



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ARAGÓN

“SISTEMA HVAC&R PARA LA INDUSTRIA
FARMACÉUTICA: CÁPSULAS DE GELATINA
BLANDA”

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A :

SALVADOR ALEJANDRO JIMÉNEZ ESQUIVEL

ASESOR: ING. EDGAR ALFREDO CÁRDENAS PÉREZ



MÉXICO

2011



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

ÍNDICE

| | |
|--|----|
| Introducción | 1 |
| Justificación | 2 |
| Objetivos | 3 |
| Capítulo I | |
| I. Conceptos básicos | |
| I.1. Calidad del aire | 4 |
| I.2. Fundamentos teóricos del Aire Acondicionado y Refrigeración | 6 |
| I.3. Características principales de un establecimiento de la Industria Farmacéutica (Capítulo 8 de la NOM-059-SSA1-2006) | 14 |
| I.3.1. Clasificación de áreas | 18 |
| I.4. Cápsulas de Gelatina Blanda, Proceso y Fabricación | 19 |
| Capítulo II | |
| II. Criterios de diseño del sistema HVAC&R para la fabricación de Cápsulas de Gelatina Blanda | |
| II.1. Condiciones exteriores e interiores de diseño | |
| II.1.1. Condiciones exteriores de diseño | 23 |
| II.1.2. Condiciones interiores de diseño | 24 |
| II.1.3. Filtrado | 26 |
| II.1.4. Colección de polvos | 30 |
| II.2. Presiones diferenciales y sentidos de flujos de aire | |
| II.2.1. Presiones diferenciales | 32 |
| II.2.2. Sentidos de flujo de aire | 32 |
| II.2.3. Cambios por hora | 34 |

Capítulo III

III. Memoria de cálculo

| | | |
|----------|--|-----|
| III.1. | Determinación del flujo volumétrico | |
| III.1.1. | Cálculo de flujo volumétrico de aire en las áreas de Fabricación, Encapsulado y Secado | 35 |
| III.2. | Cálculo de la Carga Térmica | |
| III.2.1. | Carga interna de enfriamiento del proceso de Fabricación | 47 |
| III.2.2. | Cálculo para la capacidad de enfriamiento del proceso de Fabricación | 64 |
| III.2.3. | Carga interna de enfriamiento del proceso de Encapsulado | 72 |
| III.2.4. | Cálculo de la capacidad de enfriamiento del proceso de Encapsulado | 77 |
| III.2.5. | Carga interna de calefacción y enfriamiento para el proceso de Secado | 86 |
| III.2.6. | Cálculo de la capacidad de calefacción y enfriamiento para el proceso de Secado | 95 |
| III.2.7. | Sistema Hidrónico de Enfriamiento | 102 |
| III.3. | Dimensionamiento de ductos y caída de presión del sistema | 111 |
| III.3.1. | Selección de ventiladores centrífugos y motores | 125 |
| III.3.2. | Selección de la Unidades Manejadoras de Aire | 127 |

Capítulo IV

IV. Validación del sistema HVAC&R

| | | |
|-------|--|-----|
| IV.1. | Protocolo de calificación de Desempeño | 129 |
| IV.2. | Protocolo de calificación de Instalación | 129 |
| IV.3. | Protocolo de calificación de Operación | 130 |
| IV.4. | Protocolo de calificación de Desempeño | 133 |

| | |
|---|-----|
| Conclusiones | 134 |
| Bibliografía | 136 |
| Tablas y Anexos | 138 |
| Tabla 1-1 Coeficiente de transmisión (U) para divisiones o paredes de interiores | 138 |
| Tabla 1-2 Coeficiente de transmisión (U) de ventanas, Tragaluces y paredes de bloques de vidrio | 139 |
| Tabla 1-3 Coeficiente de transmisión (U) de techos planos con cielo raso | 140 |
| Tabla 1-4 Ganancia de calor por personas | 141 |
| Tabla 1-5 Diagrama de pérdidas por fricción en ductos para aire | 142 |
| Apéndice Normativo A. Áreas de fabricación Farmacéutica | 143 |
| Anexo 1 Sentidos de Flujos | |
| Anexo 3 Ubicación de difusores y rejillas | |
| Anexo 4 Diagrama unifilar del sistema | |
| Anexo 5 Ubicación de equipos | |
| Anexo 6 Plano de distribución de ductos | |

AGRADECIMIENTOS

A mi madre

A quien jamás encontraré la forma de agradecer el que me haya brindado su mano en las derrotas y logros de mi vida, haciendo de este triunfo más suyo que mío por la forma en la que guió mi vida con amor y energía.

A mi hermana Jaqueline

Como un testimonio de eterno agradecimiento por el gran amor y la confianza que siempre me has brindado, gracias por darme la fuerza para irme superando, por tu inagotable apoyo y por compartir mi vida y mis logros.

A mi hermano Antonio

Puede pasar el tiempo pero siempre estás en mi pensamiento, gracias por enseñarme a ser perseverante en alcanzar mis sueños a pesar de todo.

A mis maestros

Por el cariño y apoyo moral que siempre he recibido de ustedes y con el cual he logrado culminar mi esfuerzo, terminando así mi carrera profesional, que es para mí la mejor de las herencias.

Introducción.

Se requiere un estricto control de aire ambiental dentro de los laboratorios farmacéuticos durante la elaboración de los diversos medicamentos, así como la manipulación y empaquetamiento de los mismos.

Estas condiciones de trabajo están normalizadas por la Secretaría de Salud, quien ejerce el control sanitario de los establecimientos, y por la Sociedad Americana de Ingenieros en Aire Acondicionado, Calefacción y Refrigeración ASHRAE, y por las normas internas de cada laboratorio, así como las especificaciones de trabajo requeridas por cada uno de los equipos utilizados en la producción de dichos medicamentos.

La Secretaría de Salud emplea como marco de referencia la Norma Oficial Mexicana (NOM-059-SSA1-2006), el cual tiene por objetivo establecer los requerimientos mínimos necesarios para el proceso de fabricación de los medicamentos y/o productos biológicos comercializados en el país, con el propósito de proporcionar productos de calidad al consumidor.

En esta tesis se describe de una manera práctica, la forma en la cual se debe diseñar un sistema de Calefacción, Ventilación, Aire Acondicionado y Refrigeración, HVAC&R (Heating, Ventilation, Air Conditioning and Refrigerating) para la industria farmacéutica, que cuente con todos y cada uno de los lineamientos descritos por la Secretaria de Salud y por la ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers), en particular se describe el diseño de un sistema HVAC&R para la fabricación de cápsulas de gelatina blanda, producto frecuentemente utilizado por la industria farmacéutica para encapsular comúnmente suplementos alimenticios; este producto es susceptible a la temperatura y a la humedad contenida en el aire, al cual está expuesto, ya que de estos dos factores depende su correcto proceso de fabricación.

Esta tesis está sujeta a los cambios y/o correcciones que establezca la Secretaría de Salud, principalmente en la (NOM-059-SSA1-2006).

Estos cambios serán notificados oportunamente por dicha Secretaría.

Justificación

Para la producción de medicamentos o suplementos alimenticios se requiere de un estricto sistema HVAC&R donde el control de la temperatura y la humedad son de suma importancia.

Además es necesaria la filtración de partículas suspendidas en el aire que se hace circular en las áreas de producción, ya que estas pueden causar la contaminación del producto y provocar con esto la pérdida irremediable del mismo, es por eso que es necesaria la utilización de filtros de diferentes eficiencias dependiendo de la clasificación del área, a la cual se le va a suministrar aire.

El diseñador de estos sistemas debe tener conocimiento preciso de las características particulares con las que debe contar un sistema HVAC&R para la industria farmacéutica, de igual forma es necesario que cuente con las herramientas de diseño establecidas por La Asociación de Ingenieros en Aire Acondicionado, Calefacción y Refrigeración (ASHRAE) y por La SMACNA (Sheet Metal & Air Conditioning Contractors' Association).

El cumplir con los requisitos que establece la Secretaría de Salud en su (NOM-059-SSA1-2006), no solo garantiza un buen desempeño de un sistema HVAC&R, sino que se garantiza que los medicamentos y suplementos alimenticios elaborados en los laboratorios sean de la mejor calidad.

Es por eso que se propone esta tesis; ya que la mayoría de los libros de Aire Acondicionado, se enfocan comúnmente a explicar la forma de diseñar un sistema en las áreas comercial y residencial, dejando muy poca información para el diseño de sistemas HVAC&R para la industria farmacéutica.

Objetivos.

- 1) Esta tesis tiene el propósito de ser una herramienta útil al ingeniero mecánico encargado del diseño de sistemas HVAC&R para la Industria farmacéutica, donde se lleva a cabo la fabricación de medicamentos y suplementos alimenticios en cápsulas de gelatina blanda los cuales requieren ciertas condiciones de humedad, temperatura y calidad del aire para su correcta elaboración.
- 2) Se definirán las principales características del aire filtrado y su principal aplicación para la fabricación de medicamentos y suplementos alimenticios conforme a la NOM-059-SSA1-2006 de la Secretaría de Salud.
- 3) Se identificarán las características del sistema HVAC&R para las áreas de fabricación, encapsulado y secado, de acuerdo a la NOM-059-SSA1-2006.

Capítulo I

I. Conceptos básicos

I.1. Calidad del aire.

La atmósfera es la envoltura gaseosa que rodea la tierra cuya composición y estado ha hecho posible el desarrollo de la vida. Se trata de una mezcla de gases llamada aire, constituida principalmente por nitrógeno y oxígeno en la que pueden encontrarse ciertas partículas en suspensión (pequeñas gotas de agua, polvo, sustancias contaminantes, etc.) la densidad, temperatura y composición no son constantes a lo largo de su anchura, que pueden estimarse en algo más de cien kilómetros, aunque los más importantes son los primeros veinte.

Los gases componentes de la atmósfera se pueden agrupar en dos categorías:

- a) Los que tienen una concentración aproximadamente constante en las capas bajas de la atmósfera. Los más importantes son el nitrógeno, el oxígeno, argón, el neón y el hidrógeno, con bastante predominio de los dos primeros. Los tres restantes apenas representan el 1% del total.
- b) Aquellos cuya concentración es variable, como el vapor de agua, el bióxido de carbono y otros contaminantes: el monóxido de carbono los clorofluorocarbonos, plomo, oxido de nitrógeno y dióxido de azufre.

En esta última categoría se incluye todo tipo de materia sólida en suspensión en forma de humo, polvo y vapores. Además de reducir la visibilidad y la cubierta del suelo, la inhalación de estas partículas microscópicas, que se alojan en el tejido pulmonar, es causante de diversas enfermedades respiratorias.

Las partículas de la atmósfera provienen de diversos orígenes, entre los cuales podemos mencionar la combustión de diesel en camiones y autobuses, la mezcla y aplicación de fertilizantes y agroquímicos, la construcción de caminos, la

fabricación de acero, la actividad minera, la quema de rastrojos y malezas, las chimeneas del hogar y estufas de leña.

El oxígeno es indispensable para la vida, puesto que interviene en el mecanismo de la respiración de los seres vivos, tanto animales como vegetales. Sin embargo, desde el punto de vista del aire acondicionado, quizá el componente más importante es el agua, tiene la propiedad de realizar cambios de fase según sea la temperatura del aire; la podemos encontrar en fase líquida, sólida y gaseosa.

Cuando el agua cambia de fase se pone en juego una cantidad enorme de energía, llamada calor latente de vaporización si el agua líquida pasa a vapor, o de condensación si el vapor pasa al líquido.

Desde un punto de vista práctico podemos considerar el aire húmedo atmosférico como una mezcla de dos gases, el aire seco y el vapor de agua, el primero de composición constante, y el segundo de concentración variable, en la tabla 1 se indican el contenido en volumen, de los componentes del aire y algunos contaminantes.

Composición del aire en volumen

| Gas | Contenido % | Gas | Contenido % |
|--------------------|-------------|------------------------|-------------|
| Nitrógeno | 78.09 | Metano | 0.002 |
| Oxígeno | 20.95 | Oxido nitroso | 0.00005 |
| Dióxido de carbono | 0.03 | Monóxido de carbono | 0.00001 |
| Argón | 0.94 | Vapor de agua | variable |
| Neón | 0.00123 | Ozono | variable |
| Helio | 0.004 | Dióxido de azufre | variable |
| Criptón | 0.00005 | Oxido de nitrógeno | variable |
| Xenón | 0.000006 | Clorofluorocarbonos | variable |
| Hidrógeno | 0.01 | Partículas suspendidas | variable |

Tabla 1.- Composición del aire en volumen, Fuente: Manchester Metropolitan University

Según la Carta de Climas de INEGI, el 82.42% de Iztapalapa posee clima templado sub-húmedo, con lluvias en el verano. El resto del territorio presenta un clima semi-seco templado. La anual promedio (calculada con base en una observación de 30 años) es de 16.6 °C, siendo más cálida en el mes de junio, cuando alcanza los 19 °C y las más bajas en enero, con 13.1 °C. La precipitación anual es de 616.8 mm de agua, con una mayor pluviosidad durante los meses de verano. Las condiciones de esta zona nos servirán para ejemplificar esta tesis más adelante.

I.2. Fundamentos teóricos del Aire Acondicionado y Refrigeración.

Calor y Frío. El calor es una forma de energía que se radia de un cuerpo a otro. Como se sabe, la principal fuente de calor es el sol, produciéndose también por otros medios: combustión, fricción, electricidad, reacciones químicas y por la compresión de aire o vapor.

La teoría del calor se define por el movimiento molecular. Cuanto más enérgico resulta dicho movimiento, mayor es el calor que proporciona el cuerpo. Al desprenderse este calor disminuye el movimiento de las moléculas, que no desaparece hasta llegar al cero absoluto. Así pues, en todo cuerpo que se halle por encima de esta temperatura existe teóricamente calor.

En cuanto al frío, no existe teóricamente como término positivo, sino que representa simplemente ausencia de calor. El frío no puede desprenderse ni radiarse. La sensación de frío que se nota al aproximar la mano a un trozo de hielo no obedece a que se desprenda frío del hielo, si no que fluye el calor de la mano al dirigirse hacia aquél.

Transmisión de calor. El calor pasa del cuerpo más caliente al más frío, a través de todo objeto, no existiendo materia que intercepte totalmente esta transmisión.

Los materiales utilizados en las neveras o cámaras sirven para retardar únicamente el paso de calor; pero, a pesar de su positiva eficiencia en este sentido, téngase que gran parte del trabajo de todo equipo de refrigeración se emplea precisamente para absorber el calor que se ha filtrado a través de las paredes aisladas.

Existen tres métodos de transmisión de calor: **1) Radiación.** Es la transmisión a través de sustancias intermedias sin calentar éstas. El calor transmitido por los rayos solares no calientan el aire a través del cual pasan dichos rayos, si no que ejerce su acción sobre los objetos que aquéllos encuentran en su camino, los cuales absorben dicho calor. **2) Convección.** Es el calor que se transmite por mediación de un agente: líquido o vapor. Las corrientes de aire son los agentes más comunes por transmisión de calor por convección, el enfriamiento de una sustancia en el interior de una nevera se verifica a través del aire contenido en la misma, el cual actúa de agente transmisor dirigiéndose a la superficie más fría del evaporador por medio de las corrientes de convección. **3) Conducción.** Es la transferencia de calor a través de un cuerpo sólido llamado conductor. Los metales son buenos conductores de calor siendo llamados aislantes los malos conductores.

Termodinámica de una mezcla gas –vapor. El agua es un compuesto vital para el desarrollo de los procesos biológicos que se efectúan en la tierra, su presencia en forma líquida, sólida o vapor, influye además de forma importante en las condiciones climáticas. Los procesos físicos de evaporación (de fase líquida a vapor) y el de condensación, (cambio de fase de vapor a líquido), establecen mecanismos de adición y eliminación de humedad, provocando cambios en los diferentes sistemas ecológicos.

Durante el proceso de evaporación el número de moléculas de líquido presentes en el gas irá en aumento y cuando se alcanza constancia en las condiciones de temperatura y presión se obtiene un equilibrio dinámico.

Refrigeración. La refrigeración es el proceso de reducción y mantenimiento de la temperatura (a un valor menor a la del medio ambiente) de un objeto o espacio. La reducción de temperatura se realiza extrayendo energía del cuerpo, generalmente reduciendo su energía térmica, lo que contribuye a reducir la temperatura de este cuerpo.

La refrigeración implica transferir la energía del cuerpo que pretendemos enfriar a otro, aprovechando sus propiedades termodinámicas. La temperatura es el reflejo de la cantidad o nivel de energía que posee el cuerpo, ya que el frío propiamente no existe, los cuerpos sólo tienen más o menos energía térmica. De esta manera enfriar corresponde a retirar energía (calor) y no debe pensarse en términos de " producir frío o agregar frío".

La salud y el bienestar de un país pueden depender de los sistemas de refrigeración. Por ejemplo; la alimentación y el almacenamiento de vacunas, distribución, aplicación médica, industrial, comercial y doméstica de todo tipo depende de los sistemas de refrigeración.

Durante la década de los 90 casi todos los países firmaron y consecuentemente ratificaron el Protocolo de Montreal de Las Naciones Unidas y sus correcciones posteriores.

Este acuerdo incluye una escala de tiempo estricto para la desaparición de refrigerantes que atacan el ozono y requiere el uso provisional hasta su sustitución por refrigerantes que no dañen el ozono.

Este cambio resultó en el aumento de la variedad de refrigerantes de uso común.

Tonelada de refrigeración. La unidad de medida de refrigeración es la tonelada de refrigeración. Es un término arbitrario que proviene de cuando se usaba el hielo como elemento de refrigeración. Una tonelada inglesa de hielo representa 2,000 libras es decir 907 kg. , y sabemos que un kilogramo de hielo absorbe 80 Kcal. al cambiar su fase a líquido (calor latente de fusión); por lo tanto 907 Kg. absorben 72560 Kcal, luego entonces la tonelada de refrigeración es la cantidad de calor que absorben 2,000 libras de hielo al derretirse en 24 horas por lo tanto es igual a:

1 tonelada de refrigeración = 12,000 Btu/hr o bien; 3,023 Kcal/hr.

Ciclo mecánico de la refrigeración. Así como al cambiar un sólido su forma a fase líquida (o gaseosa) absorbe calor de sus alrededores o de otras fuentes, también un líquido al vaporizarse debe absorber calor. Por ejemplo, el punto de ebullición del amoniaco a la presión atmosférica esa $-28\text{ }^{\circ}\text{F}$ y posee un calor latente alrededor de 589.3 Btu/lb.

El amoniaco si es colocado en un espacio más caliente que $-28\text{ }^{\circ}\text{F}$, enfriara el espacio que lo rodea hasta que se evapore. Si se aumenta la presión en el amoniaco a 30.4 lb/pug^2 , éste hervirá a $0\text{ }^{\circ}\text{F}$ y así podrá producir también enfriamiento, pero en una gama de temperaturas mayores. La refrigeración mecánica hace posible el control y de la temperatura de refrigerantes en ebullición y también hace posible usar repetidas veces el mismo refrigerante con poca o ninguna pérdida de éste. Teóricamente casi cualquier líquido estable no corrosivo puede usarse como refrigerante si éste es apropiado para las condiciones deseadas de presión y temperatura. En el diagrama 1 están mostrados los elementos de un sistema de refrigeración por compresión. En evaporador, al vaporizarse, el líquido refrigerante absorbe calor del agua o directamente del aire que va a ser enfriado.

El vapor refrigerante de baja presión es forzado hacia el compresor, el cual eleva la presión y la temperatura del vapor para entregarlo después al condensador.

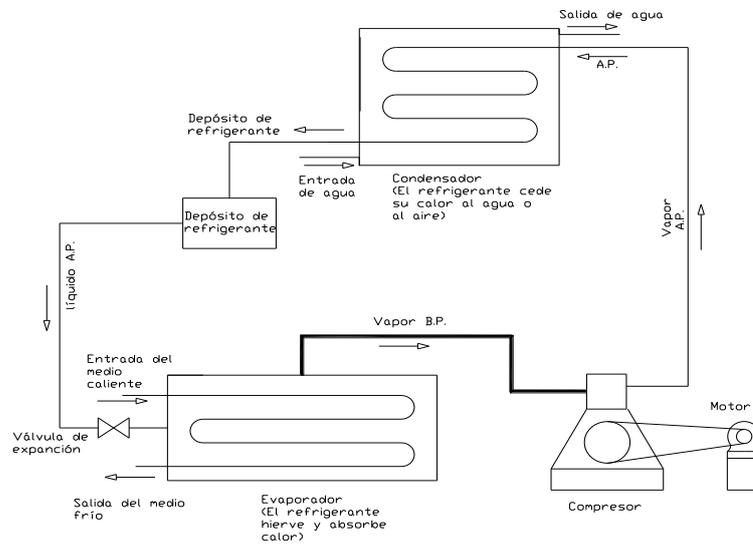


Diagrama 1.- Ciclo de refrigeración por compresión

Después de efectuada la eliminación en el condensador, el líquido refrigerante puede pasar a un receptor o depósito para almacenamiento. El líquido refrigerante de alta presión pasa luego a través de la válvula de expansión, donde se efectúa un estrangulamiento (caída) hasta la presión que se tiene en el evaporador del sistema. Durante el paso a través de la válvula de expansión se enfría el líquido refrigerante a expensas de la evaporación de una parte del líquido. En un sistema de refrigeración, la presión baja que se tiene en el evaporador es determinada por la temperatura que se desea mantener en el espacio enfriado. La presión alta en el condensador es determinada en última instancia por la temperatura disponible del medio enfriador, tal como agua de circulación o la atmósfera (temperatura del aire). El proceso se verifica de modo que el refrigerante absorbe calor a baja temperatura y, entonces, por la acción de un trabajo mecánico o energía suministrada al compresor es el medio usado para elevar la temperatura

del sistema. Los compresores pueden estar actuados de diferentes maneras, motores eléctricos, máquinas de vapor, motores de combustión interna, etc.

El criterio ideal (Carnot) de refrigeración. En el análisis termodinámico se usa ampliamente del criterio de Carnot (ciclo de Carnot) como una norma de comparación contra el rendimiento de una máquina generadora de energía (turbina o motor). Para efectos de comparación con el criterio de Carnot, se considera al sistema ideal de refrigeración constituido como una máquina de calor invertido o bomba térmica. El criterio en esta forma convencional presupone dos niveles de temperatura constante para cambio de calor y dos procesos adiabáticos reversibles, para ninguno de los cuales es posible su realización completa. No obstante se presenta aquí por la importancia que tienen en la medida del rendimiento máximo.

Psicrometría.

Psicrometría es la ciencia que involucra las propiedades termodinámicas del aire húmedo, y el efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y el confort humano. Ampliando aún más, incluiríamos el método de controlar las propiedades térmicas del aire húmedo. Lo anterior se puede llevar a cabo a través del uso de tablas psicrométricas o de la carta psicrométrica.

Propiedades del vapor de agua (humedad). La humedad es un término utilizado para describir la presencia de vapor de agua en el aire, ya sea a la intemperie, o dentro de un espacio. Haciendo énfasis en que la humedad está “en el aire”, solamente en el sentido de que los dos, aire y vapor de agua, existen juntos en un espacio dado al mismo tiempo por costumbre común, decimos que el aire contiene humedad, y es conveniente hacerlo así en el entendido de que siempre recordemos que es una manera de hablar, y que en realidad, los dos son independientes uno del otro, y que no responden a la misma manera a los cambios de condiciones especialmente a los cambios de temperatura.

Las palabras “vapor y gas” comúnmente las empleamos para referirnos a lo mismo, pero en realidad un gas es un vapor altamente sobrecalentado, muy lejos de su temperatura de saturación, como el aire. Un vapor está en sus condiciones de saturación o no muy lejos de ellas, como el vapor de agua. Así pues el vapor de agua o “humedad” en el espacio, puede estar en condiciones de saturación o ligeramente arriba de ella. Si lo enfriamos unos 4 grados, hacemos que se condense, si le aplicamos calor, lo sobrecalentamos.

Como ya sabemos dos terceras partes de la superficie de la tierra están cubiertas por agua, océanos lagos y ríos, de los cuales se desprende el vapor de agua. Las nubes también producto de esta evaporación contribuyen a la humedad del ambiente al condensarse o precipitarse en forma de lluvia o nieve.

El vapor de agua es producido por el agua, a cualquier temperatura. El agua no tiene que estar en ebullición, aunque sí lo está, el vapor de agua es producido con mayor rapidez.

El vapor ejerce una presión definida encima del agua la cual es determinada solamente por la temperatura del agua misma, independientemente de si el agua está o no en ebullición o de si el espacio por encima del agua contiene aire. Tampoco la presión del aire ejerce efecto alguno sobre la presión de vapor.

Temperatura de bulbo seco. El confort humano y la salud, dependen bastante de la temperatura del aire. En el acondicionamiento del aire, la temperatura del aire indicada es normalmente la temperatura de bulbo seco, tomada con el elemento sensor del termómetro en una condición seca. Es la temperatura medida por termómetros ordinarios en casa.

Temperatura de bulbo húmedo. Básicamente, un termómetro de bulbo húmedo no es diferente de un termómetro ordinario, excepto que tienen una pequeña mecha o pedazo de tela alrededor del bulbo. Si esta mecha se humedece con agua limpia, la evaporación de esta agua disminuirá la lectura (temperatura) del termómetro. Esta temperatura se conoce como de bulbo húmedo. Si el aire

estuviese saturado con humedad (100%), la lectura de la temperatura en el termómetro de bulbo húmedo, sería la misma que la del termómetro de bulbo seco, sin embargo la humedad relativa normalmente es menor de 100% y el aire está parcialmente seco, por lo que algo de la humedad de la mecha se evapora hacia el aire. Esta evaporación de la humedad de la mecha, provocan que la mecha y el bulbo del termómetro se enfríen, provocando una temperatura más baja que la del bulbo seco.

Mientras más seco esté el aire, más rápida será la evaporización de la humedad de la mecha. Así que la lectura de la temperatura de bulbo húmedo, varía de acuerdo a qué tan seco esta el aire.

Humedad específica. La humedad específica, o también llamada contenido de humedad, es el peso de vapor de agua en gramos por kilogramo de aire seco (o bien, granos por libra).

La humedad específica, se refiere a la cantidad de humedad en peso, que se requiere para saturar un kilogramo de aire seco, a una temperatura de saturación (punto de rocío) determinada.

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

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

Calor sensible. Es el calor evidente al tacto, midiéndose por medio del termómetro, que puede ser del tipo normal para establecer la temperatura en el instante en que se mide, o bien de los llamados de máxima y mínima, que sirven

para determinar la temperatura más elevada y la más baja que se han conseguido durante un determinado período de tiempo.

Calor latente. Es la cantidad de calor necesario para cambiar el estado de un cuerpo sin alterar su temperatura.

Es ley fundamental que cuando un cuerpo cambia su fase de sólido a líquido, o bien de líquido de vapor, este proceso, aunque no va acompañado de un cambio de temperatura perceptible, tiene resultado la absorción de cierta cantidad de calor. Este calor permanece oculto o latente, y de ahí su denominación.

Aplicando una determinada cantidad de calor a un cuerpo sólido se funde, convirtiéndose en líquido (las moléculas se han separado y su movimiento es acelerado por el calor absorbido). La cantidad de calor que debe aportarse para fundir un kilo de hielo a la temperatura de 0° C, convirtiéndolo en agua a igual temperatura, es de 80 Kcal.

Añadiendo más calor al líquido obtenido se logrará su conversión a vapor al incrementar el movimiento molecular. El calor que absorbe se llama entonces “calor latente de evaporación “.

