

DISEÑO DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AIRE POR ASPERSION DE
AGUA PARA LA REFRIGERACION DE MOLDES DE ENVASES DE VIDRIO EN
UNA LINEA DE PRODUCCION

SANTIAGO VELEZ VARGAS

UNIVERSIDAD EAFIT
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA
MEDELLIN
2007

DISEÑO DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AIRE POR ASPERSION DE
AGUA PARA LA REFRIGERACION DE MOLDES DE ENVASES DE VIDRIO EN
UNA LINEA DE PRODUCCION

SANTIAGO VELEZ VARGAS

Proyecto final para el título de ingeniero mecánico.

Asesor:

Luís Santiago Paris Londoño

Ingeniero mecánico

UNIVERSIDAD EAFIT
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA
MEDELLIN
2007

AGRADECIMIENTOS

El desarrollo del proyecto no fue posible sin la ayuda de la compañía Peldar Owens-Illinois por generar la necesidad y a la vez por permitirme de alguna manera darle solución. Además por su tiempo y colaboración en conocimientos técnicos tanto de mis jefes, compañeros de trabajo y administrativos durante el proceso de practica universitaria, así como también en el desarrollo del proyecto y trabajo para concluir el montaje.

También quiero agradecer a Santiago Paris, mi asesor del proyecto; por apersonarse de este y plantearme interrogantes con el fin de solucionarlos y discutir opiniones o puntos de vista para conseguir el objetivo del proyecto.

No puedo dejar de agradecer a las personas que aportaron conocimientos y recomendaciones para el mejoramiento de todo el proyecto como: Miraher, Bonil y los compañeros del laboratorio de mecatrónica por su comprensión.

A mi familia por su apoyo, preocupación y comprensión durante el desarrollo del proyecto.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCION	13
1. OBJETIVOS	16
1.1 GENERAL	16
1.2 ESPECIFICOS	16
2. ESTADO DEL ARTE	18
2.1 REFRIGERACION EN LOS MOLDES PARA ENVASES DE VIDRIO	18
2.2 ACONDICIONAMIENTO DE AIRE	22
2.2.1 Formas de acondicionamiento de aire	23
2.2.2 Sistemas de aire acondicionado convencional.	23
2.2.3 Enfriamiento evaporativo	25
2.2.4 Enfriamiento por deshumidificación	26
3. DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AIRE PARA LA REFRIGERACION DE MOLDES	27
4. DEFINICION DE CONDICIONES DE FRONTERA Y RESTRICCIONES	31

4.1	VARIACION DE LA TEMPERATURA EN EL INTERIOR DEL CUARTO DE VENTILADORES	32
4.2	DETERMINACION DEL CAUDAL DE AIRE EN LOS DUCTOS DE ENTRADA AL CUARTO DE VENTILADORES	34
4.3	RECURSOS DISPONIBLES PARA LA IMPLEMENTACION DEL SISTEMA DE REFRIGERACION	37
4.3.1	Red de aire comprimido	37
4.3.2	Sistema de enfriamiento de agua (Chiller)	38
5.	EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO	39
5.1	ENFRIAMIENTO DEL AIRE EN EL CUARTO DE VENTILACION	39
5.1.1	Análisis del sistema de enfriamiento en el cuarto de ventiladores	40
5.1.2	Análisis de la compresión del flujo de aire en el ventilador centrifugo	64
5.1.3	Análisis del humidificador en el ducto del ventilador	75
6.	PRESENTACION Y ANALISIS DE RESULTADOS	84
7.	CONCLUSIONES	91
	RECOMENDACIONES	94
	BIBLIOGRAFIA	96
	REFERENCIAS DE INTERNET	98
	ANEXOS	100

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Variación de la temperatura interior del cuarto de ventiladores y temperatura ambiente	34
Tabla 2. Magnitud de la velocidad del aire en el ducto de entrada	36
Tabla 3. Parámetros para el análisis del modelo matemático a la entrada del cuarto de ventiladores	41
Tabla 4. Parámetros del aire en el ducto de entrada superior al cuarto de ventiladores	43
Tabla 5. Parámetros del aire en el ducto de entrada lateral al cuarto de ventiladores	43
Tabla 6. Resumen de las propiedades del aire en la entrada de los ductos al cuarto de ventilación	48
Tabla 7. Rendimiento de las boquillas y características según la presión de operación	50
Tabla 8. Resumen de datos para las boquillas de aspersion (SU22) de agua a una presión definida	53
Tabla 9. Parámetros de operación del saturador adiabático compuesto por 8 boquillas aspersores	54
Tabla 10. Resumen de las propiedades de la mezcla de aire-vapor en el interior del cuarto de ventiladores	59
Tabla 11. Resumen de propiedades del aire en la entrada de aire del ventilador	65
Tabla 12. Resumen de las propiedades de la mezcla para el análisis del flujo a través del ventilador	73
Tabla 13. Propiedades de la mezcla en el interior del ducto del ventilador	74

Tabla 14. Propiedades de la mezcla de aire-vapor de agua en el ducto de ventilación y parámetros de entrada como aire comprimido y agua	76
Tabla 15. Solución al sistema de ecuaciones	78
Tabla 16. Parámetros de operación del saturador adiabático compuesto por 2 boquillas aspersores	80
Tabla 17. Resumen de las propiedades de la mezcla de aire-vapor en el interior del ducto del ventilador (punto 4)	82
Tabla 18. Propiedades más relevantes en la primera etapa de aspersión de la mezcla	86
Tabla 19. Propiedades más relevantes en la aspersión de la mezcla en el ducto del ventilador	87
Tabla 20. Temperatura en los puntos de control en el interior del cuarto de ventiladores con el sistema en funcionamiento	90

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Esquema de una máquina de formación de envases de vidrio	18
Figura 2. Formación de la botella en el interior del molde	19
Figura 3. Sección de moldes de una máquina de formación de envases de vidrio	20
Figura 4. Distribución de temperatura en el molde	21
Figura 5. Canales de refrigeración en moldes para envases de vidrio	21
Figura 6. Diagrama de aire acondicionado convencional	24
Figura 7. Sistema de aire acondicionado convencional	25
Figura 8. Esquema del enfriamiento evaporativo	26
Figura 9. Ductos entradas de aire cuarto de ventiladores	28
Figura 10. Ventilador enfriamiento aire refrigeración moldes	30
Figura 11. Relación del sistema de enfriamiento con el entorno	31
Figura 12. Esquema de distribución de equipos en el cuarto de ventilación	33
Figura 13. Subdivisión de los ductos de entrada de aire al cuarto de ventiladores	35
Figura 14. Esquema del sistema de enfriamiento propuesto	40
Figura 15. Configuración de las boquillas de aspersion de agua	49
Figura 16. Esquema del sistema de enfriamiento propuesto	55
Figura 17. Subensamble de las boquillas de atomización de agua y aire comprimido	60
Figura 18. Boquilla lista para instalar en el sistema de aspersion	60
Figura 19. Humidificador en el ducto superior hacia el cuarto de ventiladores	61
Figura 20. Humidificador en proceso de instalación	61
Figura 21. Reguladores de presión en las líneas de aire comprimido y agua	62
a. Vista general del sistema de aspersion	

b. Detalle de los reguladores de presión de agua y aire comprimido	
Figura 22. Humidificador en el ducto lateral hacia el cuarto de ventiladores	63
Figura 23. Reguladores de presión de agua y aire comprimido	63
Figura 24. Partes principales de un ventilador (Soplador) centrífugo	64
Figura 25. Conjunto motor eléctrico-ventilador centrífugo	65
Figura 26. Esquema para analizar al flujo de aire a través del ventilador	66
Figura 27. Sección transversal del área de salida del ventilador	71
Figura 28. Esquema del humidificador en el ducto interior del ventilador	79
Figura 29. Boquilla de aspersion con conexión trasera para los ductos de los ventiladores	83
Figura 30. Montaje de las boquillas aspersores en el ducto del ventilador	84
Figura 31. Sistema completo de enfriamiento de aire y sus subconjuntos	84
Figura 32. Evolución de la temperatura del aire con la instalación del sistema de aspersion	88
Figura 33. Temperatura del aire de refrigeración de moldes	89

LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo 1. Planos y datos técnicos del ventilador centrífugo para la refrigeración de los moldes para envases de vidrio	101
Anexo 2. Valores de temperatura en el interior del cuarto de ventiladores	109
Anexo 3. Secciones transversales y distribución de velocidad en los ductos de entrada hacia el cuarto de ventiladores	111
Anexo 4. Datos técnicos del chiller para enfriar el agua a aspersar	119
Anexo 5. Rendimiento de las boquillas de aspersion de acuerdo a la presión de operación	122
Anexo 6. Listado de componentes que conforman el sistema de enfriamiento	123

INTRODUCCION

La necesidad de diseñar un sistema de enfriamiento de aire para una línea de producción de envases de vidrio, específicamente en la planta de Peldar Envigado, nace con el fin de acondicionar la temperatura en el aire de refrigeración de moldes, pues esta temperatura no es la más adecuada para el enfriamiento de los moldes en el proceso de formación de envases. Razón por la cual se presentan defectos en la producción debido a la alta temperatura del aire de refrigeración de los moldes.

Entre los factores que influyen en la elevada temperatura del aire de refrigeración de los moldes está la ubicación actual del cuarto de ventiladores / sopladores que son los encargados de succionar aire proveniente del ambiente para la refrigeración de moldes en la línea de producción. Este cuarto se encuentra por razones de espacio en el sótano de la planta donde las temperaturas del ambiente interior son relativamente elevadas entre 38 y 44 °C, ya que la planta no dispone de un lugar adecuado con grandes entradas de aire desde el exterior para este, y la reubicación del mismo implicaría inversiones de dinero significativas, así, como también un paro en la línea de producción.

El análisis del sistema de enfriamiento se plantea con el fin de estudiar como suplir las necesidades de la empresa en la refrigeración de los moldes, teniendo en cuenta que se dispone de los recursos existentes de la planta para el diseño

del mismo, ya que se trabaja sobre las condiciones preestablecidas que se presentan en el entorno donde se propone la ubicación física de este.

La importancia que tiene el sistema de enfriamiento en el acondicionamiento del aire para la refrigeración de los moldes en la línea de producción de envases de vidrio, radica en la disminución en el porcentaje de defectos presentados en las botellas, ya que se reducen las fallas debidas a altas temperaturas en los moldes por poca transferencia de calor debida a la refrigeración y a la alta temperatura que el aire presenta, como también proporcionar mejores condiciones de trabajo para alcanzar los parámetros de operación establecidos para un funcionamiento adecuado de las máquinas formadoras de botellas y así obtener una eficiencia adecuada para la capacidad productiva de la planta.

De igual forma se aumenta la productividad de la línea de producción de envases de vidrio, a causa de la reducción del porcentaje de defectos como el *Torcido* y *Ovalado*¹; y se abre la posibilidad de aumentar la velocidad de la máquina en botellas por minuto producidas.

Para el diseño de este sistema se debe tener en cuenta la variación de la temperatura ambiente y de la temperatura en el interior del cuarto de ventiladores, con el fin de obtener los valores máximos a los cuales el sistema debe operar para que sea eficiente y se logre cumplir el objetivo de este; de acuerdo a lo anterior se elabora un registro de temperaturas en el cuarto de ventiladores para identificar

¹ Defectos en la producción de envases de vidrio debidos a altas temperaturas de refrigeración de los moldes, se ven reflejados en la geometría de la botella.

los puntos de mayor temperatura, así como también hacer un registro de la temperatura ambiente.

Con estos resultados se definen unas condiciones de frontera en cuanto a temperaturas de trabajo para el sistema de refrigeración, mientras que otras condiciones de espacio y diseño final son establecidas por el lugar disponible para la implementación del sistema, teniendo en cuenta que no se puede modificar las instalaciones o distribución de equipos de la planta.

1. OBJETIVOS

1.1 GENERAL

- Diseñar un sistema de enfriamiento para acondicionar la temperatura del aire de refrigeración de moldes de botellas de vidrio en una línea de producción.

1.2 ESPECIFICOS

- Analizar un sistema de enfriamiento de aire propuesto en una empresa productora de botellas para el acondicionamiento del aire en la refrigeración de moldes en la producción de envases de vidrio a través de un modelo matemático.
- Elaborar un modelo matemático con el fin de predecir el comportamiento del sistema de enfriamiento bajo las condiciones de refrigeración que sean necesarias sin alterar significativamente los parámetros de funcionamiento de las máquinas de formación de envases de vidrio.
- Elegir según los resultados obtenidos del modelo matemático y según a las circunstancias de la planta una alternativa de solución al sistema de enfriamiento que se ajuste al entorno establecido para mejorar las condiciones actuales de enfriamiento de los moldes.
- Implementar los resultados obtenidos por medio de una solución física al problema del enfriamiento de moldes de envases de vidrio.

- Evaluar el funcionamiento del sistema de enfriamiento después de ser implementado para verificar los resultados obtenidos en el modelo, y así elaborar las conclusiones respectivas.
- Realizar las conclusiones, las recomendaciones pertinentes y las propuestas de nuevas líneas de trabajo.

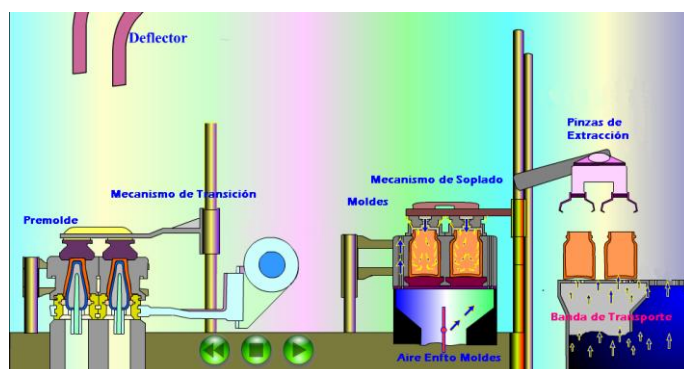
2. ESTADO DEL ARTE

2.1 REFRIGERACION EN LOS MOLDES PARA ENVASES DE VIDRIO

Los moldes para envases de vidrio en una línea de producción son refrigerados por medio de aire fresco proveniente del ambiente que es succionado por ventiladores para llevarlo a las máquinas formadoras a través de los ductos de ventilación ubicados en la parte inferior de estas, para que el aire circule por orificios en la parte trasera del molde.

El sistema de enfriamiento de moldes para envases de vidrio, depende de parámetros como la capacidad de producción, velocidad de la máquina en botellas por minuto, presión y consumo de aire comprimido para controlar los mecanismos y la velocidad de apertura y cierre de los moldes para la extracción de la botella formada; como también las pinzas de extracción de las botellas a la banda transportadora.

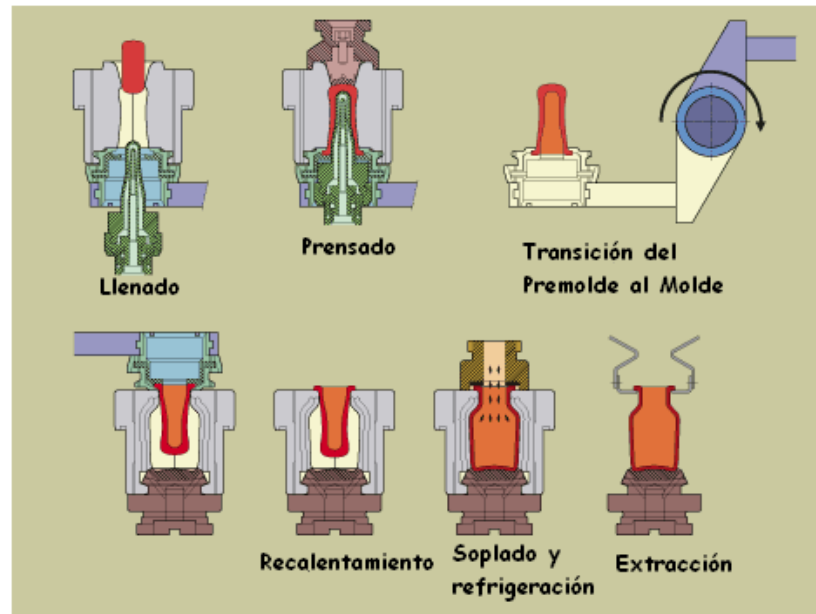
Figura 1. Esquema de una máquina de formación de envases de vidrio



Peldar, 2006

La refrigeración de los moldes se da simultáneamente con la formación del envase de vidrio durante los diferentes procesos que este requiere para su transformación; y también en el momento en el cual el envase es extraído del molde, momento en el cual el molde tiene su apertura máxima.

Figura 2. Formación de la botella en el interior del molde



Saint-Gobain-Oberland², 2006

La refrigeración de moldes para envases de vidrio necesita un gran caudal de aire por lo que se utilizan equipos de alto rendimiento como ventiladores de acción centrífuga que para el caso de Peldar Envigado son de 25000 CFM con motores eléctricos de 300 HP operando a 3550 rpm al máximo de su capacidad. (Dato suministrado por Peldar Envigado, 2006)

Esto se debe a que la cantidad de aire por sección de la máquina, o sea que cada molde de la maquina requiere caudales entre 300 y 800CFM dependiendo del

² @ se usa para referencias de Internet.

proceso de formación de la botella o del tipo de refrigeración al cual estén sometidos los moldes en el proceso.

Figura 3. Sección de moldes de una máquina de formación de envases de vidrio



a. Molde de tres cavidades.



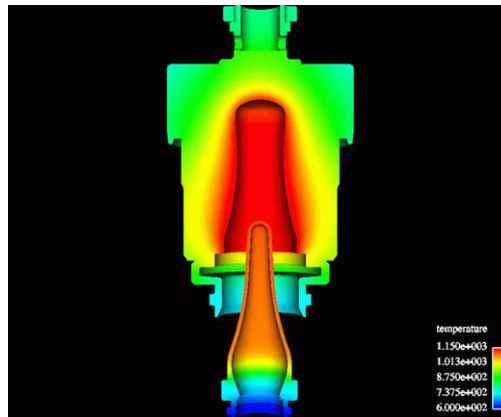
b. Apertura del molde

La refrigeración de los moldes en el proceso de formación de envases de vidrio se efectúa según las necesidades del tipo de envases que se esté produciendo, pero se debe tener en cuenta parámetros como el caudal máximo de los ventiladores y de cada sección de la máquina, presión de operación de los ventiladores, temperatura del aire de refrigeración de los moldes; este último parámetro se modifica según la cantidad o porcentaje de defectos en la producción, ya que causa un rendimiento ineficiente para la producción de la planta, pues un rendimiento para cada máquina por debajo del 93% se considera inadecuado para las necesidades de producción en Peldar Envigado.

Una buena refrigeración de moldes para la formación de envases de vidrio se debe hacer enfocándose no sólo en la refrigeración del bloque como tal, sino más bien en la cavidad del molde apuntando a refrigerar el vidrio que posteriormente formará el envase; por tal motivo la refrigeración en los moldes para envases de

vidrio no se da en la superficie interna del molde para evitar que la temperatura varíe en esta; por esta razón y para tener una temperatura homogénea en la superficie interior del molde la refrigeración se da por los canales internos del molde (Emhart Galss@).

