por la reactancia o resistencia limitadora, que representa un 25% de la energía absorbida por la lámpara.

$$Q_{ilu} = Pot \cdot 0.86 \cdot N \quad (3.1)$$

Donde:

Pot = potencia útil en Watt.

N = Número de focos.

Para el diseño del módulo evaporativo, se impuso una carga térmica de iluminación correspondiente a dos focos tipo incandescentes. Cada foco tiene una potencia de 50 Watt.

3.2.3.2 Cálculo de calor sensible por iluminación

$$Q_{ilu} = 50Watt \cdot 0.86 \cdot 2$$

$$Q_{ilu} = 86Watt = 293.44 \frac{BTU}{h}$$

$$TSH = Q_{ilu}$$

3.2.3.3 TRANSFERENCIA DE CALOR

Convección

La convección es el mecanismo transferencia de calor a través de un fluido con movimiento masivo de éste. El flujo de calor por convección ocurre cuando un fluido con velocidad v y temperatura T_{∞} , fluye sobre una superficie de forma arbitraria y de área A_s . Se supone que la superficie está a una temperatura uniforme T_s , y si $T_s \neq T_{\infty}$. El flujo local de calor q'' se expresa como:

$$q'' = h(T_s - T_{\infty}) \quad (3.2)$$

Donde:

h = coeficiente de convección local.

La convección se clasifica en natural y forzada. En la convección forzada se obliga al fluido a fluir mediante medios externos, como un ventilador o una bomba. En la convección natural el movimiento del fluido es debido a causas naturales, como el efecto de flotación, el cual se manifiesta con la subida del fluido caliente y el descenso del fluido frío.

Como las condiciones de flujo varían de punto a punto sobre la superficie, q'' y h , también varían a lo largo de la superficie. La transferencia total de calor q se obtiene integrando el flujo local sobre toda la superficie. Definiendo un coeficiente de convección promedio \bar{h} para toda la superficie, el calor total transferido se expresa como:

$$q = \bar{h} \cdot A_s \cdot (T_s - T_{\infty}) \quad (3.3)$$

La velocidad de transferencia de calor a través de un fluido es mucho mayor por convección que por conducción. Cuanto mayor es la velocidad del fluido mayor es la velocidad de transferencia de calor.

La transferencia de calor por convección depende de las propiedades del fluido, de la superficie en contacto con el fluido y del tipo de flujo. Entre las propiedades del fluido se encuentran: la viscosidad dinámica m , la conductividad térmica k , la densidad r . También se podría considerar que depende de la viscosidad cinemática n , puesto que $n = m / r$. Entre las propiedades de la superficie que intervienen en la convección están la geometría y la aspereza. El tipo de flujo, laminar o turbulento, también influye en la velocidad de transferencia de calor por convección²⁰.

Números adimensionales

Número de Reynolds

El número de Reynolds representa la relación que existe entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas que actúan sobre un elemento de volumen de un fluido. Es un indicativo del tipo de flujo del fluido, laminar o turbulento.

$$\text{Re} = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{TNR}} = \frac{Uf \cdot Lc}{\nu} = \frac{\rho \cdot Uf \cdot Lc}{\mu} \quad (3.4)$$

Donde:

Uf = velocidad del flujo del fluido a una distancia lo suficientemente alejada de la superficie.

Lc = longitud característica.

ν = es la viscosidad cinemática.

Un valor grande del número de Reynolds indica régimen turbulento.

Un valor pequeño del número de Reynolds indica régimen laminar.

El valor del número de Reynolds para el cual el flujo se vuelve turbulento es el número crítico de

²⁰ INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P., Fundamentos de transferencia de calor, Págs. 284-286.

Reynolds. Este valor crítico es diferente para las diferentes configuraciones geométricas. Para una placa plana $Re_{crítico} = 5 \times 10^5$. Para tubos: si $Re < 2300$ el flujo es laminar. Si $2300 < Re < 10000$ el flujo es de transición. Si $Re > 10000$ el flujo es turbulento.

Número de Prandtl

El número de Prandtl representa la relación que existe entre la difusividad molecular de la cantidad de movimiento y la difusividad molecular del calor o entre el espesor de la capa límite de velocidad y la capa límite térmica:

$$Pr = \frac{\text{Difusividad molecular de la cantidad de movimiento}}{\text{Difusividad molecular del calor}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu \cdot Cp}{k} \quad (3.5)$$

Donde:

Cp = calor específico del fluido (KJ/Kg^oK)

μ = viscosidad dinámica (N*s/m²)

k = coeficiente de conducción térmica (W/m^oK)

ν = viscosidad cinética (m²/s)

α = coeficiente de difusividad térmica (m²/s).

El número de Prandtl va desde menos de 0.01 para los metales líquidos hasta más de 100.000 para los aceites pesados. El número de Pr es del orden de 10 para el agua. Los valores del número de Prandtl para los gases son de alrededor de 1, lo que indica que tanto la cantidad de movimiento como de calor se difunden por el fluido a una velocidad similar. El calor se difunde con mucha rapidez en los metales líquidos ($Pr \ll 1$) y con mucha lentitud en los aceites ($Pr \gg 1$) en relación con la cantidad de movimiento. Esto indica que la capa límite térmica es mucho más gruesa para los metales líquidos y mucho más delgada para los aceites, en relación con la capa límite de velocidad. Cuanto más gruesa sea la capa límite térmica con mayor rapidez se difundirá el calor en el fluido.

Número de Nusselt

El número de Nusselt representa la relación que existe entre el calor transferido por convección a través del fluido y el que se transferiría si sólo existiese conducción. Se considera una capa de

fluido de espesor L con sus superficies a diferentes temperaturas $T1$ y $T2$, $T1 > T2$, $\Delta T = T1 - T2$, como se muestra en la figura:

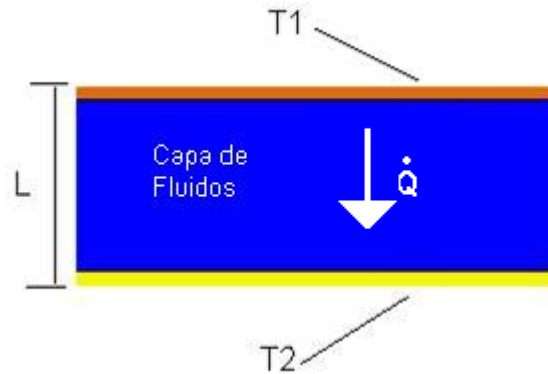


Figura 3.4 Convección

El flujo de calor debido a la convección será:

$$\frac{\dot{q}_{conv}}{\dot{q}_{cond}} = \frac{h \cdot \Delta T}{k \frac{\Delta T}{L}} = \frac{h \cdot L}{k} = Nu \quad (3.6)$$

Para flujo turbulento:

$$\overline{Nu}_x = \frac{\overline{h}_x x}{k} = 0.024 \cdot Re^{4/5} \cdot Pr^{1/3}; \quad Pr > 0.6 \quad (3.7)$$

Evaporación

Coefficiente de convección de masa hm

$$hm = \frac{h}{\rho_a \cdot Cp_a \cdot Le^{2/3}} \quad (3.8)$$

Donde:

h = Coeficiente de convección ($W/m^2 \cdot ^\circ K$)

ρ_a = Densidad del aire (Kg/m^3)

Cp_a = Calor específico del aire ($J/Kg^\circ K$)

Le = factor de convección de masa

Diferencia media logarítmica de humedad *DMLW*

$$DMLW = \left[\frac{(W_s - Wm_i) - (W_s - Wm_o)}{\ln\left(\frac{W_s - Wm_o}{W_s - Wm_i}\right)} \right] \quad (3.9)$$

Donde:

W_s = Humedad absoluta de la superficie

Wm_i = Humedad absoluta media del aire a la entrada

Wm_o = Humedad absoluta media del aire a la salida

Masa de transferencia unitaria

$$M_{unit} = hm \cdot DMLW \cdot 2 \cdot A_p \cdot \rho_a \quad (3.10)$$

Masa total

$$M_{tot} = M_{unit} \cdot N \quad (3.11)$$

Donde:

N = Número de placas

Calor de evaporación

$$Q_{evap} = h_{fg} \cdot M_{tot} \quad (3.12)$$

Donde:

h_{fg} = entalpía de evaporación del agua (J/Kg)

Cálculo de Transferencia de calor

Área de Transferencia de calor de la celda

Para determinar el área de transferencia de calor, se dibujó con precisión las celdas de 45° y de 15° en Solidworks, para luego por medio del software poder calcular el área de transferencia de cada celda. A continuación se presenta el gráfico de cada celda y el área obtenida de transferencia:



Figura 3.5 Placa de 45°

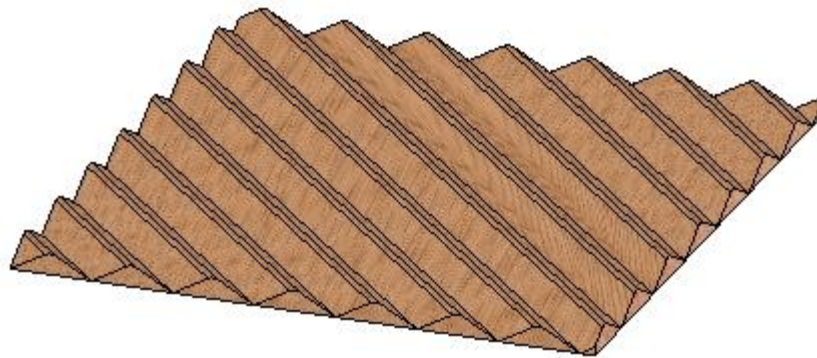


Figura 3.6 Placa de 45°

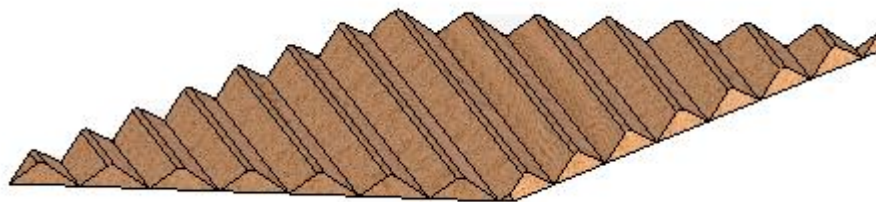


Figura 3.7 Placa de 45°

El área de transferencia de calor de la placa de 45° es de: 0.05184378 m²., y existe un total de 26 placas de 45° en la celda, por lo tanto, se tiene una área total de 1.348 m².

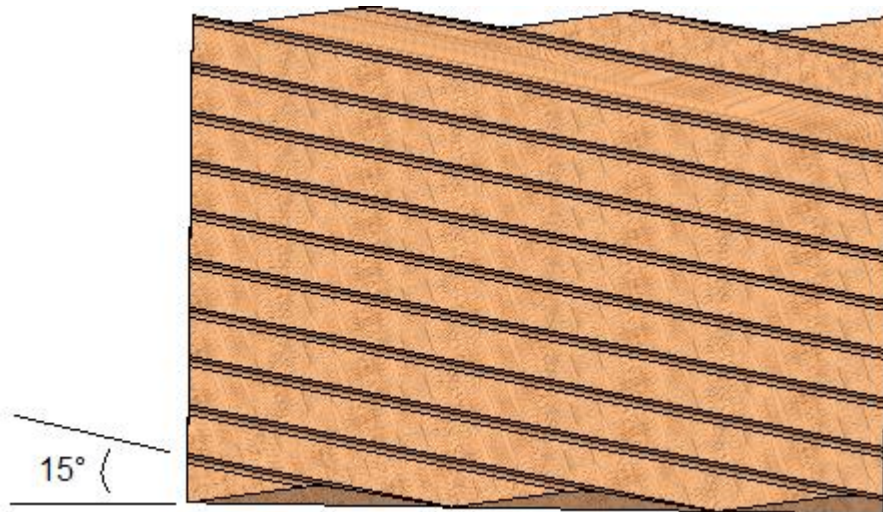


Figura 3.8 Placa de 15°

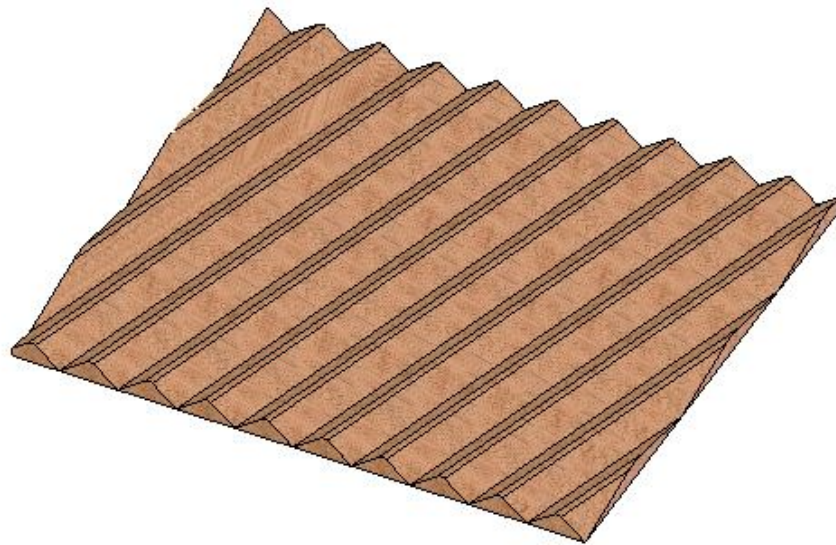


Figura 3.9 Placa de 15°

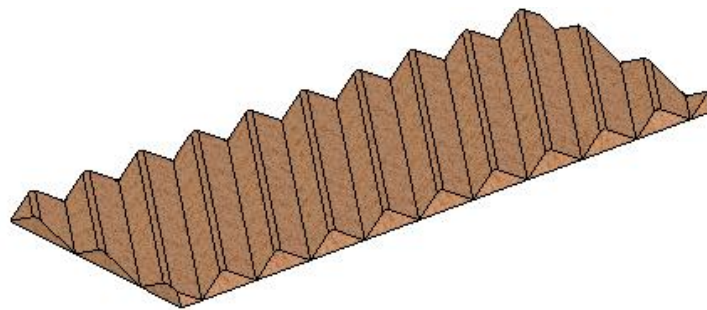


Figura 3.10 Placa de 15°

El área de transferencia de calor de la placa de 15° es de: 0.05184428 m²., y existe un total de 26 placas de 45° en la celda, por lo tanto, tenemos un área total de 1.348 m².

El área total de transferencia de calor sumando el área de las celdas de 45° y 15° es de 2.696 m² (cálculos ANEXO D).