I.3. Características principales de un establecimiento de la Industria Farmacéutica. (Capítulo 8 de la NOM-059-SSA1-2006)

El establecimiento debe ser diseñado, construido y conservado de acuerdo con las operaciones que en él se efectúen, su diseño y construcción debe permitir su limpieza, orden, mantenimiento y prevención de la contaminación, así como los flujos unidireccionales de su personal y materiales. Debe existir un plan para definir los requerimientos del producto, los procesos, los sistemas críticos y servicios y el alcance de la instalación. Debe existir una lista del equipo de procesos, que incluya los requerimientos críticos y servicios y el alcance de la

instalación. Debe contar con una lista de requerimientos por cada una de las áreas que debe incluir los requerimientos de los procesos y productos.

El diseño debe considerar los requerimientos de construcción, ambientales, seguridad y buenas prácticas de fabricación.

La construcción de una instalación debe cumplir con los planos arquitectónicos, sistemas críticos, hidráulicos y especificaciones. Cualquier cambio requerido durante el curso de la construcción deberá ser revisado, aprobado y documentado antes de la implantación del cambio, acorde con el procedimiento de control de cambios. El trabajo deberá de contar con los requerimientos de control de la contaminación. En cuanto a la limpieza de los sistemas de aire, deberá llevarse a cabo en el ensamble, antes de iniciar la operación y cuando exista trabajo de reconstrucción, trabajo de reparación y mantenimiento.

Debe existir un procedimiento que describa las medidas de seguridad y acceso controlado del personal a las áreas de almacenes, producción acondicionamiento y control de calidad y estas no deben de ser usadas como vía de acceso para el personal y materiales.

También debe de existir un área de recepción que permita la inspección de los insumos y productos, un área de distribución que permita la carga de los mismos y un área que garantice la conservación de la calidad de los insumos y productos. Las actividades de mantenimiento de instalaciones y edificios deben de ser programadas, documentadas y realizadas de tal manera que eviten los riesgos de contaminación. Debe contar con sistemas de descargas de aguas residuales. El sistema de descarga de aguas negras debe ser independiente del drenaje pluvial.

Las dimensiones de las diferentes áreas deben estar en función de la capacidad de producción de la diversidad de productos y tipo de operaciones al que se destine cada una.

Las áreas de producción, muestreo, pesadas, laboratorio de microbiología, empaque primario y todas aquellas donde se encuentren expuestas materias primas y producto a granel deben:

- 1.- Contar con acabados sanitarios
- 2.- Contar con inyección y extracción de aire
- 3.- Contar con indicadores de presión diferencial fijos

Se deben tener clasificadas las áreas de fabricación en base a la calidad del aire excepto las áreas destinadas para los baños y las áreas de mantenimiento o talleres donde se encuentre maquinaria distinta a la utilizada para la producción de medicamentos.

En la imagen 1, se muestran las áreas de fabricación dentro de la industria farmacéutica.



Imagen 1.- Áreas de fabricación

Las instalaciones de ductos de ventilación, líneas de energía eléctrica y otros servicios inherentes a las áreas de producción, deben encontrarse ocultas o fuera de éstas. Su ubicación y diseño debe ser tal que facilite su mantenimiento. Las

áreas deben estar adecuadamente iluminadas y ventiladas y contar, en caso de que así lo requieran con control de aire, polvo, temperatura y humedad relativa.

Las áreas de producción, muestreo, pesadas, empaque primario y todas aquellas en donde se encuentren expuestas materias primas y producto y sus servicios inherentes (particularmente los sistemas HVAC&R) de penicilínicos, cefalosporínicos, citotóxicos, inmunodepresores, hormonales de origen biológico, hemoderivados, biológicos virales, biológicos bacterianos y otros considerados de alto riesgo, deben ser completamente independientes y auto contenidas. Las instalaciones destinadas para el manejo de animales de laboratorio deberán estar aisladas de las áreas de fabricación y cumplir con la normatividad correspondiente vigente.

Las áreas de almacenamiento deben tener capacidad y condiciones de temperatura y humedad relativa requeridos para la conservación de materias primas, materiales y productos.

Las condiciones de trabajo (temperatura, vibraciones, humedad, ruido, polvo), no deben perjudicar al producto ni al operador, directa o indirectamente.

Los pasillos internos de los módulos de producción deben contar con aire filtrado. Las áreas de producción donde se generen polvos deben contar con sistemas de recolección y procedimientos para el destino final de los polvos colectados.

El diseño de los sistemas de extracción debe ser tal que evite una potencial contaminación cruzada.

Las tuberías fijas deben estar identificadas, con base en el código de colores de la norma correspondiente vigente. El agua potable debe ser suministrada bajo presión positiva continua en tuberías libres de defectos que puedan contribuir a la contaminación de un producto.

Si los drenajes están conectados directamente a una coladera o alcantarilla, deben tener una trampa o algún dispositivo que prevenga la contaminación.

Debe existir un área específica para efectuar las operaciones de acondicionamiento, que facilite el flujo de personal, materiales y productos.

El laboratorio de control analítico debe estar separado físicamente de las áreas de producción y almacenes, contar con espacio e instalaciones para las pruebas y análisis que se realicen.

Las áreas destinadas a pruebas biológicas, microbiológicas e instrumentales deben estar físicamente separadas.

En el caso de análisis instrumentales en proceso, debe garantizarse que el equipo analítico no se vea afectado por el proceso y viceversa.

Se debe contar con un área específica con condiciones de almacenaje para las muestras de retención de las materias primas y los productos terminados.

Se debe contar con un área específica con condiciones de seguridad y almacenaje para los registros de los productos terminados.

I.3.1. Clasificación de áreas.

La clasificación de áreas se especifica en el **Apéndice Normativo A. Áreas de fabricación farmacéutica** en la Norma NOM-059-SSA1-2006 Buenas prácticas de fabricación para establecimientos de la industria químico farmacéutica dedicados a la fabricación de medicamentos de la Secretaría de Salud, este Apéndice será de suma importancia para el diseño del sistema HVAC&R ya que gracias en él, se identificara el grado de filtración que se requiere y las condiciones de temperatura y humedad dentro de las áreas de fabricación.

Para clasificar un área de fabricación, debe realizarse un muestreo de la cantidad de partículas viables y no viables (UFC unidades formadoras de colonias) en el Apéndice normativo A se señala la cantidad y el tamaño de partículas permitido para cada clase.

Cabe señalar que las condiciones interiores pueden ser modificadas si el proceso lo requiere, y siempre se diseña el sistema HVAC&R pensando en el crecimiento de la empresa, es decir, que en algún futuro si se quiere fabricar otro tipo de suplemento alimenticio o medicamento, el sistema HVAC&R pueda dar las capacidades requeridas.

I.4. Cápsulas de Gelatina Blanda, Proceso y Fabricación

Preparación de la Gelatina. En esta fase del proceso de fabricación, la gelatina granulada en bruto se mezcla con glicerina y agua. Si es necesario el color puede agregarse a esta etapa. La glicerina funciona como un plastificante en el compuesto de gelatina. Las proporciones de cada ingrediente que participan en la mezcla debe ser vertidas cuidadosamente porque el material de la cáscara debe adaptarse a la formulación y al medio ambiente. Por ejemplo, puede ser necesario ajustar la receta de gelatina blanda para tener en cuenta la acidez, el contenido de agua del material o las condiciones de alta humedad ambiental.

Después de que los ingredientes se combinan, la mezcla se coloca en un tanque reactor llamado: fundidor de gelatina (Imagen 2). El reactor rodeado por una chaqueta térmica calienta la mezcla, mientras que un mezclador de par muy alto o turbina se mueve al vacío. En esta etapa, aproximadamente el 20% de mezcla de la gelatina es agua.



Imagen 2.- Tanque reactor (Fundidor de gelatina)

Fabricación del contenido. Un material de contenido homogéneo, juega un papel vital para garantizar la uniformidad de cada dosis dentro de las cápsulas de gelatina blanda. En este proceso de fabricación, equipos diversos, tales como tanques de proceso, homogeneizadores y una variedad de mezcladores se utilizan para lograr este proceso.

Hay dos tipos de materiales comunes de relleno o de contenido, aceites y mezclas de aceite o pastas (por ejemplo, la vitamina E, aceites de pescado).

Los aceites ya mezclados, se depositan en un tanque que mantenga la temperatura de 118.4°F constantes para evitar que se granule de nuevo, este tanque se traslada al área de cuarentena para que el departamento de control de calidad verifique que la mezcla es la correcta.

Una vez que se ha determinado la calidad del contenido y de la gelatina blanda, el tanque se traslada al área de encapsulado donde se vierte en la tolva de la máquina encapsuladora.

Con el fin de permitir que la mezcla sea homogénea, las partículas de polvo no debe ser más gruesa que una malla de 80 hilos por pulgada, por tal motivo se somete a un proceso de cernido. El segundo factor es la viscosidad de la mezcla. Si la mezcla no es lo suficientemente delgada, no fluirá correctamente a través del segmento de la máquina.

Encapsulado. El encapsulado es el proceso de fabricación que lleva el material de contenido dosificado dentro de cada capsula de gelatina blanda. Se lleva a cabo en un ambiente cerrado llamado cuarto limpio donde la humedad relativa es de alrededor de 25% ± 5% y la temperatura es de 64.4°F ± 3.6 °F. La cubierta de gelatina y el material de contenido se unen simultáneamente en la máquina de encapsulado.

El proceso es básicamente realizado como se describe: Una bomba suministra la gelatina a 134.6°F sobre dos tambores refrigerados a 64.4°F que se encuentran en ambos lados opuestos de la máquina, a través de un cuadro de cruceta que se encuentra en cada tambor. La gelatina líquida caliente fluye sobre los tambores y estos transforman la gelatina líquida en dos cintas sólidas de gel. Las cintas de izquierda y derecha pasan por los rodillos lubricados con glicerina y después pasan por unos moldes de troquelado rotativo que determinan el tamaño y forma de cada cápsula.

Al mismo tiempo, una bomba de precisión y de alta sensibilidad de desplazamiento positivo proporciona el material de contenido a una cuña caliente que se encuentra entre los moldes de troquelado rotativo. Esta cuña inyecta el material de contenido en las cavidades justo antes de que los moldes unan las dos mitades de la cápsula troquelada de las cintas.

Secado e Inspección. El objetivo del proceso de secado es disminuir el contenido de humedad para crear un fuerte y duradero acabado de cápsulas de gelatina blanda, listo para el embalaje.

El proceso de secado requiere un ambiente con baja humedad relativa en el aire alrededor de $25\% \pm 5\%$. En la primera etapa del proceso de secado se realiza por una secadora que se compone de varias secciones (Tumbling). Al igual que el secador de ropa que hay en nuestras casas, este equipo da vueltas a la cápsulas alrededor de 30 a 40 minutos y elimina aproximadamente el 25 por ciento del contenido de agua en las cápsulas de gelatina blanda.

En la segunda etapa del proceso de secado, las cápsulas de gelatina blanda se distribuyen en bandejas apilables y se trasladan a un cuarto de secado o un túnel donde el flujo de aire es alto y donde se mantienen alrededor de 24 a 48 horas o hasta que las cápsulas se encuentren secas con una temperatura de $77^{\circ}F \pm 9^{\circ}F$ con una humedad relativa de $25\% \pm 5\%$. Este proceso se llama de secado natural.

Mediante el uso de un sistema HVAC&R eficiente de secado, un proceso de largo tiempo de secado se puede reducir a unas pocas horas, que permitirá ahorrar tiempo y dinero. Una vez secadas las cápsulas de gelatina blanda se realiza un muestreo, donde se selecciona según una tabla, el estándar correcto el cual estará listo para su embalaje.



Imagen 3.- Tambores de secado (Tumbling)

Embalaje. No hay diferencia entre cápsulas y las tabletas de envasado tradicional o cápsulas duras.

Cualquier producto terminado (cápsula) se debe almacenar en un ambiente con temperatura alrededor de 68 a 75.2 ° F y una humedad relativa del 35%.

Capítulo II

II. Criterios de diseño del sistema HVAC&R para la fabricación de Cápsulas de Gelatina Blanda.

II.1. Condiciones exteriores e interiores de diseño

II.1.1 Condiciones exteriores de diseño

Para saber las condiciones climáticas tanto de verano como de invierno podemos recurrir al Servicio Meteorológico Nacional, o en tablas como las de AMERIC A.C. en las cuales podemos encontrar las Normas para temperaturas de cálculo en los sistemas de Acondicionamiento de Aire y datos geográficos más temperaturas extremas de los diferentes lugares de la Republica Mexicana. Debemos de tomar en cuenta que los cambios climáticos que se han venido presentando en los últimos años debido al efecto invernadero, han alterado las temperaturas de diseño, es decir que en verano las temperaturas han aumentado considerablemente. Los frentes fríos provenientes del norte del continente americano han provocado descensos en la temperatura durante el invierno hasta llegar a los $32\text{ }^{\circ}\text{F} \pm 2^{\circ}\text{ F}$.



Imagen 4.- Imagen de la página Web oficial de la SEMARNAT

Los datos que se obtengan se ordenan en una tabla denominada Condiciones Exteriores para acceder lo más rápido a la información, por ejemplo:

| Condiciones Exteriores | |
|--|--|
| Ubicación | Delegación Iztapalapa Ciudad de México |
| Temperatura de bulbo seco en verano | 86°F |
| Temperatura de bulbo Húmedo de verano | 50°F |
| Temperatura de bulbo seco de invierno | 50°F |
| Temperatura de bulbo Húmedo de invierno | 32°F |
| Humedad Relativa | 60% |
| Latitud | 19° 19' 45' N |
| Longitud | 99° 04' 37' W |
| Altitud | 7300 ft (2225 m) |
| Presión barométrica | 22.827 in Hg |
| Presión Atmosférica | 11.211 in Hg |

Tabla 2.- Condiciones exteriores de diseño.

II.1.2. Condiciones interiores de diseño

En la Industria farmacéutica las condiciones interiores están dadas principalmente por la NOM-059-SSA1-2006, el proceso de fabricación o bien por las condiciones ambientales en que debe operar la maquinaria de producción. Dentro de la Industria Farmacéutica estas condiciones se le llaman “Requerimientos de Usuario”

Por ejemplo, para las condiciones interiores en las áreas de fabricación de Cápsulas de Gelatina Blanda tenemos la tabla 3.

Los datos de estas dos tablas (2 y 3) nos servirán para seguir definiendo otros conceptos.

| Condiciones interiores | |
|---|---|
| Área se servicio | Encapsulado |
| Temperatura interior | 64.4 °F ± 3.6 °F (18°C ± 2°C) |
| Humedad Relativa | 25% ± 5% |
| Cambios de aire por hora* | Mayores e iguales a 20 c/h |
| Área se servicio | Fabricación |
| Temperatura interior | 64.4 °F ± 3.6 °F (18°C ± 2°C) |
| Humedad Relativa | 50% ± 5% |
| Cambios de aire por hora* | Mayores e iguales a 20 c/h |
| Área se servicio | Secado |
| Temperatura interior | 77 °F ± 9 °F (25°C ± 2°C) |
| Humedad Relativa | 25% ± 5% |
| Cambios de aire por hora* | Mayores o iguales a 20 c/h |
| Clasificación de Áreas | Clase "E" de acuerdo a la norma NOM-059-SSA1-2006 en condiciones Estáticas/Dinámicas |
| Niveles de presión diferencial | Mayores o iguales a 0.02 in c.a. entre cuartos de la misma clase. Mayores o iguales a 0.05 in .c.a entre cuartos de diferente clase. |
| Sentido de flujo de aire | Los adecuados para proteger las áreas del exterior. |
| Etapas de filtración de la Unidad Manejadora de Aire (UMA) | 35% de eficiencia en la primera etapa de filtrado. 95% de eficiencia en la segunda etapa de filtrado 99.97% de eficiencia en la tercera etapa de filtrado. (opcional a futuro) |

* Los cambios por hora se explican en el subíndice: II.2.3. Cambios por hora.

Tabla 3.- Condiciones interiores de diseño.

En la tabla anterior observamos que la temperatura y la humedad de fabricación y encapsulado, no son condiciones de confort humano de entre 77°F y 70% de humedad relativa aproximadamente.

Esto es porque al momento de fabricar las cápsulas de gelatina blanda; esta debe tener una consistencia semisólida, que permite formar una película muy delgada como lo vimos en el capítulo anterior.

El aire debe mantenerse en esta área a $64.4^{\circ}\text{F} \pm 9^{\circ}\text{F}$ y $25 \pm 5\%$ de humedad relativa para que esta película de gelatina no pierda su consistencia.

II.1.3. Filtrado

Dentro de la industria Farmacéutica y la Industria de los alimentos es muy importante filtrar el aire que suministramos a las áreas de fabricación, ya que el producto está expuesto al aire ambiente dentro de las instalaciones. En la industria de la electrónica también es importante la calidad del aire interior

Existen una gran variedad de filtros en el mercado que podemos utilizar para lograr la estricta purificación del aire.

En la fabricación de cápsulas de gelatina blanda, integramos diferentes etapas de filtrado dentro de la UMA (Unidad Manejadora de Aire) los cuales cuentan con eficiencias como 35% hasta 65% en la primera etapa, esto es logrado por filtros denominados Pleat (Plisados) como se muestra en la imagen 5, ubicados antes de la sección donde se encuentra el ventilador.

En algunos casos se integran filtros metálicos antes de los filtros Pleat, sobre todo cuando la UMA se encuentra en un lugar donde existan arboles y estos, en otoño, desprendan muchas hojas secas.

A esta etapa también se le conoce como “Etapa de pre-filtrado”. Y su finalidad es proteger las otras dos etapas del polvo o demás contaminantes que ingresen de la toma de aire exterior de la unidad.



Imagen 5.- Filtro Pleat, la eficiencia puede ser de 35% hasta 65%

En la segunda etapa, se colocan filtros de 95% de eficiencia (Imagen 6) utilizados comúnmente los de tipo Bolsa, ubicados después de la sección del ventilador estos filtros existen en diferentes modelos, depende del fabricante, lo importante son las dimensiones y el número de filtros que hayamos seleccionado de acuerdo al flujo de aire, su eficiencia y el tamaño de partículas que este pueda retener.

Los filtros Bolsa se usan en diferentes aplicaciones, desde hospitales y laboratorios, hasta complejos de oficinas, escuelas, universidades y plantas industriales como filtros finales o de última etapa. Los filtros bolsa se usan como pre-filtros antes de los filtros HEPA (High Efficiency Particulate Air). También son utilizados en gabinetes de extracción para evitar que la polución generada en las áreas de fabricación se envíe al exterior.

Los filtros de marco metálico son más resistentes al momento de la colocación y suelen preferirse por el departamento de mantenimiento de los distintos laboratorios farmacéuticos.



Imagen 6.- Filtro tipo Bolsa de 95% de eficiencia.

Por último tenemos para lograr una clasificación de área (clase “A, B, C, D Y E”), la tercera etapa de filtrado, donde ubicamos filtros HEPA (High Efficiency Particulate Air) de 99.97% de eficiencia (Imagen 7) en la última sección de la UMA. Esta etapa es la más importante ya será la calidad e integridad de estos filtros lo que definirán si el área de fabricación cumple con la clasificación requerida o no.

Los filtros HEPA están compuestos por una malla de fibras de vidrio dispuestas al azar que pueden retener partículas de hasta 0.3 micras (μm). Los factores más importantes a tener en cuenta en un filtro HEPA son el diámetro de las fibras, el espesor del filtro y la velocidad de las partículas. La NOM-059-SSA1-2006 en su Apéndice normativo A define una retención de partículas mayores a 0.5 μm , esto

Estos manómetros diferenciales están ubicados en las manejadoras de aire, en un lugar de fácil acceso, que permita tomar la lectura semanal en bitácoras foliadas como lo marca la NOM-059-SSA1-2006.

Los filtros Pleat o de pre-filtrado no deben exceder una presión diferencial de 0.5 in c.w., los filtros de tipo bolsa, en la segunda etapa de filtrado no deben sobrepasar la presión de 1.5 in c.w. y finalmente es recomendable que los filtros HEPA de la última etapa de filtrado no excedan una presión de 2.0 in c.w. ya que esto reduce la eficiencia del filtro.

Si las lecturas tomadas de los manómetros diferenciales nos marcan valores iguales o mayores a las definidas en el párrafo anterior, se tendrá que realizar inmediatamente su remplazo.

II.1.4. Colección de polvos

El proceso de colección de polvos se lleva a cabo por un equipo especialmente instalado para este propósito, existen diferentes marcas y su capacidad está determinada por la cantidad de aire con polvo que el equipo pueda procesar.

Los filtros que utiliza un colector de polvos pueden ser de diferentes eficiencias según el tamaño de las partículas de polvo a coleccionar, en esta tesis se propone utilizar colectores de polvos con capacidad de alojar en su interior filtros con eficiencia de 99.97%, para que con esto evitemos contaminar el aire exterior con polvo generado en el proceso de fabricación de cápsulas de gelatina blanda.

La presión diferencial en los filtros destinados a la colección de polvos no pueden exceder las 4.0 in c.w. de lo contrario, el aire de succión disminuiría considerablemente.

Se recomienda tener filtros de repuesto en un lugar protegido de la intemperie para realizar su remplazo en caso de ser necesario.

En la imagen 8 se muestra un equipo comúnmente utilizado para la colección de polvos dentro de la industria, el cual contiene en su interior filtros tipo cartucho HEPA de 99.97% de eficiencia,



Imagen 8.- Colector de polvos Marca: Donalson Torit

Estos equipos cuentan con un sistema de sacudido automático por medio de aire comprimido inyectado a 60 psi aproximadamente, a través de válvulas que operan intermitentemente liberando aire en el interior del filtro. En la parte inferior de los colectores de polvos se encuentra un recipiente hermético que permite la recuperación de polvo después del sacudido con aire comprimido, para posteriormente llevarlo a una empresa que se dedique al confinamiento de residuos tóxico.



Imagen 9.- Filtro tipo cartucho HEPA de 99.97% de eficiencia

II.2. Presiones Diferenciales y Sentidos de Flujo de Aire

II.2.1. Presiones Diferenciales.

Las presiones diferenciales están determinadas por la Secretaria de Salud en la NOM-059-SSA1-2006, en donde especifica que las áreas de una misma clase deben de tener una presión diferencial de mínimo 0.02" columna de agua, y áreas de diferente clasificación deben de mantener una presión diferencial de 0.05" columna de agua.

Se puede hacer la medición de este tipo de lecturas en pulgadas columna de agua o Pascales.

La NOM-059-SSA1-2006 determina que estas presiones se monitoreen diariamente y que los datos se vacíen en una bitácora de foliada.

II.2.2. Sentido de flujo de Aire

La Secretaria de Salud también exige a todo laboratorio que se dedica a la fabricación de fármacos, que cuente con sentido de flujos del aire bien definidos, estos estarán Identificados en los planos del sistema HVAC&R al realizar su diseño preliminar, y van de acuerdo a los procesos de fabricación. (ver Anexo 2 Plano de Sentidos de Flujos)

Los sentidos de flujo se logran con las presiones diferenciales positivas o negativas según sea el caso, su objetivo principal es de evitar una contaminación cruzada, es decir que los contaminantes o productos de un proceso ingresen a las áreas de otro proceso diferente.

Dentro de la Ingeniería para la climatización de un cuarto, estos sentidos de flujo los conocemos como infiltraciones por hendiduras en puertas o ventanas positivas o negativas, también conocidas como: infiltraciones, exfiltraciones o aire de sobre presión.

En algunos libros ¹ realizan este tipo de cálculos por medio de la relación que existe en la densidad del aire interior y exterior, y la velocidad del viento; el resultado de este tipo de datos es más de estimación que de precisión, aparte de ser los resultados demasiado elevados, y sería muy difícil aplicar estos métodos a este tipo de sistemas ya que las construcciones para la industria farmacéutica son herméticas, ya que de lo contrario se provocaría una contaminación del producto a fabricar por la entrada del aire exterior sin filtrar a las áreas de fabricación, por esta razón y para ser precisos en los cálculos aquí realizados y porque es un punto importante, éste tipo de infiltraciones se determinan por el *método de diferencia de presiones*, donde se tiene una relación del volumen de un determinado cuarto con los cambios por hora establecidos y la presión a la que este está sometido con respecto a otro, este método está definido por la siguiente ecuación:

$$\pm INF = \frac{V \times \frac{C}{h} \times \sqrt{\Delta P}}{60 \text{min}} \times N^{\circ} P \quad \dots(1)$$

Donde:

$\pm INF$ = Es el aire de infiltración por hendiduras de las puertas. El signo \pm se refiere al aire que entra o sale del cuarto, es decir que el área es positiva (+) o negativa (-) según sea el caso. (CFM)

V = Es el volumen del cuarto o área. (ft³)

C/h = Cambios por hora, determinados en el Apéndice Normativo A, Áreas de fabricación farmacéutica de la NOM-059-SSA1-2006

Nº P: Número de puertas en el cuarto o área de fabricación.

Para determinar esta variable, simplemente se cuenta el número de puertas que se encuentren en el cuarto, y si son de dos hojas se multiplica por 2 o por 1 según el criterio del diseñador.

El número de puertas que tiene cada cuarto lo podemos ver en el plano arquitectónico (Anexo 1)

¹ Jennings B. H., Lewis S. R., Air conditioning and Refregiración. Editorial: Compañía Editorial S.A. 1ª Edición. México (1970) p.183,184,185

ΔP = Diferencia de presiones entre cuartos contiguos, según la tabla de condiciones interiores serán de entre 0.02”c.a. y 0.05”c.a.

60 min = sesenta minutos

Dentro de la industria farmacéutica las puertas y ventanas son de marco de aluminio de doble cristal, ya que esto facilita su limpieza con sanitizantes y se evita la oxidación.

II.2.3. Cambios por hora

Los cambios por hora se refieren a la cantidad de aire que se cambia en una hora, o dicho de otra forma, el volumen de aire existente en un cuarto se cambia en su totalidad en una hora.

Estos cambios por hora están determinados por la secretaria de Salud en su Apéndice Normativo A. Aéreas de fabricación farmacéutica, que aparece en la sección de tablas y anexos al final de esta tesis. Para una clasificación “E” se tienen 10 C/h.

Para realizar los cálculos correspondientes se utilizaran como mínimo 20 cambios por hora, de lo contrario si las condiciones de fabricación cambian el sistema HVAC&R que hayamos diseñado se puede quedar corto, así que siempre es conveniente elevar los cambios como si se tratara de una clasificación más crítica por ejemplo la clase “C”.

Capítulo III

III. Memoria de Cálculo

III.1. Determinación del Flujo Volumétrico de Aire

III.1.1. Cálculo del Flujo Volumétrico de aire en las áreas de Fabricación, Encapsulado y Secado

Para determinar la cantidad de aire que se necesita en las áreas de fabricación de gelatina blanda se debe primero de obtener las dimensiones de cada cuarto, esto lo podemos ver en el plano arquitectónico (Anexo 1) que ejemplifica áreas comunes de fabricación, y dividir las áreas en tres, las cuales son: fabricación, encapsulado y secado, ya que son procesos diferentes, y a las cuales les corresponderá una UMA (Unidad Manejadora de Aire) diferente.

De acuerdo al Anexo 1 los cuartos que pertenecen a fabricación son:

- | | |
|-------------------------------|-----------------------------|
| 1. Pasillo I | 5. Cuarto de lavado |
| 2. Ordenes surtidas | 6. Área de carritos limpios |
| 3. Fabricación de gelatina I | 7. Cuarentena |
| 4. Fabricación de contenido I | |

Los cuartos que pertenecen al proceso de encapsulado son:

1. Encapsulado I
2. Pruebas Físicas

Los cuartos que pertenecen al proceso de secado son:

- | | |
|-------------|---------------|
| 1. Revisión | 3. Secado II |
| 2. Secado I | 4. Esclusa IV |

Realizar una tabla de balance de flujos volumétricos de aire por cada UMA y equipo, es muy útil y la podemos generar en Excel como se muestra a continuación.