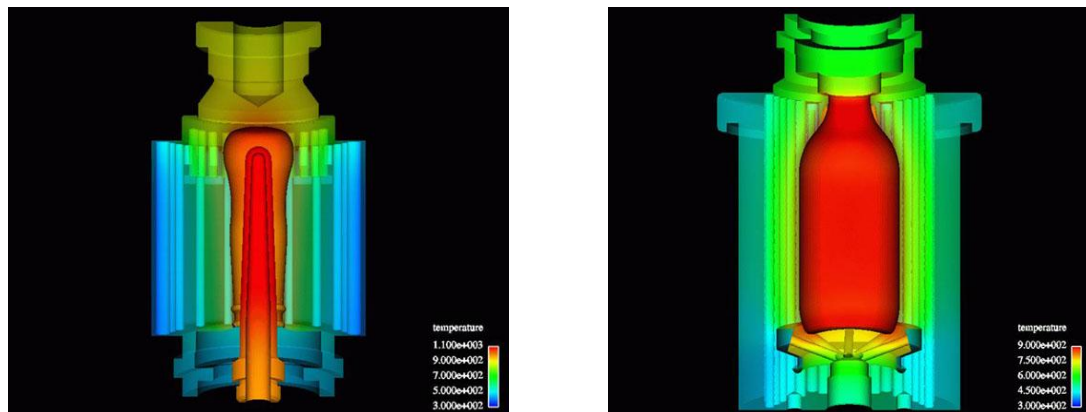
Figura 4. Distribución de temperatura en el molde



Emhart Glass@, 2006

Los canales de refrigeración internos en el molde permiten una reducción de tiempo en la formación del envase pues la refrigeración es mejor y se hace de forma controlada dependiendo del peso del vidrio que hay dentro del molde.

Figura 5. Canales de refrigeración en moldes para envases de vidrio



Emhart Glass@, 2006

2.2 ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

El enfriamiento del aire para la refrigeración de los moldes de envases de vidrio de la planta Peldar Envigado se efectúa con el fin de disminuir la temperatura para aumentar así la transferencia de calor del molde hacia el ambiente y generar una disminución en los defectos presentados en la línea de producción de envases que se presentan si las temperaturas en el aire de refrigeración son altas.

Una forma de acondicionar la temperatura del aire de refrigeración de moldes es aumentando su humedad relativa (Saturación Adiabática)³ sin llegar al extremo de sobresaturar el aire y causar algún tipo de complicaciones en los equipos eléctricos que estén involucrados en el proceso.

El proceso de controlar la temperatura y la humedad de un gas se conoce como acondicionamiento de gases o enfriamiento evaporativo. Este proceso se logra por medio de atomización de un líquido generalmente agua; teniendo un control en la cantidad de agua suministrada para lograr los resultados deseados. Para realizar una aproximación teórica se debe tener en cuenta ecuaciones como la conservación de la masa tanto de aire como del fluido, como también la conservación de la energía (Spraying Systems Co@).

El acondicionamiento de aire es un proceso combinado, el cual involucra muchas funciones como las condiciones del aire, su transporte, el cómo introducirlo al espacio que se va a acondicionar. Además involucra el calentamiento o enfriamiento desde una unidad encargada de mantener la temperatura, la

³ Saturación Adiabática, nombre con el cual se conoce técnicamente el proceso de aumentar la humedad relativa de un gas para disminuir su temperatura.

humedad, el caudal de aire, la limpieza del mismo, así como también el nivel de ruido y la presión para que este proceso sea confortable para el usuario dentro de los parámetros establecidos en un lugar determinado. (WANG, 2001).

2.2.1 Formas de acondicionamiento de aire

Una de las formas en las cuales los sistemas de acondicionamiento de aire se pueden clasificar es de acuerdo a su construcción y a sus características de funcionamiento.

2.2.2 Sistemas de aire acondicionado convencional.

El sistema de acondicionamiento de aire convencional básicamente está conformado por una unidad localizada o central; que consta de un refrigerador o bomba de calor como componente principal de este sistema y se conoce con el nombre de ciclo de refrigeración por compresión de vapor. Este dispositivo, incluye cuatro componentes principales:

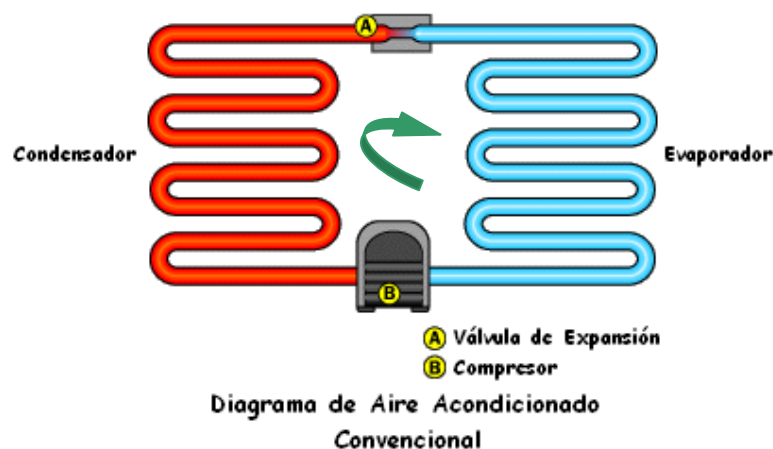
- Compresor.
- Condensador.
- Válvula de expansión.
- Evaporador.

Esta unidad permite extraer calor de un medio de baja temperatura a uno de alta temperatura con el fin de mantener el espacio refrigerado a baja temperatura quitándole calor.

Este dispositivo cíclico utiliza un fluido de trabajo que se conoce con el nombre de refrigerante y es el encargado de extraer el calor para efectuar el proceso de refrigeración y su funcionamiento básico es el siguiente: el refrigerante entra al compresor como vapor y es comprimido por este; elevando su presión y temperatura; sale del compresor y pasa por el serpentín del condensador lo que genera un enfriamiento y una condensación del refrigerante, este intercambio de calor se da hacia el medio ambiente.

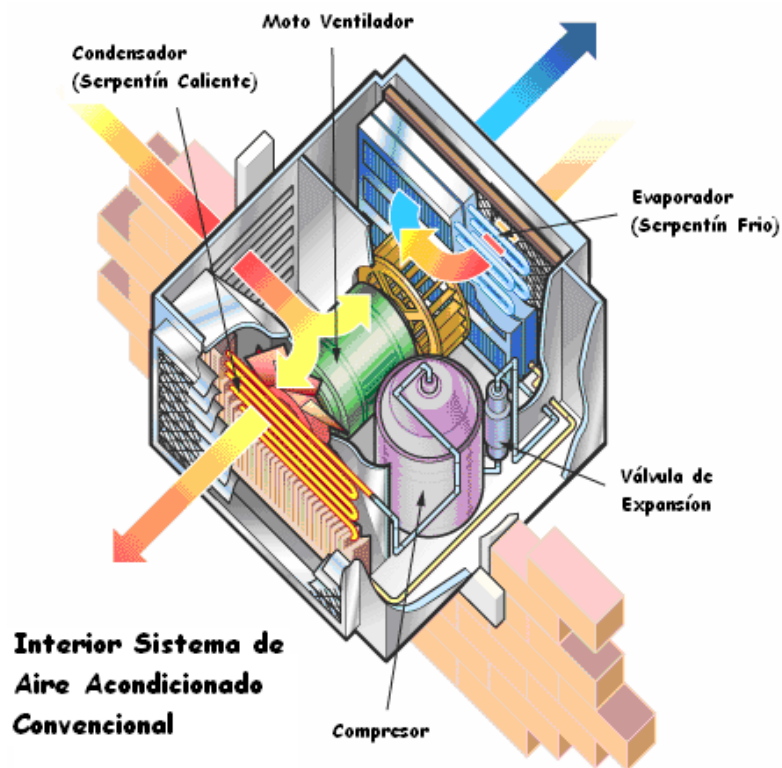
Luego entra a un tubo capilar o válvula de expansión donde la presión y la temperatura descienden drásticamente, debido al efecto de estrangulación. El refrigerante posteriormente entra al evaporador a una baja temperatura donde se evapora absorbiendo calor del espacio refrigerado. Por consiguiente el ciclo se completa cuando el refrigerante sale del evaporador y vuelve a entrar en el compresor. (ÇENGEL, 2003)

Figura 6. Diagrama de aire acondicionado convencional



HowStuffWorks@, 2006

Figura 7. Sistema de aire acondicionado convencional

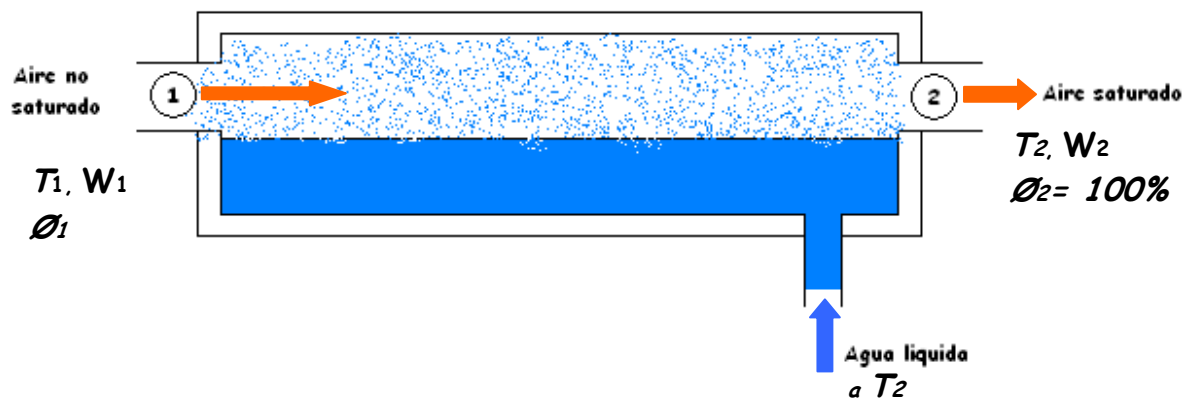


HowStuffWorks®, 2006

2.2.3 Enfriamiento evaporativo

Este sistema de acondicionamiento produce enfriamiento a una corriente de aire por medio de la evaporación de un fluido generalmente agua para disminuir su temperatura. Esto se debe a que el calor latente de evaporación se absorbe del fluido y de la corriente de aire. Este método de enfriamiento se caracteriza por su bajo consumo de energía en comparación con el sistema convencional de enfriamiento y aumentar la humedad relativa en el aire; es por esto que se utiliza en lugares secos o con poca humedad relativa en el aire. (WANG, 2001)

Figura 8. Esquema del enfriamiento evaporativo



2.2.4 Enfriamiento por deshumidificación

Este método de refrigeración es una combinación de enfriamiento evaporativo y el sistema de refrigeración convencional; pues es necesario tener en cuenta la interacción de dos corrientes de aire simultáneas para el funcionamiento de este sistema.

La corriente de entrada de aire puede ser aire proveniente del ambiente o una mezcla de aire exterior con aire que el sistema recircula y esta parte del proceso es simplemente enfriamiento convencional; mientras que la otra corriente de aire se conoce con el nombre de corriente regenerativa y se caracteriza por tener alta temperatura y se utiliza para ser deshumidificada. (WANG, 2001)

3. DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AIRE PARA LA REFRIGERACION DE MOLDES

El diseño del sistema de enfriamiento de aire en la planta de formación de envases de vidrio Peldar Envigado, surge como consecuencia de la ubicación de los equipos encargados de la refrigeración en una de sus líneas de producción. Pues la planta carece de espacio y su ubicación no es la adecuada.

El cuarto de ventiladores se encuentra ubicado contiguo al sótano de la planta de formación de envases de vidrio Peldar Envigado. En este lugar es donde se acumulan los residuos de vidrio caliente provenientes de los hornos cuando no son utilizados en la formación de botellas de vidrio, debido al mantenimiento o reparación de un molde y además el proceso es continuo y no se puede detener, pues se solidifica el vidrio y provoca daños en los mecanismos de las maquinas de formación de envases.

La acumulación del vidrio proveniente de los hornos genera alta temperatura en el ambiente del sótano 44°C a 46°C aproximadamente y se produce vapor debido a que se emplea agua rociada como refrigeración de la masa fundida de vidrio que es nuevamente reprocesada, a su vez, se deposita grasa proveniente de la lubricación de las máquinas.

Esta situación origina un aumento en la temperatura interior del cuarto de ventiladores entre 40°C y 42°C; dependiendo al mismo tiempo de la temperatura ambiente, la proximidad con el sótano y de la inserción de aire caliente proveniente del sótano al interior del cuarto debido a la succión generada por los ventiladores encargados de la refrigeración de los moldes y al calor producido por

la operación de equipos eléctricos como los motores de cada uno de los 6 ventiladores.

Por otra parte el cuarto de ventilación tiene dos entradas de aire fresco procedente del ambiente, pero estas también presentan aumento de temperatura debido a su ubicación; pues una de ellas se encuentra al lado del horno y absorbe el calor que este irradia y lo introduce al cuarto de ventiladores; mientras que la otra se encuentra sobre los hornos de recocido de las botellas y presenta acumulación térmica igualmente.

Figura 9. Ductos entradas de aire cuarto de ventiladores



Es por esta situación que la temperatura del aire de refrigeración de los moldes no es la adecuada y se presentan defectos (*Torcido y Ovalado*) en la producción de envases de vidrio debidos a altas temperaturas en el aire empleado para la refrigeración de los moldes, como también rendimientos inadecuados para la capacidad de producción de la línea de producción de la planta Peldar Envigado.

Debido a la situación descrita, los parámetros de temperatura en el aire de refrigeración de los moldes de envases de vidrio no son los adecuados, pues los recomendados para la velocidad en botellas por minuto (380 bpm)⁴ producidas que tiene la línea de producción son:

- Temperatura del aire de refrigeración de los moldes 30°C-35°C
- La eficiencia volumétrica de trabajo de los ventiladores es del 95%-99% de su capacidad.
- El caudal de aire para la refrigeración de los moldes es 25000 ACFM⁵.
- Presión de operación de cada ventilador 57 pulgadas columna de agua⁶.

(Ver Tabla Anexo 1)

Todos los parámetros de funcionamiento de los ventiladores y operación de la máquina están en el rango de valores propuestos por la casa matriz (*Owens Illinois O-I*⁷) para que se tenga un buen funcionamiento. El único parámetro que no cumple con las recomendaciones es la temperatura del aire de refrigeración de moldes, pues los registros de temperatura que se tienen son de 50°C o una temperatura mayor.

⁴ 380 bpm, Designación de la velocidad en botellas por minuto producidas por una máquina formadora de botellas de vidrio.

⁵ 25000 ACFM, caudal de aire en el sitio en pies cúbicos por minuto de los ventiladores encargados de la refrigeración de los moldes.

⁶ Presión de operación de los ventiladores en pulgadas de columna de agua.

⁷ Owens Illinois, nombre de la compañía productora de envases de vidrio más grande a nivel mundial, propietaria de acciones en Peldar.

Figura 10. Ventilador enfriamiento aire refrigeración moldes

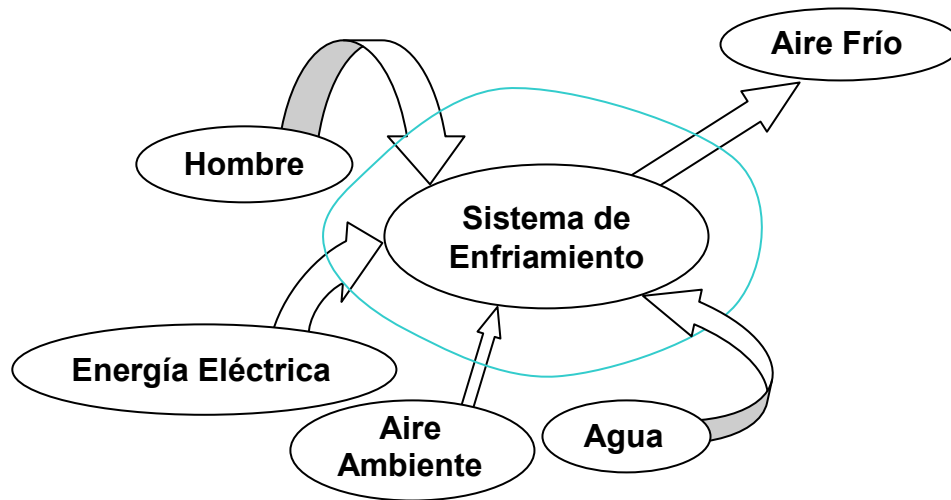


Estos valores de temperatura en el aire de refrigeración de los moldes se deben a la ubicación y situación actual del cuarto de ventiladores. Es por esto que se ve la necesidad de disminuir la temperatura del aire de refrigeración de los moldes desde el cuarto de ventiladores, pues es allí donde el aire de refrigeración de los moldes tiene un aumento en la temperatura significativo, debido a la carga térmica ejercida por el ambiente del sótano y de las entradas hacia el cuarto de ventiladores.

4. DEFINICION DE CONDICIONES DE FRONTERA Y RESTRICCIONES

Es necesario tener una definición clara de las restricciones, condiciones y/o eventos que se puedan presentar durante la operación del sistema de enfriamiento de aire para la refrigeración de moldes de vidrio; para evaluarlos y tenerlos presentes en el momento de realizar el modelo matemático, con el fin de tener una modelación, por medio de ecuaciones matemáticas que permitan predecir el comportamiento y la variación de temperatura lo más acertado posible con la realidad.

Figura 11. Relación del sistema de enfriamiento con el entorno

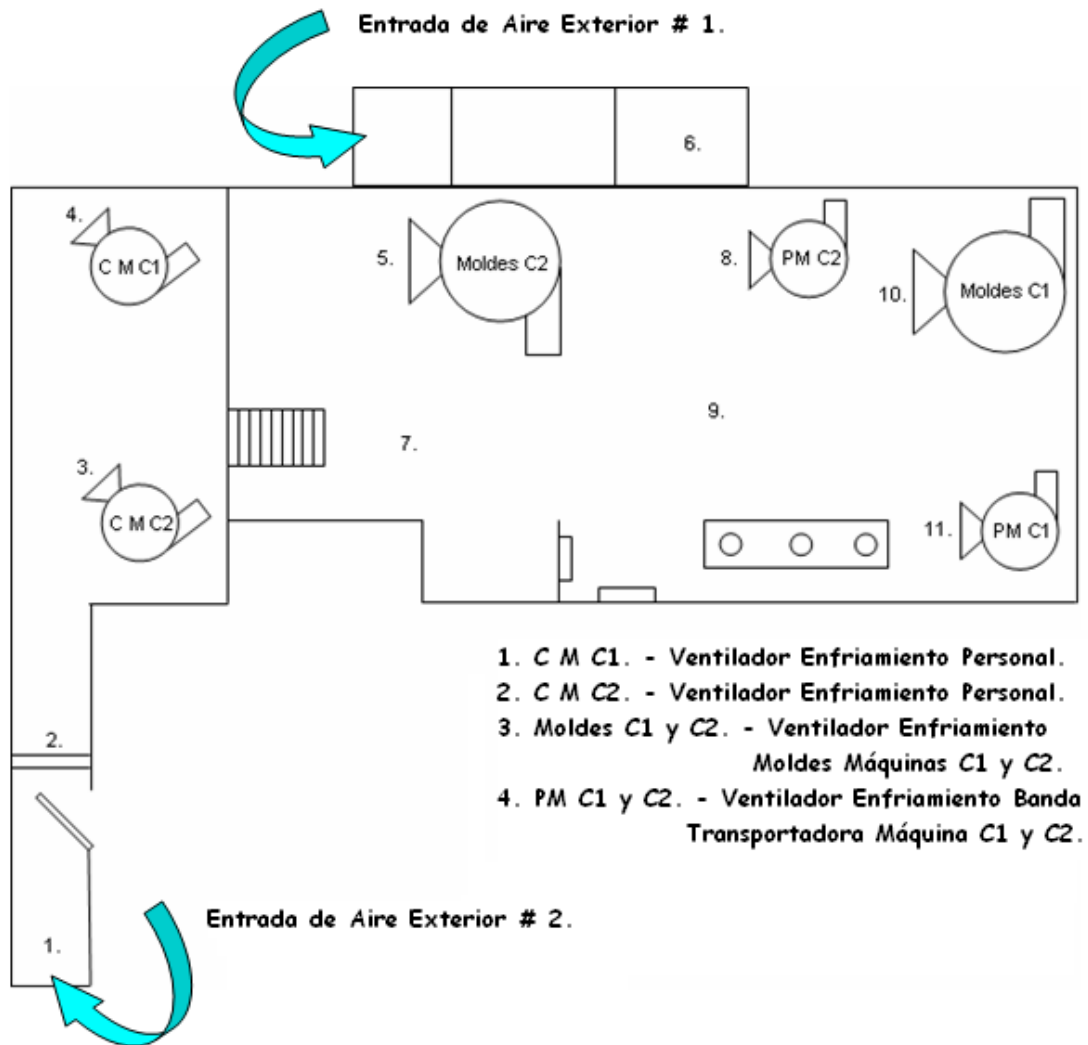


4.1 VARIACION DE LA TEMPERATURA EN EL INTERIOR DEL CUARTO DE VENTILADORES

El comportamiento de la temperatura en el interior del cuarto de ventiladores es importante para el funcionamiento del proceso de formación de envases de vidrio en la línea de producción de la planta Peldar Envigado. Pues la temperatura del aire de refrigeración para moldes depende en gran medida de esta temperatura al igual que la temperatura exterior del cuarto de ventiladores; que en este caso es la temperatura ambiente; ya que los ventiladores succionan el aire del interior del cuarto, el cual se encuentra cargado térmicamente (por la ubicación actual y las razones previamente descritas) llevándolo directamente hacia las máquinas de formación de envases para refrigerar los moldes. Es por esto que se debe disminuir la temperatura interior de este cuarto de ventiladores y así lograr tener una temperatura del aire en el rango de parámetros ideales para la adecuada refrigeración.