Transferencia de calor por convección

Para el cálculo de transferencia de calor por convección, se necesita en primer lugar conocer los valores de los diferentes coeficientes del aire y las dimensiones de las celdas o paneles. Los valores son presentados en la Tabla 3.5 (ANEXO B y ANEXO C).

Tabla 3.5 Valores de cálculo convección

Valores de cálculo			
Nombre	Símbolo	Valor	Unidades
Diámetro Hidráulico	DH	0,2446	m
Area Transversal	At	0,0622	m ²
Area de Transferencia de calor	Atrc	2,6960	m ²
Velocidad del aire	vel	2,2	m/s
Densidad del aire	ρ	0,8617	Kg/m ³
Viscosidad dinámica	μ	1,82E-05	N S/m ²
Viscosidad cinemática	ν	1,53E-05	m ² /s
Difusividad Térmica	α	2,17E-05	m ² /s
Conductividad Térmica	k	0,026	W/m ^{°K}

De acuerdo a los valores de la Tabla 3.5 y aplicando la ecuación (3.4), se obtiene el valor del Número de Reynolds *Re* el cual es: 25400; de acuerdo a este valor de Número de Reynolds el cual es mayor a 10000, se llega a la conclusión de que se trata de un flujo turbulento.

El siguiente factor que se calcula es el Número de Prandtl *Pr* por medio de la ecuación (3.5), su valor es de 0.705. A continuación se calcula el Número de Nusselt *Nus* por medio de la ecuación (3.7) la cual se aplica para flujo turbulento, se obtiene un valor de 68.389. Para el cálculo del coeficiente de convección *h* utilizamos la ecuación (3.6) de Nusselt, en la cual despejamos *h*, el valor que se obtiene es de 7.292 W/m²°C.

Una vez que se conoce el valor de los coeficientes de transferencia de calor y del área de transferencia, se puede calcular el calor generado por convección se utiliza la ecuación (3.3), el cual es igual a 198,55 W (cálculos ANEXO D).

Tabla de resultados:

Tabla 3.6 Resultados

Coefficientes de Transferencia de calor			
Nombre	Símbolo	Valor	Unidades
Reynolds	Re	25400	N/A
Prandtl	Pr	7,05E-01	N/A
Nusselt	Nus	68,389	N/A
Coefficiente de convección	h	7,292	W/m ² °C
Calor por convección	q	198,55	W

Transferencia de calor por evaporación

Para realizar los cálculos del calor de evaporación, se utiliza los valores de cálculo presentados en la tabla 3.7 (ANEXO B, ANEXO C y ANEXO E).

Tabla 3.7 Valores de cálculo evaporación

Valores de Cálculo			
Nombre	Símbolo	Valor	Unidades
Coefficiente de convección	h	7,292	W/m ² °C
Densidad del aire	ρ_a	0,8617	Kg/m ³
Calor específico del aire	C_{p_a}	1005	J/Kg°K
Factor	Le	1	N/A
Humedad absoluta de superficie	Ws	0,017	N/A
Humedad absoluta media aire entrada	Wm_i	0,0119	N/A
Humedad absoluta media aire salida	Wm_o	0,0135	N/A
Area unitaria placa 45°	Ap_{45°	0,05184378	m ²
Area unitaria placa 15°	Ap_{15°	0,05184428	m ²

Aplicando la ecuación (3.8), en la cual Le es igual a 1 debido a que se trabaja en un sistema aire vs. vapor de agua. Por lo tanto, se obtiene el coeficiente de convección de masa, el cual tiene un valor de 0.00842 m/s.

El siguiente paso es calcular la masa unitaria de cada celda, para lo cual es necesario calcular primero la diferencia media logarítmica de humedad $DMLW$ utilizando la ecuación (3.9). Se obtiene un valor de $DMLW$ igual a 0.00425. Se utiliza este valor para calcular por medio de la ecuación (3.10) la masa unitaria de cada celda, obteniendo un valor de $1.599 \cdot 10^{-6}$ Kg/s para la de 45° y $1.599 \cdot 10^{-6}$ para la celda de 15° .

Para calcular la Masa total M_{tot} de transferencia de vapor de agua, se utiliza la ecuación (3.11), para la cual es necesario conocer el número de placas de 15° y de 45° , que es igual a 26. Se obtiene un valor de masa de placas de 45° y de 15° , se suma las dos masas y se obtiene la masa total que tiene un valor de $8.313 \cdot 10^{-5}$ Kg/s.

Finalmente, con la ecuación (3.12), se calcula el Calor de Evaporación Q_{evap} , en esta ecuación se multiplica la entalpía de evaporación h_{fg} del agua a 17°C . (ANEXO B y ANEXO C) que tiene un valor de 2462000 J/Kg. por la Masa Total calculada anteriormente. El calor de evaporación es igual a 206.79 J/s (cálculos ANEXO D).

Transferencia de masa y de calor

Para determinar la temperatura a la cual se evapora el agua en las celdas y se transfiere la masa de vapor de agua al aire, se iguala el calor ganado por el agua y el calor perdido por el aire, para lo cual se presenta la ecuación utilizada:

$$\dot{q}_a = \dot{q}_{ga} \quad (3.13)$$

Calor perdido por el aire q_a

$$\dot{q}_a = \dot{m}_a \cdot C_{p_a} \cdot (T_{or} - T_{ir}) + \dot{m}_v \cdot C_{p_v} \cdot (T_{or} - T_{ir}) \quad (3.14)$$

Donde:

m_a = flujo másico del aire (lbm/min)

C_{p_a} = calor específico del aire (BTU/lbm $^\circ$ R)

T_{or} = temperatura del aire a la salida ($^\circ$ R)

T_{ir} = temperatura de entrada del aire ($^\circ$ R)

m_v = flujo másico de vapor de agua (lbm/min)

C_{p_v} = calor específico del vapor de agua (BTU/lbm $^\circ$ R)

Calor ganado por el agua q_{ga}

$$\dot{q}_{ga} = \dot{m}_{aa} \cdot (h_{iag} - h_{oag}) \quad (3.15)$$

Donde:

m_{aa} = flujo másico del agua (lbm/min)

h_{iag} = entalpía líquida de saturación del agua (BTU/lbm)

h_{oag} = entalpía de vapor saturado del agua (BTU/lbm)

Transferencia de calor

Para efectos de cálculos, a continuación se presentan las variables con sus valores obtenidos de tablas y datos conocidos.

Tabla 3.8 Valores de cálculo Transferencia de masa y calor, aire

Valores de Cálculo (Aire)			
Nombre	Símbolo	Valor	Unidades
Humedad relativa	ϕ	0,57	N/A
Presión de saturación	p_g	0,342	psi
Presión atmosférica ESPE	p	10,44	psi
Flujo volumétrico total de aire	cfm	233	ft ³ /min
Temperatura de entrada del aire	T_{bse}	68	°F
Volumen específico del aire	V_e	19,35	Ft ³ /lbm
Calor específico del aire	C_{p_a}	0,24	BTU/lbm°R
Calor específico del vapor de agua	C_{p_v}	0,445	BTU/lbm°R

Tabla 3.9 Valores de Cálculo Transferencia de masa y calor, agua

Valores de Cálculo (Agua)			
Nombre	Símbolo	Valor	Unidades
Temperatura de entrada del agua	T_{iaq}	62,6	°F
Entalpía del agua	h_{iaq}	30,683	BTU/lbm
Flujo másico del agua	m_{aa}	0,011	lbm/min

Como se explicó anteriormente, el calor ganado por el agua, será igual al calor perdido por el aire. Al igualar los dos calores, la variable que no se conoce es la temperatura a la cual el agua se convierte en vapor, esta temperatura será en teoría, la misma temperatura a la que el aire sale del proceso.

Para calcular el calor que pierde el aire, se debe calcular en primer lugar el flujo másico de aire y de vapor, para lo cual se necesita calcular la presión real de vapor p_v utilizando la ecuación (2.20), obteniendo un valor de 0.195 psi.

Para obtener el flujo volumétrico de vapor, se debe conocer la fracción molar que se obtiene despejándola de la ecuación (2.11), dividiendo la presión real de vapor sobre la presión atmosférica. La fracción molar tiene un valor de 0.019. Una vez obtenida la fracción molar, se puede utilizar la ecuación (2.13) para calcular el flujo volumétrico de vapor, para lo cual se multiplica la fracción molar por el flujo volumétrico total del aire. El resultado del flujo volumétrico de vapor es igual a 4.35 ft³/min. Para el cálculo del flujo volumétrico parcial del aire v_a , se obtiene de la resta entre el flujo volumétrico de aire total menos el flujo volumétrico de vapor. El resultado de esta resta correspondiente al flujo volumétrico parcial de aire es igual a 228.649 ft³/min.

Para obtener el flujo másico de vapor m_v y el flujo másico de aire parcial m_a , se utiliza para ambos casos la ecuación (2.3), dividiendo el flujo volumétrico de cada uno sobre el volumen específico. De esta forma, m_v es igual a 0.225 lbm/min y m_a es igual a 11.817 lbm/min. Con los resultados obtenidos y los valores de la tabla 3.8, y utilizando la ecuación (3.14), se obtiene el calor perdido por el aire. Para el cálculo de este calor perdido por el aire, se impuso una temperatura de salida de aire la cual no es exacta y es la que va a sufrir los efectos de la iteración para que los calores se igualen.

Una vez obtenido el calor perdido por el aire con la ecuación (3.14), se calcula con ésta, la entalpía de saturación del agua h_g despejándola de la ecuación (3.15). Con la entalpía de saturación calculada, se ingresa a la tabla A-4 E (agua saturada – tabla de temperaturas ANEXO B y ANEXO C) para obtener la temperatura de saturación del agua. Esta temperatura debe tener un valor igual o aproximado a la temperatura impuesta, al calcular el calor que pierde el aire en la ecuación (3.14).

Después de haber iterado varias veces con la temperatura de salida de aire, obtenemos la temperatura a la cual se satura el agua y el calor perdido por el aire que es igual al calor ganado por el agua.

El calor ganado por el agua y el calor perdido por el aire es igual a 11.646 BTU/min. (204.794 J/s); la entalpía de saturación del agua es igual a 1089,41 BTU/lbm; la temperatura de salida del aire es igual a 63.977°F (17.765°C) (cálculos ANEXO D).

Tabla de resultados:

Tabla 3.10 Resultados transferencia de calor

Transferencia de calor			
Nombre	Símbolo	Valor	Unidades
Presión real de vapor	p_v	0,195	psi
Fracción molar de vapor	x_i	0,019	N/A
Flujo volumétrico de vapor	v_v	4,351	ft ³ /min
Flujo volumétrico parcial de aire	v_a	228,649	ft ³ /min
Flujo másico de aire parcial	m_a	11,817	lbm/min
Flujo másico de vapor	m_v	0,225	lbm/min
Relación de humedad	W	0,019	lbm/lbm
Calor perdido por el aire	Q_a	-11,646	BTU/min
Calor ganado por el agua	Q_{aq}	11,646	BTU/min
Entalpía de saturación del agua	h_{oag}	1089,41	BTU/lbm
Temperatura de salida del aire	T_{sag}	63,977	°F

Transferencia de masa

Para conocer la cantidad de vapor de agua que el aire está aumentando, se debe conocer la presión de saturación a la salida del aire. Una vez conocida la temperatura de salida del aire, se entra a la tabla A4-E (agua saturada – tabla de temperaturas) del libro de Cengel, para por medio de esta, obtener la presión de saturación p_{g2} , que en nuestro caso es de 0.299 psi.

Con la temperatura de salida del aire, se ingresa a la carta psicrométrica para obtener la humedad relativa en este punto. Se calcula la presión de vapor a la salida p_{v2} , utilizando la ecuación (2.20) El valor de la presión de vapor a la salida es igual a 0.21 psi.

Para calcular la fracción molar del vapor en el aire a la salida, se aplica la ecuación (2.12), el valor es de 0.02. El flujo volumétrico de vapor a la salida es de 4.698 lbm/min, lo cual se obtiene utilizando la ecuación (2.13). Para obtener el nuevo flujo másico de vapor, se debe conocer el volumen específico en la carta psicrométrica a la temperatura de salida, el cual es 19.24 ft³/lbm. Aplicando la ecuación (2.3) se calcula el flujo másico de vapor a la salida m_{v2} , el cual es 0.244 lbm/min (cálculos ANEXO D).

El flujo másico de vapor aumentó 0.019 lbm/min entre la entrada de aire al módulo de enfriamiento evaporativo y la salida, lo cual se obtiene de la resta entre $m_{v2} - m_v$.

Tabla de resultados:

Tabla 3.11 Resultados transferencia de masa

Transferencia de masa			
Nombre	Símbolo	Valor	Unidades
Presión de vapor a la salida	p_{v2}	0,21	psi
Fracción molar de vapor	x_{i2}	0,02	N/A
Flujo volumétrico de vapor	V_{v2}	4,698	ft ³ /min
Flujo másico de vapor	m_{v2}	0,244	lbm/min
Transferencia de masa	Δm_v	0,019	lbm/min

3.2.4 EFICIENCIA

La eficiencia de saturación del panel CELdek 7060-15-203.2-304.8-203.2 viene dada por tablas del fabricante como se puede ver en la figura 2.11. La eficiencia de saturación depende de la velocidad del aire y del espesor del panel CELdek. El panel CELdek que se va a utilizar, tiene un espesor de 200 mm. En este caso, la velocidad del aire viene dada por el ventilador centrífugo y varía en un rango de 2.0 a 2.2 m/s, por lo tanto, la eficiencia de saturación del panel tiene un rango de variación entre el 80% y 82%.

Por medio de la eficiencia de saturación, y la ecuación (2.27), conociendo la temperatura de entrada de agua y de aire, se puede calcular la temperatura de salida del aire, la cual es de 17.35°C, la cual tiene un valor muy similar al calculado anteriormente en la transferencia de calor (17.76°C). Esto indica que la eficiencia de saturación que nos da el fabricante tiene un valor correcto (cálculos ANEXO D).

3.2.5 PARÁMETROS FÍSICOS

3.2.5.1 Caída de presión

Para obtener la caída de presión que va a sufrir el aire al atravesar el panel CELdek, se debe ingresar a la figura 2.11. La cual depende de la velocidad del aire y del espesor del panel. En este caso, la velocidad del aire varía entre 2.0 y 2.2 m/s, y el espesor del panel es de 200 mm. Al ingresar a la figura 2.12, obtenemos una caída de presión que varía entre 35 y 40 Pa (Pascuales).

De acuerdo a las características del ventilador centrífugo, y al caudal de aire que se proporciona, se ingresa a la figura 3.3, por medio de esta, se puede obtener la presión estática del ventilador. Se ingresa a la figura con un flujo volumétrico de 400 m³/h (235.037 ft³/min) y se obtiene una presión estática de 9 mb (milibares), que es igual a 900 Pa.