El objetivo principal de realizar este tipo de tablas es el de determinar la cantidad de aire que se va a inyectar en cada uno de los cuartos, que en suma se determina el total de flujo volumétrico de aire de inyección, de retorno, extracción y colección de polvos que se necesitará para seleccionar los ventiladores centrífugos, y que estos cumplan con los requerimientos calculados.

| BALANCE DEL FLUJO VOLUMÉTRICO EN ÁREAS DE FABRICACION | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|----------------------------|----------------|-----------|-------|-----------|-----------|------------|----------|-----------|-----|-----------------|-------------|--------------|-----------------|--------------------|---------------------|-------------|--------------|
| EQUIPO: UMA 01, UNIDAD DE EXTRACCIÓN UEX-01, COLECTOR DE POLVOS CP-01 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Nº | CUARTO | TEMP.ºF | HUMEDAD % | CLASE | ANCHO (m) | LARGO (m) | ALTURA (m) | VOL (m³) | VOL (ft³) | C/H | CFM | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | AIRE DE INYECC. | INFIL + | TOTAL | AIRE DE ROTORNO | AIRE DE EXTRACCIÓN | COLECCIÓN DE POLVOS | INFIL - | TOTAL |
| 1 | PASILLO I | 64º F± 3.6 ºF | 25% ± 5% | E | 18 | 4 | 2,5 | 180 | 6357 | 25 | 2647 | 749 | 3396 | 1149 | 0 | 0 | 2247 | 3396 |
| 2 | ORDENES SURTIDAS | 64 º F± 3.6 ºF | 25% ± 5% | E | 3 | 9 | 2,5 | 68 | 2384 | 25 | 1000 | 281 | 1281 | 1281 | 0 | 0 | 0 | 1281 |
| 3 | FABRICACION DE GELATINA I | 64 º F± 3.6 ºF | 25% ± 5% | E | 5 | 9 | 2,5 | 113 | 3973 | 25 | 1661 | 468 | 2129 | 0 | 1779 | 350 | 0 | 2129 |
| 4 | FABRICACION DE CONTENIDO I | 64 º F± 3.6 ºF | 25% ± 5% | E | 5 | 9 | 2,5 | 113 | 3973 | 25 | 1661 | 468 | 2129 | 0 | 1829 | 300 | 0 | 2129 |
| 5 | CUARTO DE LAVADO | 64 º F± 3.6 ºF | 25% ± 5% | E | 3 | 9 | 2,5 | 68 | 2384 | 25 | 1000 | 140 | 1140 | 0 | 1140 | 0 | 0 | 1140 |
| 6 | ÁREA DE CARRITOS LIMPIOS | 64 º F± 3.6 ºF | 25% ± 5% | E | 2 | 9 | 2,5 | 45 | 1589 | 25 | 662 | 0 | 662 | 564 | 0 | 0 | 97 | 662 |
| 7 | CUARENTENA | 64 º F± 3.6 ºF | 25% ± 5% | E | 3 | 13 | 2,5 | 98 | 3443 | 25 | 1441 | 406 | 1847 | 1847 | 0 | 0 | 0 | 1847 |
| | | | | | | | | | | | 10072 | 2513 | 12585 | 4841 | 4749 | 650 | 2345 | 12585 |

Tabla 4.-Resultados correspondientes al balance del flujo volumétrico en áreas de fabricación

La tabla 4 de resultados, corresponde a la unidad manejadora 01 (UMA 01) del proceso de fabricación. Los pasos para determinar la cantidad de aire a manejar son:

Paso 1.- En la primer columna de la tabla, se colocan en forma de lista el nombre o la identificación de los cuartos que corresponden al proceso de fabricación, en la columna 2 y 3 se colocan las condiciones interiores de temperatura y humedad de cada cuarto, 64ºF± 3.6ºF y 25%±5% respectivamente y en la columna 4 se

especificara la clasificación del cuarto o grado de limpieza que este debe tener según la NOM-059-SSA1-2006.

Paso 2.- En las columnas 5, 6, 7 y 8 se colocan las dimensiones de cada uno de los cuartos en *metros* para cada lado del cuarto, y en m^3 para el volumen total del cuarto, en la columna 9 se hace la conversión de m^3 a ft^3 ya que esto facilitara los cálculos posteriores.

Paso 3.- En la columna 10 se especifican los cambios por hora que se van a utilizar, lo mínimo son 10 C/h, pero en este caso se manejaran 25 C/h para garantizar que los cambios se cumplan al momento de hacer un balance de flujos y presiones diferenciales en las áreas.

Paso 4.- para determinar el aire de inyección o de suministro de la columna 11, se multiplican las columnas 8 y 10 que corresponden al volumen del cuarto en m^3 y los C/h. esto dividido entre $1.7 m^3$ que es el factor de conversión a CFM .

$$AS = \frac{V(m^3) \times C/h}{1.7m^3} = (CFM) \quad \dots(2)$$

Donde:

AS = Es el aire de inyección (columna 11) (CFM)

C/h = Número de cambios por hora (columna 10)

$1.7m^3$ = factor de conversión $1.7m^3 = 1$ CFM

Sustituyendo para:

Pasillo I:
$$AS = \frac{180 m^3 \times 25}{1.7m^3} = 2647 \text{ CFM}$$

Ordenes surtidas:
$$AS = \frac{68 m^3 \times 25}{1.7m^3} = 1000 \text{ CFM}$$

Fabricación de gelatina I:
$$AS = \frac{113 m^3 \times 25}{1.7m^3} = 1661 \text{ CFM}$$

$$\text{Fabricación de contenido I:} \quad AS = \frac{113 \text{ m}^3 \times 25}{1.7 \text{ m}^3} = 1661 \text{ CFM}$$

$$\text{Cuarto de lavado:} \quad AS = \frac{68 \text{ m}^3 \times 25}{1.7 \text{ m}^3} = 1000 \text{ CFM}$$

$$\text{Área de carritos limpios:} \quad AS = \frac{45 \text{ m}^3 \times 25}{1.7 \text{ m}^3} = 662 \text{ CFM}$$

$$\text{Cuarentena:} \quad AS = \frac{98 \text{ m}^3 \times 25}{1.7 \text{ m}^3} = 1441 \text{ CFM}$$

Sumando estos resultados tenemos que:

$\Sigma AS = 10072 \text{ CFM}$, esta es la cantidad total de aire de inyección para el proceso de fabricación, este dato es de suma importancia ya que este determinara la capacidad del ventilador que estará destinado a mover esta cantidad de aire el cual determinaremos más adelante.

Paso 5.- La columna 12 y 17 las conforman el aire de infiltración positiva o negativa por las hendiduras de las puertas, las ventanas existentes dentro de las áreas son totalmente herméticas y por lo tanto se desprecian las infiltraciones en ventanas. Sustituyendo en la ecuación (1) tenemos que:

Pasillo I:

$$+INF = \frac{6357 \text{ ft}^3 \times 25 \frac{\text{C}}{\text{h}} \times \sqrt{0.02}}{60} \times 2 = 749 \text{ CFM}$$

Ordenes surtidas:

$$+INF = \frac{2384 \text{ ft}^3 \times 25 \frac{\text{C}}{\text{h}} \times \sqrt{0.02}}{60} \times 2 = 281 \text{ CFM}$$

Fabricación de gelatina I:

$$+INF = \frac{3973 \text{ ft}^3 \times 25 \frac{\text{C}}{\text{h}} \times \sqrt{0.02}}{60} \times 2 = 468 \text{ CFM}$$

Fabricación de contenido I:

$$+INF = \frac{3973 \text{ ft}^3 \times 25 \frac{C}{h} \times \sqrt{0.02}}{60} \times 2 = 468 \text{ CFM}$$

Cuarto de lavado:

$$+INF = \frac{2384 \text{ ft}^3 \times 25 \frac{C}{h} \times \sqrt{0.02}}{60} \times 1 = 140 \text{ CFM}$$

Cuarentena :

$$+INF = \frac{3443 \text{ ft}^3 \times 25 \frac{C}{h} \times \sqrt{0.02}}{60} \times 2 = 406 \text{ CFM}$$

El área de Carritos limpios es un área positiva, es decir que no tiene infiltraciones (ver Anexo 2, Sentidos de flujos, por lo que: Carritos limpios = + INF = 0

Para determinar las infiltraciones negativas correspondientes a la columna 17, utilizamos de igual forma la fórmula (1).

En la tabla 4 de resultados correspondiente al proceso de fabricación podemos observar que solo el Pasillo 1 y el cuarto de “Carritos limpios” tienen infiltraciones negativas (a estas también se les conoce como ex-filtraciones), donde tenemos que:

Pasillo I:

$$-INF = \frac{6357 \text{ ft}^3 \times 25 \frac{C}{h} \times \sqrt{0.02}}{60} \times 6 = 2247 \text{ CFM}$$

Para área de pasillo I las puertas no se tomaran como dobles ya que se elevaría demasiado la cantidad de aire infiltrado negativo.

Área de carritos limpios:

$$-INF = \frac{1587 \text{ ft}^3 \times 25 \frac{C}{h} \times \sqrt{0.02}}{60} \times 1 = 97 \text{ CFM}$$

Paso 6.- EL aire de retorno y de extracción (Columna 14 y 15) depende en gran medida del proceso para la fabricación de Cápsulas de Gelatina blanda, ya que el aire en los cuartos donde se manipula polvo del producto no se debe recircular; para estos cuartos se debe contar con un sistema de extracción y colección de polvo con equipos independientes de la Unidad Manejadora de Aire.

Para calcular la cantidad de aire de retorno y de extracción utilizamos la siguiente ecuación:

$$AR = [AS + (+INF)] - INF \quad \dots(3)$$

$$AE = [AS + (+INF)] - CP \quad \dots(4)$$

Donde:

AR = Aire de retorno (columna 13) (CFM)

AE = Aire de extracción (columna 14) (CFM)

AS = Es aire de inyección o suministro (columna 11) (CFM)

+ INF = Es el aire de infiltración positiva (columna 12) (CFM)

- INF = Es el aire de infiltración negativa (columna 17) (CFM)

CP = Colección de polvos (columna 16) (CFM)

Sustituyendo los datos anteriores:

Pasillo I: $AR = [2647 + (749)] - 2247 = 1149 \text{ CFM}$

Ordenes surtidas: $AR = [1000 + (281)] - 0 = 1281 \text{ CFM}$

Fabricación de gelatina I: $AE = [1661 + (468)] - 350 = 1779 \text{ CFM}$

Fabricación de contenido I: $AE = [1661 + (468)] - 300 = 1829 \text{ CFM}$

Cuarto de lavado: $AE = [1000 + (140)] - 0 = 1140 \text{ CFM}$

Área de carritos limpios: $AR = [662 + (0)] - 97 = 565 \text{ CFM}$

Cuarentena: $AR = [1441 + (406)] - 0 = 1847 \text{ CFM}$

Paso 7.- De acuerdo al manual de ASHRAE (Sociedad Americana de Ingenieros en Aire Acondicionado, Calefacción y Refrigeración) el caudal para la colección de polvo está entre 300 CFM y 350 CFM, ya que un flujo mayor representaría un problema al momento de manipular el producto. En nuestro caso particular sólo necesitamos instalar un colector de polvos con una capacidad de 650 CFM según el resultado obtenido de la sumatoria de la columna 15.

El balance de materia lo podemos comprobar comparando la columna 13 y la columna 18 donde se puede apreciar que la cantidad de aire suministrada es la misma que extraemos:

$$\Sigma AS + (\Sigma+INF) = \Sigma AR + \Sigma AE + \Sigma CP + [-(\Sigma-INF)] \quad \dots(5)$$

Donde:

ΣAS = Aire de Inyección o de suministro. (CFM)

$\Sigma+INF$ = Infiltraciones positivas (CFM)

ΣAR = Aire de retorno (CFM)

ΣAE = Aire de extracción. (CFM)

ΣCP = Colección de polvos (CFM)

$\Sigma-INF$ = Infiltraciones Negativas (CFM)

Sustituyendo:

$$10072 + (2513) = 4841 + 4749 + 650 + [-(-2345)]$$

Por lo tanto:

$$12585 \text{ CFM} = 12585 \text{ CFM}$$

Para el proceso de encapsulado tenemos que:

| BALANCE DEL FLUJO VOLUMÉTRICO EN ÁREAS DE ENCAPSULADO | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---|-----------------|-----------------|-----------|-------|-----------|-----------|------------|----------|-----------|-----|----------------|---------|-------|-----------------|--------------------|---------------------|---------|-------|
| EQUIPO: UMA-02, DESHUMIDIFICADOR DH-01 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Nº | CUARTO | TEMP. ° F | HUMEDAD % | CLASE | ANCHO (m) | LARGO (m) | ALTURA (m) | VOL (m³) | VOL (ft³) | C/H | CFM | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | AIRE DE INYECC | INFIL + | TOTAL | AIRE DE ROTORNO | AIRE DE EXTRACCIÓN | COLECCIÓN DE POLVOS | INFIL - | TOTAL |
| 1 | ENCAPSULADO | 64º F ± 3.6 ºF | 25% ± 5% | E | 9 | 7 | 2,5 | 158 | 5562 | 60 | 5559 | 0 | 5559 | 4248 | 0 | 0 | 1311 | 5559 |
| 2 | PRUEBAS FÍSICAS | 64 º F ± 3.6 ºF | 25% ± 5% | E | 2 | 3 | 2,5 | 15 | 530 | 25 | 221 | 31 | 252 | 252 | 0 | 0 | 0 | 252 |
| | | | | | | | | | | | 5780 | 31 | 5811 | 4500 | 0 | 0 | 1311 | 5811 |

Tabla 5.- Resultados correspondiente al balance del flujo volumétrico en áreas de encapsulado

La tabla 5 de resultados, pertenece al proceso de encapsulado, a estas áreas les corresponde la Unidad Manejadora de Aire 02 (UMA 02), determinamos el flujo volumétrico de estas áreas de la misma forma que lo hicimos para las áreas del proceso de fabricación.

Siguiendo los pasos anteriores tenemos que:

Encapsulado:
$$AS = \frac{157.5 \text{ m}^3 \times 60}{1.7 \text{ m}^3} = 5559 \text{ CFM}$$

Pruebas físicas:
$$AS = \frac{15 \text{ m}^3 \times 25}{1.7 \text{ m}^3} = 221 \text{ CFM}$$

En total tenemos que la cantidad total de aire a inyectar en las áreas es de:

$$\Sigma AS = 5780 \text{ CFM}$$

Para el área de encapsulado seleccionamos 60 cambios por hora ya que es un cuarto que tendrá una presión considerable, y para garantizar una presión diferencial positiva de mínimo 0.02" c.a. con respecto al pasillo I.

Las infiltraciones positivas las sustituimos en la formula (1), sólo el cuarto de pruebas físicas tiene infiltraciones positivas (ver Anexo 2 Sentidos de Flujos.)

$$\text{Pruebas físicas:} \quad +\text{INF} = \frac{530 \text{ ft}^3 \times 25 \frac{\text{C}}{\text{h}} \times \sqrt{0.02}}{60} \times 1 = 31 \text{ CFM}$$

En el área de Encapsulado tenemos infiltraciones negativas, sustituyendo en la ecuación (1) tenemos que:

$$\text{Encapsulado:} \quad -\text{INF} = \frac{5562 \text{ ft}^3 \times 25 \frac{\text{C}}{\text{h}} \times \sqrt{0.02}}{60} \times 4 = 1311 \text{ CFM}$$

Sustituyendo en la ecuación (3) obtenemos el aire de retorno.

$$\text{Encapsulado:} \quad \text{AR} = [5559 + (+0)] - 1311 = 4248 \text{ CFM}$$

$$\text{Pruebas físicas:} \quad \text{AR} = [221 + (+31)] - 0 = 252 \text{ CFM}$$

Para determinar el balance de materia sustituimos la ecuación (4).

$$5780 + (+31) = 4500 + 0 + 0 + [-(-1311)]$$

Por lo tanto:

$$5811 \text{ CFM} = 5811 \text{ CFM}$$

Con este resultado podemos inferir que la cantidad de aire que es inyectado o suministrado a las áreas de encapsulado es la misma cantidad que se retorna.

Para las áreas de secado tenemos la siguiente tabla:

| BALANCE DEL FLUJO VOLUMÉTRICO EN ÁREAS DE SECADO | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--|-----------|------------------|-----------|-------|-----------|-----------|------------|----------|-----------|-----|----------------|------------|--------------|-----------------|--------------------|---------------------|-------------|--------------|
| EQUIPO: UMA 03, DESHUMIDIFICADOR DH-02 | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
| Nº | CUARTO | TEMP. ° F | HUMEDAD % | CLASE | ANCHO (m) | LARGO (m) | ALTURA (m) | VOL (m³) | VOL (ft³) | C/H | CFM | | | | | | | |
| | | | | | | | | | | | AIRE DE INYECC | INFIL + | TOTAL | AIRE DE ROTORNO | AIRE DE EXTRACCIÓN | COLECCIÓN DE POLVOS | INFIL - | TOTAL |
| 1 | SECADO I | 64 ° F ± 3.6 ° F | 25% ± 5% | E | 4,35 | 5 | 2,5 | 54 | 1920 | 150 | 4764 | 0 | 4764 | 4085 | 0 | 0 | 679 | 4764 |
| 2 | SECADO II | 64 ° F ± 3.6 ° F | 25% ± 5% | E | 4,35 | 5 | 2,5 | 54 | 1920 | 150 | 4764 | 0 | 4764 | 4085 | 0 | 0 | 679 | 4764 |
| 3 | REVISION | 64 ° F ± 3.6 ° F | 25% ± 5% | E | 5 | 7 | 2,5 | 88 | 3090 | 25 | 1287 | 0 | 1287 | 923 | 0 | 0 | 364 | 1287 |
| 4 | ESCLUSA 1 | 64 ° F ± 3.6 ° F | 25% ± 5% | E | 2 | 9 | 2,5 | 45 | 1589 | 20 | 529 | 449 | 979 | 979 | 0 | 0 | 0 | 979 |
| TOTAL | | | | | | | | | | | 11344 | 449 | 11794 | 10072 | 0 | 0 | 1722 | 11794 |

Tabla 6.- Resultados correspondiente al balance del flujo volumétrico en áreas de secado

Para tener un buen proceso de secado podemos definir 150 cambios por hora ya que esto garantizara que las cápsulas de gelatina blanda cumplan su ciclo de secado en un máximo de 72 horas. Si aumentamos los cambios por hora se lograría un ciclo de secado menor, pero se correría el riesgo de causar algún tipo de deformación en la superficie de la cápsulas.

Para determinar la cantidad de aire de inyección sustituimos en la ecuación (2).

$$\text{Secado I:} \quad AS = \frac{54 \text{ m}^3 \times 150}{1.7 \text{ m}^3} = 4764 \text{ CFM}$$

$$\text{Secado II:} \quad AS = \frac{54 \text{ m}^3 \times 150}{1.7 \text{ m}^3} = 4764 \text{ CFM}$$

$$\text{Revisión:} \quad AS = \frac{87.5 \text{ m}^3 \times 25}{1.7 \text{ m}^3} = 1287 \text{ CFM}$$

$$\text{Esclusa:} \quad AS = \frac{45 \text{ m}^3 \times 20}{1.7 \text{ m}^3} = 529 \text{ CFM}$$

La suma total del aire a inyectar en las áreas sería: $\Sigma AS = 11344 \text{ CFM}$.

Para determinar las infiltraciones en la Esclusa I, sustituimos la ecuación (1).

$$\text{Esclusa I:} \quad +\text{INF} = \frac{1589 \text{ ft}^3 \times 20 \frac{\text{C}}{\text{h}} \times \sqrt{0.02}}{60} \times 6 = 449 \text{ CFM}$$

Las infiltraciones negativas las calculamos sustituyendo la ecuación (1).

$$\text{Secado I:} \quad -\text{INF} = \frac{1920 \text{ ft}^3 \times 150 \frac{\text{C}}{\text{h}} \times \sqrt{0.02}}{60} \times 1 = 679 \text{ CFM}$$

$$\text{Secado II:} \quad -\text{INF} = \frac{1920 \text{ ft}^3 \times 150 \frac{\text{C}}{\text{h}} \times \sqrt{0.02}}{60} \times 1 = 679 \text{ CFM}$$

$$\text{Revisión:} \quad -\text{INF} = \frac{3090 \text{ ft}^3 \times 25 \frac{\text{C}}{\text{h}} \times \sqrt{0.02}}{60} \times 2 = 364 \text{ CFM}$$

El aire de retorno necesario lo determinamos de la siguiente manera:
Sustituyendo en la ecuación (3).

| | |
|------------|---|
| Secado I: | $AR = [4764 + (+0)] - 679 = 4085 \text{ CFM}$ |
| Secado II: | $AR = [4764 + (+0)] - 679 = 4085 \text{ CFM}$ |
| Revisión: | $AR = [1287 + (+0)] - 364 = 923 \text{ CFM}$ |
| Esclusa I: | $AR = [529 + (+449)] - 0 = 979 \text{ CFM}$ |

Es importante mencionar que en las áreas del proceso de secado no se extrae el aire con una unidad independiente, todo el aire se puede recircular en la UMA 03 ya que no hay presencia de polvo del producto, y con la recirculación de aire, podemos tener un mejor control de la temperatura y de la humedad relativa.
El balance de materia lo obtenemos al sustituir la ecuación (5).

$$11344 + (+449) = 10072 + 0 + 0 + [-(-1722)]$$

Por lo tanto tenemos que: $11794 \text{ CFM} = 11794 \text{ CFM}$

Tenemos que, el aire de inyección (AS) para cada una de las áreas de los diferentes procesos de fabricación es:

- 1.- Fabricación = 10072 CFM
- 2.- Encapsulado = 5780 CFM
- 3.- Secado =11344 CFM

En todo sistema de Aire Acondicionado se debe tener una toma de aire exterior, esto es para evitar que el aire dentro de las áreas llegue a viciarse, esto quiere decir que haya una acumulación de CO2 demasiado concentrada dado al intercambio molecular que realizan las personas por medio de la respiración. Por lo regular la toma de aire exterior representa entre un 5% y un 40% del aire de retorno, sin embargo no siempre se cumple esto, por la gran cantidad de aire extraído de las áreas.

En resumen, el flujo volumétrico necesario para el sistema HVAC&R se muestra en la siguiente tabla.

| PROCESO | ΣAS (CFM) | ΣAR (CFM) | ΣAE (CFM) | ΣCP (CFM) | TOMA DE AIRE EXTERIOR (CFM) |
|----------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|--|
| FABRICACIÓN | 10072 | 4841 | 4749 | 650 | (AS-AR)= 5231 |
| ENCAPSULADO | 5780 | 4500 | 0 | 0 | (AS-AR)=1280 |
| SECADO | 11344 | 10072 | 0 | 0 | (AS-AR)= 1272 |

Tabla 7.- Flujo volumétrico necesario para el sistema HVAC&R

Como se menciono antes, con estos datos seleccionaremos los equipos capaces de mover esta cantidad de aire por cada sistema.

III.2. Cálculo de la Carga Térmica

III.2.1. Carga interna de enfriamiento del proceso de Fabricación

Es importante señalar que para el diseño de este tipo de sistemas, despreciamos las ganancias por radiación solar que son muy comunes en otro tipo de sistemas de Aire Acondicionado, como lo son el residencial o el comercial, las construcciones dentro de la Industria Farmacéutica y también la de los alimentos, se encuentran aisladas completamente del exterior y los rayos del sol no tienen contacto directo en las paredes, ventanas y techos de las áreas de fabricación. Sin embargo existen ganancias importantes por transmisión procedentes de los equipos maquinaria, personas y del mismo producto que se esté fabricando los cuales son el principal aspecto que debemos de considerar para realizar un diseño de este tipo.

Partida 1.- Transmisión de calor a través de barreras, tales como paredes, puertas, ventanas, cielos falsos, pisos y divisiones, causados por las diferentes temperaturas que se tienen en los dos lados de la barrera.

Partida 2.- Calor introducido con la infiltración de aire

Partida 3.- Carga de calor generado por los operarios (Sensible y Latente)

Partida 4.- Carga de calor generada por maquinaria, equipo y alumbrado

Nota: Utilizar Tablas 1-1, 1-2, 1-3, 1-4, 1-5, que se encuentran al final de esta tesis.