Para conocer el comportamiento de la temperatura interior del cuarto de ventiladores se elabora el siguiente layout en el cual se muestra de forma esquemática la distribución de los 6 ventiladores, los 2 ductos de entrada de aire exterior al cuarto y los puntos de control en los cuales se toma la temperatura a diferentes horas del día para así conocer cómo cambia y cuáles son los puntos de mayor temperatura, para determinar las condiciones máximas a las cuales el sistema debe trabajar y así acondicionar la temperatura dentro de los valores permitidos para que el proceso tenga un funcionamiento adecuado.

Figura 12. Esquema de distribución de equipos en el cuarto de ventilación



De acuerdo al seguimiento efectuado en la temperatura interior del cuarto de ventiladores en los puntos señalados en la figura anterior y a la temperatura ambiente en el momento de realizar las mediciones; se obtiene la tabla numero 1 (ver apéndice) con el registro de cada uno de los puntos, su valor de temperatura y la hora en la que se realiza la medición.

Esta medición se realiza con un termómetro digital de tal forma que se pueda obtener una medición rápida y precisa, además en la tabla 1 se muestran los

valores de temperatura máximos, mínimos y temperatura promedio en cada uno de los puntos de acuerdo a la figura 12 y a los valores en la tabla del anexo 2.

Tabla 1. Variación de la temperatura interior del cuarto de ventiladores y temperatura ambiente

	T-1	T-2	T-3	T-4	T-5	T-6	T-7	T-8	T-9	T-10	T-11	T-amb
Máximo	39,6	38,9	39,2	38,7	41,8	42,1	41,2	23,7	41,5	45,3	42,2	32,7
Mínimo	28,6	28,5	28,7	29,7	32,8	28,3	31,4	20,6	29,6	33,3	32,8	23,2
Promedio	34,4	34,2	35,0	35,0	38,1	35,9	37,0	21,8	37,0	40,6	38,6	28,9

4.2 DETERMINACION DEL CAUDAL DE AIRE EN LOS DUCTOS DE ENTRADA AL CUARTO DE VENTILADORES

Para la implementación del sistema de enfriamiento de aire, utilizado en la refrigeración de los moldes en el proceso de formación de envases de vidrio, es necesario conocer la cantidad y velocidad del aire involucrado en el proceso de la refrigeración, con el fin de establecer unas condiciones para proceder con su acondicionamiento. De esta forma se hace necesario conocer las dimensiones de los ductos de entrada de aire proveniente del ambiente y su velocidad en varios puntos de los ductos a través de la sección transversal, para así tener un valor promedio de esta y conocer el caudal de entrada de los dos ductos y saber en qué porcentaje aporta cada uno de ellos de acuerdo a la distribución de los ventiladores y su cercanía con respecto a las entradas de aire.

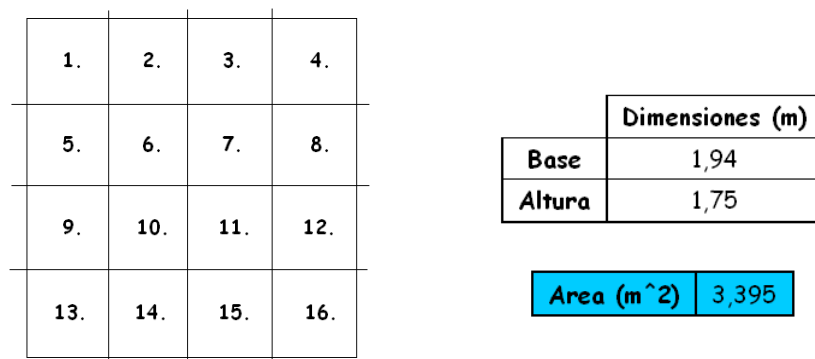
Los valores de velocidad del aire proveniente del ambiente en el interior de los ductos de entrada hacia el cuarto de ventiladores presentados a continuación se obtuvieron por medio de mediciones con un velómetro. Por medio de esta herramienta se conoce el valor de la velocidad del aire y con el área de la sección transversal del ducto se conoce también la cantidad de aire que entra por unidad de tiempo; de esta forma se cuantifica la masa de aire a la cual por medio del sistema de refrigeración se desea disminuir la temperatura para introducirla en el proceso de enfriamiento.

Por medio de esta medición es posible realizar un primer acercamiento a la cantidad de energía que se desea retirar a la masa de aire que los ventiladores succionan; pues se conoce también a que temperatura esta en el interior del cuarto.

Para esta medición es necesario realizar una subdivisión en el área transversal de los ductos y así proceder con la medición con el fin de tener mediciones en distintos puntos a través de la sección y promediar los valores obtenidos.

Las siguientes tablas muestran los valores de velocidad del aire a través de la sección transversal en diferentes puntos de esta y en distintas regiones.

Figura 13. Subdivisión de los ductos de entrada de aire al cuarto de ventiladores



Los valores de velocidad en los puntos de control a través de la sección transversal de uno de los ductos de entrada de aire ambiente al cuarto de ventiladores son los que se presentan en la siguiente tabla, las demás mediciones y parámetros como tamaño de la sección transversal, caudal total, distribución de velocidad en diferentes secciones de los ductos se presentan en el anexo 3.

Tabla 2. Magnitud de la velocidad del aire en el ducto de entrada

Posición	Velocidad del Aire (m/s)
1	4,5
2	0
3	1
4	0
5	5,5
6	5,45
7	5,5
8	5,5
9	5,2
10	5,3
11	5
12	4,3
13	4,7
14	5,1
15	4,9
16	3

Velocidad Promedio (m/s)	4,06
--------------------------	------

4.3 RECURSOS DISPONIBLES PARA LA IMPLEMENTACION DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

El diseño y la implementación del sistema de refrigeración de aire se debe acoplar tanto a las necesidades de operación, funcionamiento, requerimientos técnicos de la planta de formación de envases de vidrio Peldar Envigado, como también, a los espacios disponibles para su implementación y debe contar con recursos ya existentes dentro de las instalaciones físicas de la planta; sin realizar inversiones de dinero significativas.

Para esto es necesario enumerar los equipos y los recursos que la planta pone a disposición para que estos en conjunto logren suplir una necesidad que se presenta en la línea de producción de envases de vidrio.

4.3.1 Red de aire comprimido

Para la selección y el tipo de sistema de enfriamiento que se plantea, la planta pone a disposición la red de aire comprimido de 50 PSig; la cual es utilizada como energía de procesos para el movimiento y funcionamiento de las máquinas formadoras de botellas. El movimiento generado por esta energía (Aire comprimido) sobre los mecanismos de las máquinas permite que el vidrio se desplace del premolde al molde, y del molde hacia la banda transportadora por medio del desplazamiento de las pinzas de sujeción para proceder con la totalidad del proceso en la formación de envases de vidrio.

Las condiciones del aire comprimido para el sistema de enfriamiento se deben conocer para determinar el punto de operación, con el fin de tener una aproximación o veracidad de acuerdo al modelo matemático planteado. Las condiciones de la red de aire comprimido son presión disponible 50 PSIG y la humedad relativa cero (0) o un valor muy cercano a este, pues por ser un aire utilizado en procesos neumáticos debe tener una humedad relativa cercana a este valor para evitar problemas de oxidación en los equipos que disponen de esta energía; es por esto que el aire de esta red neumática se hace pasar por secadores de sílice o cerámicos para así eliminar la mayor cantidad de humedad posible.

4.3.2 Sistema de enfriamiento de agua (Chiller)

Para la implementación del sistema de enfriamiento de aire por humidificación que se plantea, hay disponible un sistema de refrigeración de agua (chiller)⁸, con el fin de obtener un beneficio o ventaja en el momento en el cual el sistema de enfriamiento inicie la operación, esto se debe a que el flujo de agua con el que se pretende efectuar el enfriamiento se encuentra a una temperatura por debajo de la temperatura ambiente, razón por la cual hay una transferencia de calor o flujo de calor mayor y así la temperatura del aire a la salida del sistema de enfriamiento puede ser menor o igual a la temperatura inicial o temperatura ambiente.

Los parámetros de operación del chiller están suministrados en el anexo 4 y con base a esta información es posible también trazar límites de caudales de agua fría disponible para el proceso de enfriamiento de aire y la refrigeración de los moldes por medio de este; además cabe anotar que un parámetro a tener en cuenta y de sumo cuidado es la humedad relativa en el interior del cuarto de ventiladores,

⁸ Máquina de enfriamiento de fluidos líquidos por compresión de vapor o absorción en el ciclo de refrigeración.

pues no debe haber condensación de agua ya que puede ocasionar fallas en los motores de los ventiladores y demás equipos eléctricos al interior del cuarto.

5. EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

Para el planteamiento matemático del modelo del sistema de refrigeración que se desea implementar es necesario realizar un balance de masas y energía para las condiciones de entrada y salida; de tal forma que se pueda tener un punto de partida (condiciones iniciales) y un punto final (condiciones finales) que depende de estas condiciones de entrada. Además es necesario tener en cuenta que las condiciones de salida son las condiciones a las cuales el aire refrigera los moldes para los envases de vidrio; esto es la temperatura final del aire es la variable que se desea predecir por medio de esta aplicación.

5.1 ENFRIAMIENTO DEL AIRE EN EL CUARTO DE VENTILACION

El análisis para la elaboración del modelo matemático se plantea en tres subconjuntos que integran entre si la totalidad del sistema que se implementara en la línea de producción.

De esta forma se hace más simple dicho análisis y así se puede tener un mayor control de las variables involucradas en todo el diseño de este.

Los resultados obtenidos en este primer subconjunto son utilizados para las condiciones iniciales del siguiente que involucra el aumento de temperatura en el

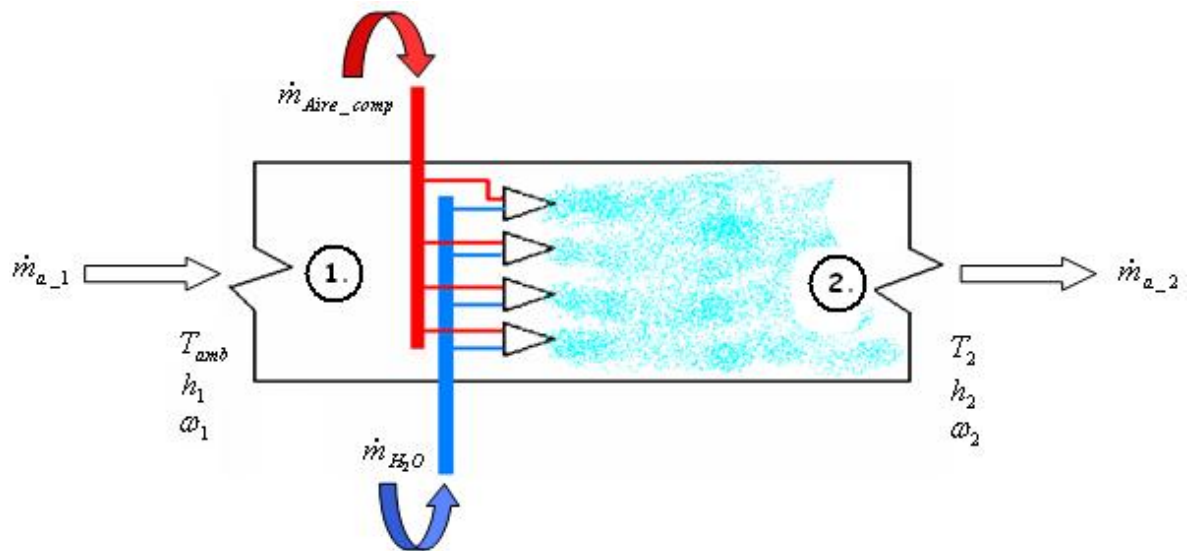
interior del ventilador/soplador y una disminución en la humedad relativa del flujo de aire para la refrigeración de los moldes.

5.1.1 Análisis del sistema de enfriamiento en el cuarto de ventiladores

A continuación se propone un sistema de enfriamiento por medio de saturación adiabática o enfriamiento evaporativo (aspersión de agua) con el fin de suplir las necesidades de la planta en la línea de producción de envases Peldar.

Para esto es necesario conocer las condiciones del aire ambiente como presión atmosférica, temperatura, humedad relativa, etc. Con el objetivo de hacer una ubicación en la carta psicrométrica y así determinar la cantidad máxima de agua que se le puede agregar a la corriente de agua para disminuir la temperatura.

Figura 14. Esquema del sistema de enfriamiento propuesto



Teniendo en cuenta que el flujo de aire proviene del ambiente a una temperatura promedio de 25 °C y una presión atmosférica de 85.5 kPa que corresponde a una

altura promedio de 1479 m sobre el nivel del mar se obtienen los siguientes datos para el análisis matemático.

Tabla 3. Parámetros para el análisis del modelo matemático a la entrada del cuarto de ventiladores

Parámetros	Valor	Unidades	Comentarios
T_{ref}	0	$^{\circ}C$	Temperatura de referencia para la entalpía del gas
X_1	1	---	Calidad del vapor
Z_{med}	1479	m	Altura promedio de Envigado a nivel del mar
T_{amb}	25	$^{\circ}C$	Temperatura ambiente promedio
ρ_{aire} @ P_{atm}, T_{amb}	0.9932	$\frac{kg}{m^3}$	Densidad del aire a la entrada del cuarto de ventiladores a presión atmosférica y temperatura ambiente
h_{go}	2501	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía de referencia del vapor de agua
C_{p_a}	1.007	$\frac{kJ}{kg * ^{\circ}K}$	Calor específico del Aire Seco a temperatura ambiente
C_{p_v}	1.887	$\frac{kJ}{kg * ^{\circ}K}$	Calor específico del Vapor de Agua a temperatura ambiente
$C_{p_H_2O}$	4.183	$\frac{kJ}{kg * ^{\circ}K}$	Calor Especifico del Agua a temperatura ambiente
$C_{p_H_2OChiller}$	4.184	$\frac{kJ}{kg * ^{\circ}K}$	Calor Especifico del Agua del Chiller
$T_{H_2OChiller}$	15	$^{\circ}C$	Temperatura del Agua proveniente del Chiller
T_{Aire_comp}	25	$^{\circ}C$	Temperatura del aire comprimido

De acuerdo a los parámetros de la tabla 3 se procede a realizar los cálculos necesarios para conocer el estado del aire en el interior del cuarto de ventiladores después de humidificarlo con aspersion de agua.

Es necesario comprender que dicha aspersion se debe hacer de forma controlada, ya que en el interior del cuarto de ventiladores hay equipos eléctricos y pueden presentar daños o desperfectos por condensación del vapor de agua presente en

el aire del cuarto, por lo que la humedad relativa del aire en el interior del recinto no debe ser tal que se presente condensación, esto es no puede ser mayor al 95%; condición que se debe cumplir en el momento de desarrollar el análisis y elegir el rango de trabajo del humidificador por aspersion de agua.

A continuación se presenta el planteamiento matemático del sistema de enfriamiento por aspersion de agua en el cuarto de ventiladores.

Temperatura de bulbo seco del aire ambiente

$$T_{bs_1} = T_{atm}$$

$$T_{bs_1} = 25 \text{ } ^\circ C \quad (1)$$

Temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente

$$T_{bh_1} = 20 \text{ } ^\circ C \quad (2)$$

Presión atmosférica del lugar (Planta Peldar Envigado)

$$P_{atm} = 101.3 * \exp \left[\frac{-9.81 * Z_{med}}{287.035 * (T_{bs} + 273.15)} \right] \quad (3)$$

Para determinar el flujo de masa de aire que ingresa al cuarto es necesario conocer las dimensiones de los ductos (sección transversal) de entrada de aire al cuarto y la velocidad del aire en este punto, estos datos están en el anexo 3 con las velocidades en distintos puntos de la sección transversal de cada uno de los dos ductos y sus respectivas medidas, de este anexo se puede extraer los siguientes datos:

- Ducto de entrada de aire superior

Tabla 4. Parámetros del aire en el ducto de entrada superior al cuarto de ventiladores

Parámetro	Valor	Unidades	Comentario
A_t	3.395	m^2	Area de la sección transversal del ducto
\bar{V}	4.9208	$\frac{m}{s}$	Velocidad promedio del aire en la sección transversal

- Ducto de entrada de aire lateral

Tabla 5. Parámetros del aire en el ducto de entrada lateral al cuarto de ventiladores

Parámetro	Valor	Unidades	Comentario
A_t	4.05	m^2	Area de la sección transversal del ducto
\bar{V}	4.4333	$\frac{m}{s}$	Velocidad promedio del aire en la sección transversal

Con los valores de las tablas 4 y 5 se conoce el caudal de aire que ingresa al interior del cuarto de ventiladores, como también el flujo de masa de este, ya que se tienen datos de la temperatura ambiente y por consiguiente la densidad del aire.