Debido a que la presión estática del ventilador es considerablemente mayor que la caída de presión del panel, las características del aire como su flujo y velocidad, no se van a ver afectados.

3.3 DISEÑO MECÁNICO

3.3.1 INGRESO DE AGUA

Para el diseño del módulo de enfriamiento evaporativo por celdas húmedas, en el túnel de aire multipropósito, debe ser considerado el ingreso o suministro de agua, para lo cual se va a utilizar una bomba centrífuga sumergible, la cual hará circular el agua desde un recipiente metálico a la altura del piso, hasta la altura de las celdas.

La bomba suministrará el agua a las celdas por medio de una manguera, la misma que estará conectada a una "T" la cual hará circular el agua a dos flautas perforadas por donde saldrá el agua a presión (figura 3.11y figura 3.12) y golpeará un techo. El agua al golpear el techo, caerá uniformemente en forma de lluvia sobre las celdas.

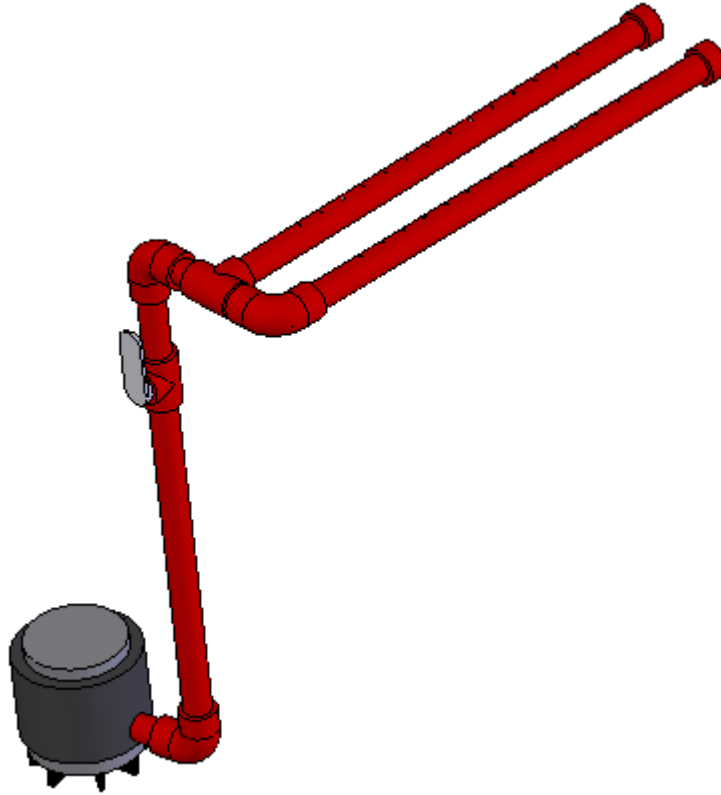


Figura 3.11 Esquema general del sistema de alimentación de agua

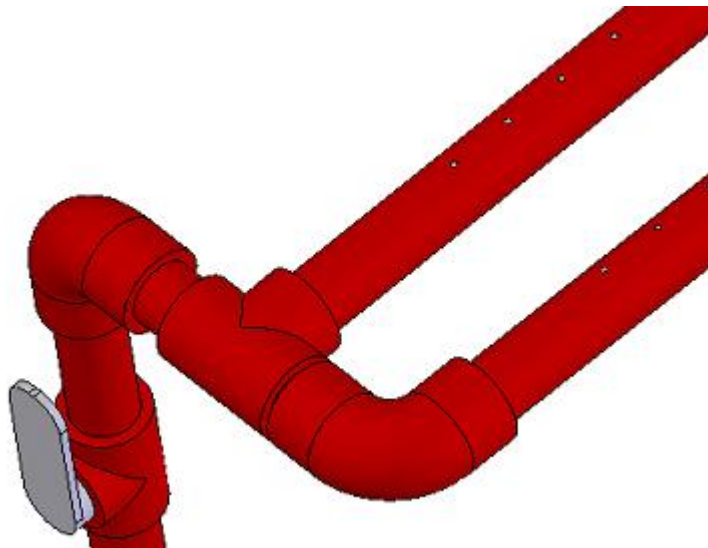


Figura 3.12 Esquema del sistema de flautas

3.3.1.1 Selección de la bomba

Los cálculos de selección de la bomba, serán realizados en base a la Ecuación de Bernoulli Generalizada, la cual es explicada a continuación:

Ecuación de Bernoulli Generalizada

Si la corriente de agua atraviesa una o varias máquinas que le suministran energía (bombas) experimenta un incremento de energía que, expresada en forma de altura, la llamaremos $\sum H_b$. Asimismo si la corriente atraviesa una o varias máquinas a las que cede energía (turbinas) experimenta un decremento de energía, que, expresada en forma de altura, la llamaremos $-\sum H_t$. Por tanto: la energía del fluido en el punto 1 – la energía perdida entre el punto 1 y el punto 2 + la energía suministrada al fluido por las bombas que haya entre el punto 1 y el punto 2 – la energía cedida por el fluido a las turbinas o motores que haya entre en el punto 1 y el punto 2, ha de ser igual a la energía en el punto 2. En hidráulica se prefiere, como hemos dicho, expresar todas estas energías en forma de alturas equivalentes (dividiendo todos los términos por $\rho \cdot g$). Expresando el párrafo anterior mediante una ecuación se tiene:

$$\frac{p_1}{\rho \cdot g} + z_1 + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} - \sum H_{r1-2} + \sum H_b - \sum H_t = \frac{p_2}{\rho \cdot g} + z_2 + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} \quad (3.16)$$

Donde:

$p_1/\rho g, p_2/\rho g$ = Alturas de presión

z_1, z_2 = Alturas geodésicas

$V_1^2/2g, V_2^2/2g$ = Alturas de velocidad

$\sum H_{r1-2}$ = Suma de todas las pérdidas hidráulicas entre 1 y 2

$\sum H_b$ = Suma de los incrementos de altura proporcionados por las bombas instaladas entre 1 y 2

$\sum H_t$ = Suma de los incrementos de altura absorbida por los motores (turbinas) instalados entre 1 y 2

De esta manera, aplicando la ecuación (3.16), se tiene que: $p_1, v_1^2, \sum H_{r1-2}, \sum H_b, p_2$ y v_2^2 son igual a cero, por lo tanto:

$$z_1 + \sum H_b = z_2 \quad (3.17)$$

La altura z_1 tiene un valor de 30 cm. La altura z_2 se divide en dos partes, una es la altura a la cual se encuentra la entrada hacia las celdas húmedas (1.5 m.), y la otra es la altura que tiene que ser impulsada el agua desde las flautas las cuales tienen 14 perforaciones cada una. Por cada

perforación tiene que salir el agua a una presión suficiente para que se eleve 5 cm., de esta forma, si despejamos ΣH_b , obtenemos:

$$\begin{aligned}\Sigma H_b &= z_2 - z_1 \\ \Sigma H_b &= 2 \cdot 0.05 \cdot 14 + 1.5 - 0.3 \\ \Sigma H_b &= 2.6(m)\end{aligned}$$

Como se puede observar en los cálculos, la bomba a utilizarse tiene que tener una altura mayor a 2.6 m.

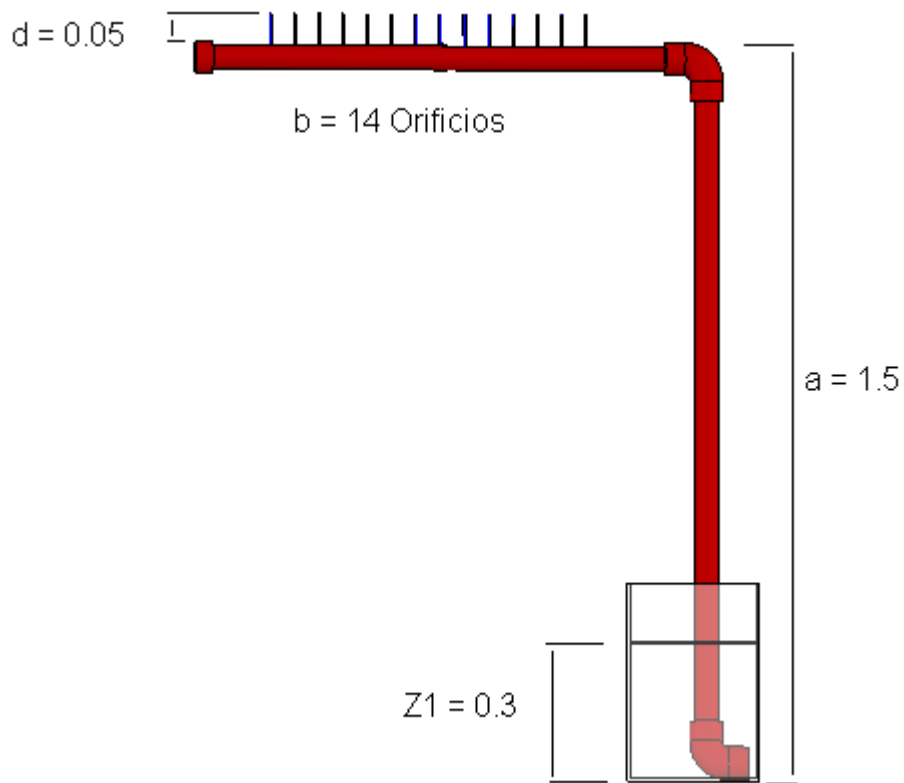


Figura 3.13 Sistema de suministro de agua

Debido a que la altura de la bomba tiene que ser mayor a 2.6 m., se selecciona una bomba marca: "Little Giant" electro – sumergible, con un número de serie NK 527003.

Las especificaciones técnicas:

Tabla 3.12 Especificaciones técnicas de la bomba

Características	Magnitud / Descripción
Altura máxima (m.)	3.5
Voltaje (v)	115
Amperaje (amp.)	1.7
Peso (lb.)	4.56
Tubería de salida (pl.)	1/4" - 1/2"
Operación	Sumergible de 5 posiciones
Aplicaciones	Comerciales, industriales, residenciales.

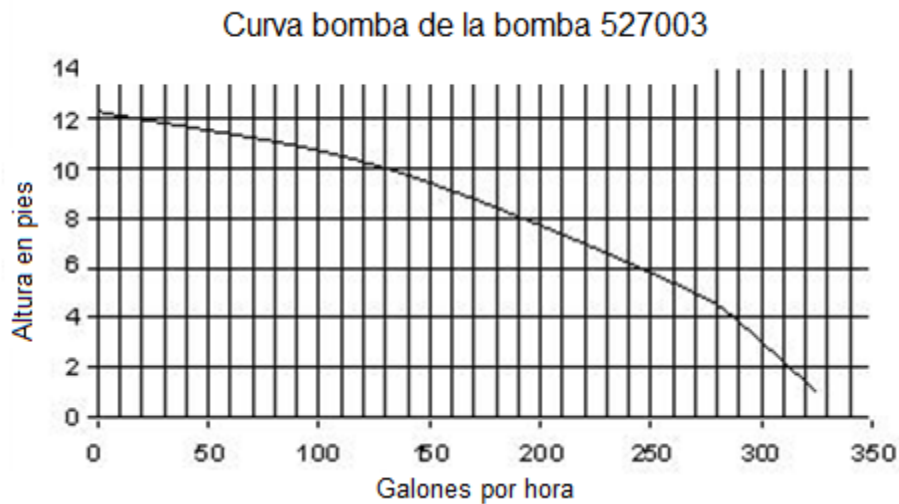


Figura 3.14 Curva de la bomba

3.3.1.2 Recipiente de la bomba

Para realizar el diseño del recipiente de la bomba, en primer lugar se necesita conocer el caudal de la misma. De acuerdo a la figura 3.14, la bomba seleccionada tendrá un caudal de 16 lt/min. Como se mencionó anteriormente, se considera un tiempo de retorno del agua de 3 minutos. Con el caudal que nos da la bomba, calculamos la cantidad de agua que circula en 3 minutos que es igual a 48 lt (0.048 m³.)

Se asume que el ancho y el largo del recipiente son de 0.40 m. De esta manera, por medio de la ecuación de volumen de un prisma rectangular ($V = L \cdot a \cdot h$), se despeja la altura y se obtiene la altura del recipiente sobre la bomba, lo cual es igual a 0.3 m. Al ser la altura de la bomba de 0,13 m., la altura total del recipiente será de 0.43 m.

Para obtener un margen de seguridad de la altura del recipiente y para que el agua no se encuentre en el límite, el recipiente tendrá una altura de 0.5 m.

3.3.2 DRENAJE

Una vez que atraviese el agua a las celdas, el agua será drenada y retornará al recipiente donde inicia nuevamente el ciclo. Cabe resaltar que una pequeña cantidad de agua será evaporada.

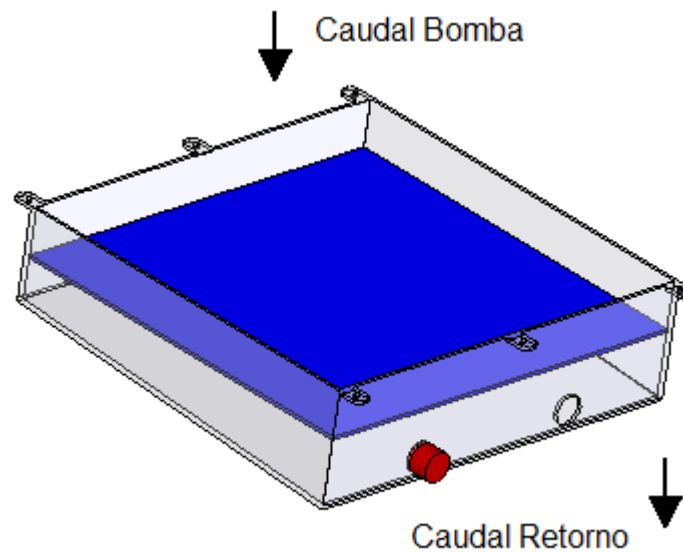


Figura 3.15 Esquema drenaje normal

El sistema de drenaje estará compuesto por dos partes, las cuales estarán contenidas en un recipiente en la parte inferior de las celdas y del módulo de enfriamiento evaporativo. El recipiente cumple la función de recibir el agua suministrada por la bomba y por las flautas, el agua caerá a través de las celdas y luego al recipiente.

Como se mencionó anteriormente, el recipiente podrá drenar el agua de dos formas distintas. La primera salida de agua o drenaje normal, es por medio de una tubería en la parte inferior del recipiente, la cual enviará el agua de regreso al recipiente inferior donde inició el ciclo del agua para que haya una recirculación de la misma. La segunda salida de agua o también llamada de

emergencia, será un orificio en la parte lateral inferior del recipiente, esta salida por medio de una manguera cumplirá la misión de desfogar el agua y enviarla fuera del sistema.