De la *Partida 1*, referente a la transmisión de calor a través de barreras tenemos la ecuación:

$$Q = UA (t_o - t_i) \quad \dots(6)$$

Donde:

Q = Calor ganado a través de barreras (Btu)

U = Coeficiente de transmisión de calor (Btu)

A = Área neta de pared, puerta, ventana, cielo falso, piso y divisiones según se esté analizando (ft²)
 t_o = temperatura exterior del cuarto analizado (°F)
 t_i = temperatura interior del cuarto analizado. (°F)

Para calcular la *Partida 2* tenemos la ecuación:

$$Q_{inf} = (0.018 \text{ Btu/ft}^2) (q) (t_o - t_i) \quad \dots(7)$$

Donde:

Q_{inf} = Calor ganado por infiltraciones (Btu)

0.018 Btu/ft³ = 0.244 Btu/lb°F x 0.075 lb/ft³ (0.075 lb/ft³ es el peso específico del aire y 0.244 Btu/lb°F, es el calor específico del aire).

q = Aire infiltrado (+INF) tablas 4,5 y 6 (CFM)

t_i = Temperatura interior (°F)

t_o = Temperatura exterior (°F)

La *Partida 3* la calculamos con la siguiente ecuación.

$$Q_s = (^oN \text{ de Operarios}) \times (\text{Calor sensible ganado por persona}) \quad \dots(8)$$

$$Q_l = (^oN \text{ de Operarios}) \times (\text{Calor latente ganado por persona}) \quad \dots(9)$$

La *Partida 4* correspondiente al cálculo de la carga de calor por alumbrado se puede obtener con la ecuación:

$$Q_{Lum} = ^oN \text{ de lámparas} \times \text{Capacidad del alumbrado} (w) \times (3.414 \text{ Btu/h}) \quad \dots(10)$$

Tomando en cuenta que: 1w= 3.414 Btu/h

Para Maquinaria y equipo:

$$Q_m = \text{N de equipos} \times \text{Capacidad de la maquinaria y equipo (w)} \times (3.414 \text{ Btu/h...}) \quad (11)$$

Recordemos que: 1 Hp = 746 w = 0.746 Kw

Los coeficientes de transmisión de calor U los podemos verificar en la sección de Tablas y Anexos que se encuentran al final de esta tesis (Tabla 1-1, 1-2, 1-3, 1-4). Para simplificar el cálculo de la carga térmica nos podemos auxiliar de la siguiente "HOJA DE CARGA TÉRMICA" para cada cuarto de los tres diferentes procesos:

HOJA DE CARGA TÉRMICA

| | | | | | |
|---------------------------|---|-------------------|------------------------|--------------|--------------|
| PROYECTO: | Sistema HVAC&R para las áreas de Fabricación de Cápsulas de Gelatina Blanda | | | | |
| CLIENTE: | Laboratorio Farmacéutico. | DIRECCIÓN: | Iztapalapa México D.F. | | |
| ÁREA: | PASILLO I | | CFM | | |
| UMA 01 FABRICACIÓN | FECHA: 24-04-2011 | AS: 2646 | AR:1149 | AE: 0 | CP: 0 |

CONDICIONES GENERALES DE PROYECTO

| TEM Bs. EXT. | TEM.Bh. EXT. | %H.R. EXT. | TEM. Bs. INT. | %H.R INT. | CAMBIOS/HORA |
|--------------|--------------|------------|----------------|-----------|--------------|
| 86 °F | 50 °F | 60% | 64.4 °F± 3.6°F | 50% ± 5% | MINIMOS 20 |

PARTIDA 1 TRANSMISIÓN POR BARRERAS

| PAREDES INTERIORES $Q = UA (t_o - t_i)$ | | | | | |
|--|----|------|---------|-----------------|-------------|
| CONCEPTO | °N | U | A (ft²) | ($t_o - t_i$) | Btu/h |
| PARED N | 1 | 0.34 | 66 | 86-64=22 | 493 |
| PARED S | 1 | 0.34 | 66 | 86-64=22 | 493 |
| PARED O | 1 | 0.34 | 316 | 86-64=22 | 2363 |
| PARED E | 1 | 0.34 | 423 | 86-64=22 | 3164 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 6513 |
| VIDRIOS $Q = UA (t_o - t_i)$ | | | | | |
| VIDRIO N | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| VIDRIO S | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| VIDRIO O | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| VIDRIO E | 1 | 0.56 | 18.66 | 86-64=22 | 230 |

| | | | | | |
|---|-----------|----------|----------------|--|--------------|
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 230 |
| PUERTAS $Q = UA (t_o - t_i)$ | | | | | |
| PUERTA N | 2 | 1.10 | 21 | 86-64=22 | 1016 |
| PUERTA S | 2 | 1.10 | 21 | 86-64=22 | 1016 |
| PUERTA O | 8 | 1.10 | 21 | 86-64=22 | 4065 |
| PUERTA E | 2 | 1.10 | 21 | 86-64=22 | 1016 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 7113 |
| TECHO A LA SOMBRA $Q = UA (t_o - t_i)$ | | | | | |
| CONCEPTO | °N | U | A (ft²) | (t_o - t_i) | Btu/h |
| TECHO | 1 | 0.46 | 774 | 86-64=22 | 7832 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 7832 |

PARTIDA 2 CALOR INTRODUCIDO CON LA INFILTRACIÓN DEL AIRE

| | | | | | |
|--|--------------|----------|--|--------------|------------|
| PAREDES INTERIORES $Q_{inf} = (0.018 \text{ Btu/ft}^2) (q) (t_o - t_i)$ | | | | | |
| CONCEPTO | 0.018 | q | (t_o - t_i) | Btu/h | |
| PUERTAS | 0.018 | 749 | 86-64=22 | 296 | |
| VIDRIOS | 0.018 | 0 | 0 | 0 | |
| PAREDES | 0.018 | 0 | 0 | 0 | |
| TECHOS | 0.018 | 0 | 0 | 0 | |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 296 |

PARTIDA 3 CARGA DE CALOR GENERADA POR LOS OPERARIOS (SENSIBLE Y LATENTE)

| | | | |
|---|--------------------------|--|--------------|
| CALOR SENSIBLE $Q_s = (°N \text{ de Operarios}) \times (\text{Calor sensible ganado por persona})$ | | | |
| CONCEPTO | (°N de Operarios) | (Calor sensible ganado por persona) | Btu/h |
| OPERARIO | 2 | 300 | 600 |
| TOTAL Calor Sensible | | | 600 |
| CALOR LATENTE $Q_l = (°N \text{ de Operarios}) \times (\text{Calor latente ganado por persona})$ | | | |
| CONCEPTO | (°N de Operarios) | (Calor latente ganado por persona) | Btu/h |
| OPERARIO | 2 | 700 | 1400 |
| TOTAL Calor Latente | | | 1400 |

PARTIDA 4 CARGA DE CALOR GENERADA POR MAQUINARIA, EQUIPO Y ALUMBRADO

| | | | | |
|---|-----------|-----------------------------------|----------------------|--------------|
| ALUMBRADO $Q_{Lum} = °N \text{ lámparas} \times \text{Capacidad del alumbrado (w)} \times (3.414 \text{ Btu/h})$ | | | | |
| CONCEPTO | °N | Potencia del alumbrado (w) | (3.414 Btu/h) | Btu/h |
| LAM. FLORESENTES | 6 | 32 | 3.414 | 655 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 655 |

| | | | | |
|--|----------|--|----------------------|--------------|
| MAQUINARIA Y EQUIPO $Q_m = \sum N \text{ equipos} \times \text{Capacidad del equipo}(w) \times (3.414 \text{ Btu/h})$ | | | | |
| CONCEPTO | $\sum N$ | Potencia de maquinas y equipo (w) | (3.414 Btu/h) | Btu/h |
| MOTORES | 0 | 0 | 3.414 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 0 |

HOJA DE CARGA TÉRMICA

| | | | | | |
|---------------------------|---|-------------------|------------------------|--------------|--------------|
| PROYECTO: | Sistema HVAC&R para las áreas de Fabricación de Cápsulas de Gelatina Blanda | | | | |
| CLIENTE: | Laboratorio Farmacéutico. | DIRECCIÓN: | Iztapalapa México D.F. | | |
| ÁREA: | ORDENES SURTIDAS | | CFM | | |
| UMA 01 FABRICACIÓN | FECHA: 24-04-2011 | AS: 1000 | AR:1281 | AE: 0 | CP: 0 |

CONDICIONES GENERALES DE PROYECTO

| | | | | | |
|--------------|--------------|------------|-----------------|-----------|--------------|
| TEM Bs. EXT. | TEM.Bh. EXT. | %H.R. EXT. | TEM. Bs. INT. | %H.R INT. | CAMBIOS/HORA |
| 86 °F | 50 °F | 60% | 64.4 °F ± 3.6°F | 50% ± 5% | MINIMOS 20 |

PARTIDA 1 TRANSMISIÓN POR BARRERAS

| | | | | | |
|--|----------|----------|----------------|--|--------------|
| PAREDES INTERIORES $Q = UA (t_o - t_i)$ | | | | | |
| CONCEPTO | $\sum N$ | U | A (ft²) | (t_o - t_i) | Btu/h |
| PARED N | 1 | 0.34 | 242 | 86-64=22 | 1810 |
| PARED S | 1 | 0.34 | 223 | 86-64=22 | 1668 |
| PARED O | 1 | 0.34 | 80 | 86-64=22 | 598 |
| PARED E | 1 | 0.34 | 59 | 86-64=22 | 441 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 4517 |
| VIDRIOS $Q = UA (t_o - t_i)$ | | | | | |
| VIDRIO N | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| VIDRIO S | 1 | 0.56 | 18.66 | 86-64=22 | 230 |
| VIDRIO O | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| VIDRIO E | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 230 |
| PUERTAS $Q = UA (t_o - t_i)$ | | | | | |
| PUERTA N | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| PUERTA S | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| PUERTA O | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| PUERTA E | 1 | 1.10 | 21 | 86-64=22 | 508 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 508 |
| TECHO A LA SOMBRA $Q = UA (t_o - t_i)$ | | | | | |

| CONCEPTO | $^{\circ}N$ | U | A (ft ²) | ($t_o - t_i$) | Btu/h |
|-----------------------------|-------------|------|----------------------|-----------------|-------------|
| TECHO | 1 | 0.46 | 290 | 86-64=22 | 2934 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 2934 |

PARTIDA 2 CALOR INTRODUCIDO CON LA INFILTRACIÓN DEL AIRE

| PAREDES INTERIORES | | $Q_{inf} = (0.018 \text{ Btu/ft}^2) (q) (t_o - t_i)$ | | | |
|-----------------------------|-------|--|-----------------|-------|------------|
| CONCEPTO | 0.018 | q | ($t_o - t_i$) | Btu/h | |
| PUERTAS | 0.018 | 281 | 86-64=22 | 111 | |
| VIDRIOS | 0.018 | 0 | 0 | 0 | |
| PAREDES | 0.018 | 0 | 0 | 0 | |
| TECHOS | 0.018 | 0 | 0 | 0 | |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 111 |

PARTIDA 3 CARGA DE CALOR GENERADA POR LOS OPERARIOS (SENSIBLE Y LATENTE)

| CALOR SENSIBLE | | $Q_s = (^{\circ}N \text{ de Operarios}) \times (\text{Calor sensible ganado por persona})$ | | |
|-----------------------------|--------------------------------------|--|-------|------------|
| CONCEPTO | ($^{\circ}N \text{ de Operarios}$) | (Calor sensible ganado por persona) | Btu/h | |
| OPERARIO | 1 | 300 | 300 | |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 300 |
| CALOR LATENTE | | $Q_l = (^{\circ}N \text{ de Operarios}) \times (\text{Calor latente ganado por persona})$ | | |
| CONCEPTO | ($^{\circ}N \text{ de Operarios}$) | (Calor latente ganado por persona) | Btu/h | |
| OPERARIO | 1 | 700 | 700 | |
| TOTAL Calor Latente | | | | 700 |

PARTIDA 4 CARGA DE CALOR GENERADA POR MAQUINARIA, EQUIPO Y ALUMBRADO

| ALUMBRADO | | $Q_{Lum} = ^{\circ}N \text{ lámparas} \times \text{Capacidad del alumbrado (w)} \times (3.414 \text{ Btu/h})$ | | | |
|-----------------------------|-------------|---|---------------|-------|------------|
| CONCEPTO | $^{\circ}N$ | Potencia del alumbrado (w) | (3.414 Btu/h) | Btu/h | |
| LAM. FLORESENTES | 2 | 32 | 3.414 | 218 | |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 218 |
| MAQUINARIA Y EQUIPO | | $Q_m = ^{\circ}N \text{ equipos} \times \text{Capacidad del equipo (w)} \times (3.414 \text{ Btu/h})$ | | | |
| CONCEPTO | $^{\circ}N$ | Potencia de máquinas y equipo (w) | (3.414 Btu/h) | Btu/h | |
| MOTORES | 0 | 0 | 3414 | 0 | |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 0 |

HOJA DE CARGA TÉRMICA

| | | | | | |
|---------------------------|---|-------------------|------------------------|----------------|---------------|
| PROYECTO: | Sistema HVAC&R para las áreas de Fabricación de Cápsulas de Gelatina Blanda | | | | |
| CLIENTE: | Laboratorio Farmacéutico. | DIRECCIÓN: | Iztapalapa México D.F. | | |
| ÁREA: | FABRICACIÓN DE GELATINA I | | CFM | | |
| UMA 01 FABRICACIÓN | FECHA: 24-04-2011 | AS: 1661 | AR: 0 | AE:1779 | CP:350 |

CONDICIONES GENERALES DE PROYECTO

| | | | | | |
|--------------|--------------|------------|----------------|-----------|--------------|
| TEM Bs. EXT. | TEM.Bh. EXT. | %H.R. EXT. | TEM. Bs. INT. | %H.R INT. | CAMBIOS/HORA |
| 86 °F | 50 °F | 60% | 64.4 °F± 3.6°F | 50% ± 5% | MINIMOS 20 |

PARTIDA 1 TRANSMISIÓN POR BARRERAS

| PAREDES INTERIORES | | | | | |
|-----------------------------|----|------|---------|------------------|-------------|
| <i>Qm = UA (to - ti)</i> | | | | | |
| CONCEPTO | °N | U | A (ft²) | <i>(to - ti)</i> | Btu/h |
| PARED N | 1 | 0.34 | 223 | 86-64=22 | 1668 |
| PARED S | 1 | 0.34 | 242 | 86-64=22 | 1810 |
| PARED O | 1 | 0.34 | 134 | 86-64=22 | 1002 |
| PARED E | 1 | 0.34 | 92 | 86-64=22 | 688 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 5168 |
| VIDRIOS | | | | | |
| <i>Qm = UA (to - ti)</i> | | | | | |
| VIDRIO N | 1 | 0.56 | 18.66 | 86-64=22 | 230 |
| VIDRIO S | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| VIDRIO O | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| VIDRIO E | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 230 |
| PUERTAS | | | | | |
| <i>Qm = UA (to - ti)</i> | | | | | |
| PUERTA N | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| PUERTA S | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| PUERTA O | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| PUERTA E | 2 | 1.10 | 21 | 86-64=22 | 1016 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 1016 |
| TECHO A LA SOMBRA | | | | | |
| <i>Qm = UA (to - ti)</i> | | | | | |
| CONCEPTO | °N | U | A (ft²) | <i>(to - ti)</i> | Btu/h |
| TECHO | 1 | 0.46 | 484 | 86-64=22 | 4898 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 4898 |

PARTIDA 2 CALOR INTRODUCIDO CON LA INFILTRACIÓN DEL AIRE

| PAREDES INTERIORES | | $Q_{inf} = (0.018 \text{ Btu/ft}^2) (q) (t_o - t_i)$ | | |
|-----------------------------|-------|--|-----------------|------------|
| CONCEPTO | 0.018 | q | ($t_o - t_i$) | Btu/h |
| PUERTAS | 0.018 | 468 | 86-64=22 | 185 |
| VIDRIOS | 0.018 | 0 | 0 | 0 |
| PAREDES | 0.018 | 0 | 0 | 0 |
| TECHOS | 0.018 | 0 | 0 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 185 |

PARTIDA 3 CARGA DE CALOR GENERADA POR LOS OPERARIOS (SENSIBLE Y LATENTE)

| CALOR SENSIBLE | | $Q_s = (^{\circ}N \text{ de Operarios}) \times (\text{Calor sensible ganado por persona})$ | | |
|-----------------------------|--------------------------------------|--|-------|------------|
| CONCEPTO | ($^{\circ}N \text{ de Operarios}$) | ($\text{Calor sensible ganado por persona}$) | Btu/h | |
| OPERARIO | 1 | 300 | 300 | |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 300 |
| CALOR LATENTE | | $Q_l = (^{\circ}N \text{ de Operarios}) \times (\text{Calor latente ganado por persona})$ | | |
| CONCEPTO | ($^{\circ}N \text{ de Operarios}$) | ($\text{Calor latente ganado por persona}$) | Btu/h | |
| OPERARIO | 1 | 700 | 700 | |
| TOTAL Calor Latente | | | | 700 |

PARTIDA 4 CARGA DE CALOR GENERADA POR MAQUINARIA, EQUIPO Y ALUMBRADO

| ALUMBRADO | | $Q_{Lum} = ^{\circ}N \text{ lámparas} \times \text{Capacidad del alumbrado (w)} \times (3.414 \text{ Btu/h})$ | | |
|-----------------------------|-------------|---|---------------------------|--------------|
| CONCEPTO | $^{\circ}N$ | Potencia del alumbrado (w) | (3.414 Btu/h) | Btu/h |
| LAM. FLORESENTES | 2 | 32 | 3.414 | 218 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 218 |
| MAQUINARIA Y EQUIPO | | $Q_m = ^{\circ}N \text{ equipos} \times \text{Capacidad del equipo (w)} \times (3.414 \text{ Btu/h})$ | | |
| CONCEPTO | $^{\circ}N$ | Potencia de maquinas y equipo (w) | (3.414 Btu/h) | Btu/h |
| MOTORES | 2 | 7.5 hp x 746= 5595 w | 3.414 | 38198 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 38202 |

HOJA DE CARGA TÉRMICA

| | | | | | |
|---------------------------|---|-------------------|------------------------|----------------|---------------|
| PROYECTO: | Sistema HVAC&R para las áreas de Fabricación de Cápsulas de Gelatina Blanda | | | | |
| CLIENTE: | Laboratorio Farmacéutico. | DIRECCIÓN: | Iztapalapa México D.F. | | |
| ÁREA: | FABRICACIÓN DE CONTENIDO I | | CFM | | |
| UMA 01 FABRICACIÓN | FECHA: 24-04-2011 | AS: 1661 | AR: 0 | AE:1829 | CP:300 |

CONDICIONES GENERALES DE PROYECTO

| | | | | | |
|--------------|--------------|------------|----------------|-----------|--------------|
| TEM Bs. EXT. | TEM.Bh. EXT. | %H.R. EXT. | TEM. Bs. INT. | %H.R INT. | CAMBIOS/HORA |
| 86 °F | 50 °F | 60% | 64.4 °F± 3.6°F | 50% ± 5% | MINIMOS 20 |

PARTIDA 1 TRANSMISIÓN POR BARRERAS

| PAREDES INTERIORES | | | | | |
|-----------------------------|----|------|---------|-----------|-------------|
| <i>Q = UA (to - ti)</i> | | | | | |
| CONCEPTO | °N | U | A (ft²) | (to - ti) | Btu/h |
| PARED N | 1 | 0.34 | 223 | 86-64=22 | 1668 |
| PARED S | 1 | 0.34 | 223 | 86-64=22 | 1668 |
| PARED O | 1 | 0.34 | 134 | 86-64=22 | 1002 |
| PARED E | 1 | 0.34 | 92 | 86-64=22 | 688 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 5026 |
| VIDRIOS | | | | | |
| <i>Q = UA (to - ti)</i> | | | | | |
| VIDRIO N | 1 | 0.56 | 18.66 | 86-64=22 | 230 |
| VIDRIO S | 1 | 0.56 | 18.66 | 86-64=22 | 230 |
| VIDRIO O | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| VIDRIO E | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 460 |
| PUERTAS | | | | | |
| <i>Q = UA (to - ti)</i> | | | | | |
| PUERTA N | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| PUERTA S | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| PUERTA O | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| PUERTA E | 2 | 1.10 | 21 | 86-64=22 | 1016 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 1016 |
| TECHO A LA SOMBRA | | | | | |
| <i>Q = UA (to - ti)</i> | | | | | |
| CONCEPTO | °N | U | A (ft²) | (to - ti) | Btu/h |
| TECHO | 1 | 0.46 | 484 | 86-64=22 | 4898 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 4898 |

PARTIDA 2 CALOR INTRODUCIDO CON LA INFILTRACIÓN DEL AIRE

| PAREDES INTERIORES $Q_{inf} = (0.018 \text{ Btu/ft}^2) (q) (t_o - t_i)$ | | | | |
|--|-------|-----|-----------------|------------|
| CONCEPTO | 0.018 | q | ($t_o - t_i$) | Btu/h |
| PUERTAS | 0.018 | 468 | 86-64=22 | 185 |
| VIDRIOS | 0.018 | 0 | 0 | 0 |
| PAREDES | 0.018 | 0 | 0 | 0 |
| TECHOS | 0.018 | 0 | 0 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 185 |

PARTIDA 3 CARGA DE CALOR GENERADA POR LOS OPERARIOS (SENSIBLE Y LATENTE)

| CALOR SENSIBLE $Q_s = ({}^{\circ}N \text{ de Operarios}) \times (\text{Calor sensible ganado por persona})$ | | | |
|--|-------------------------------|-------------------------------------|------------|
| CONCEPTO | (${}^{\circ}N$ de Operarios) | (Calor sensible ganado por persona) | Btu/h |
| OPERARIO | 1 | 300 | 300 |
| TOTAL Calor Sensible | | | 300 |
| CALOR LATENTE $Q_l = ({}^{\circ}N \text{ de Operarios}) \times (\text{Calor latente ganado por persona})$ | | | |
| CONCEPTO | (${}^{\circ}N$ de Operarios) | (Calor latente ganado por persona) | Btu/h |
| OPERARIO | 1 | 700 | 700 |
| TOTAL Calor Latente | | | 700 |

PARTIDA 4 CARGA DE CALOR GENERADA POR MAQUINARIA, EQUIPO Y ALUMBRADO

| ALUMBRADO $Q_{Lum} = {}^{\circ}N \text{ lámparas} \times \text{Capacidad del alumbrado (w)} \times (3.414 \text{ Btu/h})$ | | | | |
|--|---------------|-----------------------------------|---------------|--------------|
| CONCEPTO | ${}^{\circ}N$ | Potencia del alumbrado (w) | (3.414 Btu/h) | Btu/h |
| LAM. FLORESENTES | 2 | 32 | 3.414 | 218 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 218 |
| MAQUINARIA Y EQUIPO $Q_m = {}^{\circ}N \text{ equipos} \times \text{Capacidad del equipo (w)} \times (3.414 \text{ Btu/h})$ | | | | |
| CONCEPTO | ${}^{\circ}N$ | Potencia de maquinas y equipo (w) | (3.414 Btu/h) | Btu/h |
| MOTORES | 2 | 7.5 hp x 0.746= 5595 w | 3.414 | 38202 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 38202 |

HOJA DE CARGA TÉRMICA

| | | | | | |
|---------------------------|---|-------------------|------------------------|----------------|--------------|
| PROYECTO: | Sistema HVAC&R para las áreas de Fabricación de Cápsulas de Gelatina Blanda | | | | |
| CLIENTE: | Laboratorio Farmacéutico. | DIRECCIÓN: | Iztapalapa México D.F. | | |
| ÁREA: | CUARTO DE LAVADO | | CFM | | |
| UMA 01 FABRICACIÓN | FECHA: 24-04-2011 | AS: 1000 | AR: 0 | AE:1140 | CP: 0 |

CONDICIONES GENERALES DE PROYECTO

| | | | | | |
|--------------|--------------|------------|----------------|-----------|--------------|
| TEM Bs. EXT. | TEM.Bh. EXT. | %H.R. EXT. | TEM. Bs. INT. | %H.R INT. | CAMBIOS/HORA |
| 86 °F | 50 °F | 60% | 64.4 °F± 3.6°F | 50% ± 5% | MINIMOS 20 |

PARTIDA 1 TRANSMISIÓN POR BARRERAS

| PAREDES INTERIORES $Q = UA (to - ti)$ | | | | | |
|--|----|------|---------|-----------|-------------|
| CONCEPTO | °N | U | A (ft²) | (to - ti) | Btu/h |
| PARED N | 1 | 0.34 | 242 | 86-64=22 | 1810 |
| PARED S | 1 | 0.34 | 223 | 86-64=22 | 1668 |
| PARED O | 1 | 0.34 | 80 | 86-64=22 | 598 |
| PARED E | 1 | 0.34 | 59 | 86-64=22 | 441 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 4517 |
| VIDRIOS $Q = UA (to - ti)$ | | | | | |
| VIDRIO N | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| VIDRIO S | 1 | 0.56 | 18.66 | 86-64=22 | 230 |
| VIDRIO O | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| VIDRIO E | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 230 |
| PUERTAS $Q = UA (to - ti)$ | | | | | |
| PUERTA N | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| PUERTA S | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| PUERTA O | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| PUERTA E | 2 | 1.10 | 21 | 86-64=22 | 462 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 462 |
| TECHO A LA SOMBRA $Q = UA (to - ti)$ | | | | | |
| CONCEPTO | °N | U | A (ft²) | (to - ti) | Btu/h |
| TECHO | 1 | 0.46 | 290 | 86-64=22 | 2934 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 2934 |

PARTIDA 2 CALOR INTRODUCIDO CON LA INFILTRACIÓN DEL AIRE

| PAREDES INTERIORES $Q_{inf} = (0.018 \text{ Btu/ft}^2) (q) (t_o - t_i)$ | | | | |
|--|-------|-----|-----------------|-----------|
| CONCEPTO | 0.018 | q | ($t_o - t_i$) | Btu/h |
| PUERTAS | 0.018 | 140 | 86-64=22 | 55 |
| VIDRIOS | 0.018 | 0 | 0 | 0 |
| PAREDES | 0.018 | 0 | 0 | 0 |
| TECHOS | 0.018 | 0 | 0 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 55 |

PARTIDA 3 CARGA DE CALOR GENERADA POR LOS OPERARIOS (SENSIBLE Y LATENTE)

| CALOR SENSIBLE $Q_s = (^{\circ}N \text{ de Operarios})x (\text{Calor sensible ganado por persona})$ | | | |
|--|--------------------------------------|--|-------------|
| CONCEPTO | ($^{\circ}N \text{ de Operarios}$) | ($\text{Calor sensible ganado por persona}$) | Btu/h |
| OPERARIO | 2 | 300 | 600 |
| TOTAL Calor Sensible | | | 600 |
| CALOR LATENTE $Q_l = (^{\circ}N \text{ de Operarios})x (\text{Calor latente ganado por persona})$ | | | |
| CONCEPTO | ($^{\circ}N \text{ de Operarios}$) | ($\text{Calor latente ganado por persona}$) | Btu/h |
| OPERARIO | 2 | 700 | 1400 |
| TOTAL Calor Latente | | | 1400 |

PARTIDA 4 CARGA DE CALOR GENERADA POR MAQUINARIA, EQUIPO Y ALUMBRADO

| ALUMBRADO $Q_{Lum} = ^{\circ}N \text{ lámparas} x \text{Capacidad del alumbrado} (w) x (3.414 \text{ Btu/h})$ | | | | |
|---|-------------|-----------------------------------|---------------------------|------------|
| CONCEPTO | $^{\circ}N$ | Potencia del alumbrado (w) | (3.414 Btu/h) | Btu/h |
| LAM. FLORESENTES | 2 | 32 | 3.414 | 218 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 218 |
| MAQUINARIA Y EQUIPO $Q_m = ^{\circ}N \text{ equipos} x \text{Capacidad del equipo}(w) x (3.414 \text{ Btu/h})$ | | | | |
| CONCEPTO | $^{\circ}N$ | Potencia de maquinas y equipo (w) | (3.414 Btu/h) | Btu/h |
| MOTORES | 0 | 0 | 3.414 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 0 |

HOJA DE CARGA TÉRMICA

| | | | | | |
|---------------------------|---|-------------------|------------------------|--------------|--------------|
| PROYECTO: | Sistema HVAC&R para las áreas de Fabricación de Cápsulas de Gelatina Blanda | | | | |
| CLIENTE: | Laboratorio Farmacéutico. | DIRECCIÓN: | Iztapalapa México D.F. | | |
| ÁREA: | ÁREA DE CARRITOS LIMPIOS | | CFM | | |
| UMA 01 FABRICACIÓN | FECHA: 24-04-2011 | AS: 662 | AR:564 | AE: 0 | CP: 0 |

CONDICIONES GENERALES DE PROYECTO

| | | | | | |
|--------------|--------------|------------|----------------|-----------|--------------|
| TEM Bs. EXT. | TEM.Bh. EXT. | %H.R. EXT. | TEM. Bs. INT. | %H.R INT. | CAMBIOS/HORA |
| 86 °F | 50 °F | 60% | 64.4 °F± 3.6°F | 50% ± 5% | MINIMOS 20 |

PARTIDA 1 TRANSMISIÓN POR BARRERAS

| PAREDES INTERIORES | | | | | |
|-----------------------------|----|------|---------|------------------|-------------|
| <i>Q = UA (to - ti)</i> | | | | | |
| CONCEPTO | °N | U | A (ft²) | <i>(to - ti)</i> | Btu/h |
| PARED N | 1 | 0.34 | 242 | 86-64=22 | 1810 |
| PARED S | 1 | 0.34 | 242 | 86-64=22 | 1810 |
| PARED O | 1 | 0.34 | 53 | 86-64=22 | 396 |
| PARED E | 1 | 0.34 | 32 | 86-64=22 | 239 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 4255 |
| VIDRIOS | | | | | |
| <i>Q = UA (to - ti)</i> | | | | | |
| VIDRIO N | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| VIDRIO S | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| VIDRIO O | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| VIDRIO E | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 0 |
| PUERTAS | | | | | |
| <i>Q = UA (to - ti)</i> | | | | | |
| PUERTA N | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| PUERTA S | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| PUERTA O | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| PUERTA E | 1 | 1.10 | 21 | 86-64=22 | 508 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 508 |
| TECHO A LA SOMBRA | | | | | |
| <i>Q = UA (to - ti)</i> | | | | | |
| CONCEPTO | °N | U | A (ft²) | <i>(to - ti)</i> | Btu/h |
| TECHO | 1 | 0.46 | 193 | 86-64=22 | 1953 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 1953 |

PARTIDA 2 CALOR INTRODUCIDO CON LA INFILTRACIÓN DEL AIRE

| PAREDES INTERIORES $Q_{inf} = (0.018 \text{ Btu/ft}^2) (q) (t_o - t_i)$ | | | | |
|--|-------|---|-----------------|----------|
| CONCEPTO | 0.018 | q | ($t_o - t_i$) | Btu/h |
| PUERTAS | 0.018 | 0 | 0 | 0 |
| VIDRIOS | 0.018 | 0 | 0 | 0 |
| PAREDES | 0.018 | 0 | 0 | 0 |
| TECHOS | 0.018 | 0 | 0 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 0 |