Para el ducto de entrada de aire superior se tiene:

$$Q_1 = A_t * \bar{V} \quad (4)$$

$$Q_1 = 16.706 \frac{m^3}{s} \quad \text{Caudal de aire en la entrada superior}$$

$$\dot{m}_1 = \rho_{aire} @_{Patm, Tamb} * Q_1 \quad (5)$$

$$\dot{m}_1 = 0.9932 \frac{kg}{m^3} * 16.706 \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{m}_1 = 16.592 \frac{kg}{s} \quad \text{Flujo de masa de aire en la entrada superior}$$

De manera similar para el ducto de entrada de aire lateral

$$Q_2 = A_t * \bar{V} \quad (6)$$

$$Q_2 = 17.9549 \frac{m^3}{s} \quad \text{Caudal de aire en la entrada superior}$$

$$\dot{m}_2 = \rho_{aire} @_{Patm, Tamb} * Q_2 \quad (7)$$

$$\dot{m}_2 = 0.9932 \frac{kg}{m^3} * 17.9549 \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{m}_2 = 17.8328 \frac{kg}{s} \quad \text{Flujo de masa de aire en la entrada lateral}$$

Con los flujos de masa en los dos ductos de entrada al cuarto de ventiladores se tiene el flujo total a la entrada del saturador adiabático para el modelo matemático, esto es (conservación de la masa, ÇENGEL, 2003):

$$\dot{m}_{a_1} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad \text{Flujo de masa total a la entrada} \quad (8)$$

$$\dot{m}_{a_1} = 34.4248 \frac{kg}{s}$$

Ahora se procede a calcular otras propiedades psicrométricas como las presiones de vapor, presiones de saturación, humedad absoluta y relativa, etc. en el punto de entrada; ya que el aire presente en el ambiente es una mezcla de aire seco y vapor de agua dependiendo de la humedad relativa del lugar. Para este caso la humedad relativa promedio es de 65% (Envigado@, 2006).

Los valores de las propiedades de la mezcla psicrométrica se calculan con las siguientes relaciones:

- Presiones de saturación a temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo. Se estimaran empleando una correlación del tipo (Relación de Antoine, PERRY, 1997):

$$P_{sat} = f * \exp\left[\frac{-g}{T+h}\right]$$

Donde

$$f = 1.40974 * 10^7 \text{ kPa}$$

$$g = 3928.5^\circ C$$

$$h = 231.667^\circ C$$

Para el caso del agua

Con lo cual se obtiene la presión de saturación a temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo respectivamente

$$P_{s@Tbs} = 1.40974 * 10^7 * \exp\left[\frac{-3928.5}{T_{bs} + 231.667}\right] \text{ Presión de saturación} \quad (9)$$

$$P_s = 3.176 \text{ kPa}$$

@Tbs_1

$$P_s = 1.40974 * 10^7 * \exp\left[\frac{-3928.5}{T_{bh} + 231.667}\right] \text{ Presión de saturación} \quad (10)$$

$$P_s = 2.343 \text{ kPa}$$

@Tbh_1

- Humedad absoluta o específica ω y humedad específica de saturación ω_s (relación de la masa de vapor de agua presente en una masa unitaria de aire seco, WANG, 2001):

$$\omega_s = \frac{0.622 * P_s}{P - P_s} \quad (11)$$

@Tbh

$$\omega = \frac{\omega_s * \left[c_{p_{H_2O}} - c_{p_v} \right] * T_{bh} - c_{p_a} * (T_{bs} - T_{bh})}{c_{p_{H_2O}} * T_{bh} + c_{p_v} * T_{bs}} \quad (12)$$

- Humedad relativa (relación de la cantidad de humedad que el aire contiene con la cantidad máxima de humedad que el aire puede contener a la misma temperatura, ÇENGEL, 2003):

$$\phi = \frac{P}{P_s} * \frac{\omega}{0.622 + \omega} \quad (13)$$

@Tbs

- Presión de vapor

$$P_v = \phi * P_s \quad (14)$$

@Tbs

- Volumen específico (Ecuación de estado de los gases ideales, MARON, 1999):

$$v = 0.287 * \frac{(C_{bs} + 273.15)}{P - P_v} \quad (15)$$

- Densidad de la mezcla

$$\rho = \left(\frac{1}{v}\right) * (1 + \omega) \quad (16)$$

Otra propiedad importante para el aire seco y para el vapor de agua es la entalpía que depende de la temperatura y del calor específico de la sustancia, para el caso psicrométrico se ha convenido definir la entalpía de la mezcla por unidad de masa de aire seco como (entalpía de una mezcla unitaria de aire seco y vapor de agua, GENDEL, 2003):

$$h = h_a + \omega * h_g \quad (17)$$

- Para el aire seco a la entrada del saturador la entalpía se define como (entalpía específica del aire seco, WANG, 2001):

$$h_{a_1} = C_{p_a} * T_{bs_1} \quad (18)$$

- Para el vapor de agua presente en el aire ambiente se tiene de manera similar una entalpía (entalpía específica del vapor de agua, WANG, 2001):

$$h_{g_1} = h_{go} + C_{p_v} * T_{bs_1} \quad (19)$$

La entalpía de la mezcla aire-vapor de agua a la entrada se obtiene sumando las ecuaciones 18 y 19 respectivamente mas el porcentaje de agua presente en el aire que se obtiene a la entrada

$$h_1 = h_{a_1} + \omega_1 * h_{g_1} \quad (20)$$

Con el desarrollo de las ecuaciones anteriores se obtiene las características de la mezcla aire-vapor de agua en la entrada de los ductos al cuarto de ventiladores y así es posible ubicarse en la tabla psicrométrica de tal forma que se puede predecir qué cantidad de agua se puede adicionar al flujo de aire para llegar a una humedad relativa no mayor al 95%.

En la siguiente tabla se puede observar un resumen de las propiedades del aire antes de ingresar al cuarto de ventiladores, esto es sin humidificar.

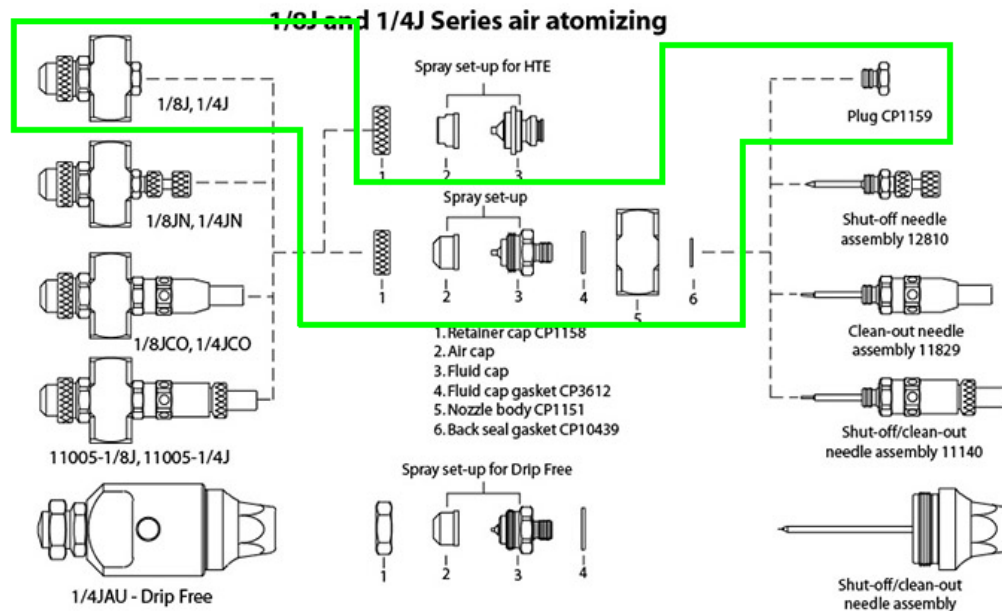
Tabla 6. Resumen de las propiedades del aire en la entrada de los ductos al cuarto de ventilación

Parámetro	Valor	Unidades	Comentario
P_{atm}	85.5	kPa	Presión atmosférica correspondiente a una altura de 1479 m sobre el nivel del mar
T_{bs_1}	25	$^{\circ}C$	Temperatura de bulbo seco del ambiente
T_{bh_1}	20	$^{\circ}C$	Temperatura de bulbo húmedo del ambiente
$P_s @ T_{bs}$	3.176	kPa	Presión de saturación a temperatura de bulbo seco
$P_s @ T_{bh}$	2.343	kPa	Presión de saturación a temperatura de bulbo húmedo
ω_s	0.01753	$\frac{kgH_2O}{kgAire}$	Humedad específica de saturación a temperatura de bulbo húmedo
ω	0.01542	$\frac{kgH_2O}{kgAire}$	Humedad específica o absoluta
ϕ	65.11	%	Humedad relativa
P_v	2.068	kPa	Presión de vapor presente en la mezcla

Parámetro	Valor	Unidades	Comentario
v	1.026	$\frac{m^3}{kgAire}$	Volumen específico
ρ	0.9901	$\frac{kg}{m^3}$	Densidad de la mezcla
h_{a_1}	25.17	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía del aire seco a temperatura ambiente (bulbo seco)
h_{g_1}	2548	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía del vapor de agua a temperatura ambiente (bulbo seco)
h_1	64.45	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía de la mezcla aire-vapor de agua ambiente

Para la humidificación del flujo de aire se propone boquillas de atomización Spraying Systems Co. ® referencia 1/8J y 1/4J. Estas boquillas generan un patrón de aspersión definido por las presiones de operación de los fluidos, en este caso agua y aire comprimido. La configuración de las boquillas se puede observar en la siguiente figura.

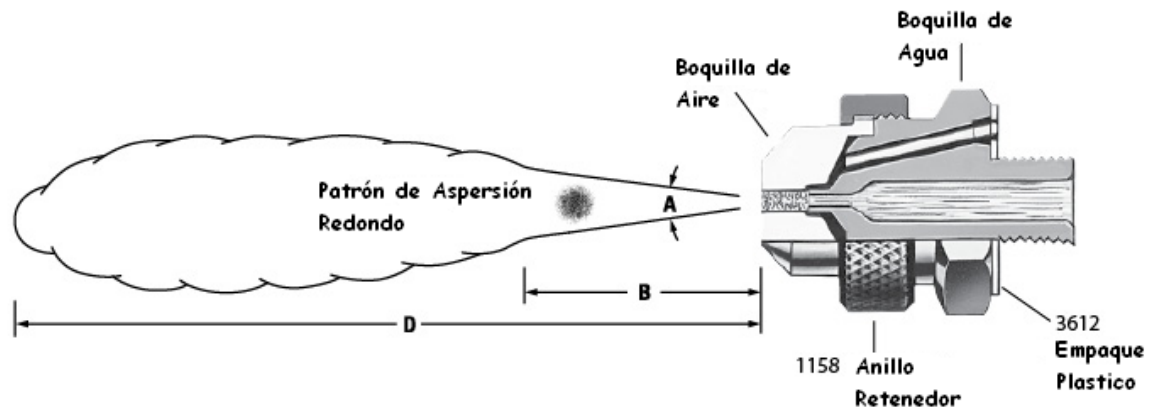
Figura 15. Configuración de las boquillas de aspersión de agua



(Adaptado de Spraying Systems Co®, 2006)

De acuerdo a las restricciones que se tienen con respecto a la humedad relativa en el interior del cuarto de ventiladores, la línea de aire comprimido disponible en la planta, la presión de la línea de agua disponible en el lugar del humidificador que depende de la capacidad del chiller como se puede ver en el anexo 4 con los datos de operación y los valores de operación de las boquillas de aspersión de agua se debe seleccionar el rango de trabajo de estas, controlando las presiones tanto de agua como aire comprimido como recomienda el fabricante en la tabla del anexo 5.

Tabla 7. Rendimiento de las boquillas y características según la presión de operación



Ref. Boquilla	Dimensiones de la Aspersión				
	Aire bar	Agua bar	Angulo Aspersión A (°)	B (cm)	D (m)
SU22	1.0	.70	17	61	4.9
	1.8	1.5	18	69	5.8
	2.8	2.0	20	76	6.7
	3.5	3.0	20	79	7.0
	4.9	4.0	21	91	8.5

(Adaptado de Spraying Systems Co@, 2006)

De acuerdo a estos datos suministrados por el fabricante y las restricciones que se tienen en el lugar de trabajo se procede con el desarrollo matemático del saturador adiabático.

El flujo de aspersion de agua y aire comprimido por medio de las boquillas de acuerdo a la presión seleccionada y con respecto al anexo 5 son:

- Se selecciona una boquilla SU22 de acuerdo a las presiones disponibles de aire comprimido y agua en el lugar de trabajo.

Presión de trabajo para el agua

$$P_{H_2O} = 2 \text{ bar} \rightarrow 30 \text{ psi aproximadamente}$$

Caudal de agua según la presión de trabajo

$$Q_{H_2O} = 25 \frac{\text{lt}}{\text{h}} \rightarrow 6.944 * 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Flujo de masa de agua

$$\dot{m}_{H_2O} = \rho_{H_2O} * Q_{H_2O}$$

$$\rho_{H_2O} @ T_{H_2O \text{Chiller}} = 999.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\therefore \dot{m}_{H_2O} = 999.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 6.944 * 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 6.939 * 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

- De manera similar se realiza el cálculo del flujo de masa para el aire comprimido.

Presión de trabajo para el aire comprimido

$$P_{Aire_comp} = 3 \text{ bar} \rightarrow 43 \text{ psi aproximadamente}$$

Caudal de aire comprimido según la presión seleccionada por el fabricante (ver anexo 5)

$$Q_{Aire_comp} = 150 \frac{lt}{min} \rightarrow 2.5 * 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

Flujo de masa de aire comprimido

$$\dot{m}_{Aire_comp} = \rho_{Aire_comp} * Q_{Aire_comp}$$

$$\rho_{Aire_comp} @ Tamb = 0.9932 \frac{kg}{m^3}$$

$$\therefore \dot{m}_{Aire_comp} = 0.9932 \frac{kg}{m^3} * 2.5 * 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{m}_{Aire_comp} = 2.483 * 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

Tabla 8. Resumen de datos para las boquillas de aspersión (SU22) de agua a una presión definida

Parámetro	Valor	Unidades	Comentario
P_{H_2O}	30	<i>psi</i>	Presión de operación en la línea de agua según el fabricante
P_{Aire_comp}	43	<i>psi</i>	Presión de operación en la línea de aire comprimido según el fabricante
Q_{H_2O}	$6.944 * 10^{-6}$	$\frac{m^3}{s}$	Caudal de agua por boquilla
Q_{Aire_comp}	$2.5 * 10^{-3}$	$\frac{m^3}{s}$	Caudal de aire comprimido por boquilla
\dot{m}_{H_2O}	$6.939 * 10^{-3}$	$\frac{kg}{s}$	Flujo de masa de agua por boquilla según el punto de operación seleccionado
\dot{m}_{Aire_comp}	$2.483 * 10^{-3}$	$\frac{kg}{s}$	Flujo de masa de aire comprimido por boquilla según el punto de operación seleccionado

Igualmente se debe calcular las propiedades para estas sustancias, ya que son flujos que entran en el proceso de saturación adiabática y es necesario conocer propiedades tales como la entalpía y el calor específico de cada una de ellas para efectos de cálculo.

- Entalpía del agua aspersada proveniente del chiller

$$h_{H_2O} = C_{p_H_2OChiller} * T_{H_2OChiller} \quad (21)$$

De la tabla 3 los valores de $C_{p_H_2OChiller}$ y $T_{H_2OChiller}$ son respectivamente:

$$C_{p_H_2OChiller} = 4.184 \frac{kJ}{kg * ^\circ K} \quad y \quad T_{H_2OChiller} = 15 \text{ } ^\circ C$$

$$\therefore h_{H_2O} = 62.76 \frac{kJ}{kg}$$

Para el aire comprimido la entalpía es:

$$h_{Aire_comp} = C_{p_a} * T_{amb} \quad (22)$$

De la tabla 3 se tiene:

$$C_{p_a} = 1.007 \frac{kJ}{kg * ^\circ K} \text{ y } T_{amb} = 25 \text{ } ^\circ C$$

$$\therefore h_{Aire_comp} = 25.175 \frac{kJ}{kg}$$

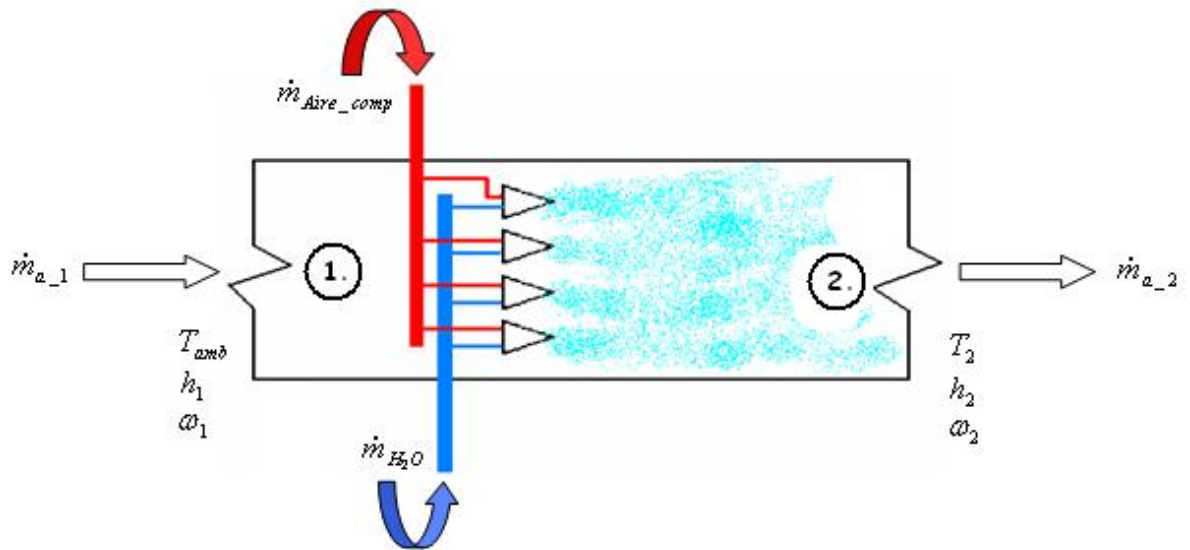
En el momento de realizar la aspersión de agua en cada uno de los ductos de entrada al cuarto de ventiladores se hace necesario poner 4 boquillas aspersores, esto con el fin de lograr un flujo de manera uniforme en el agua a través de la sección transversal de cada uno de los dos ductos; por lo que se tiene un total de 8 boquillas con un flujo total de aire comprimido y agua como se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 9. Parámetros de operación del saturador adiabático compuesto por 8 boquillas aspersores

Parámetro	Valor	Unidades	Comentario
h_{H_2O}	62.76	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía del agua en las boquillas de aspersión
h_{Aire_comp}	25.175	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía del aire comprimido en las boquillas de aspersión
\dot{m}_{H_2O}	$55.511 * 10^{-3}$	$\frac{kg}{s}$	Flujo de masa de agua en el saturador adiabático (8 boquillas de aspersión)
\dot{m}_{Aire_comp}	$19.864 * 10^{-3}$	$\frac{kg}{s}$	Flujo de masa de aire comprimido en el saturador adiabático (8 boquillas de aspersión)
\dot{m}_{a_1}	34.4248	$\frac{kg}{s}$	Flujo de masa de la mezcla de aire-vapor de agua a la entrada del saturador adiabático

El balance de masa a la salida del saturador adiabático después de realizar la aspersión de agua, con el fin de disminuir la temperatura del aire que ingresa al cuarto de ventiladores es:

Figura 16. Esquema del sistema de enfriamiento propuesto



- Balance de masa para el aire seco

$$\dot{m}_{a_1} + \dot{m}_{Aire_comp} = \dot{m}_{a_2} \quad (23)$$

- Balance de masa para el agua presente en el aire que entra mas el agua que es aspersada de las boquillas

$$\dot{m}_{a_1} * \omega_1 + \dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_{a_2} * \omega_2 \quad (24)$$

Ahora se plantea un balance de energía en la entrada y la salida del saturador de la siguiente forma

Entradas al sistema = Salidas del sistema

$$\dot{m}_{a_1} * h_1 + \dot{m}_{Aire_comp} * h_{Aire_comp} + \dot{m}_{H_2O} * h_{H_2O} = \dot{m}_{a_2} * h_2 \quad (25)$$

Despejando de la ecuación 24 \dot{m}_{H_2O} se obtiene

$$\dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_{a_1} \left(\frac{\dot{m}_{a_2}}{\dot{m}_{a_1}} * \omega_2 - \omega_1 \right) \quad (26)$$

Y al sustituirlo en la ecuación 25

$$\dot{m}_{a_1} * h_1 + \dot{m}_{Aire_comp} * h_{Aire_comp} + \dot{m}_{a_1} \left(\frac{\dot{m}_{a_2}}{\dot{m}_{a_1}} * \omega_2 - \omega_1 \right) * h_{H_2O} = \dot{m}_{a_2} * h_2 \quad (27)$$

Las entalpías de los flujos másicos de aire ambiente, aire comprimido y del agua son conocidas en las ecuaciones 20, 21 y 22, entonces se puede expandir la ecuación 27 así

$$\dot{m}_{a_1} * \left(c_{p_a} * T_{bs_1} + \omega_1 * h_{g_1} \right) + \dot{m}_{Aire_comp} * \left(c_{p_a} * T_{amb} \right) + \dot{m}_{a_1} \left(\frac{\dot{m}_{a_2}}{\dot{m}_{a_1}} * \omega_2 - \omega_1 \right) * h_{H_2O} = \dot{m}_{a_2} * h_2$$

Los valores para evaluar la entalpía en el punto de salida (2) corresponden a los valores después que se realiza la saturación adiabática.