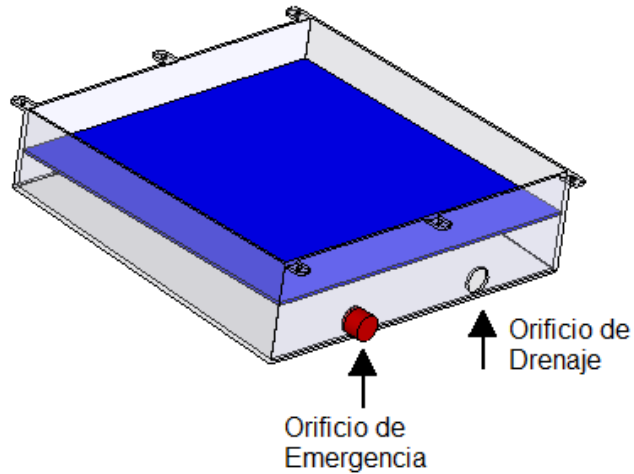


Figura 3.16 Esquema sistema de drenaje

Para realizar los cálculos del diseño del sistema de descarga de agua o drenaje normal, se debe considerar varios aspectos que serán explicados a continuación:

Descarga de agua a través de un orificio

Cuando un líquido sale de una tubería, conducto o recipiente a través de un orificio a la atmósfera, la presión normal se convierte en altura de velocidad. El caudal del agua a través de un orificio puede expresarse en función de la presión velocidad y del área sección efectiva, siendo la relación básica:

$$q = Ap \cdot v \quad (3.18)$$

Donde:

q = Caudal de fluido que sale por unidad de tiempo.

Ap = Área de la sección efectiva.

v = Presión de velocidad.

Presión de velocidad

La velocidad v que adquiere una masa de agua al aplicar sobre ella una presión es la misma que si esta masa cayera libremente, desde el estado de reposo, una distancia equivalente a la altura depresión. Esta relación se representa por la ecuación de Torricelli:

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \quad (3.19)$$

Donde:

g = aceleración de la gravedad (9,81 m/s²)

h = altura de presión a la que se alcanza esa velocidad (m)

Área de sección efectiva

El área de la sección efectiva es el producto del área A de la sección transversal del orificio por un coeficiente de contracción C_c . La velocidad real es menor que la teórica calculada debido al rozamiento y a la viscosidad, por lo que la velocidad teórica viene afectada por un coeficiente de velocidad C_v . El coeficiente de descarga C_d se define como la relación entre el caudal real que sale por un orificio y el teórico. Puede expresarse también en función de C_v y de C_c , es decir $C_d = C_v \times C_c$ con lo cual se tiene en cuenta la influencia del rozamiento y la contracción de la vena de corriente por el orificio de salida. El coeficiente de descarga C_d es aproximadamente 0,62 para un orificio de borde afilado y la unidad para una boquilla de borde redondeado.

$$Ap = Cd \cdot A \quad (3.20)$$

El coeficiente de descarga cd se define como la relación entre la velocidad de descarga real y teórica. Para un orificio o lanza específica, los valores de cd se calculan mediante procedimientos normalizados de ensayo a partir de esta definición. Por consiguiente, la ecuación básica del caudal se puede escribir así:

$$q = Cd \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \quad (3.21)$$

Para realizar los cálculos del diámetro del orificio, en primer lugar, se resta el caudal de agua que nos suministra la bomba, menos el caudal de agua que se evapora. Este es el nuevo caudal que va a retornar al recipiente, y tiene un valor de 0.989 m³/h. A continuación se calcula la presión de velocidad con la ecuación (3.19), para lo cual conocemos que la altura del recipiente es de 10 cm. y se supone que estará lleno hasta la mitad. De esta manera, la altura h es igual a 5 cm., y la presión de velocidad es igual a 3565.64 m/h.

Para calcular el área de sección, se despeja de la ecuación (3.21), dividiendo el caudal ya conocido sobre la presión de velocidad y el coeficiente de descarga el que tiene un valor de 0.62. El área de sección da un valor de 0.004 m². Como se sabe que el orificio será circular, se utiliza la fórmula del área del círculo para despejar el diámetro, de esta forma, el diámetro del orificio será de 0.0239 m.

3.3.3 MÓDULO DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO

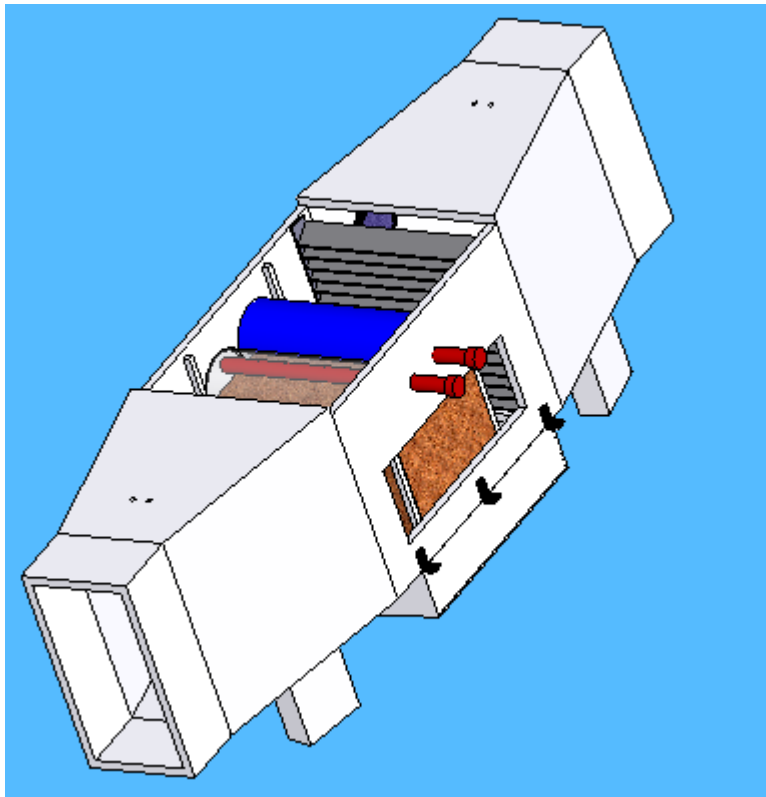


Figura 3.17 Módulo de enfriamiento evaporativo vista frontal

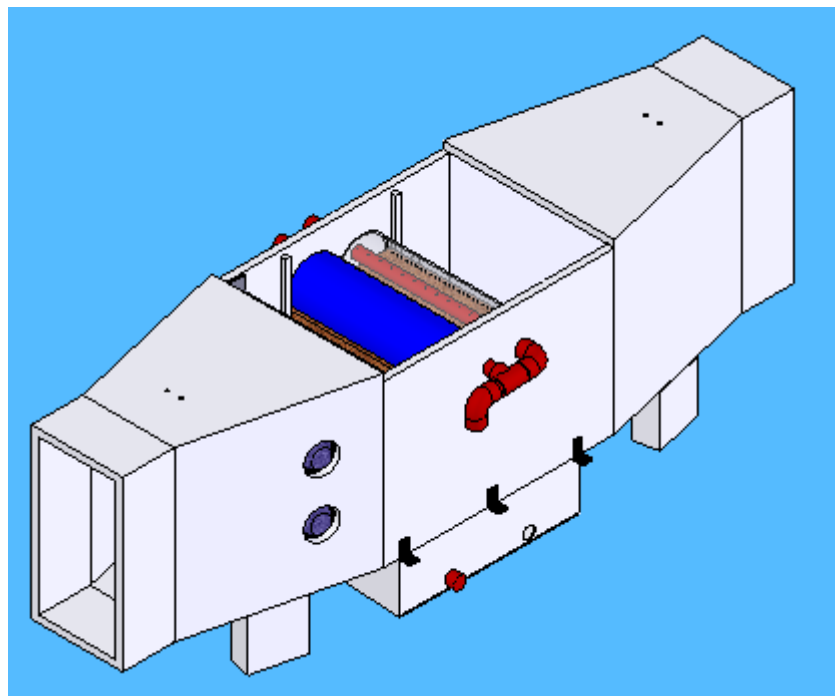


Figura 3.18 Módulo de enfriamiento evaporativo vista posterior

Una vez realizado el diseño térmico y el diseño mecánico del módulo de enfriamiento evaporativo, se procede a determinar las medidas de los componentes que conformarán al módulo. Para esto, se inicia con las medidas del panel CELdeK, las cuales son proporcionadas por el fabricante.

El módulo de enfriamiento evaporativo está constituido por tres secciones principales, las cuales son: entrada de aire, tratamiento de aire y salida de aire.

Debido al tamaño de la celda, es necesario adaptar en ambos extremos del módulo la entrada y salida del aire, las cuales tienen que tener las mismas medidas del túnel de aire multipropósito. De esta manera, la primera sección del módulo tiene las mismas dimensiones del túnel de aire, y la segunda parte de la entrada, es un acople que permite unir la sección de tratamiento de aire con la de entrada de aire. Para la salida de aire se utilizó el mismo concepto que la entrada de aire, y tienen diseños iguales como se puede observar en la figura 3.19:

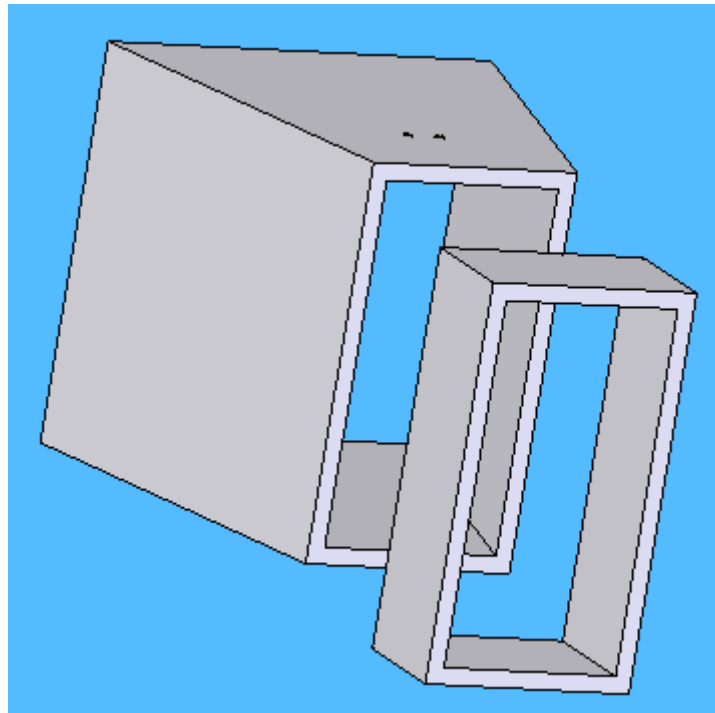


Figura 3.19 Sección entrada y salida de aire

En base a las medidas del panel, se diseñó la sección de tratamiento de aire, la cual presenta en la parte inferior un espacio hueco el cual permite que el agua fluya desde que sale de las flautas perforadas, atraviese las celdas y finalmente caiga al recipiente. En el extremo más cercano a la salida de aire, están ubicados unos separadores de gotas, los cuales cumplen la función de evitar que pequeñas gotas de agua circulen hasta el ventilador centrífugo. La parte superior de la sección de la celda, presenta un techo desmontable, por medio del cual, se puede realizar el montaje de las

celdas, la limpieza y mantenimiento del módulo. Las celdas se encuentran sostenidas en sus extremos por guías las cuales evitan cualquier movimiento de la misma y permiten que la celda se encuentre ubicada siempre en el mismo lugar. Las celdas estarán sostenidas en su parte inferior por una malla metálica la cual permitirá el paso del agua.

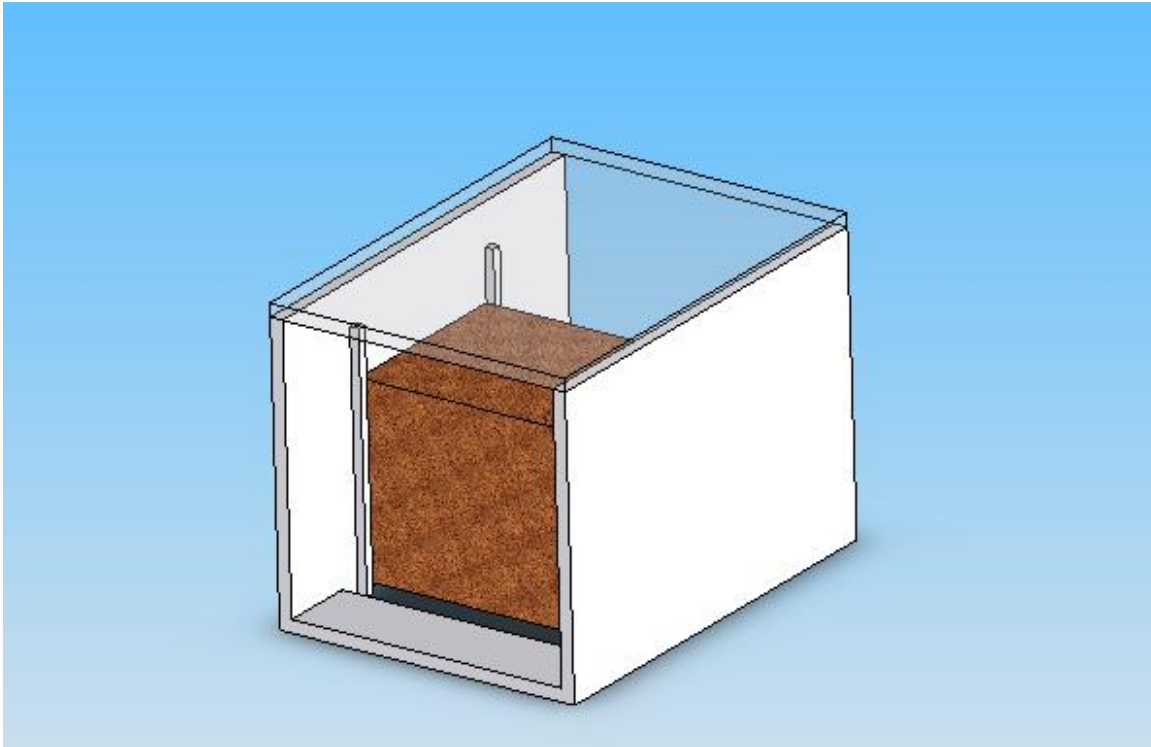


Figura 3.20 Sección de tratamiento de aire

Los planos de las secciones de entrada, salida y tratamiento de aire se encuentran en el ANEXO F.