PARTIDA 3 CARGA DE CALOR GENERADA POR LOS OPERARIOS (SENSIBLE Y LATENTE)

| CALOR SENSIBLE $Q_s = (^{\circ}N \text{ de Operarios})x (\text{Calor sensible ganado por persona})$ | | | |
|--|--------------------------------------|--|------------|
| CONCEPTO | ($^{\circ}N \text{ de Operarios}$) | ($\text{Calor sensible ganado por persona}$) | Btu/h |
| OPERARIO | 1 | 300 | 300 |
| TOTAL Calor Sensible | | | 300 |
| CALOR LATENTE $Q_l = (^{\circ}N \text{ de Operarios})x (\text{Calor latente ganado por persona})$ | | | |
| CONCEPTO | ($^{\circ}N \text{ de Operarios}$) | ($\text{Calor latente ganado por persona}$) | Btu/h |
| OPERARIO | 1 | 700 | 700 |
| TOTAL Calor Latente | | | 700 |

PARTIDA 4 CARGA DE CALOR GENERADA POR MAQUINARIA, EQUIPO Y ALUMBRADO

| ALUMBRADO $Q_{Lum} = ^{\circ}N \text{ lámparas} x \text{Capacidad del alumbrado} (w) x (3.414 \text{ Btu/h})$ | | | | |
|--|-------------|-----------------------------------|---------------------------|------------|
| CONCEPTO | $^{\circ}N$ | Potencia del alumbrado (w) | (3.414 Btu/h) | Btu/h |
| LAM. FLORESENTES | 2 | 32 | 3.414 | 218 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 218 |
| MAQUINARIA Y EQUIPO $Q_m = ^{\circ}N \text{ equipos} x \text{Capacidad del equipo} (w) x (3.414 \text{ Btu/h})$ | | | | |
| CONCEPTO | $^{\circ}N$ | Potencia de máquinas y equipo (w) | (3.414 Btu/h) | Btu/h |
| MOTORES | 0 | 0 | 3.414 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 0 |

HOJA DE CARGA TÉRMICA

| | | | | | |
|---------------------------|---|-------------------|------------------------|--------------|--------------|
| PROYECTO: | Sistema HVAC&R para las áreas de Fabricación de Cápsulas de Gelatina Blanda | | | | |
| CLIENTE: | Laboratorio Farmacéutico. | DIRECCIÓN: | Iztapalapa México D.F. | | |
| ÁREA: | CUAENTENA | | CFM | | |
| UMA 01 FABRICACIÓN | FECHA: 24-04-2011 | AS:1441 | AR:1847 | AE: 0 | CP: 0 |

CONDICIONES GENERALES DE PROYECTO

| | | | | | |
|--------------|--------------|------------|----------------|-----------|--------------|
| TEM Bs. EXT. | TEM.Bh. EXT. | %H.R. EXT. | TEM. Bs. INT. | %H.R INT. | CAMBIOS/HORA |
| 86 °F | 50 °F | 60% | 64.4 °F± 3.6°F | 50% ± 5% | MINIMOS 20 |

PARTIDA 1 TRANSMISIÓN POR BARRERAS

| PAREDES INTERIORES | | | | | |
|-----------------------------|----|------|---------|------------------|-------------|
| <i>Q = UA (to - ti)</i> | | | | | |
| CONCEPTO | °N | U | A (ft²) | <i>(to - ti)</i> | Btu/h |
| PARED N | 1 | 0.34 | 349 | 86-64=22 | 2610 |
| PARED S | 1 | 0.34 | 307 | 86-64=22 | 2296 |
| PARED O | 1 | 0.34 | 134 | 86-64=22 | 1002 |
| PARED E | 1 | 0.34 | 134 | 86-64=22 | 1002 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 6910 |
| VIDRIOS | | | | | |
| <i>Q = UA (to - ti)</i> | | | | | |
| VIDRIO N | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| VIDRIO S | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| VIDRIO O | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| VIDRIO E | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 0 |
| PUERTAS | | | | | |
| <i>Q = UA (to - ti)</i> | | | | | |
| PUERTA N | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| PUERTA S | 2 | 1.10 | 21 | 86-64=22 | 1016 |
| PUERTA O | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| PUERTA E | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 1016 |
| TECHO A LA SOMBRA | | | | | |
| <i>Q = UA (to - ti)</i> | | | | | |
| CONCEPTO | °N | U | A (ft²) | <i>(to - ti)</i> | Btu/h |
| TECHO | 1 | 0.46 | 699 | 86-64=22 | 7073 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 7073 |

PARTIDA 2 CALOR INTRODUCIDO CON LA INFILTRACIÓN DEL AIRE

| PAREDES INTERIORES $Q_{inf} = (0.018 \text{ Btu/ft}^2) (q) (t_o - t_i)$ | | | | |
|--|-------|-----|-----------------|------------|
| CONCEPTO | 0.018 | q | ($t_o - t_i$) | Btu/h |
| PUERTAS | 0.018 | 406 | 86-64=22 | 106 |
| VIDRIOS | 0.018 | 0 | 0 | 0 |
| PAREDES | 0.018 | 0 | 0 | 0 |
| TECHOS | 0.018 | 0 | 0 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 106 |

PARTIDA 3 CARGA DE CALOR GENERADA POR LOS OPERARIOS (SENSIBLE Y LATENTE)

| CALOR SENSIBLE $Q_s = (^{\circ}N \text{ de Operarios}) \times (\text{Calor sensible ganado por persona})$ | | | |
|--|--------------------------------------|--|------------|
| CONCEPTO | ($^{\circ}N \text{ de Operarios}$) | (<i>Calor sensible ganado por persona</i>) | Btu/h |
| OPERARIO | 1 | 300 | 300 |
| TOTAL Calor Sensible | | | 300 |
| CALOR LATENTE $Q_l = (^{\circ}N \text{ de Operarios}) \times (\text{Calor latente ganado por persona})$ | | | |
| CONCEPTO | ($^{\circ}N \text{ de Operarios}$) | (<i>Calor latente ganado por persona</i>) | Btu/h |
| OPERARIO | 1 | 700 | 700 |
| TOTAL Calor Latente | | | 700 |

PARTIDA 4 CARGA DE CALOR GENERADA POR MAQUINARIA, EQUIPO Y ALUMBRADO

| ALUMBRADO $Q_{Lum} = (^{\circ}N \text{ lámparas}) \times (\text{Capacidad del alumbrado } (w)) \times (3.414 \text{ Btu/h})$ | | | | |
|---|-------------|-----------------------------------|------------------------|---------------|
| CONCEPTO | $^{\circ}N$ | Potencia del alumbrado (w) | (<i>3.414 Btu/h</i>) | Btu/h |
| LAM. FLORESENTES | 2 | 32 | 3.414 | 218 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 218 |
| MAQUINARIA Y EQUIPO $Q_m = (^{\circ}N \text{ equipos}) \times (\text{Capacidad del equipo } (w)) \times (3.414 \text{ Btu/h})$ | | | | |
| CONCEPTO | $^{\circ}N$ | Potencia de máquinas y equipo (w) | (<i>3.414 Btu/h</i>) | Btu/h |
| MOTORES | 0 | 0 | 3.414 | 0 |
| RESISTENCIAS ELEC* | 15 | 3000 | 3.414 | 153630 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 153630 |

*Las resistencias de 3000 W pertenecen a los tanques contenedores donde se mantiene el producto antes del proceso de encapsulado.

RESUMEN.

El calor total se obtiene sumando el calor sensible y el calor latente del sistema.

$$Q_t = Q_s + Q_l \quad \dots(12)$$

Donde:

Q_t = Calor Total (Btu/h)

Q_s = Calor Sensible (Btu/h)

Q_l = Calor Latente (Btu/h)

Por lo tanto, para el proceso de fabricación tenemos que:

| CUARTO | Qs (Btu/h) | Ql (Btu/h) | Qt (Btu/h) |
|----------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|
| Pasillo I | 23239 | 1400 | 24639 |
| Ordenes Surtidas | 8818 | 700 | 9518 |
| Fabricación de Gelatina I | 50217 | 700 | 50917 |
| Fabricación de Contenido I | 50305 | 700 | 51005 |
| Cuarto de Lavado | 9016 | 1400 | 10416 |
| Área de carritos Limpios | 7234 | 700 | 7934 |
| Cuarentena | 153630 | 700 | 154330 |
| TOTAL | 302,459 | 6,300 | 308,759 |

| | | |
|--------------------------------|---------------|----------------|
| Factor de seguridad 10% | 30,875 | 339,634 |
|--------------------------------|---------------|----------------|

Tabla 8.- Resultados del total de calor sensible y latente

Como podemos ver en la tabla de resultados 8 la cantidad de calor total que debemos vencer, es de 339,634 Btu/h, con este dato no podemos seleccionar aun la capacidad del serpentín de enfriamiento para la Unidad Manejadora de Aire (UMA 01) correspondiente al proceso de Fabricación, para esto, debemos tomar en cuenta las características termodinámicas del aire, tanto el calor sensible como el calor latente del aire de suministro.

III.2.2. Cálculo para la capacidad de enfriamiento del proceso de Fabricación

Para determinar La capacidad total debemos de tomar en cuenta cinco puntos importantes en el proceso de Enfriamiento-Deshumidificación (Deshumidificación por condensación), estos puntos se les conoce como “ puntos de estado” y los podemos ubicar en la carta Psicrométrica, o bien, podemos calcularlos por medio de ecuaciones ya establecidas; en esta Tesis se hará uso de estas dos herramientas.

Los puntos de estado para el proceso de Enfriamiento-Deshumidificación son:

- 1: Condiciones del aire en el exterior (ver Tabla 2)
- 2: Condiciones del aire en el interior de las áreas de Fabricación (ver Tabla 3)
- 3: Condiciones del aire a la entrada del serpentín, que es el resultado de la mezcla del aire exterior (toma de aire exterior) con el precedente del las áreas (retorno)
- 4: Temperatura de punto de rocío del serpentín (T_r), que podemos interpretar como la temperatura media de la superficie del serpentín.
- 5: Condiciones del aire a la salida del serpentín; este aire es el de suministro (AS)

La ecuación que nos da la capacidad de enfriamiento del serpentín de la UMA 01 es:

$$C_e = 4.5 \times AS(h_3 - h_5) \quad \dots(13)$$

Donde:

Ce = Capacidad total de Enfriamiento (Btu/h)

4.5 = De multiplicar; 0.075 lb/ft³ x 60 min (0.075 lb/ft³ es el peso específico del aire.)

AS = Aire de inyección o suministro tomado de las tablas de Balance de Flujo Volumétrico. Tabla 01,02 y 03 (CFM)

h₃ = Entalpia del estado 3

h₅ = Entalpia del estado 5

Antes de desarrollar esta ecuación, debemos obtener el Factor de Calor Sensible (FCSE) y la temperatura de estado 3 y 4.

El FCSE se determina por medio de:

$$FCSE = \frac{Q_s}{Q_s + Q_l} \quad \dots(14)$$

Donde:

FCSE = Factor de Calor Sensible (% ó decimal)

Q_s = Calor Sensible (Btu/h)(ver tabla de resultados 8)

Q_l = Calor Latente (Btu/h) (ver tabla de resultados 8)

Sustituyendo los datos obtenidos en la tabla 8 en la ecuación (14) tenemos que:

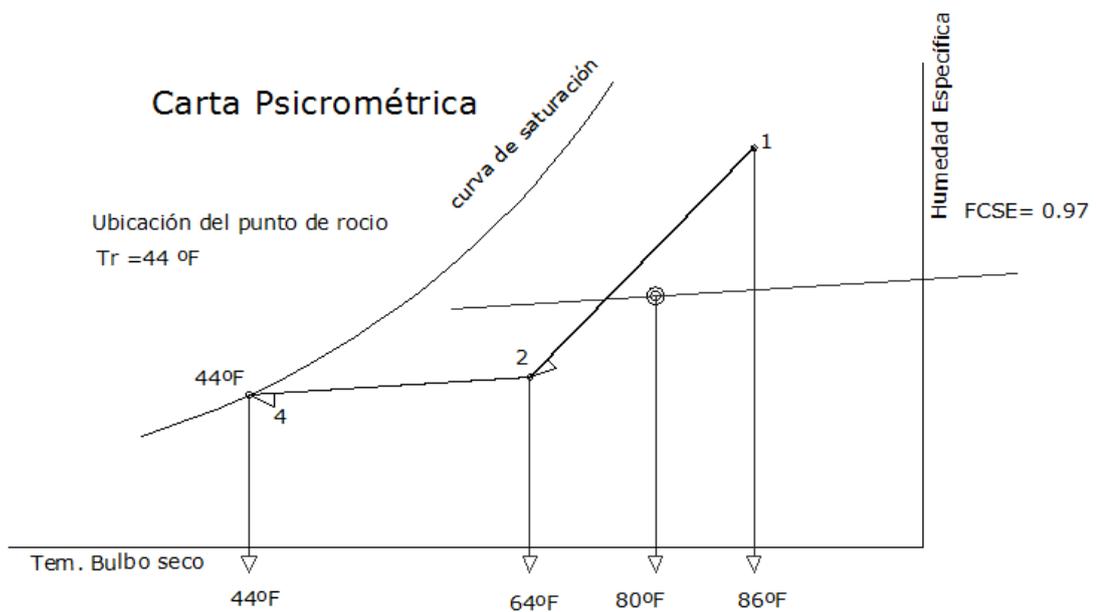
$$FCSE = \frac{302459}{302459 + 6300} = 0.97$$

Este valor se señala en la escala del factor sensible, situado a la derecha del diagrama (ver Diagrama 2), y se traza una recta que pase por el punto focal 80 °F

a 50% humedad relativa del diagrama Psicrométrico, a continuación se traza una línea paralela a esta, que pase por el punto de estado 2 (condiciones de las áreas de Fabricación) hasta cortar la curva de saturación, el punto de corte es el punto 4.

Esta recta que trazamos de 2 a 4 es la recta llamada “recta térmica efectiva del local”.

La vertical que baja desde el punto 4 nos da la temperatura de rocío, Tr



1. Condiciones exteriores de diseño
2. Condiciones interiores de diseño
4. Ubicación de la temperatura de rocío

Diagrama 2.- Ubicación del punto de rocío

Esto nos da un valor para el punto de rocío Tr de 44 °F.

La temperatura de estado T_3 la podemos obtener con la siguiente ecuación:

$$T_3 = \frac{(AR \times T_2) + (TAEX \times T_1)}{AS} \quad \dots(15)$$

Donde:

T_3 = Temperatura del punto de estado 3 de la mezcla de aire de retorno y de la toma de aire exterior ($^{\circ}$ F)

AS = Aire de inyección (CFM) (ver Tabla 7)

TAEX = Toma de aire exterior. (CFM) (ver Tabla 7)

T_1 = Temperatura de bulbo seco del exterior ($^{\circ}$ F) (ver Tabla 2)

T_2 = Temperatura de condiciones interiores ($^{\circ}$ F) (ver Tabla 3)

Sustituyendo la ecuación (15) tenemos que:

$$T_3 = \frac{(4841 \times 64.4) + (5231 \times 86)}{10072} = 75 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

La mezcla de la toma de aire exterior y el de retorno nos da una temperatura efectiva de 75 $^{\circ}$ F, a esta temperatura, entra el aire al serpentín de enfriamiento.

Para determinar el factor de by-pass del serpentín tenemos la ecuación:

$$f = \frac{ti - tm}{te - tm} \quad \dots(16)$$

Donde:

f = Factor de By-pass

ti = Temperatura interior de las áreas de Fabricación (ver Tabla 3)

te = Temperatura exterior (ver Tabla 2)

tm = Temperatura media del fluido que circula por el serpentín de enfriamiento con un valor de 45 $^{\circ}$ F

Sustituyendo esta ecuación (16)

$$f = \frac{64-45}{86-45} = 0.4, \text{ el factor de by-pass es } 0.4$$

Por lo tanto la temperatura de salida del serpentín t_5 estará dada por la siguiente ecuación.

$$T_5 = f (T_3 - Tr) + Tr \quad \dots(17)$$

Donde:

T_5 = Temperatura de salida del serpentín (°F)

f = Factor e by-pass del serpentín de enfriamiento.

T_3 = Temperatura del punto de estado 3 de la mezcla de retorno y de la toma de aire exterior (°F)

Tr = Temperatura del punto de rocío (°F)

Sustituyendo tenemos que:

$$T_5 = 0.4 (75 - 44) + 44 = 56 \text{ °F}$$

De la carta Psicrométrica podemos obtener las humedades específicas de los puntos de estado 3 y 5, así como sus respectivas entalpías, o también las podemos obtener con las ecuaciones:

$$h = Q_{vs} + Q_{vl} \quad \dots(18)$$

En donde:

h = Entalpia (Btu/lb)

Q_{vs} = Calor Sensible del aire de Suministro (AS) (Btu/h)

Q_{vl} = Calor latente del aire de Suministro (AS) (Btu/h)

Para determinar Qvs tenemos la ecuación:

$$Q_{vs} = (C_p)(T_3) \quad \dots(19)$$

Donde:

$C_p = 0.244 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F}$ Calor específico del aire.

$T_3 =$ Temperatura del punto de estado 3 de la mezcla de retorno y de la toma de aire exterior ($^\circ\text{F}$)

Y para Qvl, la ecuación será:

$$Q_{vl} = (W_e)(h_g) \quad \dots(20)$$

Donde:

$W_e =$ Humedad específica en lbw/lba.s.

$h_g =$ Entalpia del vapor saturado de las tablas de "Propiedades Termodinámicas del aire, agua y vapor de agua ²" (But/lb)

Para determinar la humedad específica W_e tenemos la ecuación:

$$W_e = 0.622 \frac{P_s HR}{P_B - P_s HR} \quad \dots(21)$$

Donde:

$W_e =$ Humedad específica (lb de agua/libras de aire seco)

$P_B =$ Presión Barométrica con valor de 22.827 in Hg

$P_s =$ Presión de saturación de agua y vapor de agua dato obtenido de las tablas "Propiedades Termodinámicas del aire, agua y vapor de agua ²" (in Hg)

$HR =$ Humedad Relativa del punto de estado 3

² "Tabla 3-1 Propiedades termodinámicas del aire agua y vapor de agua" Jennings B. H., Lewis S. R., Air conditioning and Refregiración. Editorial: Compañía Editorial S.A. 1ª Edición. México (1970) p. 68, 69, 70, 71, 72, 73, 75.

Sustituyendo la ecuación (21) para la obtener la humedad específica del punto de estado 3, a 75°F tenemos que:

$$We_3 = 0.622 \frac{0.8751 \times .60}{22.827 - (0.8751 \times .60)} = 0.01 \text{ lbw/lb a.s.}$$

Para transformar el resultado en gr/lb a.s. multiplicamos por 7,000 gr/lb a.s. y obtenemos 70.0 gr/lb a.s.

Para determinar Q_{vs} y Q_{vl} del punto de estado 3, sustituimos las ecuaciones (19) y (20):

$$Q_{vs3} = (0.244)(75) = 18 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{vl3} = (0.01)(1093.9) = 10.94 \text{ Btu/h}$$

Por lo tanto:

$$h_3 = 18 + 10.94 = 29 \text{ Btu/lb}$$

Realizando el mismo procedimiento para determinar la entalpia del punto de estado 5, a 56 °F tenemos que:

$$We_5 = 0.622 \frac{0.4518 \times .60}{22.827 - (0.4518 \times .60)} = 0.007 \text{ lbw/lba.s.}$$

Para determinar Q_{vs} y Q_{vl} del punto de estado 5 sustituimos de nuevo las ecuaciones (19) y (20):

$$Q_{vs5} = (0.244)(56) = 14 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{vl5} = (0.007)(1085.7) = 7.5 \text{ Btu/h}$$

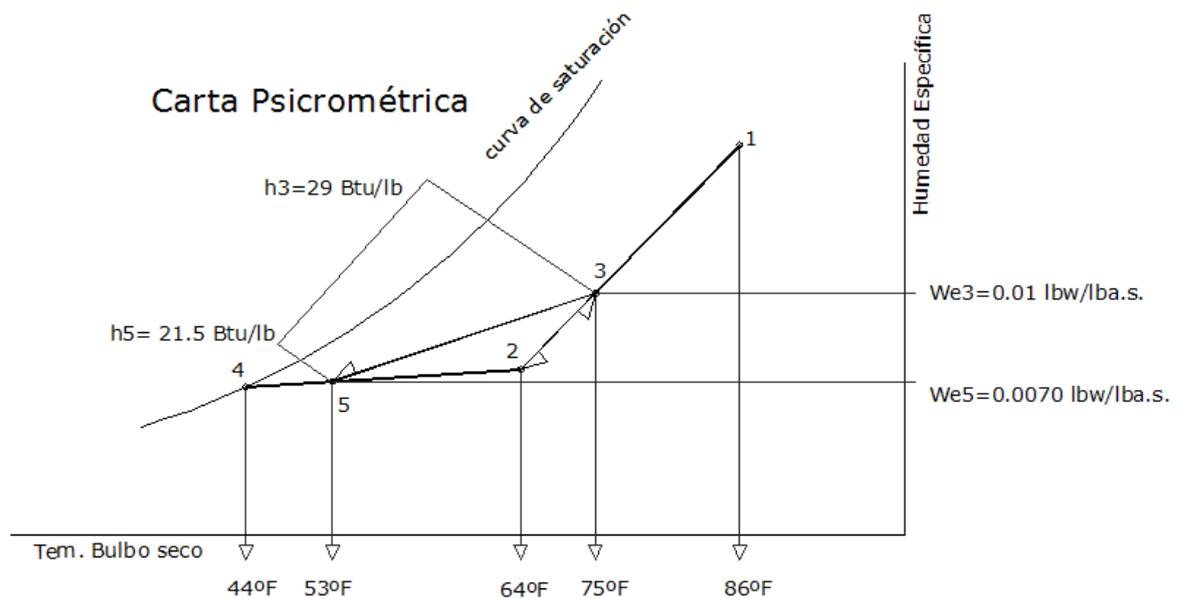
Por lo tanto:

$$h_5 = 14 + 7.5 = 21.5 \text{ Btu/lb}$$

Finalmente tenemos de la ecuación (13):

$$C_e = 4.5 \times 10072(29 - 21.5) = 339,930 \text{ Btu/h}$$

En la carta Psicrométrica podemos ver el proceso de Enfriamiento-Deshumidificación por condensación.



1. Condiciones exteriores de diseño
2. Condiciones interiores de diseño
3. Mezcla del aire de retorno y de la toma de aire exterior
4. Ubicación el punto de rocío
5. Condiciones del aire a la salida del serpentín de enfriamiento

Diagrama 3.- Proceso de Enfriamiento-Deshumidificación por condensación

Podemos observar de los cálculos realizados que la Carga Térmica total interna de enfriamiento, del proceso de Fabricación es de 339,634 Btu/h y para poderla

vencer requerimos de un equipo que posea una capacidad de enfriamiento de 339,930 Btu/h y que deshumidifique el aire de 0.01 lbw/lba.s., a 0.007 lbw/lba.s.

III.2.3. Carga interna de enfriamiento del proceso de Encapsulado

Para determinar la carga interna de Enfriamiento, podemos utilizar la “HOJA DE CARGA TERMICA”, como lo hicimos para el proceso de Fabricación sólo que tendríamos que adaptarla al proceso de Encapsulado.