Pero en las ecuaciones 24 y 25 los términos que corresponden a la entrada del saturador en el punto 1 son conocidos en su totalidad, entonces se conoce el valor de la humedad específica o absoluta y el valor de la entalpía en la salida punto 2.

Despejando la humedad absoluta ω_2 de la ecuación 24 y evaluando se obtiene

$$\omega_2 = 17.02 * 10^{-3} \frac{kgH_2O}{kgAire}$$

Despejando h_2 y evaluando la ecuación 25 se tiene que

$$h_2 = 64.52 \frac{kJ}{kg}$$

Además como el flujo a la salida del saturador es una mezcla de aire seco y vapor de agua se puede decir que

$$\therefore h_2 = C_{p_a} * T_{bs_2} + \omega_2 * h_{g_2} \quad (28)$$

Como se conoce la humedad absoluta de la mezcla a la salida y por definición la humedad absoluta de una mezcla de aire-vapor de agua es: “la cantidad de masa de vapor de agua presente en una masa unitaria de aire seco”⁹. Se obtiene la siguiente ecuación.

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{0.622 * P_v}{P - P_v} \quad (29)$$

⁹ ÇENGEL, Yunus A y BOLES Michael A. TERMODINÁMICA. 4 ed. México : McGraw Hill, 2003. p.649.

Despejando la ecuación anterior

$$P_v = \frac{P * \omega}{0.622 + \omega} \quad (30)$$

En la ecuación 30, el parámetro P significa la presión total a la cual se encuentra el aire; en este caso de estudio es igual a la presión atmosférica P_{atm} y el valor se encuentra referenciado en la tabla 6.

Al evaluar esta ecuación con el valor de la presión atmosférica y el valor de la humedad absoluta en el punto 2, la salida del saturador se tiene que la presión de vapor en este punto es

$$P_v = \frac{85.5kPa * 17.02 * 10^{-3} \frac{kgH_2O}{kgAire}}{0.622 + 17.02 * 10^{-3} \frac{kgH_2O}{kgAire}}$$

$$P_v = 2.277 \text{ kPa}$$

Ahora de la ecuación 28 los términos hacen referencia o dependen de la temperatura a la salida, o sea que es la temperatura de bulbo seco en 2 T_{bs_2} , puesto que la entalpía del gas depende a su vez de la temperatura en este punto como se puede ver en la ecuación 19.

$$h_2 = C_{p_a} * T_{bs_2} + \omega_2 * \left(h_{go} + C_{p_v} * T_{bs_2} \right) \quad \text{Ecuación 28 expandida}$$

Despejando de esta ecuación T_{bs_2} se obtiene

$$T_{bs_2} = 21.14 \text{ } ^\circ C$$

Con estos valores obtenidos se procede a calcular otras propiedades psicrométricas en el punto 2 del saturador adiabático y se presentan en la tabla siguiente.

Tabla 10. Resumen de las propiedades de la mezcla de aire-vapor en el interior del cuarto de ventiladores

Parámetro	Valor	Unidades	Comentario
T_{bs_2}	21.14	$^\circ C$	Temperatura de bulbo seco en el interior del cuarto de ventiladores
T_{bh_2}	19.99	$^\circ C$	Temperatura de bulbo húmedo en el interior del cuarto de ventiladores
h_{a_2}	21.29	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía del aire seco a temperatura de bulbo seco a la salida del saturador (Punto 2)
h_{g_2}	2540	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía del vapor de agua a temperatura de bulbo seco en el punto 2
h_2	64.52	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía de la mezcla aire-vapor de agua en el interior del cuarto
P_s @ T_{bs}	2.515	kPa	Presión de saturación a temperatura de bulbo seco
P_s @ T_{bh}	2.341	kPa	Presión de saturación a temperatura de bulbo húmedo
ω_s	0.01751	$\frac{kgH_2O}{kgAire}$	Humedad específica de saturación a temperatura de bulbo húmedo
ω	0.01702	$\frac{kgH_2O}{kgAire}$	Humedad específica o absoluta
ϕ	90.55	%	Humedad relativa
P_v	2.277	kPa	Presión de vapor presente en la mezcla
v	1.015	$\frac{m^3}{kgAire}$	Volumen específico
ρ	1.002	$\frac{kg}{m^3}$	Densidad de la mezcla
\dot{m}_{a_2}	34.44	$\frac{kg}{s}$	Flujo másico a la salida del saturador adiabático

Para tener una idea más clara sobre el proceso de humidificación y el sistema implementado en los ductos de entrada, tanto el superior como el lateral hacia el cuarto de ventiladores, a continuación se presenta un registro fotográfico de los componentes que integran el sistema de enfriamiento.

Figura 17. Subensamble de las boquillas de atomización de agua y aire comprimido



Figura 18. Boquilla lista para instalar en el sistema de aspersion



Este tipo de boquillas se utiliza para la configuración del sistema de enfriamiento en los ductos del cuarto de ventiladores

El sistema de enfriamiento en los ductos hacia el cuarto de ventiladores como se puede observar en las figuras 18 a 20, tiene reguladores presión tanto de aire comprimido como de agua para asegurar el rango de trabajo propuesto por el fabricante de las boquillas.

Figura 19. Humidificador en el ducto superior hacia el cuarto de ventiladores



Figura 20. Humidificador en proceso de instalación



Figura 21. Reguladores de presión en las líneas de aire comprimido y agua



a. Vista general del sistema de aspersión

Figura 21. Reguladores de presión en las líneas de aire comprimido y agua



b. Detalle de los reguladores de presión de agua y aire comprimido

Para la humidificación en el ducto lateral hacia el cuarto de ventiladores el sistema es semejante al del ducto superior como se puede apreciar en las siguientes figuras.

Figura 22. Humidificador en el ducto lateral hacia el cuarto de ventiladores



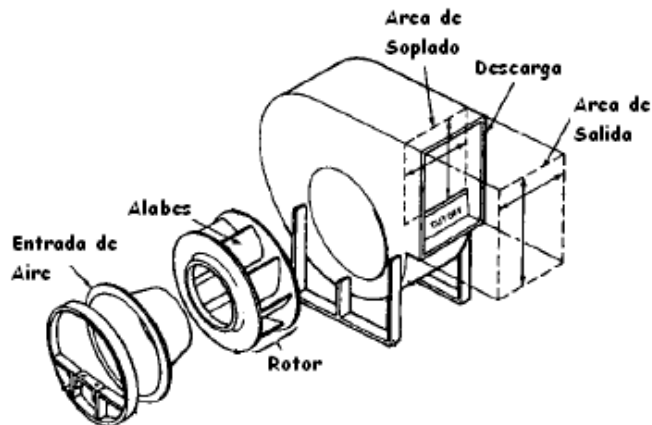
Figura 23. Reguladores de presión de agua y aire comprimido



5.1.2 Análisis de la compresión del flujo de aire en el ventilador centrífugo

Una vez el aire es humidificado y está en el interior del cuarto de ventiladores es succionado por estos con el fin de realizar la refrigeración en los moldes para los envases de vidrio en la línea de producción. Este proceso que recibe el aire en el cuarto de ventiladores se caracteriza por un aumento en la presión y en la temperatura por efectos de fricción y de la misma compresión dentro del ventilador; los parámetros de operación del ventilador se pueden observar en el anexo 1.

Figura 24. Partes principales de un ventilador (Soplador) centrífugo



(Adaptado de KREIDER, 2000)

Además el aumento de la temperatura del aire cuando es succionado genera un flujo de calor desde el ventilador hacia el cuarto produciendo así un aumento en la temperatura interior de este, a pesar que el aire ya esta humidificado y con una temperatura a la salida del humidificador $T_{bs_2} = 21.14 \text{ } ^\circ\text{C}$ el flujo de calor desde los ventiladores hacia el cuarto produce un aumento en la temperatura promedio del cuarto hasta un valor de $27 \text{ } ^\circ\text{C}$. Por lo que la temperatura a la entrada del ventilador para efectos de cálculo se asumirá igual a $27 \text{ } ^\circ\text{C}$ y una humedad

absoluta igual a la de la salida del humidificador como se puede observar en la tabla 10.

Lo anterior también se debe a que los motores eléctricos disipan energía en forma de calor hacia el cuarto de ventiladores y esta energía por conservación es transferida a la masa de aire circundante en el interior del cuarto.

Figura 25. Conjunto motor eléctrico-ventilador centrífugo



A continuación se procede a desarrollar el modelo de cálculo para la compresión del flujo de aire en el ventilador. Según los datos suministrados en el plano del ventilador del anexo 1; y se realiza un resumen con los datos o parámetros necesarios para el desarrollo matemático como se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 11. Resumen de propiedades del aire en la entrada de aire del ventilador

Parámetro	Valor	Unidades	Comentario
\dot{W}_{Vent}	201.3389	kW	Potencia de operación del ventilador que corresponde a 270 hp
\dot{Q}_{Vent}	10	kW	Calor de pérdidas del ventilador, corresponde al 5% de la potencia de operación
δP_{Vent}	14.198	kPa	Aumento en la presión de trabajo con respecto a la presión atmosférica
Q_{Vent}	21000	cfm	Caudal del ventilador

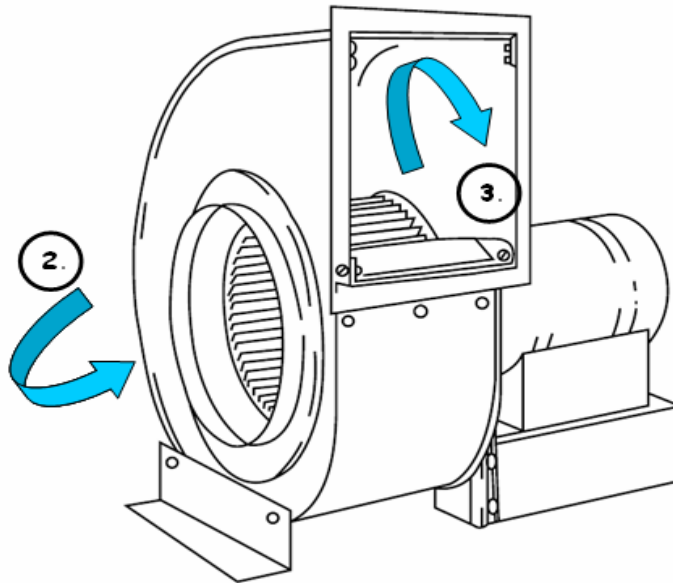
Teniendo en cuenta los datos de la tabla 11, el incremento en la temperatura interior del cuarto se tiene lo siguiente:

$$T_{bs_2} = 27 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\omega_2 = 0.01702 \frac{\text{kgH}_2\text{O}}{\text{kgAire}}$$

Primero se plantea un balance de energía a la entrada (punto 2) y la salida (punto 3) del ventilador como se muestra en la figura.

Figura 26. Esquema para analizar al flujo de aire a través del ventilador



(Adaptado de TROTT, 2000)

Energía a la entrada del sistema = Energía a la salida del sistema

Para realizar este cálculo se debe tener en cuenta que: “la energía total de un sistema compresible está compuesta por energía interna, energía cinética, energía

potencial y la energía de flujo que entra o sale del volumen de control" (ÇENGEL, 2000).

De lo anterior se tiene la energía del sistema con base a una masa unitaria es:

$$e = u + e_k + e_p + P * v \quad (31)$$

Desarrollando cada término de la ecuación 31 se tiene:

- Para la energía interna:

$$u = C_v * T \quad (32)$$

- Para la energía cinética:

$$e_k = \frac{V^2}{2} \quad (33)$$

- Para la energía potencial:

$$e_p = g * z \quad (34)$$

Desarrollando el balance de energía teniendo en cuenta las ecuaciones 31 a 34 y además que hay una entrada de potencia debido al motor eléctrico y a su vez una disipación de calor se tiene:

$$\dot{m}_t * \left(u_2 + \frac{P_2}{\rho_2} + \frac{V_2^2}{2} + g * z_2 \right) + \dot{W}_{Vent} = \dot{m}_t * \left(u_3 + \frac{P_3}{\rho_2} + \frac{V_3^2}{2} + g * z_3 \right) + \dot{Q}_{Vent} \quad (35)$$

El término de energía potencial en la ecuación 35 es 0 ya que no hay cambios en el campo gravitacional.

Reagrupando los términos de la ecuación 35 se tiene lo siguiente:

$$\frac{\dot{W}_{Vent} - \dot{Q}_{Vent}}{\dot{m}_t} = \left(u_3 - u_2 \right) + \left(\frac{P_3}{\rho_2} - \frac{P_2}{\rho_2} \right) + \left(\frac{V_3^2}{2} - \frac{V_2^2}{2} \right) \quad (36)$$

En la ecuación anterior se tiene el termino que hace referencia a la energía cinética del aire a la entrada del ventilador pero como al aire se encuentra en un recinto se puede decir que es termino a la entrada del ventilador se hace cero (0).

El flujo de masa en el ventilador al igual que en el saturador adiabático del numeral 5.1.1 es una mezcla de aire-vapor de agua por lo el flujo de masa se debe calcular de la siguiente forma:

$$\dot{m}_t = \dot{m}_a + \dot{m}_{H_2O} \therefore \dot{m}_t = \dot{m}_a * (1 + \omega) \quad (37)$$

En la ecuación 36 los términos de la energía interna, energía cinética y energía de flujo hacen referencia a la mezcla de aire-vapor de agua por lo que se hace necesario desarrollar cada término para el aire seco y el vapor de agua.

- Energía interna de la mezcla

$$\dot{m}_t * u_{Mezcla} = \dot{m}_a * u_a + \dot{m}_{H_2O} * u_{H_2O} \quad (38)$$

Reemplazando la ecuación 37 en la 38 y despejando se obtiene:

$$u_{Mezcla} = \frac{1}{1 + \omega} * (c_a + \omega * u_{H_2O}) \quad (39)$$

Reescribiendo la ecuación 36 con respecto a las ecuaciones 32 y 39.

$$\frac{\dot{W}_{Vent} - \dot{Q}_{Vent}}{\dot{m}_t} = \frac{1}{1 + \omega} * (c_{v_a} * (c_{bs_3} - T_{bs_2}) + \omega * C_{v_{H_2O}} * (c_{bs_3} - T_{bs_2})) + \left(\frac{P_3}{\rho_2} - \frac{P_2}{\rho_2} \right) + \frac{V_3^2}{2} \quad (40)$$

El término referente a la energía potencial de la ecuación 40 se puede reescribir de la siguiente manera, ya que esta mezcla de aire-vapor de agua responde al comportamiento de un gas ideal, esto es:

$$P * v = R * T \rightarrow v = \frac{R_m * T}{P} \quad (41)$$

Además la presión a la salida del ventilador (punto 3) es la suma de la presión atmosférica (presión en el punto 2) y el incremento de presión δP_{Vent} de la tabla 11 debido al flujo en el ventilador.

Por lo anterior se tiene:

$$P_3 = P_2 + \delta P_{Vent} \quad (42)$$

Expandiendo el término de energía potencial de la ecuación 40 teniendo en cuenta las ecuaciones 41 y 42 se convierte en:

$$\left(\frac{P_3}{\rho_2} - \frac{P_2}{\rho_2} \right) = R_m * \left[T_3 * \left(\frac{P_2}{P_3} \right) - T_2 \right] + \frac{\delta P_{vent}}{\rho_3} \quad (43)$$

Para la deducción de la constante particular de la mezcla de aire-vapor de agua se hace necesario realizar una suma de las fracciones molares de cada sustancia de la siguiente manera:

$$R = \frac{R_e}{PM} \quad (44)$$

- De la relación anterior se sabe que para el aire seco y la mezcla de aire-vapor de agua se obtiene:

$$R_m = R_a * \frac{PM_a}{PM_m} \quad \text{y además} \quad PM_m = \psi_{H_2O} * PM_{H_2O} + \psi_a * PM_a$$

- La relación entre el peso molecular del agua y el peso molecular del aire seco es una constante:

$$\frac{PM_{H_2O}}{PM_a} = 0.622$$

- También se sabe que la fracción molar se define en términos de la presión parcial y la presión total así:

$$\psi_a = \frac{P_a}{P} \quad \therefore \psi_{H_2O} = \frac{\omega * \psi_a}{0.622}$$

- Obteniendo así la siguiente ecuación para calcular la constante R_m de la mezcla:

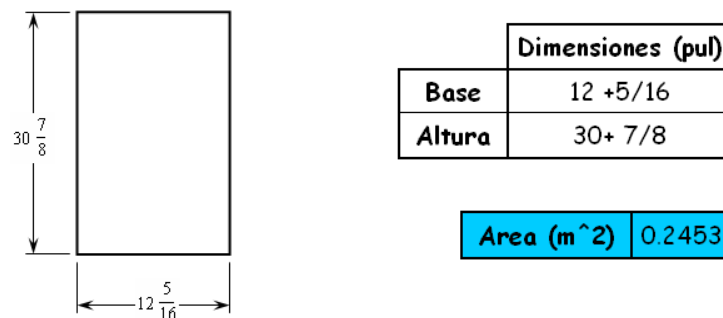
$$R_m = R_a * \left(\frac{P}{P - P_v} \right) * \left(\frac{1}{1 + \omega} \right) \quad (45)$$

Este análisis que se plantea para el cambio en la energía a la entrada y a la salida del ventilador se efectúa con el fin de conocer cuanta cantidad de agua es posible adicionar para disminuir la temperatura del aire dentro del ducto; pues como se dijo anteriormente y en la tabla del anexo 2 se puede observar que el valor de la temperatura se incrementa con respecto a la temperatura del aire en el interior del cuarto; medidos en la descarga del ventilador por efectos de la compresión y la fricción en el interior de este.

Para efectuar el análisis a la entrada (punto 2) y a la salida (punto 3) del ventilador es necesario conocer el flujo de masa en el área de salida del ventilador.