3.3.4 CONFIABILIDAD, DURABILIDAD, SIMPLICIDAD Y MANTENIBILIDAD DEL EQUIPO

3.3.4.1 Mantenimiento del túnel de aire multipropósito.

Las superficies plásticas laminadas del ducto y las superficies pintadas de los cobertores deben ser limpiadas periódicamente utilizando productos no abrasivos. Si el ventilador o la bomba no funcionasen se debe revisar en primer lugar la fuente eléctrica teniendo en cuenta los fusibles. En caso de ser necesario revisar internamente el ventilador o la bomba se debe desconectar o pagar la fuente de energía eléctrica. Después de utilizar el ducto remover las secciones y limpiar cualquier condensado que haya quedado por efecto del funcionamiento del mismo.

3.3.4.2 Mantenimiento panel CELdeck 7060-15

El panel CELdek® 7060-15 es auto-lavable. El desempeño del 7060-15 se puede mantener año tras año. Para la limpieza de los paneles, éstos deben de ser removidos de las tapas en seco. Se debe usar un cepillo rígido (no de alambre) para remover los depósitos pesados. Las basuras sueltas pueden ser removidas sacudiendo el panel seco. Es necesario remover los sedimentos del recipiente de agua de enfriador y reemplazar el agua con frecuencia. Los ácidos dañinos de suavizadores o biácidas como hipocloritos de amonio y calcio o bases de bromo no se recomiendan para usarse en enfriadores evaporativos.

3.3.5 PERFORMANCE DEL MÓDULO DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO

La “performance” de una máquina o de un equipo, podría traducirse como análisis y evaluación de resultados de las actuaciones, durante un periodo de tiempo determinado. Hablar de evaluación de resultados o performance no sólo significa ofrecer resultados, sino que dicho concepto incluye el análisis y medida de la eficiencia de la actuación objeto de evaluación.

El desempeño del módulo de enfriamiento evaporativo se divide en dos etapas de acuerdo a los procedimientos seguidos en el presente proyecto de grado. En la primera etapa, se tiene el desempeño teórico el cual proviene del diseño del módulo. En la segunda etapa, el performance del módulo corresponde a las pruebas realizadas una vez construido el mismo.

La primera etapa de performance del equipo, la cual será analizada en este punto, tiene aspectos muy importantes, entre los cuales destacamos: rendimiento, resultados, desempeño, ejecución, entre otros.

El panel CELdek, siendo el elemento principal del módulo de enfriamiento evaporativo por celdas húmedas, tiene un porcentaje de saturación del 82% con una velocidad del aire de 2.2 m/s. Si consideramos este porcentaje de saturación, quiere decir que el 18% de aire que circula por las celdas, no sufre ninguna transformación, sin embargo, con las características ambientales del laboratorio de la ESPE, nos permite descender la temperatura del aire en 2.65°C.

El diseño del módulo de enfriamiento evaporativo, nos permite superar problemas de caída de presión, y nos permite tener un flujo de aire adecuado de aire dentro del módulo. Esto se debe a

que la presión estática del ventilador es lo suficientemente mayor comparada a la caída de presión del panel.

El proceso que realizan tanto el agua como el aire, puede llevarse a cabo y brindar resultados satisfactorios ya que se desarrolla en un medio adiabático, el cual se encuentra aislado del medio exterior, por lo tanto, la transferencia de calor y pérdidas hacia el entorno son nulas.

El sistema de alimentación de agua al módulo presenta características muy importantes para el desempeño del módulo, entre las cuales se destaca: minimización de accesorios de tubería para reducir las pérdidas de presión; recirculación del agua, lo que permite apreciar la cantidad de agua que se evapora; y, una bomba de agua electro sumergible que ofrece el caudal de agua requerido, la operación de la misma es muy sencilla, y necesita muy poco mantenimiento.

3.4 SELECCIÓN DE MATERIALES

3.4.1 CELDAS

Los paneles CELdeK utilizados en el módulo de enfriamiento evaporativo corresponden a los paneles 7060 – 15, los cuales tienen origen Sueco y son de marca Munters. El panel fue donado por el Ing. Andrés Proaño colaborador del proyecto de grado.

Las características de las celdas son provistas por el fabricante y se encuentran detalladas en el capítulo 2, en la sección 2.7.

3.4.2 ACCESORIOS

La tubería de la bomba es seleccionada de acuerdo a la salida de la bomba (1/4”), los acoples, codos y válvulas son seleccionados de acuerdo a las características de la bomba y necesidades del módulo.

- Tubería
- Codos
- Válvulas
- Acoples
- Empaques
- Focos

- Switch
- Cableado eléctrico
- Pinzas
- Separadores de gotas

3.4.3 INSTRUMENTOS

- Termómetros
- Termocuplas
- Anemómetro

Capítulo 4: Construcción

4.1 PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN

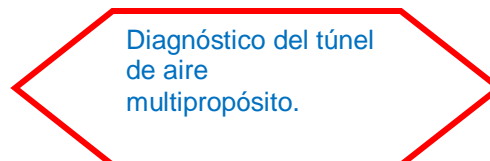
Luego de realizar el diseño térmico y mecánico, se debe realizar los planos de construcción correspondientes de cada una de las partes que conforman el modulo de enfriamiento evaporativo por celdas húmedas.

Los planos de construcción se encuentran en el ANEXO A, cada plano de cada parte tiene un código para tener una referencia del mismo.

Tabla 4.1 Códigos para referirse a los planos de construcción

Descripción	Códigos
Plano de conjunto del sistema	PGRM-01
Modulo contiene panel CEIdek	PGRM-02
Abertura Entrada	PGRM-03
Abertura Salida	PGRM-04
Base soporte	PGRM-05
Quita gotas	PGRM-06
Recipiente retorno de agua	PGRM-07
Tapa modulo	PGRM-08
Unión salida y entrada	PGRM-09
Vincha lateral recipiente	PGRM-10
Vincha central recipiente	PGRM-11
Recipiente almacenamiento agua	PGRM-12
Plano eléctrico	PGRM-13
Plano de conjunto de entrada y salida de agua	PGRM-14

4.1.1 DIAGRAMA DE FLUJO



Para comenzar se debe ubicar el panel CELdeck dentro del modulo de enfriamiento evaporativo. En segundo lugar se ubican las dos flautas en el modulo, asegurándose que los orificios de las mismas estén hacia arriba. Se procede a instalar el techo circular independiente encima de cada una de las flautas. En la parte inferior del modulo se ubica el recipiente de retorno de agua con su respectivo empaque. Cuando todas las partes estén bien ubicadas se pone la tapa superior, cerrando así el modulo. El montaje se puede visualizar en el plano de conjunto del modulo e enfriamiento evaporativo.



Figura 4.1 Montaje de panel CELdeck, flautas y techo.

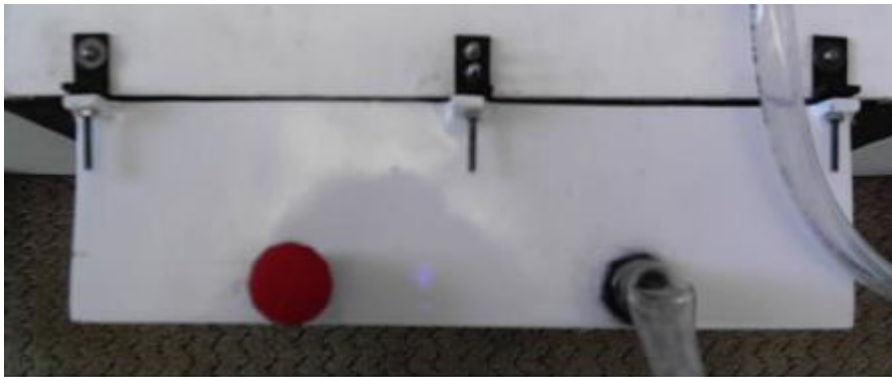


Figura 4.2 Montaje recipiente retorno de agua.

En el recipiente de almacenamiento de agua, desde el cual se va a bombear el agua hacia el modulo. Se ubica la bomba sumergible como indica las instrucciones del fabricante, ver Anexo G.



Figura 4.3 Bomba sumergible

Al momento que todas las partes del módulo de enfriamiento evaporativo y del recipiente de almacenamiento de agua estén montadas. Se procede a instalar la tubería de bombeo, que sale desde la bomba sumergible y se dirige hacia las flautas del módulo. Se instala de igual manera la tubería de retorno, que sale desde el recipiente de retorno, dirigiéndose al recipiente de almacenamiento de agua. El montaje se puede visualizar en el plano de conjunto de entrada y salida de agua.

4.3 INSTALACIÓN

La instalación del módulo de enfriamiento evaporativo se divide en dos partes principales: instalación del cableado eléctrico de cargas térmicas, e instalación de la bomba de agua.

4.3.1 INSTALACIÓN DEL CABLEADO ELÉCTRICO DE LAS CARGAS TÉRMICAS

Las cargas térmicas están conformadas por 2 focos de 50 Watts con una variante de 1 foco de 75 Watts. Para poder darle una mayor cantidad de variantes al proyecto, se decidió realizar una conexión en paralelo de los dos focos, de esta manera, en las prácticas de laboratorio se pueden realizar las pruebas ya sea con un foco o con dos de manera independiente. En la conexión de uno de los focos, se colocó una perilla por medio de la cual se puede regular el voltaje, de esta manera, el foco puede trabajar en todo el rango de potencia, desde el mínimo hasta el máximo.

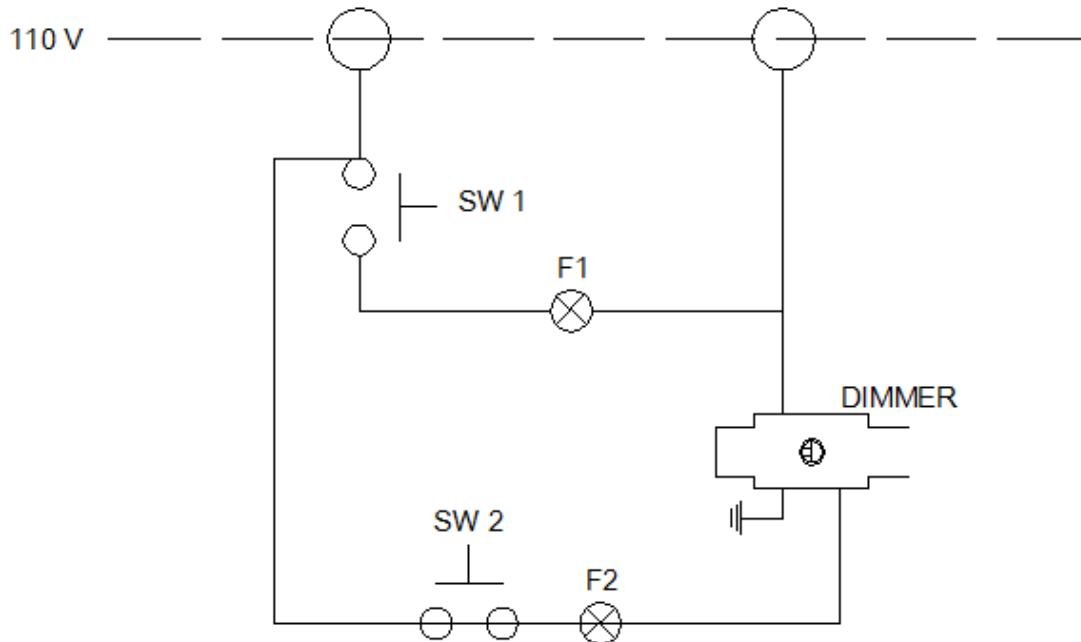


Figura 4.4 Instalación de cableado eléctrico de cargas térmicas

4.3.2 INSTALACIÓN DE LA BOMBA DE AGUA

La bomba electro sumergible “Little Giant”, cuyas características fueron descritas en el capítulo 3, funciona con voltaje de 110 V, directamente de la cometa eléctrica. En el manual de usuario de la bomba encontramos varios ítems de advertencia para realizar la conexión eléctrica, los cuales se nombra a continuación:

- Consultar el rótulo de la bomba, para conocer el voltaje adecuado que se requiere. No la conecte a un voltaje distinto del indicado.
- Si la bomba está dotada de un enchufe eléctrico de tres dientes, el tercer diente es para ponerla a tierra, con el fin de prevenir el peligro de posibles choques eléctricos. No quite el tercer diente del enchufe. Se recomienda un circuito ramal independiente. No utilice cables de extensión. No corte el enchufe del cable. Si se corta el enchufe o se corta el cable, la garantía será nula.
- Si el cable viene dotado de hilos conductores forrados, como ocurre en los modelos de 230 voltios, cerciórese de que los hilos conductores se encuentren conectados correctamente a una fuente de electricidad. El hilo verde o amarillo, es el de puesta a tierra; el hilo azul o blanco y el marrón o negro, son hilos con corriente.

Para la utilización de la bomba, a continuación se listan algunas normas de seguridad ofrecidas por el fabricante:

- Cerciórese de que la unidad se encuentra desconectada de la fuente de electricidad, antes de tratar de reparar o quitar cualquier pieza.
- No utilice la bomba para bombear líquidos combustibles o explosivos, tales como gasolina, petróleo combustible, kerosén, etc. No la utilice en ambientes explosivos. La bomba solamente debe utilizarse en líquidos compatibles con los materiales de sus elementos integrantes.
- No manipule la bomba con las manos mojadas, ni mientras se encuentre en una superficie mojada o húmeda o entre el agua.
- Esta bomba está dotada de un cable de puesta a tierra, un enchufe tomacorriente de puesta a tierra o ambas cosas. Para reducir el riesgo de choque eléctrico, cerciórese de que se encuentre conectada a un receptáculo de puesta a tierra, debidamente puesta a tierra.
- En cualquier instalación en la cual puedan producirse daños materiales o lesiones personales causados por bombas que no funcionan o tienen escapes, debido a interrupciones del servicio eléctrico, a obstrucciones de la tubería de descarga, o a cualquier otra razón, debe utilizarse un sistema de seguridad, una alarma, o ambos.
- Sostenga la bomba y la tubería durante el ensamblaje y la instalación. La falta de soporte puede ocasionar roturas de la tubería, caídas de la bomba, fallas de los cojinetes del motor, etc.
- Si la bomba es una bomba llena de aceite, la caja del motor viene de fábrica llena de un lubricante dieléctrico, para proporcionar una termo transferencia óptima del motor y una lubricación permanente de los cojinetes. El uso de cualquier otro lubricante podría causar averías y anular la garantía. Este lubricante no es tóxico; no obstante, si escapa de la caja de motor, puede quitarse rápidamente de la superficie del agua, colocando sobre ella toallas de papel u otro material absorbente para embeberlo, con el fin de no perturbar la vida acuática.