HOJA DE CARGA TÉRMICA

| | | | | | |
|---------------------------|---|-------------------|------------------------|--------------|--------------|
| PROYECTO: | Sistema HVAC&R para las áreas de Encapsulado de Cápsulas de Gelatina Blanda | | | | |
| CLIENTE: | Laboratorio Farmacéutico. | DIRECCIÓN: | Iztapalapa México D.F. | | |
| ÁREA: | ENCAPSULADO | | CFM | | |
| UMA 02 ENCAPSULADO | FECHA: 24-04-2011 | AS: 5559 | AR:4248 | AE: 0 | CP: 0 |

CONDICIONES GENERALES DE PROYECTO

| TEM Bs. EXT. | TEM.Bh. EXT. | %H.R. EXT. | TEM. Bs. INT. | %H.R INT. | CAMBIOS/HORA |
|--------------|--------------|------------|----------------|-----------|--------------|
| 86 °F | 50 °F | 60% | 64.4 °F± 3.6°F | 25% ± 5% | MINIMOS 20 |

PARTIDA 1 TRANSMISIÓN POR BARRERAS

| PAREDES INTERIORES $Q = UA (to - ti)$ | | | | | |
|--|----|------|---------|-----------|-------------|
| CONCEPTO | °N | U | A (ft²) | (to - ti) | Btu/h |
| PARED N | 1 | 0.34 | 113 | 86-64=22 | 845 |
| PARED S | 1 | 0.34 | 169 | 86-64=22 | 1264 |
| PARED O | 1 | 0.34 | 182 | 86-64=22 | 1361 |
| PARED E | 1 | 0.34 | 223 | 86-64=22 | 1668 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 5138 |
| VIDRIOS $Q = UA (to - ti)$ | | | | | |
| VIDRIO N | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| VIDRIO S | 1 | 0.56 | 18.66 | 86-64=22 | 230 |
| VIDRIO O | 1 | 0.56 | 18.66 | 86-64=22 | 230 |
| VIDRIO E | 1 | 0.56 | 18.66 | 86-64=22 | 230 |

| TOTAL Calor Sensible | | | | | 390 |
|---|-----------|----------|----------------|--|--------------|
| PUERTAS $Q = UA (t_o - t_i)$ | | | | | |
| PUERTA N | 1 | 1.10 | 21 | 86-64=22 | 508 |
| PUERTA S | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| PUERTA O | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| PUERTA E | 2 | 1.10 | 21 | 86-64=22 | 508 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 1016 |
| TECHO A LA SOMBRA $Q = UA (t_o - t_i)$ | | | | | |
| CONCEPTO | °N | U | A (ft²) | (t_o - t_i) | Btu/h |
| TECHO | 1 | 0.46 | 677 | 86-64=22 | 6851 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 6851 |

PARTIDA 2 CALOR INTRODUCIDO CON LA INFILTRACIÓN DEL AIRE

| | | | | |
|--|--------------|----------|--|--------------|
| PAREDES INTERIORES $Q_{inf} = (0.018 \text{ Btu/ft}^2) (q) (t_o - t_i)$ | | | | |
| CONCEPTO | 0.018 | q | (t_o - t_i) | Btu/h |
| PUERTAS | 0.018 | 0 | 0 | 0 |
| VIDRIOS | 0.018 | 0 | 0 | 0 |
| PAREDES | 0.018 | 0 | 0 | 0 |
| TECHOS | 0.018 | 0 | 0 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 0 |

PARTIDA 3 CARGA DE CALOR GENERADA POR LOS OPERARIOS (SENSIBLE Y LATENTE)

| | | | |
|---|--------------------------|--|--------------|
| CALOR SENSIBLE $Q_s = (°N \text{ de Operarios}) \times (\text{Calor sensible ganado por persona})$ | | | |
| CONCEPTO | (°N de Operarios) | (Calor sensible ganado por persona) | Btu/h |
| OPERARIO | 2 | 300 | 600 |
| TOTAL Calor Sensible | | | 600 |
| CALOR LATENTE $Q_l = (°N \text{ de Operarios}) \times (\text{Calor ganado por persona})$ | | | |
| CONCEPTO | (°N de Operarios) | (Calor latente ganado por persona) | Btu/h |
| OPERARIO | 2 | 700 | 1400 |
| TOTAL Calor Latente | | | 1400 |

PARTIDA 4 CARGA DE CALOR GENERADA POR MAQUINARIA, EQUIPO Y ALUMBRADO

| ALUMBRADO $QLum = \sum N \text{ lámparas} \times \text{Capacidad del alumbrado (w)} \times (3.414 \text{ Btu/h})$ | | | | |
|--|----------|-----------------------------------|---------------|--------------|
| CONCEPTO | $\sum N$ | Potencia del alumbrado (w) | (3.414 Btu/h) | Btu/h |
| LAM. FLORESENTES | 9 | 32 | 3.414 | 983 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 983 |
| MAQUINARIA Y EQUIPO $Qm = \sum N \text{ equipos} \times \text{Capacidad del equipo (w)} \times (3.414 \text{ Btu/h})$ | | | | |
| CONCEPTO | $\sum N$ | Potencia de maquinas y equipo (w) | (3.414 Btu/h) | Btu/h |
| MOTORES | 10 | 373 | 3.414 | 12734 |
| RESISTENCIAS ELEC | 2 | 3000 | 3.414 | 20482 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 33216 |

HOJA DE CARGA TÉRMICA

| | | | | | |
|---------------------------|---|-------------------|------------------------|--------------|--------------|
| PROYECTO: | Sistema HVAC&R para las áreas de Encapsulado de Cápsulas de Gelatina Blanda | | | | |
| CLIENTE: | Laboratorio Farmacéutico. | DIRECCIÓN: | Iztapalapa México D.F. | | |
| ÁREA: | PRUEBAS FÍSICAS | | CFM | | |
| UMA 02 ENCAPSULADO | FECHA: 24-04-2011 | AS: 221 | AR:252 | AE: 0 | CP: 0 |

CONDICIONES GENERALES DE PROYECTO

| TEM Bs. EXT. | TEM.Bh. EXT. | %H.R. EXT. | TEM. Bs. INT. | %H.R INT. | CAMBIOS/HORA |
|--------------|--------------|------------|----------------|-----------|--------------|
| 86 °F | 50 °F | 60% | 64.4 °F± 3.6°F | 25% ± 5% | MINIMOS 20 |

PARTIDA 1 TRANSMISIÓN POR BARRERAS

| PAREDES INTERIORES $Q = UA (to - ti)$ | | | | | |
|--|----------|------|---------|-----------|-------------|
| CONCEPTO | $\sum N$ | U | A (ft²) | (to - ti) | Btu/h |
| PARED N | 1 | 0.34 | 53 | 86-64=22 | 396 |
| PARED S | 1 | 0.34 | 32 | 86-64=22 | 239 |
| PARED O | 1 | 0.34 | 61 | 86-64=22 | 456 |
| PARED E | 1 | 0.34 | 80 | 86-64=22 | 598 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 1689 |
| VIDRIOS $Q = UA (to - ti)$ | | | | | |
| VIDRIO N | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| VIDRIO S | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |

| | | | | | |
|---|-----------|----------|----------------|------------------|--------------|
| VIDRIO O | 1 | 0.56 | 18.66 | 86-64=22 | 230 |
| VIDRIO E | 0 | 0.56 | 0 | 0 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 230 |
| PUERTAS $Q = UA (to - ti)$ | | | | | |
| PUERTA N | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| PUERTA S | 1 | 1.10 | 21 | 86-64=22 | 508 |
| PUERTA O | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| PUERTA E | 0 | 1.10 | 0 | 0 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 508 |
| TECHO A LA SOMBRA $Q = UA (to - ti)$ | | | | | |
| CONCEPTO | °N | U | A (ft²) | (to - ti) | Btu/h |
| TECHO | 1 | 0.46 | 65 | 86-64=22 | 658 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 658 |

PARTIDA 2 CALOR INTRODUCIDO CON LA INFILTRACIÓN DEL AIRE

| | | | | | |
|--|--------------|----------|------------------|--------------|-----------|
| PAREDES INTERIORES $Q_{inf} = (0.018 \text{ Btu/ft}^2) (q) (to - ti)$ | | | | | |
| CONCEPTO | 0.018 | q | (to - ti) | Btu/h | |
| PUERTAS | 0.018 | 31 | 82-64=18 | 10 | |
| VIDRIOS | 0.018 | 0 | 0 | 0 | |
| PAREDES | 0.018 | 0 | 0 | 0 | |
| TECHOS | 0.018 | 0 | 0 | 0 | |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 10 |

PARTIDA 3 CARGA DE CALOR GENERADA POR LOS OPERARIOS (SENSIBLE Y LATENTE)

| | | | |
|--|--------------------------|--|--------------|
| CALOR SENSIBLE $Q_s = (^{\circ}N \text{ de Operarios}) \times (\text{Calor sensible ganado por persona})$ | | | |
| CONCEPTO | (°N de Operarios) | (Calor sensible ganado por persona) | Btu/h |
| OPERARIO | 1 | 300 | 300 |
| TOTAL Calor Sensible | | | 300 |
| CALOR LATENTE $Q_l = (^{\circ}N \text{ de Operarios}) \times (\text{Calor latente ganado por persona})$ | | | |
| CONCEPTO | (°N de Operarios) | (Calor latente ganado por persona) | Btu/h |
| OPERARIO | 1 | 700 | 700 |
| TOTAL Calor Latente | | | 700 |

PARTIDA 4 CARGA DE CALOR GENERADA POR MAQUINARIA, EQUIPO Y ALUMBRADO

| ALUMBRADO $Q_{Lum} = \sum N \text{ lámparas} \times \text{Capacidad del alumbrado (w)} \times (3.414 \text{ Btu/h})$ | | | | |
|---|----------|-----------------------------------|---------------|-------------|
| CONCEPTO | $\sum N$ | Potencia del alumbrado (w) | (3.414 Btu/h) | Btu/h |
| LAM. FLORESENTES | 1 | 32 | 3.414 | 109 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 109 |
| MAQUINARIA Y EQUIPO $Q_m = \sum N \text{ equipos} \times \text{Capacidad del equipo (w)} \times (3.414 \text{ Btu/h})$ | | | | |
| CONCEPTO | $\sum N$ | Potencia de maquinas y equipo (w) | (3.414 Btu/h) | Btu/h |
| MOTORES | 0 | 0 | 3.414 | 0 |
| DESINTEGRADOR | 1 | 300 | 3.414 | 1024 |
| COMPARADOR | 1 | 400 | 3.414 | 1365 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 2389 |

Por lo tanto, para el proceso de Encapsulado Tenemos que:

RESUMEN

| CUARTO | Qs (Btu/h) | Ql (Btu/h) | Qt (Btu/h) |
|--------------------------------|---------------|--------------|---------------|
| Encapsulado | 48194 | 1400 | 49594 |
| Pruebas Físicas | 5893 | 700 | 6593 |
| TOTAL | 54,077 | 2,100 | 56,177 |
| Factor de seguridad 10% | | 5,617 | 61,794 |

Tabla 9.-Resultados del total calor sensible y latente

III.2.4. Cálculo para la capacidad de enfriamiento del proceso de Encapsulado

Para el proceso de Encapsulado se debe tener un control de la humedad más exacto, para ello se propone integrar un equipo Deshumidificador y un serpentín de pre-enfriamiento en la toma exterior, esto nos dará dos etapas de Deshumidificación, la primera por enfriamiento y la segunda químicamente, (Imagen 10).



Imagen 10.- Deshumidificador de aire Marca MUNTERS.

El equipo deshumidificador que se recomienda es por medio de una rueda desecante de Silica Gel HCD-2250 con una capacidad nominal de remoción de vapor de agua de 60 libras por hora a 75° 50% HR, capaz de manejar un flujo de entre 1125 CFM y 4500 CFM donde la reactivación de la misma se realiza por

medio de aire caliente a 120° F de ahí la necesidad de un serpentín de pre-enfriamiento para compensar el calor ganado por la rueda desecante al reactivarse (ver Imagen 11).

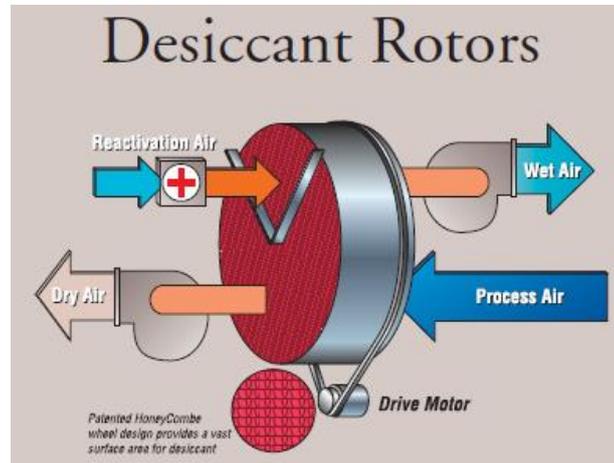


Imagen 11.- Proceso de secado de la rueda desecante.

Es necesario desviar parte del aire de retorno para hacerlo circular a través del equipo Deshumidificador.

También es recomendable instalar un serpentín de pre-enfriamiento en la toma de aire exterior para lograr condensar un poco de la humedad que lleva consigo el aire durante la época de lluvias, y así lograr que la rueda desecante tenga una larga vida de trabajo.

Para la elaboración de este análisis debemos identificar los puntos de estado que integran el sistema:

- 1: Condiciones del aire exterior.

2: Condiciones de pre-enfriamiento.

3: Condiciones del aire de retorno, procedente del aire de las áreas de Encapsulado.

4: Condiciones de la mezcla de aire de los puntos 2 y 3 a la entrada del Deshumidificador.

5: Condiciones del aire a la salida del Deshumidificador.

6: Condiciones del aire de retorno procedente de las áreas de Encapsulado, sin pasar por el deshumidificador.

7: Condiciones de la mezcla de aire de los puntos 5 y 6 a la entrada del serpentín de enfriamiento de la UMA 02.

8: Condiciones del aire a la salida del serpentín de enfriamiento de la UMA 02.

Para tener presente y con mayor claridad lo antes dicho se puede recurrir al Anexo 3 que se encuentra al final de esta tesis.

Para determinar la capacidad del serpentín de pre-enfriamiento debemos antes obtener los datos del calor sensible y calor latente del aire exterior, relacionándolo con el aire de retorno desviado hacia el deshumidificador.

La ecuación para el calor sensible es:

$$Q_s = (TAEX)(1.08)(t_e - t_i)(f) \quad \dots(22)$$

Donde:

Q_s= Calor sensible de aire proveniente del la toma de aire exterior (Btu/h)

TAEX= Toma de aire exterior (CFM) (ver Tabla 7)

$$1.08 = \text{Factor de conversión de la operación} \left[\frac{0.244 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}^{\circ}\text{F}} \times 60 \text{ min}}{13.5 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb}}} \right]$$

El calor específico del aire húmedo 0.244Btu/lb°F

Volumen específico del aire 13.5 ft³/lb

te = Temperatura de aire exterior °(F)

ti = Temperatura del aire de retorno procedente de las áreas de Encapsulado °(F)

f = Factor de by-pass.

Sustituyendo esta ecuación (16)

$$f = \frac{64-45}{86-45} = 0.4, \text{ el factor de by -pass es } 0.4$$

La ecuación para determinar e calor latente es:

$$Ql = 0.685(TAEX)(Weo - Wei)(f) \quad \dots(23)$$

Ql= Calor latente del aire proveniente del la toma de aire exterior (Btu/h)

TAEX = Toma de aire exterior (CFM) (ver Tabla 7)

$$0.685 = \text{Factor de conversión de la operación} \left[\frac{60}{13.5 \text{ft}^3/\text{lb}} \times \frac{1}{7000 \frac{\text{gr}}{\text{lba.s.}}} \right] \times 1076 \text{ Btu/hr}$$

1lbw/lba.s. = 7000 gr/lbs.a.

El volumen específico del aire es 13.5 ft³/lb

1076 But/hr = Calor latente de condensado

Weo = Humedad específica de del aire exterior (gr/lba.s.)

Wei = Humedad específica de del aire de retorno (gr/lba.s.)

Sustituyendo la ecuación (22) tenemos:

$$Q_s = (1280)(1.08)(86 - 64.4)(0.4) = 12,165 \text{ Btu/hr}$$

Para determinar las humedades específicas y utilizando las tablas de "Propiedades termodinámicas del aire, agua y vapor de agua" a 86 °F y 64°F respectivamente; sustituimos la ecuación (21).

$$W_{e0} = 0.622 \frac{1.2530 \times .60}{22.827 - (1.2530 \times .60)} = 0.021 \times 7000 \text{ gr/lba.s} = 147 \text{ gr/lba.s.}$$

$$W_{e1} = 0.622 \frac{0.6007 \times .25}{22.827 - (0.6007 \times .25)} = 0.0041 \times 7000 \text{ gr/lba.s.} = 29 \text{ gr/lba.s.}$$

Determinados los valores de las humedades específicas, y sustituyendo la ecuación (23) determinamos el calor latente:

$$Q_l = 0.685(1280)(147 - 29)(0.4) = 41,384 \text{ Btu/h}$$

Tenemos que, de la ecuación (12) el calor total es:

$$Q_t = 12165 + 41384 = 53,549 \text{ Btu/h}$$

El FCSE lo obtenemos de la ecuación (14):

$$\text{FCSE} = \frac{12165}{12165 + 41384} = 0.22$$

Con el valor de 0.22, en la carta Psicrométrica obtenemos la temperatura de rocío de Tr de 45°F, para este caso utilizamos el mismo factor de by-pass de 0.4.

Con la ecuación (17) obtenemos la temperatura a la salida del serpentín de pre-enfriamiento T_2 .

$$T_2 = 0.4 (86 - 45) + 45 = 61^\circ\text{F}$$

La temperatura de la mezcla en el punto de estado 4 la obtenemos sustituyendo la ecuación (15).

$$T_4 = \frac{(4500 \times 64.4) + (1280 \times 61)}{5780} = 63^\circ\text{F}$$

Teniendo la mezcla a 63°F y 35% de humedad relativa, determinamos su humedad específica de la carta Psicrométrica la cual nos da un valor de 0.005 lbw/lba.s.

Ubicando el punto de estado 5 en la carta Psicrométrica a una temperatura de 120°F que es la temperatura de trabajo del equipo deshumidificador, con una humedad relativa de 2% según las especificaciones del equipo, obtenemos la humedad específica.

$$W_{e5} = 0.622 \frac{3.4477 \times .02}{22.827 - (3.4477 \times .02)} = 0.001 \text{ lbw/lba.s.}$$

El valor de 3.4477 in Hg, se lee de las Tablas "Propiedades termodinámicas del aire, agua y vapor de agua ³" a 120°F .

³ "Tabla 3-1 Propiedades termodinámicas del aire agua y vapor de agua" Jennings B. H., Lewis S. R., Air conditioning and Refregiración. Editorial: Compañía Editorial S.A. 1ª Edición. México (1970) p. 68, 69, 70, 71, 72, 73, 75.

Conocer la cantidad de vapor de agua que removerá en cada hora de operación, es muy importantes ya que con este dato seleccionaremos el equipo apropiado con la capacidad indicada para el proceso de Deshumidificación. Recordando que, 1050Btu/h equivalen a 1lb/hr podemos determinar lo siguiente:

$$V_v = \frac{Q_t \times 1 \text{ lb/hr}}{1050 \text{ Btu/h}} \quad \dots(24)$$

Donde:

V_v = Cantidad de humedad removida en cada hora de operación (lb/hr)

Q_t = Calor total tomado de la carga térmica interior.(Btu/h)
(ver Tabla 9)

Sustituyendo la ecuación (24) tenemos que:

$$V_v = \frac{61794 \times 1 \text{ lb/hr}}{1050 \text{ Btu/h}} = 58 \text{ lb/hr}$$

Con este resultado seleccionamos el equipo deshumidificador y como ya aviamos mencionado antes el equipo recomendable es el HCD-2250 de la marca MUNTERS, si hacemos la relación en la cual sabemos que la capacidad de remoción de humedad del equipo es de 60lb/hr (dato proporcionado de los catálogos del fabricante) a 2250 CFM, como nuestros cálculos nos la cantidad de 58 lb/hr, podemos hacer la relación:

$$\frac{58 \text{ lb/hr} \times 2250 \text{ CFM}}{60 \text{ lb/hr}} = 2175 \text{ CFM}$$

Ya que el aire de retorno total es de 4500 CFM podemos obtener la cantidad de aire retornado que no pasa por el deshumidificador, la cual es de 2325 CFM.

El punto de estado 6 tiene las mismas características que el punto de estado 3, por ser aire de retorno procedente del las áreas de Encapsulado, sólo que esta cantidad de aire no pasa por el deshumidificador, sino que ingresa directamente a la UMA 02.

El punto de estado 7 es la mezcla que se obtiene del aire procedente del Deshumidificador y del aire de retorno precedente de el área de encapsulado. Este punto de estado 7 lo podemos calcular utilizando la ecuación (15), sólo que tenemos que adaptarla a las condiciones de salida del deshumidificador.

Por lo tanto tenemos que:

$$T_7 = \frac{(2325 \times T_5) + (2175 \times T_3)}{AS}$$

Donde:

T_7 = Temperatura del punto de estado 7 de la mezcla de aire de retorno y a la salida del Deshumidificador (°F)

AS= Aire de suministro (CFM) (ver Tabla 7)

T_5 = Temperatura del punto de estado 5

T_3 = Temperatura del punto de estado 3

2325 CFM = Cantidad de aire procedente de las áreas de retorno

2175 CFM = Cantidad de aire procedente del deshumidificador.

Sustituyendo la ecuación (15) tenemos que:

$$T_7 = \frac{(2325 \times 120) + (2175 \times 64)}{5780} = 72^\circ\text{F}$$

Sustituyendo la ecuación (22) determinamos la capacidad del serpentín de enfriamiento de la UMA 02, el cual sólo proporciona un enfriamiento sensible, la temperatura de estado 8 será de 45° F ya que es la temperatura media del fluido que pasa por el serpentín de enfriamiento (ver Diagrama 4).

El factor de by-pass tiene un valor de 1 ya que el aire ha sido deshumidificado.

$$Q_s = (5780)(1.08)(72 - 45)(1) = 168,544 \text{ Btu/h}$$

1. Condiciones exteriores de diseño
2. Condiciones de pre-enfriamiento
3. Condiciones interiores de diseño
4. Mezcla de aire de retorno y del aire proveniente del pre-enfriamiento
5. Condiciones del aire a la salida del deshumidificador
6. Condiciones interiores de diseño
7. Mezcla de aire de retorno con el aire procedente del deshumidificador
8. Enfriamiento sensible

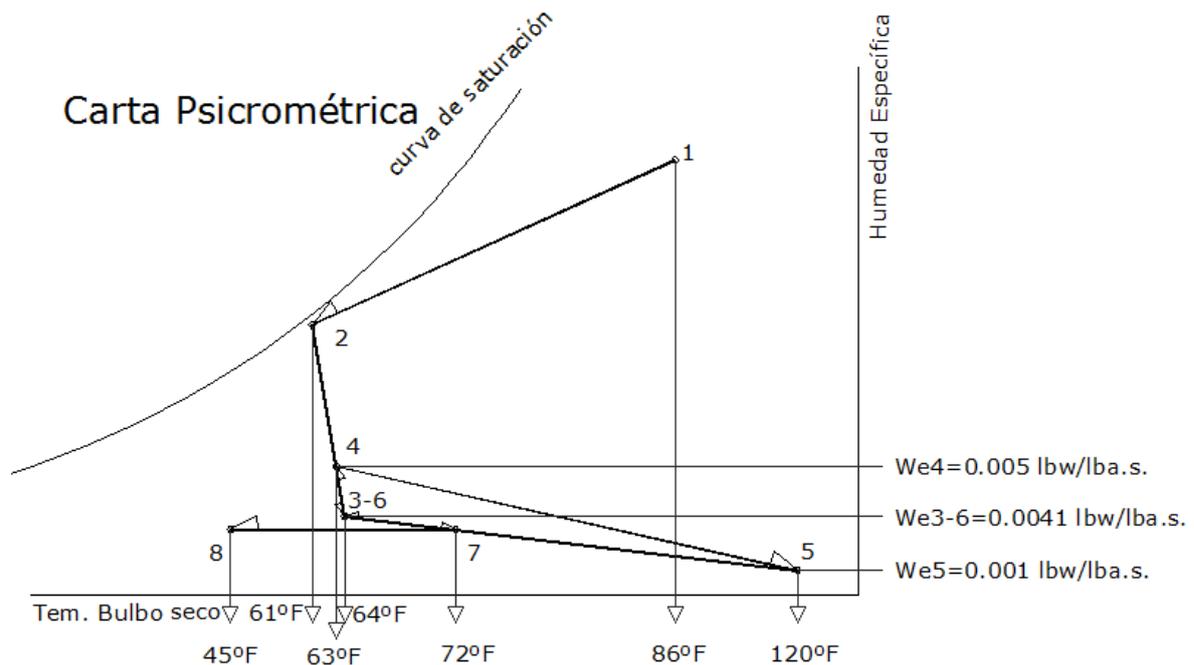


Diagrama 4.- Proceso de Enfriamiento-Deshumidificación con equipo deshumidificador.

III.2.5. Carga de interna de calefacción y enfriamiento para el proceso Secado

De la misma manera que nos auxiliamos de una hoja de carga térmica, lo podemos hacer generando una “HOJA DE CARGA DE CALEFACCIÓN” en la cual podemos indicar las diferentes partidas a calcular para el proceso de Secado.

Las partidas principales son:

Partida 1.- Pérdidas de calor a través de barreras sin aislante termico, tales como paredes, puertas, ventanas, cielos falsos, pisos y divisiones, causados por las diferentes temperaturas que se tienen en los dos lados de la barrera.

Partida 2.- Aire frío introducido con la infiltración de aire

Partida 3.- Calor latente de evaporización del agua contenida en el producto

Nota: Utilizar Tablas 1-1, 1-2, 1-3, 1-4, 1-5, que se encuentran al final de esta tesis.

De la *Partida 1* referente a las pérdidas de calor a través de barreras tenemos la ecuación.

$$Qg = UgAg (ti - to) \quad \dots(25)$$

Donde:

Qg = Calor ganado a través de barreras (Btu)

Ug = Coeficiente de transmisión de calor (Btu)

Ag = Área neta de pared, puerta, ventana, cielo falso, piso y divisiones según se esté analizando (ft²)

to = temperatura de las áreas aledañas (°F)

ti = temperatura interior del cuarto analizado. (°F)

Para calcular la *Partida 2* tenemos la ecuación (26):

$$Qinf = (0.018 \text{ Btu/ft}^2) (q) (ti - to) \quad \dots(26)$$

Donde:

Q_{inf} = Calor ganado por infiltraciones (Btu)

$0.018 \text{ Btu/ft}^3 = 0.244 \text{ Btu/lb}^\circ\text{F} \times 0.075 \text{ lb/ft}^3$ (0.075 lb/ft³ es el peso específico del Aire y 0.244 Btu/lb^{°F}, es el calor específico delo aire).

q = Aire infiltrado (INF +) (CFM)

t_i = Temperatura interior del cuarto analizado (°F)

t_o = Temperatura de las áreas aledañas (°F)

Para determinar la *Partida 3* es necesario conocer la cantidad de agua contenida en las cápsulas de Gelatina blanda, para esto, debemos investigar la formulación de la mezcla de dicho producto, ya que sabremos con certeza el porcentaje de agua que se utiliza y que tendremos que remover de las cápsulas en los cuartos de secado.

Si no tenemos la información completa a la mano podemos hacer el siguiente análisis: Como el tanque de fabricación es de 200Litros, y el operador nos indica que utiliza para la fabricación de Gelatina 36.6 % de agua purificada, determinamos que la cantidad de agua utilizada es de 73 litros (usando regla de tres), esto equivale a 160 lb, tomando en cuenta que para que cambie de fase 1lb de agua a 77°F se necesitan 379 Btu/lb, sabiendo esto, podemos realizar nuestras operaciones.

$$Q_{lv} = m \times H \quad \dots(27)$$

Donde :

Q_{lv} = Calor latente contenido en un lote de cápsulas de gelatina blanda.

m = Cantidad de agua necesaria para la mezcla de producto.(lb)

H = Energía necesaria para cambiar de fase 1 lb de agua a 77°F, con un valor de 379 Btu/lb.

Es importante tomar en cuenta el aislamiento de poliuretano (hule espuma) que existe entre las paredes y techo para impedir que haya flujo de calor de un área a otra, y que sólo se encuentra en los cuartos de secado.