Según el plano del ventilador la sección transversal del área de salida es:

Figura 27. Sección transversal del área de salida del ventilador



El caudal de aire en el área de salida es:

$$Q_3 = V_3 * A_{Sal_Vent}$$

$$\therefore Q_3 = 21000 \frac{ft^3}{min} \rightarrow 9.911 \frac{m^3}{s}$$

Con lo que la velocidad a la salida del ventilador es:

$$V_3 = 40.4098 \frac{m}{s} \quad (46)$$

El flujo de masa en el ventilador es constante, por lo que en el punto 3 (salida) se expresa como:

$$\dot{m} = \rho * Q$$

Y como la mezcla se comporta como un gas ideal a la salida del ventilador se puede expresar, teniendo en cuenta la ecuación 41 así:

$$\dot{m} = \frac{P_3}{R_m * T_3} * Q_3 \quad (47)$$

Ahora se procede con el cálculo de la temperatura en el punto 3, esto es la salida del ventilador, como en el ventilador no hay adición de agua al flujo de masa que circula por este, se puede decir que la humedad absoluta no cambia durante este proceso, además se conocen las condiciones del aire a la entrada del ventilador como también parámetros de operación del ventilador, estos datos se pueden observar con más detenimiento en la siguiente tabla.

Tabla 12. Resumen de las propiedades de la mezcla para el análisis del flujo a través del ventilador

Parámetro	Valor	Unidades	Comentario
T_{bs_2}	27	$^{\circ}C$	Temperatura a la entrada del ventilador
h_{a_2}	21.29	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía del aire seco a temperatura de bulbo seco
h_{g_2}	2540	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía del vapor de agua a temperatura de bulbo seco
h_2	64.52	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía de la mezcla aire-vapor de agua a la entrada del ventilador
ω	0.01702	$\frac{kgH_2O}{kgAire}$	Humedad específica o absoluta durante el proceso de compresión en el ventilador
P_2	85.5	kPa	Presión a la entrada del ventilador
C_{v_Aire}	0.7197	$\frac{kJ}{kg^{\circ}K}$	Calor específico a volumen constante del aire seco a temperatura de entrada
$C_{v_H_2O}$	1.411	$\frac{kJ}{kg^{\circ}K}$	Calor específico a volumen constante del agua a temperatura de entrada
R_a	0.2870	$\frac{kJ}{kg^{\circ}K}$	Constante particular del aire seco
R_{H_2O}	0.4615	$\frac{kJ}{kg^{\circ}K}$	Constante particular del vapor de agua
\dot{W}_{Vent}	201.3389	kW	Potencia de operación del ventilador que corresponde a 270 hp
\dot{Q}_{Vent}	10	kW	Calor de pérdidas del ventilador, corresponde al 5% de la potencia de operación
δP_{Vent}	14.198	kPa	Aumento en la presión de trabajo con respecto a la presión atmosférica
Q_{Vent}	9.911	$\frac{m^3}{s}$	Caudal del ventilador
A_{Sal_Vent}	0.2453	m^2	Área de salida del flujo de aire del ventilador

Parámetro	Valor	Unidades	Comentario
V_3	40.41	$\frac{m}{s}$	Velocidad de la mezcla a la salida del ventilador
P_3	99.7	kPa	Presión en el interior del ducto del ventilador (Punto 3)

De acuerdo a los datos de la tabla anterior, al reemplazarlos en las ecuaciones 40, 45 y 47, se obtienen las propiedades de la mezcla a la salida del ventilador como se muestra en el siguiente resumen.

Tabla 13. Propiedades de la mezcla en el interior del ducto del ventilador

Parámetro	Valor	Unidades	Comentario
\dot{m}_{Vent}	10.77	$\frac{kg}{s}$	Flujo másico de la mezcla a través del ventilador
T_{bs_3}	43.31	$^{\circ}C$	Temperatura en el área de salida del ventilador
h_{a_3}	27.18	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía del aire seco a temperatura de bulbo seco
h_{g_3}	2552	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía del vapor de agua a temperatura de bulbo seco
h_3	70.61	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía de la mezcla aire-vapor de agua a la salida del ventilador
ω	0.01702	$\frac{kgH_2O}{kgAire}$	Humedad específica o absoluta durante el proceso de compresión en el ventilador
ϕ	30.18	%	Humedad relativa después de la compresión en el ventilador (salida)
P_2	85.5	kPa	Presión a la entrada del ventilador
C_{v_Aire}	0.7197	$\frac{kJ}{kg*^{\circ}K}$	Calor específico a volumen constante del aire seco a temperatura de entrada
$C_{v_H_2O}$	1.411	$\frac{kJ}{kg*^{\circ}K}$	Calor específico a volumen constante del agua a temperatura de entrada
R_a	0.2870	$\frac{kJ}{kg*^{\circ}K}$	Constante particular del aire seco
R_{H_2O}	0.4615	$\frac{kJ}{kg*^{\circ}K}$	Constante particular del vapor de agua
P_3	99.7	kPa	Presión en el interior del ducto del ventilador (Punto 3)

Parámetro	Valor	Unidades	Comentario
\dot{W}_{Vent}	201.3389	kW	Potencia de operación del ventilador que corresponde a 270 hp
\dot{Q}_{Vent}	10	kW	Calor de pérdidas del ventilador, corresponde al 5% de la potencia de operación
δP_{Vent}	14.198	kPa	Aumento en la presión de trabajo con respecto a la presión atmosférica
Q_{Vent}	9.911	$\frac{m^3}{s}$	Caudal del ventilador
V_3	40.41	$\frac{m}{s}$	Velocidad de la mezcla a la salida del ventilador

En este punto el aire se ha calentado por el efecto de la compresión y la fricción en el interior del ventilador como se puede observar en los datos de la tabla 13; por lo que es necesario disminuir la temperatura de este por medio de otro proceso de humidificación en el interior del ducto, pero con una restricción en la cantidad máxima de agua, ya que no puede existir exceso o condensación de agua en el interior del ducto debido a la oxidación de las paredes que conforman el ducto y en el proceso de conformación de la botella como tal.

5.1.3 Análisis del humidificador en el ducto del ventilador

Con las propiedades de la mezcla de aire-vapor de agua obtenidas en el numeral 5.1.2 se plantea una nueva fase de humidificación; pero esta se hará en el interior del ducto del ventilador para la refrigeración de moldes, además se debe tener en cuenta que la presión a la cual se hace la humidificación es mayor a la presión ambiente, esto es 57 pulgadas columna de agua que equivale a 14.2 kPa aproximadamente. Por otra parte la humedad relativa después de la humidificación no puede ser mayor al 95% para evitar la condensación de agua y daños en los equipos como también en el proceso de formación de botellas.

Según las propiedades del aire a la salida del ventilador (punto 3) del numeral anterior se procede a calcular las demás propiedades para realizar el proceso psicrométrico.

El modelo matemático de cálculo para la humidificación en el interior del ducto obedece al desarrollado en el numeral 5.1.1 que se utiliza para calcular la humidificación del aire hacia el interior del cuarto de ventiladores, pero se debe tener en cuenta que la presión de trabajo es la presión de interior del ducto de ventilación.

Tabla 14. Propiedades de la mezcla de aire-vapor de agua en el ducto de ventilación y parámetros de entrada como aire comprimido y agua

Parámetro	Valor	Unidades	Comentario
\dot{m}_{Vent_3}	10.77	$\frac{kg}{s}$	Flujo másico de la mezcla en el ducto del ventilador
T_{bs_3}	43.31	$^{\circ}C$	Temperatura a en la descarga del ventilador (Punto 3)
h_{a_3}	27.18	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía del aire seco a temperatura de bulbo seco
h_{g_3}	2552	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía del vapor de agua a temperatura de bulbo seco
h_3	70.61	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía de la mezcla aire-vapor de agua en la descarga del ventilador
ω	0.01702	$\frac{kgH_2O}{kgAire}$	Humedad específica o absoluta de la mezcla
ϕ	30.18	%	Humedad relativa después de la compresión en el ventilador (salida)
P_3	99.7	kPa	Presión en el interior del ducto del ventilador (Punto 3)
P_v	2.655	kPa	Presión de vapor de la mezcla
$P_s @T_{bs}$	8.8	kPa	Presión de saturación a temperatura de bulbo seco
R_m	0.2899	$\frac{kJ}{kg * ^{\circ}K}$	Constante particular de la mezcla
C_{p_Aire}	1.007	$\frac{kJ}{kg * ^{\circ}K}$	Calor específico del Aire Seco a temperatura de bulbo seco

Parámetro	Valor	Unidades	Comentario
$C_{p_H_2O}$	4.182	$\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$	Calor Especifico del Agua a temperatura de bulbo seco
C_{p_v}	1.909	$\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$	Calor especifico del Vapor de Agua
$T_{H_2O_Chiller}$	15	$^\circ C$	Temperatura del agua proveniente del chiller
$C_{p_H_2O_Chiller}$	4.184	$\frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$	Calor Especifico del Agua a temperatura del chiller
T_{Aire_Comp}	25	$^\circ C$	Temperatura del aire comprimido
h_{H_2O}	62.76	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía del agua en las boquillas de aspersión
h_{Aire_comp}	25.17	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía del aire comprimido en las boquillas de aspersión

A continuación se procede a calcular las presiones de saturación, humedad relativa, temperatura de bulbo húmedo, densidad de la mezcla con el modelo matemático previamente descrito.

De la ecuación 14 se tiene lo siguiente:

$$P_v = \phi * P_s @T_{bs} \therefore \phi_3 = 30.18\%$$

Se puede apreciar que la humedad relativa de la mezcla disminuyó debido al calentamiento por compresión en el interior del ventilador, lo que genera una evaporación en el agua presente en forma de vapor en el flujo de aire en el ventilador.

La disminución en la cantidad de agua en la mezcla de aire-vapor permite hacer una aspersión después de la salida del ventilador con el fin de tener nuevamente el aire frío para que refrigere los moldes en el proceso de formación de botellas y así se pueda obtener una refrigeración mucho mejor a la actual.

Para la densidad de la mezcla según la ecuación 41 se tiene:

$$v = \frac{R_m * T}{P} \rightarrow \rho = \frac{P}{R_m * T}$$

$$\therefore \rho_3 = 1.087 \frac{kg}{m^3}$$

Del sistema de ecuaciones generado por:

$$\omega = \frac{\omega_s * \left[\dot{m}_{go} - (C_{p_{H_2O}} - C_{p_v}) * T_{bh} - C_{p_a} * (T_{bs} - T_{bh}) \right]}{\left[\dot{m}_{go} - C_{p_{H_2O}} * T_{bh} + C_{p_v} * T_{bs} \right]}$$

$$\omega_s = \frac{0.622 * P_{s@Tbh}}{P - P_{s@Tbh}}$$

$$P_{s@Tbh} = 1.40974 * 10^7 * \exp \left[\frac{-3928.5}{T_{bh} + 231.667} \right]$$

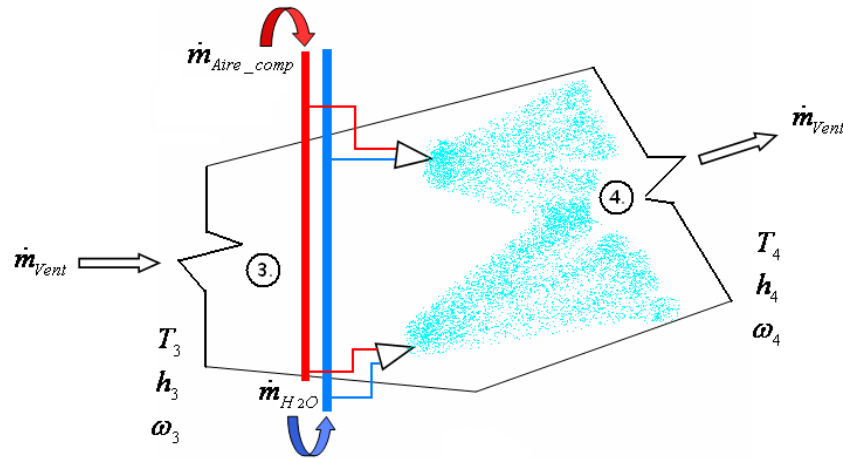
Se obtiene la temperatura de bulbo húmedo, la presión de saturación a temperatura de bulbo húmedo y la humedad específica de saturación.

Tabla 15. Solución al sistema de ecuaciones

Parámetro	Valor	Unidades	Comentario
T_{bh}	27.45	°C	Temperatura de bulbo húmedo a la salida del ventilador
$P_{s@Tbh}$	3.671	kPa	Presión de saturación a temperatura de bulbo húmedo (salida del ventilador)
ω_s	0.02378	$\frac{kgH_2O}{kgAire}$	Humedad específica de saturación

Como la mezcla de aire-vapor de agua está completamente definida con sus propiedades psicrométricas se procede a calcular las propiedades del flujo másico después de ser aspersado en el interior del ducto de ventilación por medio del modelo previamente desarrollado.

Figura 28. Esquema del humidificador en el ducto interior del ventilador



Con respecto a las propiedades del aire en el punto 3 de la figura 28 y de las tablas 14 y 15; se evalúa por medio del modelo matemático para la humidificación como sigue:

- Las restricciones para la elección de las boquillas son las mismas que se describieron en la humidificación hacia el cuarto; por lo que las presiones de trabajo tanto de aire comprimido como de la línea de agua son las mismas y los valores de los flujos de masa de aire comprimido y agua están en la tabla 8.

Tabla 16. Parámetros de operación del saturador adiabático compuesto por 2 boquillas aspersores

Parámetro	Valor	Unidades	Comentario
P_{H_2O}	30	psi	Presión de operación en la línea de agua según el fabricante
P_{Aire_comp}	43	psi	Presión de operación en la línea de aire comprimido según el fabricante
Q_{H_2O}	$6.944 * 10^{-6}$	$\frac{m^3}{s}$	Caudal de agua por boquilla
Q_{Aire_comp}	$2.5 * 10^{-3}$	$\frac{m^3}{s}$	Caudal de aire comprimido por boquilla
\dot{m}_{H_2O}	$6.939 * 10^{-3}$	$\frac{kg}{s}$	Flujo de masa de agua por boquilla según el punto de operación seleccionado
\dot{m}_{Aire_comp}	$2.483 * 10^{-3}$	$\frac{kg}{s}$	Flujo de masa de aire comprimido por boquilla según el punto de operación seleccionado
h_{H_2O}	62.76	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía del agua en las boquillas de aspersión
h_{Aire_comp}	25.175	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía del aire comprimido en las boquillas de aspersión
\dot{m}_{H_2O}	$13.88 * 10^{-3}$	$\frac{kg}{s}$	Flujo de masa de agua en el saturador adiabático (2 boquillas de aspersión)
\dot{m}_{Aire_comp}	$4.966 * 10^{-3}$	$\frac{kg}{s}$	Flujo de masa de aire comprimido en el saturador adiabático (2 boquillas de aspersión)
\dot{m}_{Vent_3}	10.77	$\frac{kg}{s}$	Flujo másico de la mezcla a través del ventilador

- Balance de masa para el aire seco según la ecuación 23

$$\dot{m}_{Vent_3} + \dot{m}_{Aire_comp} = \dot{m}_{Vent_4}$$

- Balance de masa para el agua presente en el aire que entra mas el agua que es aspersada de las boquillas de la ecuación 24

$$\dot{m}_{Vent_3} * \omega_3 + \dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_{Vent_4} * \omega_4$$

De acuerdo al balance de energía en la entrada y la salida del saturador propuesto en la ecuación 25 de la siguiente forma

Entradas al sistema = Salidas del sistema

$$\dot{m}_{Vent_3} * h_3 + \dot{m}_{Aire_comp} * h_{Aire_comp} + \dot{m}_{H_2O} * h_{H_2O} = \dot{m}_{Vent_4} * h_4$$

Realizando las sustituciones pertinentes ya explicadas anteriormente se obtiene:

$$\dot{m}_{Vent_3} * \left(C_{p_a} * T_{ib_3} + \omega_3 * h_{g_3} \right) + \dot{m}_{Aire_comp} * \left(C_{p_a} * T_{bs_3} \right) + \dot{m}_{Vent_3} * \left(\frac{\dot{m}_{Vent_4} * \omega_4 - \omega_3}{\dot{m}_{Vent_3}} \right) * h_{H_2O} = \dot{m}_{Vent_4} * h_4$$

Como se conocen los flujos de aire comprimido, agua aspersada y el flujo de masa se puede averiguar la humedad absoluta en la salida (punto 4) del saturador.

$$\omega_4 = 18.3 * 10^{-3} \frac{kgH_2O}{kgAire}$$

Despejando h_4 del balance de energía a la entrada (punto 3) y a la salida (punto 4) se tiene que

$$h_4 = 70.67 \frac{kJ}{kg}$$

Con respecto a la humedad absoluta de la mezcla a la salida y la presión en el ducto de ventilación se puede calcular la presión de vapor así:

$$P_v = \frac{P * \omega}{0.622 + \omega}$$

$$P_{v_4} = \frac{99.7 \text{ kPa} * 18.3 * 10^{-3} \frac{\text{kgH}_2\text{O}}{\text{kgAire}}}{0.622 + 18.3 * 10^{-3} \frac{\text{kgH}_2\text{O}}{\text{kgAire}}}$$

$$P_{v_4} = 2.85 \text{ kPa}$$

De la definición de la entalpía de una mezcla (ecuación 28) de aire-vapor de agua se puede despejar la temperatura de bulbo seco.

$$h_4 = C_{p_a} * T_{bs_4} + \omega_4 * h_{go} + C_{p_v} * T_{bs_4}$$

$$\therefore T_{bs_4} = 23.91 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ahora como se conocen tres propiedades independientes de la mezcla, se puede conocer en su totalidad las otras propiedades psicrometricas; las cuales se presentan en la siguiente tabla como un resumen para el punto 4 que hace referencia a la salida del saturador en el interior del ducto de ventilación.

Tabla 17. Resumen de las propiedades de la mezcla de aire-vapor en el interior del ducto del ventilador (punto 4)

Parámetro	Valor	Unidades	Comentario
T_{bs_4}	23.91	$^\circ\text{C}$	Temperatura de bulbo seco en el interior del ducto del ventilador después de humidificar (Punto 4)
T_{bh_4}	23.39	$^\circ\text{C}$	Temperatura de bulbo seco en el interior del ducto del ventilador después de humidificar (Punto 4)
h_{a_4}	24.07	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	Entalpía del aire seco a temperatura de bulbo seco en el punto 4
h_{g_4}	2546	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	Entalpía del vapor de agua a temperatura de bulbo seco en el punto 4

Parámetro	Valor	Unidades	Comentario
h_4	70.672	$\frac{kJ}{kg}$	Entalpía de la mezcla aire-vapor de agua en el interior del ducto del ventilador después de humidificar
$P_s @ T_{bs}$	2.975	kPa	Presión de saturación a temperatura de bulbo seco
$P_s @ T_{bh}$	2.883	kPa	Presión de saturación a temperatura de bulbo húmedo
ω_s	0.01852	$\frac{kgH_2O}{kgAire}$	Humedad específica de saturación a temperatura de bulbo húmedo
ω	0.0183	$\frac{kgH_2O}{kgAire}$	Humedad específica o absoluta
ϕ	95.77	%	Humedad relativa
P_v	2.85	kPa	Presión de vapor presente en la mezcla
v	0.8803	$\frac{m^3}{kgAire}$	Volumen específico
ρ	1.157	$\frac{kg}{m^3}$	Densidad de la mezcla
\dot{m}_{vent_4}	10.77	$\frac{kg}{s}$	Flujo másico a la salida del saturador adiabático

Las boquillas en el ducto del ventilador se pueden observar en las siguientes figuras.