Capítulo 5:
Pruebas Y Guías de Práctica

5.1 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Cuando el módulo de enfriamiento evaporativo por celdas húmedas esté listo, se debe realizar las pruebas de funcionamiento de cada uno de los componentes que conforman el módulo.

Primero se debe comprobar que todos los orificios de las flautas se encuentren destapados, y que la presión de la bomba sea la suficiente para que el agua al momento que sale por los mismos alcance la altura de 5cm en cada uno.



Figura 5.1 Funcionamiento orificios de las flautas.

Cuando la bomba se encuentra funcionando, el agua sigue un ciclo de entrada y salida del módulo; se revisa que por donde el agua está circulando no existan fugas.

Se debe inspeccionar también el circuito eléctrico, verificando que todas las conexiones se encuentren aisladas para evitar cortocircuitos. Luego se debe comprobar que los focos se encienden mostrando un buen funcionamiento de los interruptores y del dimmer.



Figura 5.2 Funcionamiento cargas térmicas.

Para finalizar, se monta el módulo en el túnel multipropósito; se enciende el ventilador y se verifica que no exista ninguna fuga de aire en la unión entre el módulo de enfriamiento evaporativo y el ventilador.

A pesar de que antes de realizar el diseño térmico y mecánico ya se efectúan las pruebas de funcionamiento del ventilador; esta prueba se volvió a realizar para verificar que este se encuentre en buen estado; y comprobar que el aire tenga la velocidad y flujo requeridos.

Después de realizar las pruebas de funcionamiento se comprobó que todos los elementos tanto del módulo como del túnel están trabajando en perfectas condiciones, y se puede proseguir en la toma de datos.

5.1.2 TOMA DE DATOS

Cuando todos los elementos del módulo están trabajando adecuadamente, se puede ya tomar los primeros datos de comprobación. Los primeros datos fueron obtenidos en un principio sin cargas

térmicas, variando la velocidad, el flujo volumétrico del aire a la entrada de la celda y el ingreso de agua al panel CELdek. Los resultados sin carga térmica con el ventilador encendido fueron muy similares a los esperados según el diseño térmico como se puede observar a continuación:

Tabla 5.1 Toma 1 de datos sin carga térmica

Prueba 1 sin carga térmica			
Fecha	04/01/2008		
Hora	11:44 - 14:00		
Descripción	Símbolo	Unidades	Cantidad
Temperatura bulbo seco entrada	Tbse	°C	19,2
Temperatura bulbo húmedo entrada	Tbhe	°C	13,5
Temperatura bulbo seco salida	Tbss	°C	17
Temperatura bulbo húmedo salida	Tbhs	°C	15
Velocidad del aire a la entrada	Va	(m/s)	2,2
Compuerta de salida de aire	Vel	%	66,5

Tabla 5.2 Toma 2 de datos sin carga térmica

Prueba 2 sin carga térmica			
Fecha	08/01/2008		
Hora	12:40 - 14:00		
Descripción	Símbolo	Unidades	Cantidad
Temperatura bulbo seco entrada	Tbse	°C	20,5
Temperatura bulbo húmedo entrada	Tbhe	°C	15
Temperatura bulbo seco salida	Tbss	°C	18
Temperatura bulbo húmedo salida	Tbhs	°C	14,5
Velocidad del aire a la entrada	Va	(m/s)	2,2
Compuerta de salida de aire	Vel	%	66,5

Tabla 5.3 Toma 3 de datos sin carga térmica

Prueba 3 sin carga térmica			
Fecha	09/01/2008		
Hora	12:40 - 14:00		
Descripción	Símbolo	Unidades	Cantidad
Temperatura bulbo seco entrada	Tbse	°C	20,8
Temperatura bulbo húmedo entrada	Tbhe	°C	14
Temperatura bulbo seco salida	Tbss	°C	17,5
Temperatura bulbo húmedo salida	Tbhs	°C	16

Velocidad del aire a la entrada	Va	(m/s)	2,2
Compuerta de salida de aire	Vel	%	66,5

Luego se procedió a tomar datos variando ya las cargas térmicas; estas fueron variando entre 50Watts a 125Watts. El tiempo que las diferentes cargas térmicas estuvieron prendidas también fue variando, para observar en qué tiempo se estabiliza la temperatura a la salida del módulo. A continuación se pueden observar los datos obtenidos en diferentes días:

Tabla 5.4 Toma 1 de datos con 50Watts

Prueba 1 con carga térmica 50 Watts			
Fecha	04/01/2008		
Hora	11:44 - 14:00		
Descripción	Símbolo	Unidades	Cantidad
Temperatura bulbo seco entrada	Tbse	°C	19,2
Temperatura bulbo húmedo entrada	Tbhe	°C	13,5
Temperatura bulbo seco salida	Tbss	°C	17,5
Temperatura bulbo húmedo salida	Tbhs	°C	15
Velocidad del aire a la entrada	Va	(m/s)	2,2
Compuerta de salida de aire	Vel	%	66,5

Tabla 5.5 Toma 2 de datos con 50Watts

Prueba 2 con carga térmica 50 Watts			
Fecha	05/01/2008		
Hora	11:00 - 13:00		
Descripción	Símbolo	Unidades	Cantidad
Temperatura bulbo seco entrada	Tbse	°C	19,2
Temperatura bulbo húmedo entrada	Tbhe	°C	13,5
Temperatura bulbo seco salida	Tbss	°C	17,5
Temperatura bulbo húmedo salida	Tbhs	°C	15
Velocidad del aire a la entrada	Va	(m/s)	2,2
Compuerta de salida de aire	Vel	%	66,5

Tabla 5.6 Toma 3 de datos con 50Watts

Prueba 3 con carga térmica 50 Watts			
Fecha	08/01/2008		
Hora	12:40 - 14:00		
Descripción	Símbolo	Unidades	Cantidad
Temperatura bulbo seco entrada	Tbse	°C	20,2
Temperatura bulbo húmedo entrada	Tbhe	°C	15
Temperatura bulbo seco salida	Tbss	°C	18
Temperatura bulbo húmedo salida	Tbhs	°C	15

Velocidad del aire a la entrada	Va	(m/s)	2,2
Compuerta de salida de aire	Vel	%	66,5

Tabla 5.7 Toma 1 de datos con 75Watts

Prueba 1 con carga térmica 75 Watts			
Fecha	05/01/2008		
Hora	11:00 - 13:00		
Descripción	Símbolo	Unidades	Cantidad
Temperatura bulbo seco entrada	Tbse	°C	19,2
Temperatura bulbo húmedo entrada	Tbhe	°C	13,5
Temperatura bulbo seco salida	Tbss	°C	17,5
Temperatura bulbo húmedo salida	Tbhs	°C	15
Velocidad del aire a la entrada	Va	(m/s)	2,2
Compuerta de salida de aire	Vel	%	66,5

Tabla 5.8 Toma 2 de datos con 75Watts

Prueba 2 con carga térmica 75 Watts			
Fecha	08/01/2008		
Hora	12:40 - 14:00		
Descripción	Símbolo	Unidades	Cantidad
Temperatura bulbo seco entrada	Tbse	°C	20,2
Temperatura bulbo húmedo entrada	Tbhe	°C	15,5
Temperatura bulbo seco salida	Tbss	°C	18,2
Temperatura bulbo húmedo salida	Tbhs	°C	15
Velocidad del aire a la entrada	Va	(m/s)	2,2
Compuerta de salida de aire	Vel	%	66,5

Tabla 5.9 Toma 3 de datos con 75Watts

Prueba 3 con carga térmica 75 Watts			
Fecha	09/01/2008		
Hora	12:00 - 13:30		
Descripción	Símbolo	Unidades	Cantidad
Temperatura bulbo seco entrada	Tbse	°C	20,8
Temperatura bulbo húmedo entrada	Tbhe	°C	14
Temperatura bulbo seco salida	Tbss	°C	17,9
Temperatura bulbo húmedo salida	Tbhs	°C	17
Velocidad del aire a la entrada	Va	(m/s)	2,2
Compuerta de salida de aire	Vel	%	66,5

Tabla 5.10 Toma 1 de datos con 125Watts

Prueba 1 con carga térmica 125 Watts			
Fecha	05/01/2008		
Hora	11:00 - 13:00		
Descripción	Símbolo	Unidades	Cantidad

Temperatura bulbo seco entrada	Tbse	°C	19,2
Temperatura bulbo húmedo entrada	Tbhe	°C	13,5
Temperatura bulbo seco salida	Tbss	°C	18
Temperatura bulbo húmedo salida	Tbhs	°C	15
Velocidad del aire a la entrada	Va	(m/s)	2,2
Compuerta de salida de aire	Vel	%	66,5

Tabla 5.11 Toma 2 de datos con 125Watts

Prueba 2 con carga térmica 125 Watts			
Fecha	08/01/2008		
Hora	12:40 - 14:00		
Descripción	Símbolo	Unidades	Cantidad
Temperatura bulbo seco entrada	Tbse	°C	20,2
Temperatura bulbo húmedo entrada	Tbhe	°C	14
Temperatura bulbo seco salida	Tbss	°C	18,5
Temperatura bulbo húmedo salida	Tbhs	°C	15
Velocidad del aire a la entrada	Va	(m/s)	2,2
Compuerta de salida de aire	Vel	%	66,5

Tabla 5.12 Toma 3 de datos con 125Watts

Prueba 3 con carga térmica 125 Watts			
Fecha	09/01/2008		
Hora	12:00 - 13:30		
Descripción	Símbolo	Unidades	Cantidad
Temperatura bulbo seco entrada	Tbse	°C	20,8
Temperatura bulbo húmedo entrada	Tbhe	°C	14
Temperatura bulbo seco salida	Tbss	°C	18,1
Temperatura bulbo húmedo salida	Tbhs	°C	17
Velocidad del aire a la entrada	Va	(m/s)	2,2
Compuerta de salida de aire	Vel	%	66,5

Se obtuvieron datos de temperatura de bulbo seco a la salida con el ventilador apagado y con las cargas térmicas encendidas; los datos se pueden a continuación:

Tabla 5.13 Toma de temperatura a la salida con el ventilador apagado

Carga térmica (Watts)	Temperatura (°C)
50	23,7
75	24,1
125	24,5

5.2 CALIBRACIÓN DE INSTRUMENTOS Y EQUIPOS

Cuando ya se obtuvieron los primeros datos, se definió que la abertura del ventilador deberá ser del 66% para que la velocidad del aire a la entrada del panel sea de 2,1m/s, y el flujo volumétrico tenga un valor de 200cfm.

El ingreso de agua también se calibró para determinar con qué ángulo de abertura de la llave el panel se moja totalmente sin exceso de agua en el mismo.

Se determinaron tres puntos donde deberán estar los termómetros para la toma de datos de la temperatura. El primer punto es en la entrada de aire al módulo, el segundo es justo a la salida del aire del panel CELdek, y el tercero después de las cargas térmicas a la salida del aire del módulo.

5.3 REALIZACIÓN DE UNA PRÁCTICA DE LABORATORIO PILOTO

Al tener la calibración de instrumentos y equipos, se procede a realizar la primera práctica de laboratorio con el módulo de enfriamiento evaporativo con celdas húmedas. A continuación se describe el proceso que se debe realizar para hacer la práctica de laboratorio:

1. Instalar el módulo de enfriamiento evaporativo por celdas húmedas al ventilador centrífugo.
2. Completar el nivel de agua del recipiente en donde se ubicará la bomba de agua.
3. Tomar la temperatura del agua al inicio en el recipiente
4. Encender por 15 minutos las dos cargas térmicas (focos de 50 W y 75W).
5. Tomar datos de temperaturas de entrada y del interior del módulo en donde están ubicados los focos.
6. Ubicar la bomba en el recipiente con agua y conectarla para hacer circular el agua y humedecer la celda.
7. Encender el ventilador centrífugo con la salida de aire abierta en 68%. La velocidad del aire debe ser de 2,2 m/s al ingreso de la celda.
8. Tomar los datos de temperaturas a la entrada de aire, a la salida de la celda y después de las cargas térmicas.
9. Apagar la carga térmica de 50 Watts, esperar 15 minutos con el equipo encendido y tomar nuevamente los datos.
10. Repetir el proceso anterior encendiendo la carga térmica de 50 Watts y apagando la de 75 Watts.
11. Repetir el proceso con todas las cargas térmicas apagadas.

5.4 RESULTADOS

Después de seguir los pasos del procedimiento mencionado anteriormente para realizar la práctica de laboratorio se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 5.14 Resultados práctica de laboratorio piloto

Carga Térmica	Punto 1		Punto 2		Punto 3	
	Tbs(°C)	Tbh(°C)	Tbs(°C)	Tbh(°C)	Tbs(°C)	Tbh(°C)
125 Watts	20	15	17,2	15	18,2	15
75 Watts	20	15	17,2	15	18	15
50 Watts	20	15	17,2	15	17,9	15
Sin carga	20	15	17,2	15	17,8	15
Temperatura Agua		17				

5.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Una vez realizada la práctica de laboratorio con el módulo de enfriamiento evaporativo con celda húmeda, se procede a realizar los cálculos de transferencia de calor, transferencia de masa y eficiencia de saturación.