HOJA DE CARGA DE CALEFACCIÓN

| | | | | | |
|----------------------|---|-------------------|------------------------|--------------|--------------|
| PROYECTO: | Sistema HVAC&R para las áreas de Encapsulado de Cápsulas de Gelatina Blanda | | | | |
| CLIENTE: | Laboratorio Farmacéutico. | DIRECCIÓN: | Iztapalapa México D.F. | | |
| ÁREA: | SECADO I | | CFM | | |
| UMA 03 SECADO | FECHA: 24-04-2011 | AS: 4764 | AR:4085 | AE: 0 | CP: 0 |

CONDICIONES GENERALES DE PROYECTO

| TEM Bs. EXT. | TEM.Bh. EXT. | %H.R. EXT. | TEM. Bs. INT. | %H.R INT. | CAMBIOS/HORA |
|--------------|--------------|------------|---------------|-----------|--------------|
| 86 °F | 50 °F | 60% | 77°F± 9°F | 25% ± 5% | MINIMOS 20 |

PARTIDA 1 PERDIDAS DE CALOR POR BARRERAS

| PAREDES INTERIORES $Qg = UgAg (ti - to)$ | | | | | |
|---|----|------|---------|-----------|------------|
| CONCEPTO | °N | U | A (ft²) | (to - ti) | Btu/h |
| PARED N | 1 | 0.15 | 134 | 77-64= 13 | 261 |
| PARED S | 1 | 0.15 | 134 | 77-64=13 | 261 |
| PARED O | 1 | 0.15 | 75 | 77-64=13 | 146 |
| PARED E | 1 | 0.15 | 117 | 77-64=13 | 228 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 896 |
| VIDRIOS $Qg = UgAg (ti - to)$ | | | | | |
| VIDRIO N | 0 | 0.56 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| VIDRIO S | 0 | 0.56 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| VIDRIO O | 0 | 0.56 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| VIDRIO E | 0 | 0.56 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 0 |
| PUERTAS $Qg = UgAg (ti - to)$ | | | | | |
| PUERTA N | 0 | 0.61 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| PUERTA S | 0 | 0.61 | 0 | 77-64=13 | 0 |

| | | | | | |
|--|-----------|----------|----------------|------------------|--------------|
| PUERTA O | 2 | 0.61 | 21 | 77-64=13 | 333 |
| PUERTA E | 0 | 0.61 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 333 |
| TECHO A LA SOMBRA $Qg = UgAg (ti - to)$ | | | | | |
| CONCEPTO | °N | U | A (ft²) | (to - ti) | Btu/h |
| TECHO | 1 | 0.12 | 234 | 77-64= 13 | 365 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 365 |

PARTIDA 2 CALOR INTRODUCIDO CON LA INFILTRACIÓN DEL AIRE

| | | | | | |
|---|--------------|----------|------------------|--------------|----------|
| PAREDES INTERIORES $Qinf = (0.018 \text{ Btu/ft}^2) (q) (ti - to)$ | | | | | |
| CONCEPTO | 0.018 | q | (to - ti) | Btu/h | |
| PUERTAS | 0.018 | 0 | 77-64=13 | 0 | |
| VIDRIOS | 0.018 | 0 | 77-64=13 | 0 | |
| PAREDES | 0.018 | 0 | 77-64=13 | 0 | |
| TECHOS | 0.018 | 0 | 77-64=13 | 0 | |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 0 |

PARTIDA 3 CALOR LATENTE DE VAPORIZACIÓN

| | | | |
|---|-----------|----------|--------------|
| CALOR LARENTE DEL PRODUCTO $Qlv = °m \times H$ | | | |
| CONCEPTO | °m | H | Btu/h |
| GELATINA | 160 | 379 | 60640 |
| TOTAL Calor latente | | | 60640 |

HOJA DE CARGA DE CALEFACCIÓN

| | | | | | |
|----------------------|---|-------------------|------------------------|--------------|--------------|
| PROYECTO: | Sistema HVAC&R para las áreas de Encapsulado de Cápsulas de Gelatina Blanda | | | | |
| CLIENTE: | Laboratorio Farmacéutico. | DIRECCIÓN: | Iztapalapa México D.F. | | |
| ÁREA: | SECADO II | | CFM | | |
| UMA 03 SECADO | FECHA: 24-04-2011 | AS: 4764 | AR:4085 | AE: 0 | CP: 0 |

CONDICIONES GENERALES DE PROYECTO

| | | | | | |
|--------------|--------------|------------|---------------|-----------|--------------|
| TEM Bs. EXT. | TEM.Bh. EXT. | %H.R. EXT. | TEM. Bs. INT. | %H.R INT. | CAMBIOS/HORA |
| 86 °F | 50 °F | 60% | 77°F± 9°F | 25% ± 5% | MINIMOS 20 |

PARTIDA 1 PERDIDAS DE CALOR POR BARRERAS

| PAREDES INTERIORES $Qg = UgAg (ti - to)$ | | | | | |
|---|----|------|---------|-----------|------------|
| CONCEPTO | °N | U | A (ft²) | (to - ti) | Btu/h |
| PARED N | 1 | 0.15 | 134 | 77-64= 13 | 261 |
| PARED S | 1 | 0.15 | 134 | 77-64=13 | 261 |
| PARED O | 1 | 0.15 | 75 | 77-64=13 | 146 |
| PARED E | 1 | 0.15 | 117 | 77-64=13 | 228 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 896 |
| VIDRIOS $Qg = UgAg (ti - to)$ | | | | | |
| VIDRIO N | 0 | 0.56 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| VIDRIO S | 0 | 0.56 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| VIDRIO O | 0 | 0.56 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| VIDRIO E | 0 | 0.56 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 0 |
| PUERTAS $Qg = UgAg (ti - to)$ | | | | | |
| PUERTA N | 0 | 0.61 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| PUERTA S | 0 | 0.61 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| PUERTA O | 2 | 0.61 | 21 | 77-64=13 | 333 |
| PUERTA E | 0 | 0.61 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 333 |
| TECHO A LA SOMBRA $Qg = UgAg (ti - to)$ | | | | | |
| CONCEPTO | °N | U | A (ft²) | (to - ti) | Btu/h |
| TECHO | 1 | 0.12 | 234 | 77-64= 13 | 365 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 365 |

PARTIDA 2 CALOR INTRODUCIDO CON LA INFILTRACIÓN DEL AIRE

| PAREDES INTERIORES | | $Q_{inf} = (0.018 \text{ Btu/ft}^2) (q) (t_i - t_o)$ | | |
|-----------------------------|--------------|--|---------------------------------|--------------|
| CONCEPTO | 0.018 | q | ($t_o - t_i$) | Btu/h |
| PUERTAS | 0.018 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| VIDRIOS | 0.018 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| PAREDES | 0.018 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| TECHOS | 0.018 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 0 |

PARTIDA 3 CALOR LATENTE DE VAPORIZACIÓN

| CALOR LATENTE DEL PRODUCTO | | $Q_{lv} = \rho m \times H$ | |
|-----------------------------------|----------------------------|----------------------------|--------------|
| CONCEPTO | ρm | H | Btu/h |
| GELATINA | 160 | 379 | 60640 |
| TOTAL Calor latente | | | 60640 |

HOJA DE CARGA DE CALEFACCIÓN

| | | | | | |
|----------------------|---|-------------------|------------------------|---------------|--------------|
| PROYECTO: | Sistema HVAC&R para las áreas de Encapsulado de Cápsulas de Gelatina Blanda | | | | |
| CLIENTE: | Laboratorio Farmacéutico. | DIRECCIÓN: | Iztapalapa México D.F. | | |
| ÁREA: | REVISIÓN | | CFM | | |
| UMA 03 SECADO | FECHA: 24-04-2011 | | AS: 1287 | AR:923 | AE: 0 |
| | | | | | CP: 0 |

CONDICIONES GENERALES DE PROYECTO

| TEM Bs. EXT. | TEM.Bh. EXT. | %H.R. EXT. | TEM. Bs. INT. | %H.R INT. | CAMBIOS/HORA |
|--------------|--------------|------------|---------------|-----------|--------------|
| 86 °F | 50 °F | 60% | 77°F± 9°F | 25% ± 5% | MINIMOS 20 |

PARTIDA 1 PERDIDAS DE CALOR POR BARRERAS

| PAREDES INTERIORES | | $Q_g = U_g A_g (t_i - t_o)$ | | | |
|---------------------------|----------------------------|-----------------------------|---------------------------|---------------------------------|--------------|
| CONCEPTO | ρN | U | A (ft²) | ($t_o - t_i$) | Btu/h |
| PARED N | 1 | 0.15 | 169 | 77-64= 13 | 329 |
| PARED S | 1 | 0.15 | 167 | 77-64=13 | 325 |

| | | | | | |
|--|-----------|----------|----------------|------------------|--------------|
| PARED O | 1 | 0.15 | 117 | 77-64=13 | 228 |
| PARED E | 1 | 0.15 | 75 | 77-64=13 | 146 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 128 |
| VIDRIOS $Qg = UgAg (ti - to)$ | | | | | |
| VIDRIO N | 1 | 0.56 | 18.66 | 77-64=13 | 135 |
| VIDRIO S | 0 | 0.56 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| VIDRIO O | 0 | 0.56 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| VIDRIO E | 0 | 0.56 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 135 |
| PUERTAS $Qg = UgAg (ti - to)$ | | | | | |
| PUERTA N | 0 | 0.61 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| PUERTA S | 0 | 0.61 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| PUERTA O | 0 | 0.61 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| PUERTA E | 2 | 0.61 | 21 | 77-64=13 | 333 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 333 |
| TECHO A LA SOMBRA $Qg = UgAg (ti - to)$ | | | | | |
| CONCEPTO | °N | U | A (ft²) | (to - ti) | Btu/h |
| TECHO | 1 | 0.12 | 234 | 77-64= 13 | 365 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 365 |

PARTIDA 2 CALOR INTRODUCIDO CON LA INFILTRACIÓN DEL AIRE

| | | | | | |
|---|--------------|----------|------------------|--------------|----------|
| PAREDES INTERIORES $Qinf = (0.018 \text{ Btu/ft}^2) (q) (ti - to)$ | | | | | |
| CONCEPTO | 0.018 | q | (to - ti) | Btu/h | |
| PUERTAS | 0.018 | 0 | 77-64=13 | 0 | |
| VIDRIOS | 0.018 | 0 | 77-64=13 | 0 | |
| PAREDES | 0.018 | 0 | 77-64=13 | 0 | |
| TECHOS | 0.018 | 0 | 77-64=13 | 0 | |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 0 |

HOJA DE CARGA DE CALEFACCIÓN

| | | | | | |
|----------------------|---|-------------------|------------------------|--------------|--------------|
| PROYECTO: | Sistema HVAC&R para las áreas de Encapsulado de Cápsulas de Gelatina Blanda | | | | |
| CLIENTE: | Laboratorio Farmacéutico. | DIRECCIÓN: | Iztapalapa México D.F. | | |
| ÁREA: | ESCLUSA I | | CFM | | |
| UMA 03 SECADO | FECHA: 24-04-2011 | AS: 529 | AR:979 | AE: 0 | CP: 0 |

CONDICIONES GENERALES DE PROYECTO

| | | | | | |
|--------------|--------------|------------|---------------|-----------|--------------|
| TEM Bs. EXT. | TEM.Bh. EXT. | %H.R. EXT. | TEM. Bs. INT. | %H.R INT. | CAMBIOS/HORA |
| 86 °F | 50 °F | 60% | 77°F± 9°F | 25% ± 5% | MINIMOS 20 |

PARTIDA 1 PERDIDAS DE CALOR POR BARRERAS

| PAREDES INTERIORES $Qg = UgAg (ti - to)$ | | | | | |
|---|----|------|----------------------|-----------|------------|
| CONCEPTO | °N | U | A (ft ²) | (to - ti) | Btu/h |
| PARED N | 1 | 0.15 | 32 | 77-64= 13 | 62 |
| PARED S | 1 | 0.15 | 32 | 77-64=13 | 62 |
| PARED O | 1 | 0.15 | 242 | 77-64=13 | 471 |
| PARED E | 1 | 0.15 | 158 | 77-64=13 | 308 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 903 |
| VIDRIOS $Qg = UgAg (ti - to)$ | | | | | |
| VIDRIO N | 0 | 0.56 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| VIDRIO S | 0 | 0.56 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| VIDRIO O | 0 | 0.56 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| VIDRIO E | 0 | 0.56 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 0 |
| PUERTAS $Qg = UgAg (ti - to)$ | | | | | |
| PUERTA N | 0 | 0.61 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| PUERTA S | 0 | 0.61 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| PUERTA O | 0 | 0.61 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| PUERTA E | 4 | 0.61 | 21 | 77-64=13 | 666 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 666 |
| TECHO A LA SOMBRA $Qg = UgAg (ti - to)$ | | | | | |
| CONCEPTO | °N | U | A (ft ²) | (to - ti) | Btu/h |
| TECHO | 1 | 0.12 | 234 | 77-64= 13 | 193 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | | 193 |

PARTIDA 2 CALOR INTRODUCIDO CON LA INFILTRACIÓN DEL AIRE

| PAREDES INTERIORES | | <i>Q_{inf} = (0.018 Btu/ft²) (q) (t_i - t_o)</i> | | |
|-----------------------------|--------------|---|--|--------------|
| CONCEPTO | 0.018 | q | (t_o - t_i) | Btu/h |
| PUERTAS | 0.018 | 874 | 77-64=13 | 204 |
| VIDRIOS | 0.018 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| PAREDES | 0.018 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| TECHOS | 0.018 | 0 | 77-64=13 | 0 |
| TOTAL Calor Sensible | | | | 204 |

RESUMEN

| CUARTO | Q_s (Btu/h) | Q_l (Btu/h) | Q_t (Btu/h) |
|--------------------------------|------------------------------|------------------------------|-------------------------------|
| Secado I | 1594 | 60640 | 1594 |
| Secado II | 1594 | 60640 | 1594 |
| Revisión | 961 | 0 | 961 |
| Esclusa I | 1966 | 0 | 1966 |
| TOTAL | 6,115 | 121,280 | 127,395 |
| Factor de seguridad 10% | | 12,739 | 140,134 |

Tabla 10.- Resultados del total de calor sensible y latente

La cantidad que acabamos de obtener nos indica la cantidad de energía que se pierde a través de la estructura y el calor latente que está contenido en las cápsulas de Gelatina.

III.2.6. Cálculo para la capacidad de Calefacción y Enfriamiento para el proceso de Secado

Al igual que el proceso de encapsulado, para las áreas de secado se tienen que calcular los siguientes puntos de estado:

- 1: Condiciones del aire exterior.
- 2: Condiciones de pre-enfriamiento.
- 3: Condiciones del aire de retorno, procedente del aire de las áreas de Encapsulado.
- 4: Condiciones de la mezcla de aire de los puntos 2 y 3 a la entrada del Deshumidificador.
- 5: Condiciones del aire a la salida del Deshumidificador.
- 6: Condiciones del aire de retorno procedente del la áreas de encapsulado, sin pasar por el deshumidificador.
- 7: Condiciones de la mezcla de aire de los puntos 5 y 6 a la entrada del serpentín de enfriamiento de la UMA 03.
- 8: Condiciones del aire a la salida del serpentín de enfriamiento de la UMA 02.
- 9: Condiciones a la salida de de las resistencias eléctricas.

Para calcular estos puntos de estado seguiremos el mismo procedimiento del proceso anterior:

Las condiciones exteriores las podemos obtener de la tabla 2.

Las condiciones del punto de estado 2 las obtendremos sustituyendo la ecuación (22), sólo que antes debemos determinar el factor de by-pass con la ecuación (16).

$$f = \frac{77-45}{86-45} = 0.8, \text{ el factor de by-pass es } 0.8$$

$$Q_s = (1272)(1.08)(86 - 77)(0.8) = 9,891 \text{ Btu/h}$$

Para determinar las humedades específicas y utilizando las tablas de "Propiedades termodinámicas del aire, agua y vapor de agua" a 86 °F y 77°F respectivamente; sustituimos la ecuación (21).

$$W_{e0} = 0.622 \frac{1.2530 \times .60}{22.827 - (1.2530 \times .60)} = 0.021 \times 7000 \text{ gr/lb} = 147 \text{ gr/lb}$$

$$W_{e1} = 0.622 \frac{0.9352 \times .25}{22.827 - (0.9352 \times .25)} = 0.0064 \times 7000 \text{ gr/lb} = 44.8 \text{ gr/lb.}$$

Determinados los valores de las humedades específicas, y sustituyendo la ecuación (23) determinamos el calor latente:

$$Q_l = 0.685(1272)(147 - 44.8)(0.8) = 71,239 \text{ Btu/h}$$

Tenemos que, de la ecuación (12) el calor total es:

$$Q_t = 9891 + 71239 = 81,130 \text{ Btu/h}$$

El FCSE lo obtenemos de la ecuación (14):

$$\text{FCSE} = \frac{9891}{9891 + 71239} = 0.12$$

Con el valor de 0.12, en la carta psicrométrica obtenemos la temperatura de rocío de tr de 45°F.

Sustituyendo la ecuación (17) obtenemos la temperatura a la salida del serpentín de pre-enfriamiento T₂. Utilizando el mismo factor de by-pass de 0.4 tenemos:

$$T_2 = 0.4 (86 - 45) + 45 = 61^\circ\text{F}$$

Las condiciones de estado del punto 3 las tomamos de la tabla 3.

Para determinar las condiciones correspondientes al punto de estado 4 sustituimos la ecuación (15)

$$T_4 = \frac{(10072 \times 77) + (1272 \times 61)}{11344} = 75^\circ\text{F}$$

De la carta psicrométrica vemos que la mezcla a 75°F y 27% de humedad relativa, tiene una humedad específica de 0.0052 lbw/lba.s.

La temperatura del punto de estado 5 la obtenemos también de la carta Psicrométrica, a una temperatura de 120 °F y nos da una humedad relativa de 2%; la humedad específica la calculamos con la ecuación (21):

$$W_{e5} = 0.622 \frac{3.4477 \times .02}{22.827 - (3.4477 \times .02)} = 0.001 \text{ lbw/lba.s.}$$

Conocer la cantidad de vapor de agua que removerá en cada hora de operación, es muy importante ya que con este dato seleccionaremos el equipo apropiado con la capacidad indicada para el proceso de Deshumidificación.

Recordando que, 1050Btu/h equivalen a 1lb/hr podemos determinar lo siguiente:
Sustituyendo la ecuación (24) tenemos que:

$$Vv = \frac{140,134 \times 1 \text{ lb/hr}}{1050 \text{ Btu/h}} = 133 \text{ lb/hr}$$

Con este dato se recomienda un equipo deshumidificador HCD-4500 de la Marca MUNTERS con una capacidad nominal de remoción de humedad de 120 lb/hr que procesa un flujo de aire desde 4500 CFM hasta 9000 CFM. Tomando en cuenta el aire de retorno es de 10072 CFM podemos determinar qué:

$$\frac{133 \text{ lb/hr} \times 4500 \text{ CFM}}{120 \text{ lb/hr}} = 4987 \text{ CFM}$$

La cantidad de aire que el deshumidificador tendrá que procesar para tener un control sobre la humedad removida de los cuartos de secado es de 4987 CFM y el aire que retorna a la UMA 03 no pasar por el Deshumidificador es de 5085 CFM.

Por lo tanto tenemos para el punto de estado 7:

$$T_7 = \frac{(5085 \times T_5) + (4987 \times T_3)}{AS}$$

Donde:

T_7 = Temperatura del punto de estado 7 de la mezcla de aire de retorno y a la salida del Deshumidificador (°F)

AS= Aire de suministro (CFM) (ver Tabla 7)

T_5 = Temperatura del punto de estado 5

T_3 = Temperatura del punto de estado 3

5085 CFM = Cantidad de aire procedente de las áreas de retorno

4987 CFM = Cantidad de aire procedente del deshumidificador.

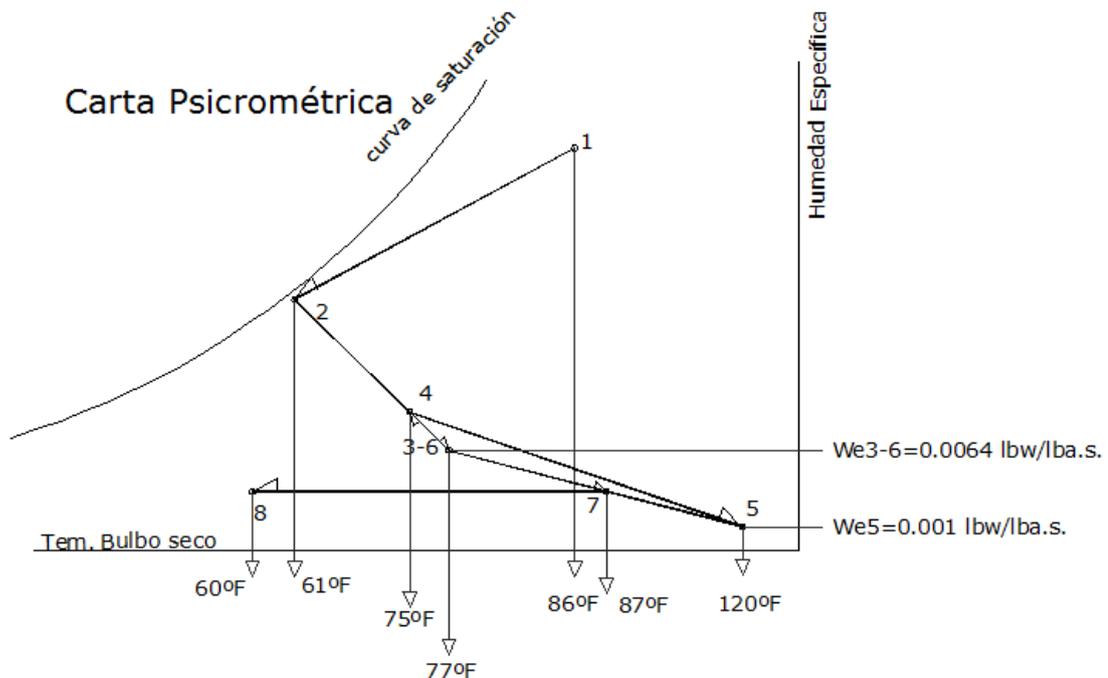
Sustituyendo:

$$T_7 = \frac{(5085 \times 120) + (4987 \times 77)}{11344} = 87^\circ \text{ F}$$

Sustituyendo la ecuación (22) determinamos la capacidad del serpentín de enfriamiento de la UMA 03, el cual sólo proporciona un enfriamiento sensible.

La temperatura de estado 8 tiene un valor de 60 °F.

$$Q_s = (11344)(1.08)(87 - 60) (1) = 330,791 \text{ Btu/h.}$$



1. Condiciones exteriores de diseño
2. Condiciones de pre-enfriamiento
3. Condiciones interiores de diseño
4. Mezcla de aire de retorno y del aire proveniente del enfriamiento
5. Condiciones del aire a la salida del deshumidificador
6. Condiciones interiores de diseño
7. Mezcla de aire de retorno con el aire procedente del deshumidificador
8. Enfriamiento sensible

Diagrama 5.- Proceso de Enfriamiento -Deshumidificación con Equipo deshumidificador

La capacidad de calefacción que es el punto de estado 9, la determinamos de la siguiente manera:

$$Cca = 4.5 \times AS(h_9 - h_8) \quad \dots(28)$$

Donde:

Cca = Capacidad total de Calefacción (Btu/h)

4.5 = De multiplicar; 0.075 lb/ft³ x 60 min/hr (0.075 lb/ft³ es el peso específico del aire.)

AS = Aire de inyección o suministro tomado de las tablas de Balance de Flujo Volumétrico. Tabla 7 (CFM)

h₉ = Entalpia del estado 9

h₈ = Entalpia del estado 8

Primero calcularemos la humedad específica 60°F que es la temperatura del punto de estado 8 sustituyendo la ecuación (19)

$$We_8 = 0.622 \frac{0.5216 \times .25}{22.827 - (0.5216 \times .25)} = 0.0035 \text{ lbw/lba.s.}$$

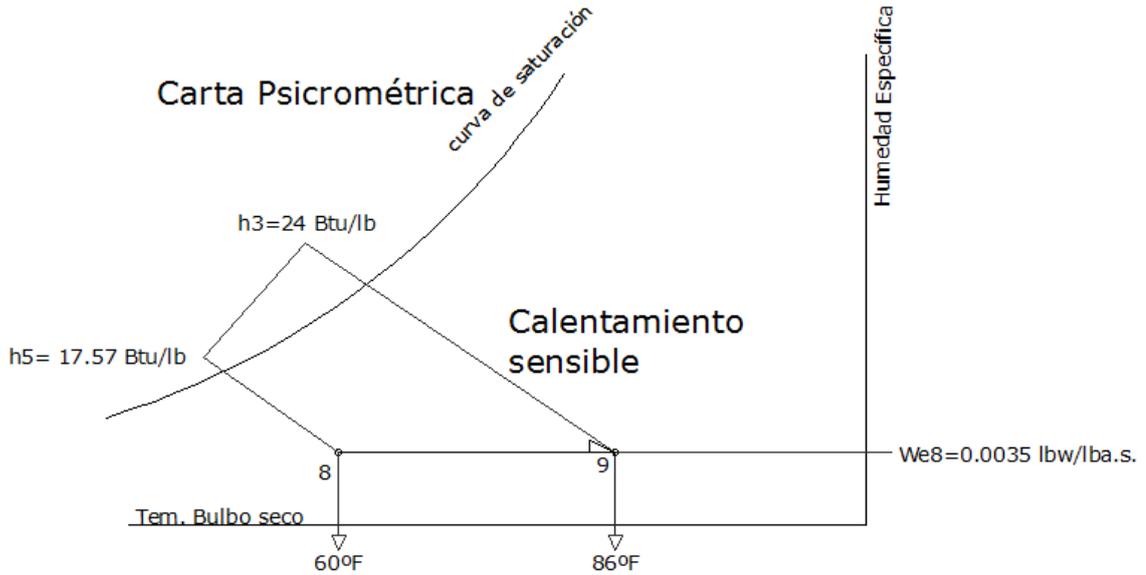
El valor de 0.5216 in Hg, se lee de las Tablas “Propiedades termodinámicas del aire, agua y vapor de agua” a 60°F.

La humedad específica del punto de estado 9 es la misma cantidad que para la humedad específica del punto de estado 8 ya que es un proceso de calefacción sensible:

De la carta psicométrica podemos determinar las entalpías del estado 8 a 60° F y 9 86° F (ver Diagrama 6), las cuales tienen un valor de h₈= 17.57 Btu/ lb y h₉ = 24 Btu/lb respectivamente.

Al sustituir la ecuación (24) determinamos la capacidad de calefacción:

$$Cca = 4.5 \times 11344(24 - 17.57) = 328,238 \text{ Btu/ hr}$$



8. Condiciones del aire antes del banco de resistencias
9. Condiciones del aire después del banco de resistencias

Diagrama 6.- Proceso de Calefacción

Transformando el resultado en Kw tenemos: 96 Kw

Se recomienda usar un banco de resistencias de 220 volts, trifásico, instalado en el ducto de suministro de aire.

Finalmente podemos generar una tabla de capacidades resultantes de los cálculos:

| SISTEMA | CAPACIDAD REQUERIDA DE ENFRIAMIENTO EN Btu/hr | CAPACIDAD REQUERIDA EN TONELADAS DE REFRIGERACIÓN |
|---------------------|--|--|
| UMA 01, FABRICACIÓN | 339,930 | 28 |
| UMA 02, ENCAPSULADO | 168, 544 | 14 |
| BSE 02, ENCAPSULADO | 53,549 | 4 |
| UMA 03, SECADO | 330,791 | 27 |
| BSE 03, SECADO | 81,130 | 7 |
| TOTAL | 973,944 | 80 |

| SISTEMA | CAPACIDAD REQUERIDA DE CALEFACCIÓN EN Btu/hr | CAPACIDAD REQUERIDA EN Kw |
|----------------|---|----------------------------------|
| UMA 03, SECADO | 328,238 | 96 |

Tabla 11. Capacidad total de Enfriamiento (T.R.)

Observando la tabla 11 podemos seleccionar el equipo de refrigeración con una capacidad de 80 T.R.

III.2.7. Sistema Hidrónico de Enfriamiento

La utilización de este tipo de sistemas representa una gran ventaja económica y sobretodo reduce el impacto negativo hacia el medioambiente, reduciendo al máximo el uso de grandes cantidades de refrigerante para el acondicionamiento de una Planta Industrial.

La instalación se conforma principalmente de un equipo llamado "Chiller" el cual es el encargado de disminuir la temperatura del agua que se encuentra fluyendo a

través de una red de tubería de diferentes diámetros hasta los serpentines de enfriamiento ubicados en las Unidades Manejadoras de Aire.

Los sistemas hidráulicos son sistemas cerrados, es decir que no deben existir fugas de agua en la instalación, la misma cantidad de agua es la que circula por toda la red de tubería. El agua utilizada se trata químicamente para evitar la formación de sarro dentro de la tubería, aunque los tubos son de un material resistente a la corrosión, si el agua no es tratada correctamente al paso del tiempo puede degradar la tubería ocasionando la sustitución de la misma.

Para hacer circular el fluido (agua) se instalan bombas centrífugas de gran potencia que puedan vencer las pérdidas por fricción y por accesorios como codos, o válvulas para el control de la cantidad de fluido.

Para nuestro caso particular, determinaremos la cantidad correcta de agua que debe ingresar a los serpentines de enfriamiento de cada una de las UMA`S de los diferentes sistemas de Fabricación, Encapsulado y Secado.

Utilizaremos los datos obtenidos anteriormente para comprender de una mejor manera el diseño de este tipo de sistemas.

Como primer paso calcularemos los galones por minuto (GPM) que deben recorrer el serpentín de enfriamiento de la UMA 01 de Fabricación, tomando en cuenta para este sistema que el serpentín tiene una capacidad de enfriamiento de 339,930 Btu/hr.

La ecuación que nos da la cantidad de galones por minuto es:

$$\text{GPM} = \frac{Qt}{500 \times Ct} \quad \dots(29)$$

Donde:

GPM = Es la cantidad de fluido refrigerante (agua) necesario que circula por el serpentín.

Qt = Es la capacidad del serpentín de enfriamiento.(Btu/hr)

500 = Es la relación de las libras da agua por hora al valor de 1 GPM

Ct = Diferencia de temperaturas a la entrada y salida del serpentín con un valor de 45°F y 55°F respectivamente.