Figura 29. Boquilla de aspersión con conexión trasera para los ductos de los ventiladores



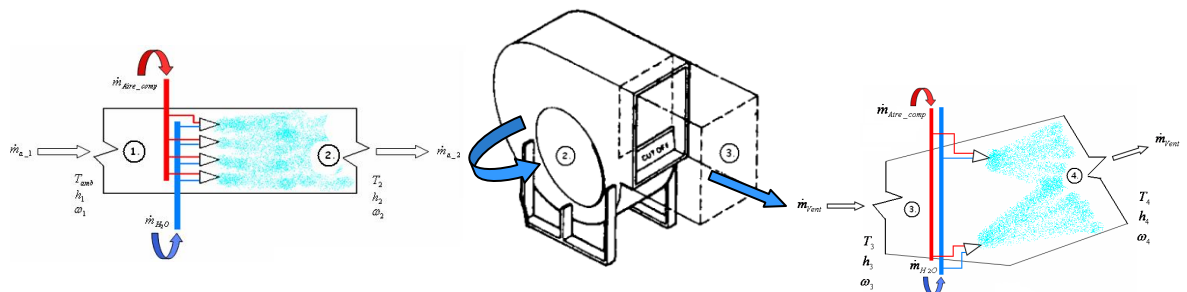
Figura 30. Montaje de las boquillas aspersores en el ducto del ventilador



6. PRESENTACION Y ANALISIS DE RESULTADOS

El sistema de enfriamiento de aire por aspersión de agua se resume como se muestra en la siguiente figura.

Figura 31. Sistema completo de enfriamiento de aire y sus subconjuntos



Este sistema comprende humidificación en el ducto a la entrada del cuarto de ventilación, que permite disminuir la temperatura en el interior del cuarto, posteriormente se presenta una compresión en el flujo de aire en el interior del ventilador y un aumento en la temperatura, ya que por este efecto de compresión y el de la fricción la masa de de aire en el interior del ventilador aumenta su energía y este aumento en la energía se ve reflejado en una ganancia de temperatura, pues el conjunto motor eléctrico-ventilador centrífugo posee una entrada de potencia para realizar el trabajo de flujo, esto es, la potencia del motor se transmite al flujo de aire por medio de disipación de calor aumentando nuevamente la temperatura de la masa que atraviesa el volumen de control (ventilador), haciendo necesario una nueva etapa de humidificación en el ducto interior del ventilador para disminuir la temperatura sin que se presente condensación de agua en el interior del ducto ya que puede ocasionar daños en el proceso de producción de los envases de vidrio.

Un resumen breve de los datos obtenidos en los tres subconjuntos que se divide el sistema es el siguiente.

- Humidificación en el ducto de entrada al cuarto de ventiladores.

Como se explico en el capítulo 5, la mezcla de aire-vapor de agua se encuentra a temperatura ambiente y presión atmosférica correspondiente a 1479 m sobre el nivel del mar, además la humedad relativa de envigado es del 65%; además la succión de los ventiladores en el cuarto generan un caudal en los dos ductos de entrada con lo que se obtiene un flujo másico de la mezcla y este flujo es el que se humidifica en la primera etapa obteniendo las siguientes propiedades más relevantes en la tabla 18.

Tabla 18. Propiedades más relevantes en la primera etapa de aspersión de la mezcla

Parámetro	Valor	Unidades	Comentario
T_{bs_1}	25	$^{\circ}C$	Temperatura de bulbo seco del ambiente
P_{atm}	85.5	kPa	Presión atmosférica correspondiente a una altura de 1479 m sobre el nivel del mar
ω_1	0.01542	$\frac{kgH_2O}{kgAire}$	Humedad específica o absoluta del aire ambiente
ϕ_1	65.11	%	Humedad relativa del aire ambiente
ρ_1	0.9901	$\frac{kg}{m^3}$	Densidad de la mezcla
\dot{m}_{a_1}	34.4248	$\frac{kg}{s}$	Flujo de masa de la mezcla de aire-vapor de agua a la entrada del saturador adiabático (primera etapa)
\dot{m}_{H_2O}	$55.511 * 10^{-3}$	$\frac{kg}{s}$	Flujo de masa de agua en el saturador adiabático (8 boquillas de aspersión)
\dot{m}_{Aire_comp}	$19.864 * 10^{-3}$	$\frac{kg}{s}$	Flujo de masa de aire comprimido en el saturador adiabático (8 boquillas de aspersión)
T_{bs_2}	21.14	$^{\circ}C$	Temperatura de bulbo seco en el interior del cuarto de ventiladores
ω_2	0.01702	$\frac{kgH_2O}{kgAire}$	Humedad específica o absoluta de la mezcla después de la primera etapa de humidificación
ϕ_2	90.55	%	Humedad relativa de la mezcla después de la primera etapa de humidificación
ρ_2	1.002	$\frac{kg}{m^3}$	Densidad de la mezcla después de la humidificación
\dot{m}_{a_2}	34.44	$\frac{kg}{s}$	Flujo másico a la salida del saturador adiabático

Del resumen anterior se puede decir que la humidificación en el flujo de masa que entra al cuarto de ventiladores logra disminuir la temperatura del aire en aproximadamente $4^{\circ}C$ y se incrementa la humedad relativa del 65% al 90%, con este porcentaje de humedad en el interior del cuarto no hay presencia de agua condensada, pero la temperatura promedio del interior del cuarto no es igual a la temperatura de la corriente de aire a la salida del humidificador, esto se debe a que la disipación de potencia de los motores en forma de calor genera un aumento en la temperatura interior del cuarto hasta un valor promedio de 27 pero la mezcla

de aire-vapor de agua tiene el mismo porcentaje de humedad; ahora el aire con estas propiedades es succionado por los ventiladores y en el ducto de los ventiladores de refrigeración de moldes el aire se calienta nuevamente por el efecto de la compresión y la fricción en el interior del ventilador, hasta un valor aproximado de 43 °C debido a que el vapor de agua presente en la mezcla absorbe el calor y así la humedad relativa de la mezcla disminuye haciendo posible una nueva etapa de humidificación, ya que en la refrigeración de los moldes para envases de vidrio bajo las condiciones de funcionamiento de la línea de producción descritas anteriormente el aire que refrigera los moldes debe estar a una temperatura máxima de 35 °C y no debe haber condensación de agua en esta corriente de aire, lo que es igual a una humedad relativa de la mezcla menor al 100%.

En la siguiente tabla se observan las propiedades de la mezcla de aire-vapor de agua en la salida del ventilador (punto 3) y en el interior del ducto después de realizar la segunda fase de humidificación.

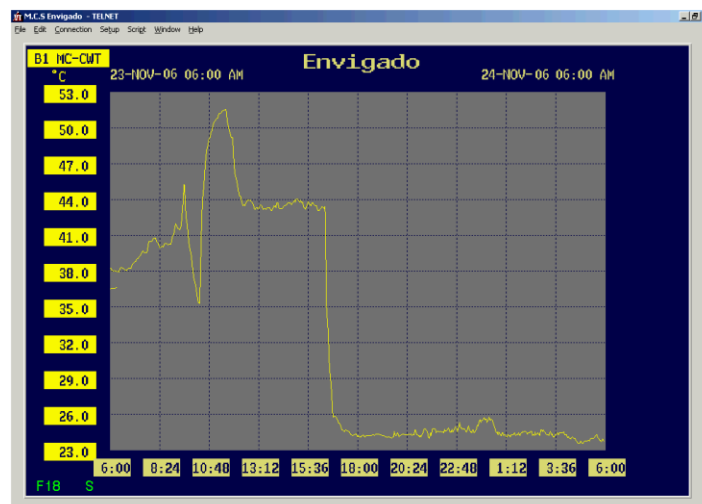
Tabla 19. Propiedades más relevantes en la aspersion de la mezcla en el ducto del ventilador

Parámetro	Valor	Unidades	Comentario
T_{bs_3}	43.31	°C	Temperatura en el área de salida del ventilador
P_3	99.7	kPa	Presión en el interior del ducto del ventilador (Punto 3)
ω_3	0.01702	$\frac{kgH_2O}{kgAire}$	Humedad especifica o absoluta durante el proceso de compresión en el ventilador
ϕ_3	30.18	$\frac{kgH_2O}{kgAire}$	Humedad relativa después de la compresión en el ventilador (salida)
ρ_3	1.087	$\frac{kg}{m^3}$	Densidad de la mezcla a la salida del ventilador
\dot{m}_{H_2O}	$13.88 * 10^{-3}$	$\frac{kg}{s}$	Flujo de masa de agua en el saturador adiabático (2 boquillas de aspersion)

Parámetro	Valor	Unidades	Comentario
\dot{m}_{Aire_comp}	$4.966 * 10^{-3}$	$\frac{kg}{s}$	Flujo de masa de aire comprimido en el saturador adiabático (2 boquillas de aspersión)
\dot{m}_{Vent}	10.77	$\frac{kg}{s}$	Flujo másico de la mezcla a través del ventilador
T_{bs_4}	23.91	$^{\circ}C$	Temperatura de bulbo seco en el interior del ducto del ventilador después de humidificar por segunda vez (Punto 4)
ω_4	0.0183	$\frac{kgH_2O}{kgAire}$	Humedad específica o absoluta
ϕ_4	95.77	%	Humedad relativa
ρ_4	1.157	$\frac{kg}{m^3}$	Densidad de la mezcla

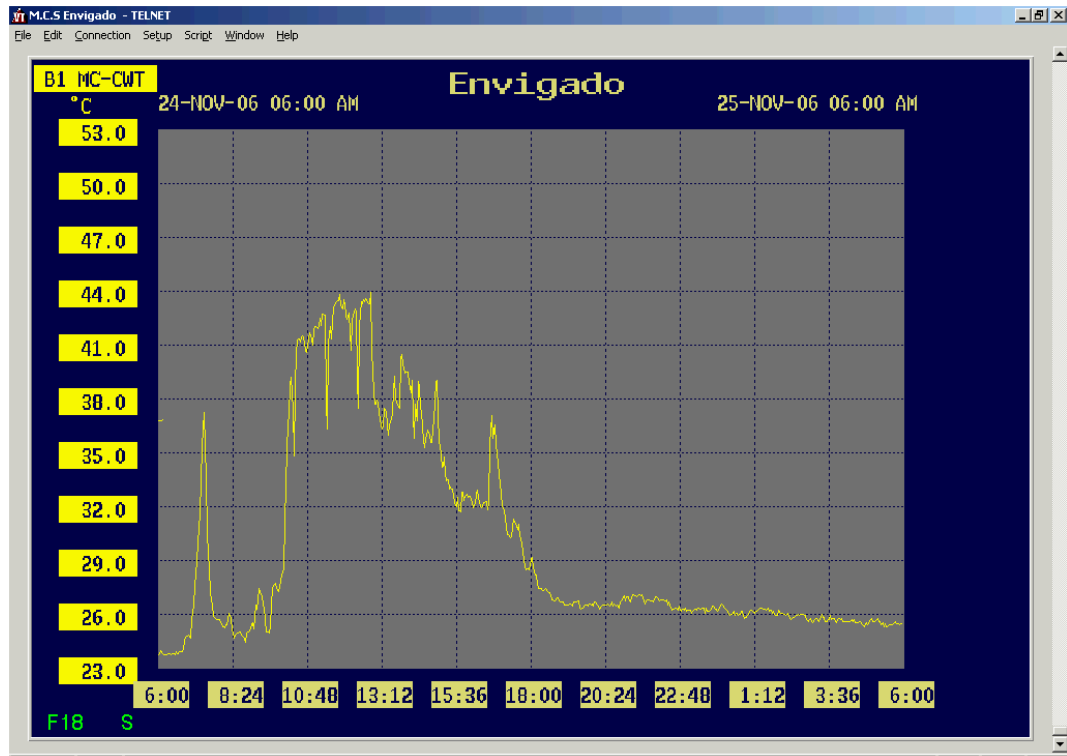
La temperatura del aire para la refrigeración de los moldes después de realizar la humidificación en el ducto interior del ventilador es de $23\text{ }^{\circ}C$ aproximadamente bajo las condiciones descritas en el desarrollo del modelo de calculo; este flujo másico de aire en el ducto del ventilador genera una disminución en la temperatura del aire como se muestra en la figura siguiente.

Figura 32. Evolución de la temperatura del aire con la instalación del sistema de aspersión



Peldar, 2006

Figura 33. Temperatura del aire de refrigeración de moldes



Peldar, 2006

En las figuras anteriores obtenidas del sistema de control del aire para la refrigeración de los moldes de la línea de producción se puede apreciar el cambio en la temperatura en el momento de poner en funcionamiento el sistema de aspersión en el interior del ducto del ventilador.

Además se obtiene la temperatura en los puntos de control de la figura 12 en los diferentes puntos del interior del cuarto de ventiladores con el sistema de humidificación en funcionamiento.

Tabla 20. Temperatura en los puntos de control en el interior del cuarto de ventiladores con el sistema en funcionamiento

	T-1	T-2	T-3	T-4	T-5	T-6	T-7	T-8	T-9	T-10	T-11	T-amb
Máximo	30,3	30,5	30,1	31,1	35	33,7	32,8	29,3	35,7	37,5	37,6	28,4
Mínimo	26,0	26,5	26,9	28,1	31,8	25,2	30,2	21,3	28,1	32,2	33,4	25,3
Promedio	28,5	29,2	28,5	29,8	33,0	29,7	32,0	23,9	31,5	35,0	35,5	26,6

7. CONCLUSIONES

Se diseñó y construyó un sistema de enfriamiento de aire por aspersión de agua logrando disminuir la temperatura del aire en $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ en promedio con relación a la condición de entrada (antes del sistema), por medio de la adaptación de boquillas de atomización y modificaciones de los ductos de entrada de aire al cuarto de ventiladores.

El diseño del sistema de aspersión tuvo buena aceptación en la línea de producción. Evidencia de esto son las graficas del comportamiento de la temperatura del aire para la refrigeración de los moldes en el momento de poner en funcionamiento el sistema de aspersión.

Con la puesta en marcha del sistema de enfriamiento se logra disminuir la temperatura del aire para la refrigeración de los moldes en el proceso de producción y a la vez se disminuyen las grandes fluctuaciones de la temperatura del aire de refrigeración.

A partir de las condiciones y requerimientos iniciales de enfriamiento en la línea de producción se realizó el análisis del sistema de enfriamiento y se determinaron los componentes o variables necesarias para la elaboración del modelo matemático. Esto es medición de variables (temperatura, velocidad del aire a la entrada del cuarto), principios psicrométricos, principio de conservación de la masa y la energía.

Con el fin de predecir el comportamiento del modelo matemático se integro el desarrollo planteado a un software para modelar, estudiar y analizar dicho comportamiento bajo diferentes condiciones ambientales o de entrada.

De las diferentes alternativas analizadas y teniendo en cuenta la disposición de equipos y restricciones de la planta, se seleccionó la de menor inversión; enfriamiento evaporativo ya que este proceso tiene ventajas como facilidad en el mantenimiento y bajo costo de inversión.

El sistema de enfriamiento se implemento en dos lugares hacia el interior del cuarto de ventiladores con modificaciones en los ductos de entrada el cuarto para una mejor aspersión. Resultado de esto, las condiciones de salida del aire después de la aspersión a una temperatura menor a la del ambiente, en aproximadamente 3 °C.

El sistema de enfriamiento tiene un límite de funcionamiento teórico, el cual depende del porcentaje de humedad relativa en el ambiente. Este se refleja en una disminución máxima en la temperatura a la salida de la humidificación igual a la temperatura de bulbo húmedo del ambiente.

Por medio de las pruebas realizadas se evidencio la utilidad del sistema implementado el cual entrega una temperatura de 24 °C relativamente estable en el aire para la refrigeración de los moldes. En el momento que el sistema es

puesto fuera de funcionamiento hay un incremento en la temperatura del aire para la refrigeración de los moldes.

Existen algunos datos con un grado de incertidumbre alto, ya que no existe información disponible en la planta, lo que hizo necesario estimar estos valores con respecto a placa o en el mismo sitio de operación. Estas estimaciones son utilizadas en el modelo matemático propuesto, el cual presenta resultados coherentes con los medidos o registrados, dentro de un margen considerable en términos de ingeniería.

La propuesta de diseño construida se encuentra actualmente operando y cumpliendo apropiadamente con la función principal de reducir las temperaturas por debajo de la condición inicial.

Se disminuyó el porcentaje de defectos (Torcido y Ovalado) debido a la alta temperatura en el aire de refrigeración, que inicialmente era de 1.8% de la producción total en promedio, a un valor entre 0.6 - 0.8% aproximadamente; de acuerdo a las condiciones de formación de envases de la línea de producción.

RECOMENDACIONES

Se debe considerar la automatización del sistema para que funcione acoplado de acuerdo a los requerimientos en la línea de producción de botellas de vidrio. Para lograr permanentemente una temperatura dentro del rango aceptado para las condiciones de operación de la máquina.

También puede considerarse la implementación de un sistema combinado de enfriamiento, este permitiría disminuir la cantidad de agua en el interior del ducto del ventilador, pues la humidificación sería reemplazada por un intercambiador o por la tecnología de tubos de calor.

Continuar realizando monitoreos al sistema de enfriamiento, con el fin de detectar fallencias y realizar posibles mejoras para considerar su implementación en otras plantas de la compañía Owens-Illinois

Considerar la instalación de sistemas de monitoreo en los ductos de ventilación para tener disponibilidad de datos sobre el funcionamiento de los mismos. Esta información es de gran utilidad tanto para el área de mantenimiento y producción.

Desarrollar un procedimiento escrito para futuras instalaciones de equipos durante la operación y producción de la planta. De esta manera se podrán realizar estas

actividades sin interferir con los procesos normales de producción y reduciendo la posibilidad de cometer errores.

Realizar análisis del sistema considerando fenómenos de transporte como transferencia de calor y mecánica de fluidos para conocer distribuciones de temperatura y velocidad; útiles para un rediseño posterior.

BIBLIOGRAFIA

ASHRAE, ASHRAE Handbook Fundamentals. Atlanta, GA, 2003.

GREEN, Don W y PERRY, Robert H. PERRYS CHEMICAL ENGINEERS HANDBOOK. 7 ed. NEW YORK : McGraw Hill, 1997. ISBN 0070498415.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS Y CERTIFICACION. Documentación. Presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. Bogotá-Colombia: ICONTEC, 2002. 37p. (NTC 1486).

KREIDER, Jan F. HANDBOOK OF HEATING, VENTILATION, AND AIR CONDITIONING. 1ST. edition. Florida : CRC Press LLC, 2000. 738 p. ISBN 0849395844

KREITH, Frank. Mechanical Engineering Handbook. 1ST. edition. Florida : CRC Press LLC, 1999. 796 p.