5.5.1 RESULTADOS DE CÁLCULOS

Tabla 5.15 Variables Térmicas

Descripción	Símbolo	Magnitud	Unidades
Humedad relativa	Φ	0,57	
Presión de saturación	p_g	0,3632	psi
Presión Atmosférica (ESPE)	p	10,44	psi
Flujo volumétrico	cfm	200	ft ³ /min
Volumen específico p. 1	ve_1	19,35	ft ³ /lbm
Flujo volumétrico agua	vma	0,3884	ft ³ /min
Densidad agua	ρ_a	62,427	lbm/ft ³
Calor específico aire	C_{pa}	0,24	BTU/lbm*R
Calor específico vapor agua	C_{pv}	0,445	BTU/lbm*R
Humedad específica	$\Delta\omega$	0,00135	lbmagua/lbmaire

Transferencia de calor (P1-P2)

Tabla 5.16 Resultados transferencia de calor (P1-P2)

Caso	T. bulbo seco Punto 1		T. bulbo húmedo Punto 1		T. bulbo seco Punto 2		T. bulbo húmedo Punto 2	
	Tbse (°F)	Tbse (°R)	Tbhe (°F)	Tbhe (°R)	Tbss (°F)	Tbss (°R)	Tbhs (°F)	Tbhs (°R)
1	68	527,67	59	518,67	62,96	522,63	59	518,67
2	68	527,67	59	518,67	62,96	522,63	59	518,67
3	68	527,67	59	518,67	62,96	522,63	58,82	518,49
4	68	527,67	59	518,67	62,96	522,63	58,82	518,49

Presión real de vapor	Fracción molar	Flujo volumétrico vapor	Flujo volumétrico aire	Flujo másico vapor	Flujo másico aire
p_v (psi)	x_i	vv (cfm)	va (cfm)	mv (lbm/min)	ma (lbm/min)

0,207024	0,019829885	3,965977011	196,034023	0,204960052	10,13095726
0,207024	0,019829885	3,965977011	196,034023	0,204960052	10,13095726
0,207024	0,019829885	3,965977011	196,034023	0,204960052	10,13095726
0,207024	0,019829885	3,965977011	196,034023	0,204960052	10,13095726

Calor perdido por el Aire
Qa (BTU/h)
-762,8454184
-762,8454184
-762,8454184
-762,8454184

Transferencia de calor (P2-P3)

Tabla 5.17 Resultados transferencia de calor sensible (P2-P3)

Carga térmica					
Descripción				qilum (W)	qilum (BTU/h)
Caso 1	pot1	125	Watts	107,5	366,7986
Caso 2	pot2	75	Watts	64,5	220,07916
Caso 3	pot3	50	Watts	43	146,71944
Caso 4	pot4	0	Watts	0	0

Tabla 5.18 Resultados transferencia de calor latente (P2-P3)

Calor latente del agua	Humedad Específica Punto 2	Humedad Específica Punto 3	Calor latente
Lv (BTU/lbm)	w2 (lbmagua/lbmaire)	w3 (lbmagua/lbmaire)	QI (BTU/h)
1053,312	0,0141	0,0137	254,0419884
1053,312	0,0141	0,0138	190,5314913
1053,312	0,0141	0,0138	190,5314913
1053,312	0,0141	0,0139	127,0209942

Tabla 5.19 Resultados transferencia de calor latente (P2-P3)

Calor total
QT (BTU/h)
620,8405884
410,6106513
337,2509313
127,0209942

Transferencia de masa (P1-P2)

Tabla 5.20 Resultados transferencia de calor latente (P2-P3)

Masa agua evaporada	Volumen agua evaporada	Volumen de agua evaporada en una hora	
mae (lbm/min)	vae (ft³/min)	vae (ft³/hora)	vae(lit/hora)
0,013676792	0,000219085	0,013145074	0,372227

Eficiencia de Saturación

Tabla 5.21 Resultados eficiencia de saturación

Temperatura ingreso agua		T. bulbo seco Punto 1		T. bulbo seco Punto 2		Eficiencia de saturación
Tiag (°F)	Tiag (°C)	Tbse (°F)	Tbse (°C)	Tbss (°F)	Tbss (°C)	ES(%)
62,6	17	68	20	62,96	17,2	93,33333333

5.5.2 EJEMPLOS DE CÁLCULOS

Transferencia de calor (P1-P2)

Presión de vapor

$$p_v = \phi_1 \cdot p_g$$

$$p_v = 0,207 \text{ psi}$$

Fracción molar

$$x_i = p_v / p$$

$$x_i = 0,019$$

Flujo volumétrico de vapor

$$v_v = x_i \cdot cfm$$

$$v_v = 3,965 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}}$$

Flujo volumétrico del aire

$$v_a = cfm - v_v$$

$$v_a = 196,034 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}}$$

Flujo másico de vapor

$$m_v = v_v / v_{el}$$

$$m_v = 0,204 \frac{\text{lbm}}{\text{min}}$$

Flujo másico de aire

$$m_a = v_a / v_{el}$$

$$m_a = 10,130 \frac{\text{lbm}}{\text{min}}$$

Calor perdido por el aire

$$Q_a = m_a \cdot C_{pa} \cdot (T_{bss} - T_{bse}) + m_v \cdot C_{pv} \cdot (T_{bss} - T_{bse})$$

$$Q_a = -762,745 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}$$

Transferencia de calor (P2-P3)

Calor Latente

$$Ql = ma \cdot L_v \cdot (\omega_2 - \omega_3)$$

$$Ql = 254,04 \frac{BTU}{h}$$

Calor sensible (iluminación)

$$Qilu = Pot \cdot 0.86 \cdot N$$

$$Qilu = 366,79 \frac{BTU}{h}$$

Calor total

$$QT = Ql + Qilu$$

$$QT = 620,84 \frac{BTU}{h}$$

Transferencia de masa (P1-P2)

Masa de agua evaporada

$$mae = \Delta\omega \cdot ma$$

$$mae = 0,0136 \frac{lbm}{min}$$

Volumen de agua evaporada

$$vae = mae / \rho_a$$

$$vae = 0,000219 \frac{ft^3}{min}$$

$$vae = 0,01314 \frac{ft^3}{h}$$

$$vae = 0,372 \frac{lt}{h}$$

Eficiencia de Saturación

$$ES = CF = \left(\frac{Tbse - Tbss}{Tbse - Tagua} \right) \cdot 100$$

$$ES = CF = 93,33\%$$

5.6 VALIDACIÓN DE RESULTADOS

Para la validación de resultados se realiza una comparación entre los cálculos realizados en el capítulo tres para el diseño del módulo de enfriamiento evaporativo, y los resultados obtenidos en la práctica de laboratorio. De esta manera, de comparar lo teórico con lo práctico se puede validar tanto el funcionamiento el diseño como la construcción del módulo de enfriamiento evaporativo. A continuación se encuentran los resultados obtenidos en el diseño térmico del capítulo 3 y los resultados obtenidos en la práctica de laboratorio.

Tabla 5.22 Resultados obtenidos en el diseño térmico

Calor perdido por el aire		Temperatura salida del aire		Eficiencia de saturación
Qa(BTU/h)	Qa(W)	Tsga(°C)	Tsga(°F)	ES(%)
-698,76	-204,76	17,765	63,977	82

Tabla 5.23 Resultados obtenidos en la práctica de laboratorio

Calor perdido por el aire		Temperatura salida del aire		Eficiencia de saturación calculada
Qa(BTU/h)	Qa(W)	Tsga(°C)	Tsga(°F)	ES(%)
-762,845	-223,369	17,2	62,96	93,33

En base a las tablas anteriores se obtiene los porcentajes de discrepancia del calor perdido por el aire, temperatura de salida del aire y entre eficiencia de saturación que nos da el fabricante del panel CELdek y la calculada.

5.6.1 PORCENTAJE DE DISCREPANCIA

$$\%D = \frac{\text{Teórico} - \text{Experimental}}{\text{Teórico}} \cdot 100$$

Calor perdido por el aire.

$$\%D = \frac{698,76 - 762,845}{698,76} \cdot 100$$

$$\%D = 9,17\%$$

Temperatura salida del aire

$$\%D = \frac{17,765 - 17,2}{17,765} \cdot 100$$

$$\%D = 3,18\%$$

Eficiencia de saturación

$$\%D = \frac{82 - 93,33}{82} \cdot 100$$

$$\%D = 13,8$$

En la práctica de laboratorio se obtuvo mejor resultado tanto para el calor perdido por el aire, como para la temperatura de salida del aire y la eficiencia de saturación. Si bien el porcentaje de discrepancia de calor perdido es de 9%, este es un resultado aceptable ya que el desempeño del equipo fue un poco mejor que el esperado.

El porcentaje de discrepancia de temperatura de salida del aire es mínimo, debido a que la temperatura de salida de aire que se calculó en el diseño es muy similar a la temperatura obtenida en la práctica. El porcentaje de discrepancia del 3% indica que los valores obtenidos son los esperados.

El porcentaje de discrepancia en la eficiencia de saturación es alto. La diferencia se da ya que el valor teórico utilizado es proporcionado por el fabricante, y este es más bajo que el obtenido en la práctica.

5.7 ELABORACIÓN DE GUÍA DE LABORATORIO

Para realizar la práctica de laboratorio utilizando el módulo de enfriamiento evaporativo con celdas húmedas y luego su respectivo informe, se debe seguir la guía de laboratorio que se encuentra en el ANEXO H. En la guía se encuentran los pasos a seguir tanto para la elaboración de la práctica como para la elaboración del informe.

5.8 ELABORACIÓN DE MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO DEL MÓDULO DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO

El módulo de enfriamiento evaporativo por celdas húmedas para el túnel multipropósito está diseñado para realizar prácticas de laboratorio sobre aire acondicionado. Para aprovechar al máximo el módulo se sugiere que primero se tenga un conocimiento básico de lo que es el enfriamiento evaporativo por medio de celdas húmedas.

5.8.1 LISTA DE PARTES Y ELEMENTOS

A continuación se tiene todas las partes y elementos que conforman al módulo de enfriamiento evaporativo por celdas húmedas.

- Módulo
- Panel CELdek

- Bomba de agua
- Tubería entrada de agua
- Tubería salida de agua
- Flautas
- Techo circular de Flautas
- Recipiente almacenamiento de agua
- Recipiente retorno de agua
- Focos
- Circuito Eléctrico

Todas estas partes y elementos son importantes para el buen funcionamiento del módulo, por lo que es básico que se encuentren funcionando y en buen estado. A continuación se muestran las figuras en las cuales se puede observar cada parte y elemento en su respectiva ubicación.



Figura 5.3 Entrada de agua a las flautas.



Figura 5.4 Quita gotas.

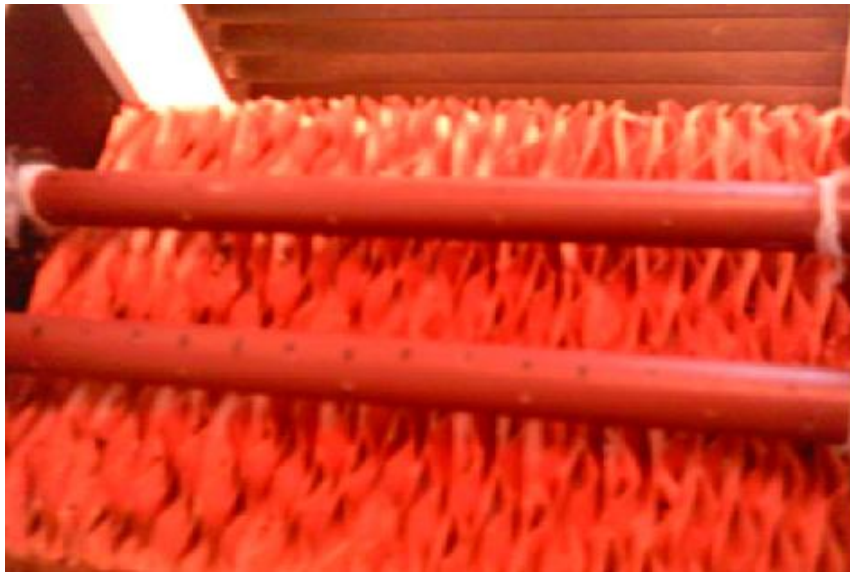


Figura 5.5 Panel CELdeck y flautas.



Figura 5.6 Cargas Térmicas



Figura 5.7 Modulo de enfriamiento evaporativo.

5.8.2 INSTALACIÓN

Para instalar el módulo en el túnel de aire multipropósito, se debe colocar el mismo módulo en la mesa soporte, luego ajustar bien las binchas del ventilador al módulo.

Al recipiente de almacenamiento de agua se le debe llenar con agua hasta el límite marcado en el mismo. Se introduce la bomba de agua verificando que la manguera de 1/2" esté bien conectada. De igual manera se revisa que la manguera de 3/4" se encuentre bien acoplada en ambos recipientes, para evitar fugas de agua.

Por último conectar el enchufe de las cargas térmicas a una fuente de 110V en la cometa eléctrica.

5.8.3 FUNCIONAMIENTO

Para poner en funcionamiento el módulo primero, se debe abrir un 68% la salida de aire del ventilador, para obtener una velocidad de 2,1m/s en la celda. Antes de prender el ventilador se conecta la bomba de agua sumergible a una fuente de 110V y se calibra la llave de agua. Se espera de uno a dos minutos para asegurarnos que el panel está humedecido y se enciende el ventilador. Cuando se requiera, se pueden encender las cargas térmicas, utilizando el enchufe respectivo para cada carga (foco). Una carga térmica tiene un dimmer el cual permite variar la misma para realizar diferentes pruebas. El tiempo que se sugiere que debe estar prendida una carga térmica para llegar a una temperatura estable es de 15 minutos.

5.8.4 MANTENIMIENTO

Mantenimiento módulo de enfriamiento evaporativo por celdas húmedas para el túnel multipropósito.

Las superficies de fórmica y las superficies pintadas de los cobertores deben ser limpiadas periódicamente. Si el ventilador o la bomba no funcionasen, se debe revisar en primer lugar la fuente eléctrica teniendo en cuenta los fusibles. En caso de ser necesario, revisar internamente el ventilador o la bomba; se debe desconectar o pagar la fuente de energía eléctrica. Después de

utilizar el ducto remover las secciones y limpiar cualquier condensado que haya quedado por efecto del funcionamiento del mismo.

Mantenimiento panel CELdeck 7060-15

El panel CELdek® 7060-15 es auto-lavable. El desempeño del 7060-15 se puede mantener año tras año. Para la limpieza de los paneles, éstos deben ser removidos de las tapas en seco. Se debe usar un cepillo rígido (no de alambre) para remover los depósitos pesados. Las basuras sueltas pueden ser removidas sacudiendo el panel seco. Es necesario remover los sedimentos del recipiente de agua de enfriador y reemplazar el agua cada vez que se realice una prueba. Los ácidos dañinos de suavizadores o biocidas como hipocloritos de amonio y calcio o bases de bromo. No se recomienda el uso de los enfriadores evaporativos.

Capítulo 6

Análisis Económico y Financiero

6.1 ANÁLISIS ECONÓMICO

Para el desarrollo del proyecto de tesis de grado se ha incurrido en varios gastos, los cuales fueron indispensables para el diseño y construcción del módulo de enfriamiento evaporativo por celdas húmedas.

Partiendo de un presupuesto inicial y teórico, llegamos a obtener después de haber sido construido el módulo a los costos finales y totales del proyecto realizado.

El costo se define como el valor sacrificado para adquirir bienes o servicios mediante la reducción de activos o al incurrir en pasivos en el momento en que se obtienen los beneficios. Para el realizar el análisis económico, dividimos los costos en dos principales: costos directos y costos indirectos:

6.1.1 COSTOS DIRECTOS

Los costos directos son todos aquellos que forman parte de un producto o el servicio tanto en su contenido como en el proceso, pueden identificarse en la fabricación de un producto terminado, se asocian fácilmente con éste y representan el principal costo de materiales en la elaboración de un producto. El costo directo se refiere específicamente a los materiales directos empleados y a la mano de obra directa.

Los costos directos en el presente proyecto de grado se refieren a los costos de construcción, tanto de equipos, materiales y mano de obra directa. Siendo de esta manera, los costos se detallan a continuación.

6.1.1.1 Equipos y Materiales

Son los principales recursos que se usan en la producción; estos se transforman en bienes terminados con la ayuda de la mano de obra y los costos indirectos de fabricación.

Tabla 6.1 Equipos y materiales

Nº	Descripción	Unidad	V/unitario	Cant.	Total
----	-------------	--------	------------	-------	-------

			(USD)		(USD)
1	Manguera 1/2	m.	1,49	3	4,47
2	Manguera 3/4	m.	1,55	2	3,1
3	Neplo flex 1/2	unidad	0,21	1	0,21
4	Neplo flex 3/4	unidad	0,79	2	1,58
5	Neplo Polipr Orrido 1/2	unidad	0,26	3	0,78
6	Neplo Polipr 1/2*10	unidad	0,37	1	0,37
7	Neplo Polipr 3/4	unidad	0,31	1	0,31
8	Tapon 3/4	unidad	0,31	1	0,31
9	Tapon 1/2	unidad	0,27	2	0,54
10	Bushing H6 1/4 a 1/2	unidad	0,24	1	0,24
11	Bushing 1/2	unidad	0,28	1	0,28
12	TEE Poliper R/R 1/2	unidad	0,45	1	0,45
13	Codo Poliper 1/2*90	unidad	0,34	2	0,68
14	Válvula de bola 1/2	unidad	5,68	1	5,68
15	Teflón	unidad	1,5	1	1,5
16	Silicón	unidad	2,4	1	2,4
17	Taípe	unidad	1,8	1	1,8
18	Cemento de contacto	unidad	3,5	2	7
19	Barredera plast negra	m.	0,74	3	2,22
20	Ojo de buey fijo	unidad	2,45	2	4,9
21	Enchufe	unidad	0,21	1	0,21
22	Grapas	unidad	0,5	1	0,5
23	Interruptor	unidad	0,27	1	0,27
24	Dimmer	unidad	5,75	1	5,75
25	Tornillos, tuerca Ø4	ciento	1,7	1	1,7
26	Tornillo madera	ciento	1,45	1	1,45
27	Cable Gemelo	metro	0,67	3	2,01
28	Formica laminado blanco neon	unidad	21,34	2	42,68
29	Gancho	unidad	2,5	4	10
30	Bomba de agua	unidad	123,2	1	123,2
31	Panel CELdek (donación)	unidad	200	1	200
32	Acrílico	m ²	12	1	12
33	Madera	m ²	75	1	75
34	Fibra	m ²	40	1	40
35	Acero Inoxidable	m ²	14	1	14
TOTAL (USD)					567,59

6.1.1.2 Mano de obra directa

Es el esfuerzo físico o mental empleados para la elaboración de un producto. La mano de obra directa está involucrada en la fabricación de un producto terminado que puede asociarse con este con facilidad y que tiene gran costo en la elaboración.

Tabla 6.2 Mano de obra directa

Nº	Descripción	Nº Horas	\$/hora	TOTAL USD
1	Carpintero	26	4	104
1	Fibrero	5	4	20
1	Cerrajero	5	4	20
TOTAL (USD)				144

Una vez que tenemos los costos de equipos y materiales, y mano de obra directa, podemos calcular los costos totales correspondientes a costos directos, siendo en nuestro caso costos de construcción:

Tabla 6.3 Total Costos Directos

Descripción	TOTAL USD
Equipos y Materiales	567,59
Mano de obra directa	144
TOTAL Costos Directos (USD)	711,59

6.1.2 COSTOS INDIRECTOS

Los Costos Indirectos de Fabricación –CIF- o Costos Indirectos del Servicio –CIS-; conforman el “Tercer Elemento del Costo” y en este concepto se agrupan aquellos recursos que son utilizados en la fabricación del bien o la prestación del servicio pero que no pueden clasificarse como Material Directo o como Mano de Obra Directa.

El costo indirecto es el elemento más difícil de medir, controlar y asignar al producto o servicio final, lo que representa un gran problema para los encargados de la distribución de costos en las empresas, ya que hoy en día es un elemento de cuantía significativa.

Material Indirecto: son todos aquellos insumos que se utilizan en la fabricación del bien o la prestación del servicio, pero su identificación y cuantificación no es sencilla.

Mano de Obra Indirecta: es la remuneración que se entrega al trabajo realizado por el personal que labora en las áreas operativas pero no se relaciona de forma directa con el producto.

Otros costos indirectos: son todos los consumos de recursos, diferentes a material y mano de obra, que se requieren para que la producción pueda desarrollarse: arrendamiento, vigilancia, seguros, depreciaciones, servicios públicos, mantenimientos, impuestos, entre otros.

A continuación se detallan los costos indirectos del proyecto de tesis de grado:

Tabla 6.4 Consultoría

Nº	Personal	Nº Horas	\$/hora	TOTAL USD
1	Ing. Andrés Proaño	30	10	300
TOTAL (USD)				300

Tabla 6.5 Misceláneos

Descripción	TOTAL USD
Suministros de Oficina	100
Combustibles	300
Materiales Varios	50
Bibliografía	100
TOTAL (USD)	550

Por medio de la suma de los valores obtenidos en las tablas anteriores: costos de consultoría y misceláneos, obtenemos el total de los costos indirectos.

Tabla 6.6 Total Costos Indirectos

Descripción	TOTAL USD
Total Consultoría	300
Total Misceláneos	550
TOTAL Costos Indirectos (USD)	850

6.1.3 Costo Total

El costo total del proyecto de grado se obtiene de la suma de los costos directos más los costos indirectos.

Tabla 6.7 Costo Total

Descripción	TOTAL USD
Total costos indirectos	850
Total costos directos	711,59
TOTAL Costo Proyecto (USD)	1561,59

6.2 ANÁLISIS FINANCIERO

El análisis de los proyectos constituye una técnica analítica, a través de la cual se determinan los beneficios o pérdidas en los que se puede incurrir al pretender realizar una inversión u algún otro movimiento, en donde uno de sus objetivos es obtener resultados que apoyen la toma de decisiones referente a actividades de inversión.

Una de las evaluaciones que deben realizarse para apoyar la toma de decisiones en lo que respecta a la inversión de un proyecto, es la que se refiere a la evaluación financiera, que se apoya en el cálculo de los aspectos financieros del proyecto. El análisis financiero permite determinar la conveniencia de invertir o conceder créditos al negocio; así mismo, determinar la eficiencia de la administración de una empresa.²¹

Los fines del análisis financiero entre otros son:

- Establecer razones e índices financieros derivados del balance general.
- Calcular las utilidades, pérdidas o ambas, que se estiman obtener en el futuro, a valores actualizados.
- Determinar la tasa de rentabilidad financiera que ha de generar el proyecto, a partir del cálculo e igualación de los ingresos con los egresos, a valores actualizados.

El análisis financiero de este proyecto de Tesis de Grado, está basado en un presupuesto inicial, lo cual permite a los estudiantes desarrollar un plan de desembolso mensual para financiar el proyecto de grado.

Al tratarse de un tema de investigación, se logró obtener la donación de un elemento indispensable como es la celda húmeda. La empresa que realiza la donación del material es SEING Proaño Cía. Ltda. De la misma manera, el Ing. Andrés Proaño, gerente general de la empresa SEING Proaño, nos ofreció los servicios de consultoría de manera gratuita.

²¹ www.Gestiopolis.com

Como se mencionó anteriormente, el proyecto “Diseño y construcción de un módulo de enfriamiento evaporativo por celdas húmedas”, es un proyecto de desarrollo e investigación, lo que presenta varias implicaciones económicas y financieras. En base a los objetivos planteados en un inicio, el presente proyecto, teniendo en cuenta que ha tenido un costo económico significativo, tiene un mayor valor intangible tanto para la ESPE, para los estudiantes de la Universidad y para los desarrolladores del proyecto, que un valor tangible, sin quitarle su importancia. Siendo de esta manera, el módulo de enfriamiento evaporativo por celdas húmedas es un elemento didáctico del cual no se espera ninguna retribución económica, y es una donación que realizan los autores de la Tesis a la ESPE.

A continuación se presentan los cuadros explicativos del financiamiento del proyecto:

De los costos directos, restamos el valor del panel CELdek, el cual fue donado. Así obtenemos el valor total de los Costos Directos que serán financiados.

Tabla 6.8 Costos Directos

Descripción	TOTAL USD
Equipos y Materiales	567,59
Panel CELdek (donación)	-200
Mano de obra directa	144
TOTAL Costos Directos (USD)	511,59

Por otro lado, en los costos indirectos, la consultoría sobre temas de ingeniería que nos proporcionó el Ing. Proaño, fue gratuita, por el mismo motivo la restamos de los costos indirectos.

Tabla 6.9 Costos Indirectos

Descripción	TOTAL USD
Total Consultoría	300
Consultoría (gratuita)	-300
Total Misceláneos	550
TOTAL Costos Indirectos (USD)	550

Los costos totales del proyecto a ser financiados serán por lo tanto:

Tabla 6.10 Costos Totales

Descripción	TOTAL USD
TOTAL Costos Directos (USD)	511,59
TOTAL Costos Indirectos (USD)	550
TOTAL USD	1061,59

6.2.1 FINANCIAMIENTO

El financiamiento del proyecto de tesis de grado fue realizado en base al presupuesto y cronograma iniciales de acuerdo al tiempo aproximado que tomaría realizar el diseño y construcción de la tesis, iniciando desde el momento en que fue aprobado el perfil, es decir, desde agosto del 2007. El tiempo previsto fue de 6 meses, para los cuales se fijó una cuota fija para los 5 primeros y el restante para el último mes. Además, todos los costos son asumidos por los autores del proyecto.

Tabla 6.11 Cronograma de inversiones

RUBROS	MES 1	MES 2	MES 3	MES 4	MES 5	MES 6	TOTAL USD
Costos Indirectos (USD)	90,00	90,00	90,00	100,00	90,00	90,00	550,00
Costos Directos (USD)	85,00	85,00	85,00	85,00	85,00	86,59	511,59
TOTAL USD	175,00	175,00	175,00	185,00	175,00	176,59	1061,59
TOTAL ACUMULADO	175,00	350,00	525,00	710,00	885,00	1061,59	
PORCENTAJE ACUMULADO	16,48%	32,97%	49,45%	66,88%	83,37%	100,00%	

Capítulo 7

Conclusiones y Recomendaciones

7.1 CONCLUSIONES

- En el enfriamiento evaporativo, tanto el calor de evaporación, el calor perdido por el aire y el calor ganado por el agua, son iguales.
- Si restamos el calor de evaporación del agua (calor latente), menos el calor de convección del aire (calor sensible), nos da igual a ocho Watts. En un sistema completamente adiabático, esta diferencia debería ser igual a cero, sin embargo, tenemos una pequeña diferencia ya que cierta cantidad de aire no tiene contacto con la celda, y por lo tanto, el agua no está absorbiendo todo el calor sensible del aire. A pesar de esto, se mantienen los límites del enfriamiento evaporativo, los cuales nos dicen que el calor sensible no puede ser mayor al calor latente.
- Por medio de la eficiencia de saturación del panel CELdek dada por el fabricante y utilizando la ecuación (2.27) calculamos la temperatura de salida del aire, la cual nos dio un valor de 17.35°C. Si comparamos la temperatura de salida con la anteriormente calculada por medio de transferencia de calor (17.76°C), podemos apreciar que la temperatura de salida calculada tiene un valor correcto.
- Debido a que la presión estática del ventilador es considerablemente mayor que la caída de presión que sufre panel, las características del aire como su flujo y velocidad, no se van a ver afectados.
- Los resultados teóricos y prácticos no son iguales pero sí muy similares, esta variación se debe a que las condiciones ambientales en el laboratorio pueden variar de un día a otro, mientras que para el diseño se tomaron valores generales representativos.
- La eficiencia de saturación real del equipo calculada en la práctica de laboratorio, nos dio un valor más alto que la eficiencia de saturación dada por el fabricante, esto puede deberse a que el fabricante guarda un factor de seguridad frente a cualquier situación que pueda perjudicar al funcionamiento adecuado de las celdas.
- Se pueden incrementar las cargas térmicas hasta un punto en el cual la temperatura de ingreso de aire a la celda húmeda sea igual a la temperatura de salida del módulo.
- El fabricante de los paneles CELdek no da la suficiente información sobre las características de las celdas, como el área de transferencia de calor; por lo que se tuvo que calcular está.
- Los sistemas de acondicionamiento de aire por medio de celdas húmedas, presentan varios beneficios frente a los sistemas de aire acondicionado comunes, ya que

consumen mucha menos energía eléctrica, no son contaminantes, el mantenimiento es menos complicado.

- Si bien los sistemas de acondicionamiento de aire por celdas húmedas son relativamente nuevos en el país, debido a sus grandes beneficios empiezan a tener gran acogida por las empresas dedicadas a este negocio y han sido instaladas en empresas como: IBM, Motransa Mitsubichi, Toyoya, Pronaca, entre otros.
- Los sistemas de enfriamiento evaporativo son exclusivos para lugares que tienen baja humedad relativa, ya que la base del enfriamiento evaporativo es humedecer al aire para bajar la temperatura de bulbo seco y buscar igualar a la de bulbo húmedo. En nuestro país, este tipo de sistemas está limitado a la Sierra Ecuatoriana, ya que la Costa y el Oriente son lugares muy húmedos.

7.2 RECOMENDACIONES

- Es necesario respetar los tiempos entre la toma de datos para que se establezca el equipo.
- Se recomienda cuidar siempre el nivel de agua en el recipiente ya que el agua se evapora continuamente, lo que puede afectar a la bomba sumergible si no tuviese la cantidad suficiente de agua para hacerla circular.
- Dar mantenimiento y limpieza al equipo constantemente.

Bibliografía

- VAN WYLEN, Gordon J.; SONNTAG, Richard E., Fundamentos de Termodinámica, Editorial Limusa, segunda edición, México 1973
- CHANG, Raymond, Química, editorial McGRAW-HILL, Séptima edición
- MASTERTON – SLOWINSKI – STANITSKI, Química General Superior, editorial McGRAW-HILL, sexta edición.
- WARK K. - RICHARDS D.E, Termodinámica, editorial McGRAW-HILL, sexta edición
- PITA, Edgard G., Principios y sistemas de acondicionamiento de aire, editorial CECSA, segunda edición.
- CARRIER COMPANY, Manual de Aire Acondicionado, editorial McGRAW-HILL.
- Estudio y diseño de sistema de aire acondicionado de enfriamiento evaporativo por celdas humidificadoras para el edificio de las oficinas de IBM del Ecuador (Tesis, Facultad de Ing. Mecánica, ESPE, año 2001).
- Enciclopedia Multimedia Universal.
- ASHRAE
- <http://www.munters.com.mx/humicool/Caracter%EDsticas.html>
- www.metmann.com
- www.wikipedia.com