------. The CRC Handbook of Thermal Engineering. 1ST. edition. Florida : CRC Press LLC, 2000. 843 p. ISBN 084939581X

MARON, Samuel H. & PRUTTON, Carl F. Fundamentos de FISICOQUIMICA. 1 ed. México : Limusa, 1999. 902 p. ISBN 9681801644

TROTT, A. R. and WELCH T. REFRIGERATION AND AIR-CONDITIONING. 3rd.
edition. Great Britain : Butterworth-Heinemann, 2000. 384 p. ISBN 075064219 X

WATT, John R. and BROWN, Will K. EVAPORATIVE AIR CONDITIONING
HANDBOOK. 3rd. edition. Lilburn : Prentice Hall, 1997. 507 p. ISBN 0881731935

WANG, Shan K. HANDBOOK OF AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION.
2nd. edition. United States of America : McGraw Hill, 2001. 565 p. ISBN
0070681678

ÇENGEL, Yunus A y BOLES, Michael A. TERMODINÁMICA. 2 ed. México :
McGraw Hill, 2000. 450 p. ISBN 007113449X

-----, -----, 4 ed. México : McGraw Hill, 2003. 830 p. ISBN 0072383321

REFERENCIAS DE INTERNET

Emhart Glass@

Emhart Glass. Services. Mold design validation. [En Línea]. [Citado Abril 2 de 2006]

Disponible desde Internet:

<http://www.emhartglass.com/services/adv_molddes.asp>

Emhart Glass@

Emhart Glass. Services. Mold cooling. [En Línea]. [Citado Abril 2 de 2006]

Disponible desde Internet:

http://www.emhartglass.com/services/adv_moldcool.asp

Spraying Systems Co@

Spraying Systems Co. Spray analysis and research services. Cooling of gases. [En Línea]. [Citado Marzo 22 de 2006]

Disponible desde internet:

< http://service.spray.com/content/sa_home.asp >

Spraying Systems Co@

Spraying Systems Co. Literature. Catalogs. Industrial Spray Products (Metric), Catalog 70-M. Air Atomizing Nozzles. [En Línea]. [Citado Noviembre 10 de 2006]

Disponible desde Internet:

<<http://www.spray.com/cat70m/f/F1.html>>

Saint-Gobain-Oberland@

Saint-Gobain-Oberland. Production process. Glass molding. [En Línea]. [Citado Abril 18 de 2006]

Disponible desde Internet:

< <http://www.saint-gobain-oberland.de>>

Howstuffworks@

How Stuff Works. Home Stuff. Home Appliances. How Air Conditioners Work. [En Línea]. [Citado Julio 30 de 2006]

Disponible desde Internet:

<http://home.howstuffworks.com/ac.htm>

Howstuffworks@

How Stuff Works. Home Stuff. Home Appliances. How Refrigerators Work. [En Línea]. [Citado Julio 30 de 2006]

Disponible desde Internet:

< <http://home.howstuffworks.com/refrigerator.htm>>

Envigado@

Municipio de Envigado. Así es Envigado. Ubicación. [En Línea]. [Citado Diciembre 2 de 2006]

Disponible desde Internet:

< <http://www.envigado.gov.co/asiesenvigado/ubicacion.asp> >

ANEXOS

ANEXO 1. PLANOS Y DATOS TECNICOS DEL VENTILADOR CENTRIFUGO
PARA LA REFRIGERACION DE LOS MOLDES PARA ENVASES DE VIDRIO

ANEXO 2. VALORES DE TEMPERATURA EN EL INTERIOR DEL CUARTO DE VENTILADORES

Estos valores de temperatura fueron obtenidos antes de poner en funcionamiento el sistema de aspersión.

	T-1	T-2	T-3	T-4	T-5	T _{sal}	T-6	T-7	T-8	T _{sal}	T-9	T-10	T-11	T _{amb}	T _{duct}	T _{aire}
	29,5	30,1	30,2	31,0	33,8		28,5	32,7	20,6		30,0	35,9	33,4	24,1	37,9	37,7
	33,1	33,2	33,9	34,2	39,4		37,5	38,4	23,3	44,4	37,8	42,5	39,3	31,5	44,8	43,5
	39,6	38,9	39,0	38,2	41,8	46,1	42,1	40,4	21,7	47,9	41,2	45,3	41,8	32,7	47,8	46,1
	37,8	36,4	39,2	38,5	40,2	44,3	39,2	39,8	22,6	45,9	40,2	42,3	41,2	30,8	44,6	42,0
	28,6	28,9	29,3	29,7	32,8	38,6	28,3	31,4	21,1	36,6	29,6	33,3	32,8	23,2	37,2	36,5
	33,4	34,0	34,6	34,9	40,8	42,1	37,4	38,6	23,7	43,9	38,9	41,3	39,9	32,7	45,2	42,9
	35,6	35,9	38,3	38,0	39,9	42,4	38,7	41,2	22,7	44,3	41,5	43,8	41,8	31,2	43,9	42,1
	38,1	38,5	39,0	38,7	41,4	44,8	39,7	40,4	21,6	46,2	40,8	43,3	42,0	31,2	45,1	43,7
	39,5	38,9	38,8	38,3	39,6	47,1	38,3	37,8	21,3	47,5	38,8	43,7	41,0	29,7	44,8	43,9
	28,8	28,5	28,7	29,8	33,1	39,3	30,2	32,2	20,8	40,3	31,3	34,6	33,7	24,3	39,1	37,8
	34,8	33,4	34,2	34,0	36,2	41,9	34,9	34,5	20,8	41,5	36,8	40,6	38,1	26,7	41,5	40,4
PROMEDIOS	34,4	34,2	35,0	35,0	38,1	43,0	35,9	37,0	21,8	43,9	37,0	40,6	38,6	28,9	42,9	41,5

VALORES DE TEMPERATURA EN EL INTERIOR DEL CUARTO DE VENTILADORES CON EL SISTEMA EN FUNCIONAMIENTO

Los valores de la siguiente tabla fueron obtenidos con el sistema de aspersión en funcionamiento

	T-1	T-2	T-3	T-4	T-5	T _{sal}	T-6	T-7	T-8	T _{sal}	T-9	T-10	T-11	T _{amb}	T _{duct}	T _{aire}
	29,4	30,1	28,3	29,2	31,8	45,3	33,7	30,2	22,8	40,0	35,7	37,5	35,5	25,9	39,3	37,3
	28,1	29,5	28,5	30,6	35,0	51,0	33,4	32,7	22,1	37,5	32,7	32,2	37,6	26,8	40,7	39,4
	26,0	26,5	26,9	28,1	32,4	48,9	26,5	32,2	21,3	25,5	28,1	33,2	33,4	25,3	34,4	33,8
	30,3	30,5	30,1	31,1	32,9	38,0	25,2	32,8	29,3	37,8	29,3	37,0	35,4	28,4	38,0	36,9
PROMEDIOS	28,5	29,2	28,5	29,8	33,0	45,8	29,7	32,0	23,9	35,2	31,5	35,0	35,5	26,6	38,1	36,9

ANEXO 3. SECCIONES TRANSVERSALES Y DISTRIBUCION DE VELOCIDAD EN LOS DUCTOS DE ENTRADA HACIA EL CUARTO DE VENTILADORES

Sección transversal del ducto superior hacia el cuarto de ventiladores medición 1.

1.	2.	3.	4.
5.	6.	7.	8.
9.	10.	11.	12.
13.	14.	15.	16.

Dimensiones (m)	
Base	1,94
Altura	1,75

Area (m ²)	3,395
------------------------	-------

Posición	Velocidad del Aire (m/s)
1	4,5
2	5,1
3	4,2
4	5,5
5	5,5
6	5,45
7	5,5
8	5,5
9	5,2
10	5,3
11	5
12	4,3
13	4,7
14	5,1
15	4,9
16	3

Velocidad Promedio (m/s)	4,921875
--------------------------	----------

Caudal (m ³ /s)	16,70976563
----------------------------	-------------

Caudal (ft ³ /min)	35406,32238
-------------------------------	-------------

Sección transversal del ducto superior hacia el cuarto de ventiladores medición 2.

1.	2.	3.
4.	5.	6.
7.	8.	9.

Dimensiones (m)	
Base	1,7
Altura	1,7

Area (m ²)	2,89
------------------------	------

Posición	Velocidad del Aire (m/s)
1	3,3
2	3,3
3	3
4	3,3
5	3,3
6	3,7
7	3,3
8	3,15
9	2,9

Velocidad Promedio (m/s)	3,25
--------------------------	------

Caudal (m ³ /s)	9,3925
----------------------------	--------

Caudal (ft ³ /min)	19901,76825
-------------------------------	-------------

Sección transversal del ducto superior hacia el cuarto de ventiladores medición 3.

1.	2.	3.	4.
5.	6.	7.	8.
9.	10.	11.	12.
13.	14.	15.	16.

Dimensiones (m)	
Base	1,84
Altura	1,75

Area (m ²)	3,22
------------------------	------

Area (ft ²)	34,659758
-------------------------	-----------

Posición	Velocidad del Aire (ft/min)
1	700
2	500
3	570
4	860
5	830
6	740
7	650
8	730
9	1250
10	960
11	860
12	980
13	1100
14	1060
15	1050
16	1020

Velocidad Promedio (ft/min)	866,25
-----------------------------	--------

Caudal (m ³ /s)	14,16962356
----------------------------	-------------

Caudal (ft ³ /min)	30024,01537
-------------------------------	-------------

Sección transversal del ducto superior hacia el cuarto de ventiladores medición 4.

1.	2.	3.	4.
5.	6.	7.	8.
9.	10.	11.	12.
13.	14.	15.	16.

Dimensiones (m)	
Base	1,7
Altura	1,7

Area (m ²)	2,89
------------------------	------

Area (ft ²)	31,107671
-------------------------	-----------

Posición	Velocidad del Aire (ft/min)
1	870
2	850
3	880
4	1000
5	780
6	790
7	750
8	900
9	700
10	710
11	740
12	840
13	840
14	740
15	790
16	750

Velocidad Promedio (m/s)	808,125
--------------------------	---------

Caudal (m ³ /s)	11,8641213
----------------------------	------------

Caudal (ft ³ /min)	25138,88663
-------------------------------	-------------

Sección transversal del ducto lateral hacia el cuarto de ventiladores medición 1.

1.	2.	3.	4.
5.	6.	7.	8.
9.	10.	11.	12.
13.	14.	15.	16.

	Dimensiones (m)
Base	1,6
Altura	2,5

Area (m²)	4
-----------------------------	---

Posición	Velocidad del Aire (m/s)
1	0,5
2	0
3	2,5
4	3,3
5	4,5
6	4,2
7	4,4
8	2,7
9	4
10	3,6
11	3,3
12	3,3
13	3
14	2,8
15	2,5
16	0

Velocidad Promedio (m/s)	2,7875
---------------------------------	--------

Caudal (m³/s)	11,15
---------------------------------	-------

Caudal (ft³/min)	23625,735
------------------------------------	-----------

Sección transversal del ducto lateral hacia el cuarto de ventiladores medición 2.

1.	2.	3.
4.	5.	6.
7.	8.	9.

	Dimensiones (m)
Base	1,8
Altura	2,25

Area (m²)	4,05
-----------------------------	------

Posición	Velocidad del Aire (m/s)
1	6,1
2	5,5
3	5,8
4	4,2
5	4
6	4,1
7	4
8	4,2
9	2

Velocidad Promedio (m/s)	4,433333333
---------------------------------	-------------

Caudal (m³/s)	17,955
---------------------------------	--------

Caudal (ft³/min)	38044,8495
------------------------------------	------------

Sección transversal del ducto lateral hacia el cuarto de ventiladores medición 3.

1.	2.	3.	4.
5.	6.	7.	8.
9.	10.	11.	12.
13.	14.	15.	16.

Dimensiones (m)	
Base	1,8
Altura	2,25

Area (m ²)	4,05
------------------------	------

Area (ft ²)	43,593795
-------------------------	-----------

Posición	Velocidad del Aire (ft/min)
1	950
2	950
3	950
4	1000
5	950
6	780
7	1100
8	1000
9	1100
10	1000
11	1340
12	700
13	250
14	520
15	660
16	200

Velocidad Promedio (ft/min)	840,625
-----------------------------	---------

Caudal (m ³ /s)	17,29483879
----------------------------	-------------

Caudal (ft ³ /min)	36646,03392
-------------------------------	-------------

Sección transversal del ducto lateral hacia el cuarto de ventiladores medición 4

1.	2.	3.	4.
5.	6.	7.	8.
9.	10.	11.	12.
13.	14.	15.	16.

Dimensiones (m)	
Base	1,06
Altura	2,1

Area (m ²)	2,226
------------------------	-------

Area (ft ²)	23,9604414
-------------------------	------------

Posición	Velocidad del Aire (ft/min)
1	1100
2	1250
3	1440
4	1400
5	1150
6	1420
7	1340
8	1340
9	1550
10	1500
11	1420
12	1370
13	1060
14	1400
15	1340
16	1470

Velocidad Promedio (ft/min)	1346,875
-----------------------------	----------

Caudal (m ³ /s)	15,23041178
----------------------------	-------------

Caudal (ft ³ /min)	32271,71951
-------------------------------	-------------

ANEXO 4. DATOS TECNICOS DEL CHILLER PARA ENFRIAR EL AGUA A
ASPERSAR

ANEXO 5. RENDIMIENTO DE LAS BOQUILLAS DE ASPERSION DE ACUERDO A LA PRESION DE OPERACIÓN

		*At the stated pressure in bar.														
Spray Set-up No.	Spray Set-up Consists of Fluid and Air Cap Combination	Liquid Capacity (liters per hour)* and Air Capacity (liters per minute)*														
		Liquid Pressure														
		0.7			1.5			2			3			4		
		Air Press.	l/h	Air l/min	Air Press.	l/h	Air l/min	Air Press.	l/h	Air l/min	Air Press.	l/h	Air l/min	Air Press.	l/h	Air l/min
SU12A	Fluid Cap 2050 + Air Cap 73160	.70	5.4	14.6	1.4	7.4	23	1.7	8.7	26	2.2	11.8	31	2.8	13.9	40
		.85	4.6	17.7	1.5	6.9	25	1.8	8.2	28	2.5	10.3	36	3.1	12.7	44
		1.0	3.9	21	1.7	6.0	28	2.0	7.5	31	2.8	9.6	39	3.4	11.2	50
		-	-	-	1.8	5.5	32	2.1	7.3	33	3.0	8.7	40	3.7	10.0	52
		-	-	-	2.0	4.9	35	2.2	6.9	34	3.1	8.1	44	3.9	9.5	55
		-	-	-	2.1	4.6	37	2.4	6.1	38	3.2	8.0	46	4.2	8.8	61
		-	-	-	-	-	-	2.7	5.0	43	3.4	8.0	50	4.5	8.1	66
SU12	Fluid Cap 2850 + Air Cap 73160	.85	7.2	15.6	1.7	9.3	26	2.0	12.2	30	2.7	16.6	34	3.4	19.2	41
		1.1	5.0	21	1.8	8.5	29	2.1	11.3	33	2.8	15.9	36	3.7	17.9	44
		1.4	2.8	28	2.0	7.0	33	2.4	9.0	37	3.1	13.2	41	3.9	15.0	55
		1.5	2.2	31	2.2	5.7	37	2.7	7.1	43	3.4	10.8	47	4.2	14.6	57
		1.7	1.3	35	2.5	3.7	45	3.0	5.6	50	3.7	9.3	53	4.5	12.4	58
		1.8	1.0	39	2.8	2.7	55	3.2	4.6	57	3.9	8.1	57	4.8	10.8	64
		2.0	.6	45	3.1	1.9	61	3.5	3.4	65	4.2	6.2	64	4.9	9.8	66
SU22B	Fluid Cap 40100 + Air Cap 1401110	1.1	16.5	82	2.2	20	127	2.8	23	149	3.4	36	172	4.6	39	221
		1.4	11.8	99	2.5	15.5	144	3.1	17.9	166	3.9	29	194	5.3	30	261
		1.5	10.4	105	2.8	10.3	162	3.4	13.1	185	4.6	18.7	228	5.6	26	279
		1.7	8.1	118	3.1	5.9	182	3.9	7.1	218	5.3	9.1	270	6.0	22	307
		1.8	7.0	125	3.4	2.4	198	4.2	3.4	239	5.6	6.6	295	6.3	17.5	342
		2	5.3	140	3.5	1.5	206	-	-	-	6.0	1.7	317	6.7	15.1	379
		2.1	4.6	148	-	-	-	-	-	-	-	-	-	7.0	10.5	402
SU22	Fluid Cap 60100 + Air Cap 1401110	.85	43	54	1.4	68	64	2.1	63	91	2.7	89	114	3.8	91	150
		1.0	33	64	1.5	62	71	2.4	49	108	3.0	76	123	4.2	77	172
		1.1	28	71	1.7	50	81	2.7	38	126	3.2	69	138	4.6	65	188
		1.3	21	87	1.8	45	88	2.8	34	132	3.5	57	153	4.9	55	204
		-	-	-	2.0	38	102	3.0	25	150	3.7	49	163	5.3	42	237
		-	-	-	2.1	33	108	-	-	-	3.8	45	172	5.6	32	261
		-	-	-	2.2	29	114	-	-	-	3.9	41	176	6.0	20	294
SU42	Fluid Cap 100150 + Air Cap 1891125	1.0	51.8	75.8	1.4	130	73	2.0	137	105	2.2	256	55	3.0	260	85
		1.1	35.5	89.9	1.5	116	82	2.1	125	112	2.5	230	83	3.2	241	104
		-	-	-	1.7	90	99	2.2	115	120	2.8	186	110	3.5	213	131
		-	-	-	1.8	79	109	2.4	92	137	3.1	149	146	3.8	185	159
		-	-	-	2.0	63	133	2.5	80	147	3.2	140	154	4.1	156	183
		-	-	-	-	-	-	2.7	66	165	3.4	121	172	4.6	114	236
		-	-	-	-	-	-	2.8	59	174	3.5	109	184	4.9	90	267

ANEXO 6. LISTADO DE COMPONENTES QUE CONFORMAN EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

ELEMENTOS SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CUARTO VENTILADORES					
ITEM	DESCRIPCION	REFERENCIA	CANTIDAD	Valor Unitario	Total
1	Boquilla Atomización Aire y Agua	1/4J+SU22	10	\$ 154.700,00	\$ 1.547.000,00
2	Boquilla Atomización Aire y Agua	1/4JBC-SS+SU12	4	\$ 567.800,00	\$ 2.271.200,00
3	Filtro para Agua	AA122ML-1/2-PP-100	3	\$ 42.700,00	\$ 128.100,00
4	Metros de Tubería de 1/2"	Galvanizada	40	\$ 5.400,00	\$ 216.000,00
5	Codos de 1/2"	Galvanizados	26	\$ 644,00	\$ 16.744,00
6	Tees de 1/2"	Galvanizadas	24	\$ 770,00	\$ 18.480,00
7	Metros de Tubería de 1/4"	Galvanizada	12	\$ 4.725,00	\$ 56.700,00
8	Regulador de Presión (Aire) NORGREN	R73G	2	\$ 135.000,00	\$ 270.000,00
9	Regulador de Presión (H ₂ O) MASONEILAN	Recuperado	2	-----	-----
10	Válvulas de 1/2"	Cierre Rápido	20	\$ 7.811,00	\$ 156.220,00
11	Manómetros Carátula de 4"	1/4" NPT 0-60 PSI	2	\$ 68.000,00	\$ 136.000,00
12	Mangueras de Acero Flexibles de 1/2"	-----	2		\$ 0,00
13	Válvulas de 1/4"	Cierre rápido	16	\$ 6.847,00	\$ 109.552,00
14	Tees de 1/4"	Galvanizadas	-----	-----	-----
15	Reducciones de 1/2" a 1/4"	Galvanizadas	16	\$ 536,00	\$ 8.576,00
16	Uniones de 1/2"	Galvanizadas	10	\$ 540,00	\$ 5.400,00
17	Codos de 1/4"	Galvanizadas	-----	-----	-----
18	Universales de 1/2"	Galvanizadas	18	\$ 2.840,00	\$ 51.120,00
TOTAL					\$ 4.991.092,00