Sustituyendo la ecuación anterior tenemos que:

$$\frac{339,930}{500 \times (55-45)} = 67.9 \text{ GPM}$$

De la misma forma calculamos los GPM de los demás serpentines de enfriamiento:

$$\text{UMA 02 Encapsulado} \quad \frac{168544}{500 \times (55-45)} = 33.7 \text{ GPM}$$

$$\text{BSE 02 Encapsulado} \quad \frac{53549}{500 \times (55-45)} = 10.7 \text{ GPM}$$

$$\text{UMA 03 Secado} \quad \frac{232,778}{500 \times (55-45)} = 46.5 \text{ GPM}$$

$$\text{BSE 03 Secado} \quad \frac{81,130}{500 \times (55-45)} = 16.22 \text{ GPM}$$

RESUMEN:

| UNIDAD | Btu/hr | TEMPERATURA DE ENTRADA °F | TEMPERATURA DE SALIDA °F | GPM |
|--------|-----------------|---------------------------|--------------------------|-------------|
| UMA 01 | 339,930 | 45 | 55 | 67.9 |
| UMA 02 | 168, 544 | 45 | 55 | 33.7 |

| | | | | |
|--------------|----------------|----|----|-------------|
| BES 02 | 53,549 | 45 | 55 | 10.7 |
| UMA 03 | 232,778 | 45 | 55 | 46.5 |
| BSE 03 | 81,130 | 45 | 55 | 16.2 |
| TOTAL | | | | 175 |

Tabla 12.- Total de la capacidad de Flujo requeridos en el sistema Hidrónico

Con estos datos calculados podemos seleccionar el equipo UEA (Unidad Enfriadora de agua) que abastecería el sistema Hidrónico de agua helada. El equipo que se recomienda para esta función es una UEA de la marca CARRIER modelo 30XA Aquaforce. Capaz de procesar 196.6 GPM (0.012m³/s) de agua con una temperatura desde 20 °F hasta 125 °F en condiciones normales, que utiliza R-134A como gas refrigerante con una alimentación eléctrica de 460/3F/60Hz.



Imagen 12.- UEA (Unidad de enfriamiento de Agua) o Chiller, de 80 T.R.

Para determinar la potencia de los motores de las bombas que serán empleados en el suministro de agua helada para los serpentines de enfriamiento se aplicara el siguiente método a velocidad constante utilizando del sistema métrico decimal para tener una mejor comprensión de los resultados obtenidos.

La ecuación para determinar la potencia de los motores es:

$$P = Hb \times \rho \times g \times G \quad \dots(30)$$

Donde se tiene que:

P = Potencia del motor de la bomba (w)

H_b = Es la altura dinámica (carga de trabajo de la bomba)(m),(ft)

ρ = Densidad del agua con un valor de 62.4 lb/ft³ (1000K/m³)

g = Coeficiente de gravedad 32ft/s² (9.8m/s²)

G = Caudal de agua con un valor de 175 GPM,
(23.39 f³/min),(0.011m³/s)

Se necesita determinar la altura dinámica.

$$H_b = h_{f_t} + \left[\frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \right] - \left[\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 \right] \quad \dots(31)$$

Donde:

h_{f_t} = Pérdidas de Carga. (ft), (m)

P_2 = Presión en la salida del serpentín con un valor de
21.22 lbf/in² (144788.7 N/m) (datos del fabricante)

V_2 = Velocidad del flujo de agua a la salida de los serpentines de
enfriamiento (ft/min),(m/s)

Z_2 = Altura de los serpentines respecto a la bomba. 1.64 ft (0.49m).

Z_1 = Altura de la toma de agua al circuito con un valor de 0 ft

P_1 = Presión a la entrada de los serpentines con un valor de
28.44 lbf/in² (193051.6 N/m)

V_1 = Velocidad de flujo del agua a la entrada del serpentín de
enfriamiento con un valor igual a V_2 ya que es un sistema a
velocidad constante

ρ = Densidad del agua con un valor de 62.42 lb/ft³. (1000 Kg/m³)

g = Coeficiente de gravedad 32ft/s², (9.8m/s²)

Para el cálculo correspondiente, se requiere determinar previamente, la velocidad de flujo del agua en los serpentines (serpentín más alejado de la bomba) V_2 y la pérdida de carga en el recorrido del agua helada por la tubería.

Con la siguiente ecuación calculamos la velocidad a la salida de los serpentines:

$$G = A \times V_2 \quad \dots(32)$$

Donde:

G = Caudal de agua con un valor de 175 GPM (23.39 f³/min),(0.011m³/s)

A = Sección interna de la tubería (in²)

$$A = \frac{\pi \times D^2}{4} = \frac{3.141592 \times (2)^2}{4} = (3.1415 \text{ in}^2)(0.0020\text{m}^2)$$

V_2 = Velocidad en el serpentín de enfriamiento (m/s) (ft/min).

Despejando y sustituyendo tenemos la ecuación (32) tenemos que:

$$V_2 = \frac{0.011}{0.0020} = 5 \text{ m/s (984) ft/min}$$

Antes de determinar la pérdida de carga en el recorrido de la tubería debemos determinar el coeficiente de fricción (F) y la longitud equivalente (Leq) de los accesorios que participan en la instalación.

El coeficiente de fricción lo calculamos determinando primero el número de Reynols y la rugosidad relativa [e/D]:

$$Nre = \frac{D \times V_2 \times \rho}{\mu} \quad \dots(33)$$

Donde:

Nre = Número de Reynolds (adimensional)

D = Es el diámetro interior de la tubería 2 in, (0.166ft),(0.0508m)

V2 = Velocidad en el serpentín de enfriamiento (ft/min).

ρ = Densidad del agua con un valor de 62.42 lb/ft³.

μ = Viscosidad con un valor de 0.001 cp (centipoise) (2.42lb/ft)

Sustituyendo la ecuación (33):

$$Nre = \frac{0.0508 \times 5 \times 1000}{0.001} = 254000$$

La rugosidad relativa $[e/D]$ se calcula a partir del Nomograma “Rugosidad relativa en función del diámetro para tubos de varios materiales”. Considerando que para un sistema de agua helada se emplea tubería de acero galvanizado se observa: $[e/D] = 0.0005/0.166 \text{ ft}$ (ver Diagrama 7)

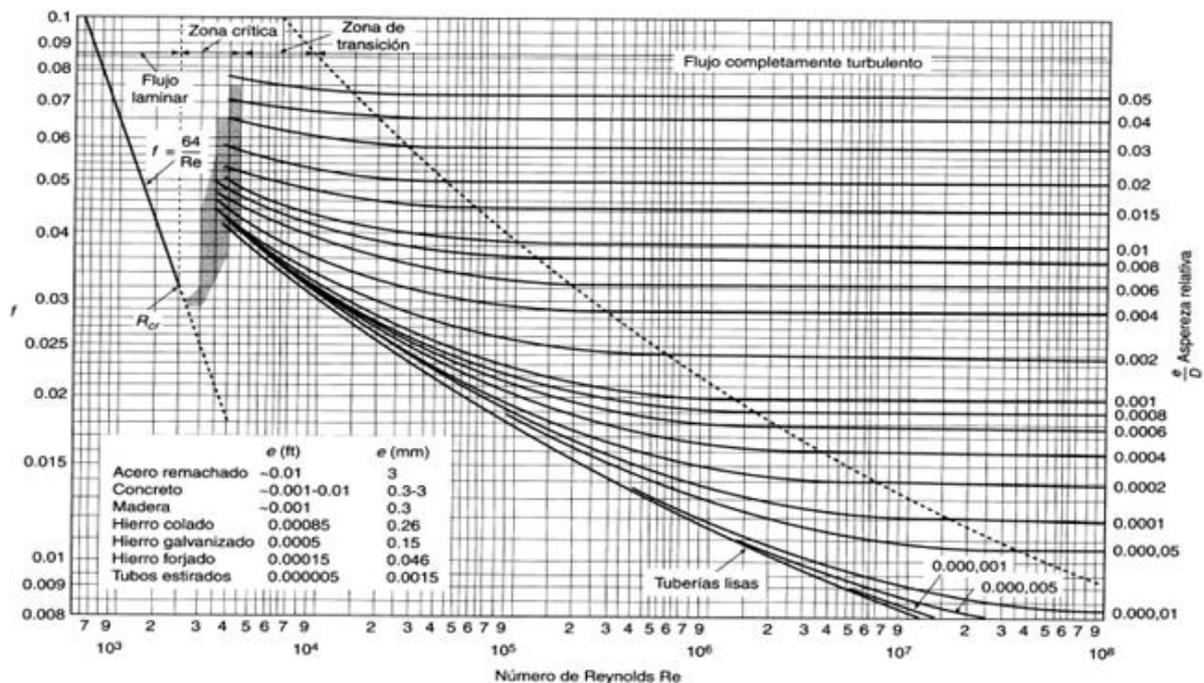


Diagrama 7.- Diagrama de Moody

Con los datos obtenidos para N_{re} y la $[e/D]$, se emplea el diagrama e Moody para obtener el coeficiente de fricción. Se observa que el factor de fricción tiene un valor de: $F = 0.029$.

La longitud equivalente de la tubería está comprendida por la longitud de la tubería lineal y la longitud equivalente de los accesorios.

$$L_{eq} = L + L_{eq. acc} \quad \dots(34)$$

Donde:

L_{eq} = longitud equivalente (m),(ft)

L = longitud de tubería lineal con un valor de 52m,(173ft)
(ver Anexo 3)

$L_{eq. acc}$ = longitud equivalente de accesorios (m),(ft)

Para la longitud equivalente de accesorios, se considera entre 14 accesorios (ver Anexo 3 codos, válvulas y conexiones), por lo que la longitud equivalente de un accesorio es determinada a partir de:

$$L_{eq.1acc} = L \times D \quad \dots(35)$$

Sustituyendo tenemos: $52m \times 0.0508 m = 2.64 m/\text{accesorio}$, por lo tanto la longitud equivalente de todos los accesorios será:

$$2.64 m/ \text{ accesorio} \times 14 \text{ accesorios} = 37 m (121 ft)$$

Sustituyendo estos datos en la ecuación (31)

$$52 + 37 = 89m (291 ft)$$

Una vez desarrollado lo anterior se obtiene la pérdida de carga total h_{ft} .

$$h_{ft} = \frac{(F \times L_{eq} \times V^2)}{2Dg} \quad \dots(36)$$

Sustituyendo los resultados en el sistema métrico decimal en esta ecuación tenemos:

$$h_{ft} = \frac{(0.029 \times 89 \times (5)^2)}{2(0.0508 \times 9.8)} = 64 \text{ m, (209 ft)}$$

Finalmente simplificando y sustituyendo la ecuación (31).

$$H_b = 64 + \left[\frac{144788.7}{(1000 \times 9.8)} + \frac{5^2}{2(9.8)} \right] - \left[\frac{193051.6}{(1000 \times 9.8)} + \frac{5^2}{2(9.8)} \right] + 0.49 = 58.86 \text{ m}$$

Por lo tanto:

$$P = 58.86 \times 1000 \times 9.8 \times 0.011 = 6345 \text{ W}$$

Considerando que 1 Hp equivale a 746 w, tenemos que: $H_p = \frac{6345w}{746w} = 8.5$

Como no existen motores de 8.5 Hp se recomienda utilizar dos de 10 Hp, para alternarlos y permitir así se facilite el mantenimiento de las bombas sin la necesidad de detener el sistema.

III.3. Dimensionamiento de ductos y Caída de presión del sistema.

En cualquier sistema de enfriamiento, calefacción o ventilación con circulación mecánica, el ventilador o ventiladores deben tener la capacidad en cuanto a cantidad adecuada de aire, y una presión estática igual o ligeramente mayor que la resistencia total que se tiene en el sistema de ductos. El tamaño de los ductos se escoge para las velocidades máximas de aire que puede utilizarse sin causar ruidos molestos y sin causar pérdidas excesivas de presión. Los ductos grandes reducen las pérdidas de fricción, pero la inversión y el mayor espacio deben compensar el ahorro de potencia del ventilador. Tiene que hacerse un balance económico al hacer el diseño de las instalaciones. En general debe hacerse un trazado de ductos tan directo como sea posible evitar vueltas muy agudas y no hay que tener ductos muy desproporcionados. Para un ducto rectangular que la relación del lado mayor al menor sea hasta de 6 a 1, y esta relación nunca debe exceder de 10 a 1.

En el diseño de ductos puede seguirse el siguiente procedimiento:

1. Realizar la ubicación de difusores y rejillas en el plano arquitectónico para determinar el número de difusores y rejillas con sus respectivos flujos, con la ayuda de las tablas de "Balance de Flujo Volumétrico" a fin de encontrar la correcta ubicación de estos accesorios.
2. Hacer un dibujo unifilar del sistema más conveniente, colocando los diferentes tramos de ductos para obtener una distribución adecuada y para facilitar la construcción de los mismos.
3. Determinar el tamaño de los ductos empleando las velocidades apropiadas o caídas de presión para suministrar la cantidad necesaria de aire.

En esta tesis se recomienda realizarlo por el "Método de caída de presión constante o método de igual fricción", donde el ducto es dimensionado de tal manera que las pérdidas de presión por pie de longitud sean constantes.

Es posible que las resistencias en los ductos ramales sean esencialmente iguales, a menos de que tenga mucha diferencia en sus longitudes. Cuando se aplica este método se acostumbra determinar la caída de presión de acuerdo con la velocidad deseada en el ducto principal en la parte más alejada del ventilador. Todos los ductos principales y cuellos terminales deben tener compuertas de control de volumen, para realizar balance de aire con un balómetro y lograr las presiones diferenciales y sentidos de flujo en las áreas de producción.

Las pérdidas de presión del aire que fluye en un ducto son debidas a la resistencia del flujo a la fricción, a las pérdidas de cambios abruptos del área del ducto, y a las turbulencias e impactos asociados con cambios de dirección de aire. También se disminuye la presión al aumentar la velocidad de la corriente de aire. Este cambio ocurre naturalmente cuando se disminuye el área de la sección transversal del ducto (esto es, para cualquier sección convergente). De modo inverso, en una sección divergente o de aumento de sección, puede disminuir la velocidad del aire y como resultado de ello un aumento de la presión. Al aumento de la presión de este tipo se lo llama recuperación.

Esta puede tenerse también en un ducto de área transversal constante, cuando el ducto principal va más adelante de una salida.

La ecuación que nos permite dimensionar los ductos:

$$F_v = \frac{(H \times W)}{144 \text{ ft}^2} \times v \quad \dots(37)$$

Donde:

F_v = Flujo volumétrico (CFM)

H = Profundidad o peralte del ducto (in)

W = Ancho del ducto (in)

V = Velocidad en el ducto con un valor constante, comúnmente se usa el valor en la industria farmacéutica de 1400 ft/ min

En la siguiente tabulación de datos podemos ver las dimensiones de cada ducto y su longitud para posteriormente determinar la caída de presión de cada sistema, de igual forma seguiremos utilizando los datos calculados anteriormente y nos auxiliaremos de los Anexos 5 y 6 para comprender mejor este tema.

FABRICACIÓN UMA 01 DUCTOS DE SUMINISTRO

| SECCIÓN O DUCTO | CAPACIDAD (CFM) | SECCIÓN RECTANGULAR (in) | DIÁMETRO EQUIVALENTE (in) | LONGITUD DE LA SECCIÓN (ft) | PÉRDIDA POR FRICCIÓN CONSTANTE* (in c.w./100ft) |
|--------------------------------|----------------------------|---|--|--|--|
| UMA 01 | 10072 | 50 X 20 | 37 | 12.63 | 0.05 |
| 1 | 5320 | 26 X 20 | 25 | 2.49 | 0.05 |
| 2 | 500 | 14 X 4 | 8 | 13.54 | 0.05 |
| 3 | 500 | 14 X 4 | 8 | 12.04 | 0.05 |
| 4 | 4320 | 18 X 20 | 20 | 4.92 | 0.05 |
| 5 | 830 | 20 X 6 | 12 | 5.9 | 0.05 |
| 6 | 3490 | 18 X 20 | 20 | 5.2 | 0.05 |
| 7 | 830 | 20 X 6 | 12 | 5.9 | 0.05 |
| 8 | 2260 | 18 X 20 | 20 | 8.85 | 0.05 |
| 9 | 830 | 20 X 6 | 12 | 5.5 | 0.05 |
| 10 | 1830 | 14 X 20 | 18 | 3.9 | 0.05 |
| 11 | 830 | 20 X 6 | 12 | 5.5 | 0.05 |
| 12 | 1000 | 10 X 10 | 10 | 9.7 | 0.05 |
| 13 | 500 | 14 X 6 | 10 | 7.3 | 0.05 |
| 14 | 500 | 14 X 6 | 10 | 8.2 | 0.05 |
| 15 | 2644 | 20 X 14 | 18 | 13.7 | 0.05 |
| 16 | 661 | 20 X 6 | 12 | 5.2 | 0.05 |
| 17 | 1983 | 20 X 14 | 18 | 13 | 0.05 |
| 18 | 661 | 20 X 6 | 12 | 5.2 | 0.05 |
| 19 | 1322 | 20 X 14 | 18 | 11.8 | 0.05 |
| 20 | 661 | 20 X 6 | 12 | 5.2 | 0.05 |

| | | | | | |
|----|------|---------|----|------|------|
| 21 | 661 | 14 X 6 | 10 | 11.8 | 0.05 |
| 22 | 661 | 20 X 6 | 12 | 4.9 | 0.05 |
| 23 | 2102 | 20 X 10 | 16 | 1.2 | 0.05 |
| 24 | 662 | 20 X 6 | 12 | 6.5 | 0.05 |
| 25 | 1440 | 20 X 10 | 16 | 5.5 | 0.05 |
| 26 | 720 | 20 X 6 | 12 | 4.9 | 0.05 |
| 27 | 720 | 20 X 6 | 12 | 4.5 | 0.05 |

*La pérdida por fricción constante se toma de la Tabla 1-5 de la sección Tablas y anexos al final de esta tesis.

| | |
|--------------|-----------------|
| TOTAL | 195.7 ft |
|--------------|-----------------|

Tabla 13.- Tabulación de ductos de fabricación (Suministro) "Método de caída de presión constante (fricción constante)"

Con la siguiente ecuación podemos determinar la caída de presión por ductos:

$$195.7 \text{ ft} \times \frac{(0.05 \text{ in c.w.})}{100 \text{ ft}} = 0.09 \text{ in c.w.} \quad \dots(38)$$

Para los ductos de retorno utilizamos el mismo método.

FABRICACIÓN UMA 01 DUCTOS DE RETORNO

| SECCIÓN O DUCTO | CAPACIDAD (CFM) | SECCIÓN RECTANGULAR (in) | DIÁMETRO EQUIVALENTE (in) | LONGITUD DE LA SECCIÓN (ft) | PÉRDIDA POR FRICCIÓN CONSTANTE* (in c.w./100ft) |
|-----------------|-----------------|--------------------------|---------------------------|-----------------------------|---|
| UMA 01 | 4841 | 24 X 20 | 24 | 11 | 0.08 |
| 1 | 2046 | 22 X 20 | 22 | 22 | 0.08 |
| 2 | 383 | 16 X 4 | 8 | 17.67 | 0.08 |

| | | | | | |
|----|------|---------|----|-------|------|
| 3 | 1663 | 18 X 20 | 20 | 18.35 | 0.08 |
| 4 | 640 | 16 X 6 | 10 | 12.24 | 0.08 |
| 5 | 1026 | 28 X 6 | 14 | 3.51 | 0.08 |
| 6 | 640 | 16 X 6 | 10 | 11.60 | 0.08 |
| 7 | 640 | 16 X 6 | 10 | 18.76 | 0.08 |
| 8 | 2795 | 22 X 20 | 22 | 5.11 | 0.08 |
| 9 | 564 | 14 X 6 | 6 | 11.94 | 0.08 |
| 10 | 383 | 16 X 6 | 10 | 17.64 | 0.08 |
| 11 | 1848 | 14 X 20 | 18 | 14.09 | 0.08 |
| 12 | 923 | 14 X 8 | 16 | 12.28 | 0.08 |
| 13 | 923 | 20 X 6 | 12 | 4.7 | 0.08 |
| 14 | 923 | 14 X 8 | 12 | 30 | 0.08 |
| 15 | 923 | 18 X 14 | 18 | 4.7 | 0.08 |

*La pérdida por fricción constante se toma de la Tabla 1-5 de la sección Tablas y anexos al final de esta tesis.

| | |
|--------------|-----------------|
| TOTAL | 215.5 ft |
|--------------|-----------------|

Tabla 14.-Tabulación de ductos de fabricación (Retorno) "Método de caída de presión constante (fricción constante)"

Por lo tanto tenemos que:

$$215.5 \text{ ft} \times \frac{(0.08 \text{ in c.w.})}{100 \text{ ft}} = 0.17 \text{ in c.w.}$$

Estas cantidades debe agregarse la caída de presión estática generada por los accesorios como difusores, rejillas, compuertas, serpentines, deshumidificadores y filtros que también forman parte del sistema (estos datos los podemos sacar de catálogos técnicos de los fabricantes).

| | |
|---|------|
| Filtros Pleat | 1.5 |
| Filtros Bolsa | 2.0 |
| Filtros Absolutos o HEPA | 2.0 |
| Difusor | 0.1 |
| Rejillas | 0.03 |
| Serpentín de enfriamiento | 1.0 |
| Compuertas | 0.1 |
| Caída de presión por fricción en ductos de suministro | 0.09 |
| Caída de presión por fricción en ductos de retorno | 0.17 |

TOTAL 6.99 in c.w.

Podemos determinar las caídas de presión estática de los sistemas de Encapsulado y Secado así como el de extracción y colector de polvos con el mismo método.

FABRICACIÓN UEX 01 DUCTOS DE EXTRACCIÓN

| SECCIÓN O DUCTO | CAPACIDAD (CFM) | SECCIÓN RECTANGULAR (in) | DIÁMETRO EQUIVALENTE (in) | LONGITUD DE LA SECCIÓN (ft) | PÉRDIDA POR FRICCIÓN CONSTANTE* (in c.w./100ft) |
|-----------------|-----------------|--------------------------|---------------------------|-----------------------------|---|
| UEX 01 | 4749 | 24 X 20 | 24 | 14.4 | 0.1 |
| 1 | 4749 | 24 X 20 | 24 | 8.2 | 0.1 |
| 2 | 570 | 14 X 5 | 8 | 4.9 | 0.1 |
| 3 | 4179 | 20 X 20 | 22 | 5.5 | 0.1 |
| 4 | 3609 | 17 X 20 | 20 | 3.3 | 0.1 |
| 5 | 570 | 14 X 5 | 8 | 2.95 | 0.1 |
| 6 | 914 | 18 X 6 | 10 | 3.2 | 0.1 |
| 7 | 2695 | 14 X 20 | 18 | 14 | 0.1 |
| 8 | 914 | 18 X 6 | 10 | 3.5 | 0.1 |

| | | | | | |
|----|-----|--------|----|-----|-----|
| 9 | 889 | 18 X 6 | 10 | 3.9 | 0.1 |
| 10 | 889 | 18 X 6 | 10 | 19 | 0.1 |

*La pérdida por fricción constante se toma de la Tabla 1-5 de la sección Tablas y anexos al final de esta tesis.

| | |
|--------------|-----------------|
| TOTAL | 82.85 ft |
|--------------|-----------------|

Tabla 15.- Tabulación de ductos de fabricación (Extracción).- "Método de caída de presión constante (fricción constante)"

Por lo tanto tenemos que:

$$82.85 \text{ ft} \times \frac{(0.1 \text{ in c.w.})}{100 \text{ ft}} = 0.08 \text{ in c.w.}$$

| | |
|---|------|
| Filtros Pleat | 2.0 |
| Filtros Bolsa | 2.0 |
| Rejillas | 0.03 |
| Compuertas | 0.1 |
| Caída de presión por fricción en ductos de extracción | 0.08 |

TOTAL 4.21 in c.w.

ENCAPSULADO UMA 02 DUCTOS DE SUMINISTRO

| SECCIÓN O DUCTO | CAPACIDAD (CFM) | SECCIÓN RECTANGULAR (in) | DIÁMETRO EQUIVALENTE (in) | LONGITUD DE LA SECCIÓN (ft) | PÉRDIDA POR FRICCIÓN CONSTANTE* (in c.w./100ft) |
|-----------------|-----------------|--------------------------|---------------------------|-----------------------------|---|
| UMA 02 | 5780 | 24 X 26 | 28 | 13.64 | 0.06 |
| 1 | 694 | 20 X 6 | 12 | 2.9 | 0.06 |
| 2 | 4171 | 14 X 26 | 20 | 4.46 | 0.06 |

| | | | | | |
|---|------|---------|----|------|------|
| 3 | 221 | 20 X 6 | 12 | 14 | 0.06 |
| 4 | 4171 | 24 X 20 | 24 | 6.10 | 0.06 |
| 5 | 694 | 20 X 6 | 12 | 3.24 | 0.06 |
| 6 | 694 | 20 X 6 | 12 | 9.31 | 0.06 |
| 7 | 2089 | 12 X 20 | 16 | 2.95 | 0.06 |
| 8 | 694 | 20 X 6 | 12 | 3.58 | 0.06 |
| 9 | 694 | 20 X 6 | 12 | 9.14 | 0.06 |

*La pérdida por fricción constante se toma de la Tabla 1-5 de la sección Tablas y anexos al final de esta tesis.

| | |
|--------------|----------------|
| TOTAL | 76.3 ft |
|--------------|----------------|

Tabla 16.-Tabulación de ductos de encapsulado (Suministro).-"Método de caída de presión constante (fricción constante)"

Utilizando estos datos tenemos que:

$$76.37 \text{ ft} \times \frac{(0.06 \text{ in c.w.})}{100 \text{ ft}} = 0.04 \text{ in c.w.}$$

ENCAPSULADO UMA 02 DUCTOS DE RETORNO

| SECCIÓN O DUCTO | CAPACIDAD (CFM) | SECCIÓN RECTANGULAR (in) | DIÁMETRO EQUIVALENTE (in) | LONGITUD DE LA SECCIÓN (ft) | PÉRDIDA POR FRICCIÓN CONSTANTE* (in c.w./100ft) |
|-----------------|-----------------|--------------------------|---------------------------|-----------------------------|---|
| UMA 02 | 4500 | 32 x 16 | 24 | 23 | 0.1 |
| 1 | 2325 | 16 x 16 | 16 | 18.66 | 0.1 |
| 2 | 3455 | 12 x 12 | 12 | 11.39 | 0.1 |
| 3 | 3455 | 14 x 14 | 14 | 3.85 | 0.1 |
| 4 | 2175 | 16 x 14 | 16 | 10.22 | 0.1 |

| | | | | | |
|---|------|---------|----|-------|-----|
| 5 | 252 | 16 x 3 | 8 | 7.23 | 0.1 |
| 6 | 2832 | 20 x 16 | 20 | 16.68 | 0.1 |
| 7 | 1416 | 22 x 8 | 14 | 8.83 | 0.1 |
| 8 | 1416 | 22 x 8 | 14 | 14.29 | 0.1 |
| 9 | 1416 | 22 x 8 | 14 | 5.35 | 0.1 |

*La pérdida por fricción constante se toma de la Tabla 1-5 de la sección Tablas y anexos al final de esta tesis.

| | |
|--------------|---------------|
| TOTAL | 119 ft |
|--------------|---------------|

Tabla 17.- Tabulación de ductos de encapsulado (Retorno).- “Método de caída de presión constante (fricción constante)”

Por lo tanto tenemos que:

$$119 \text{ ft} \times \frac{(0.1 \text{ in c.w.})}{100 \text{ ft}} = 0.11 \text{ in c.w.}$$

| | |
|---|------|
| Filtros Pleat | 1.5 |
| Filtros Bolsa | 2.0 |
| Filtros Absolutos o HEPA | 2.0 |
| Difusor | 0.1 |
| Rejillas | 0.03 |
| Serpentín de enfriamiento | 1.0 |
| Compuertas | 0.1 |
| Deshumidificador | 1.0 |
| Caída de presión por fricción en ductos de suministro | 0.04 |
| Caída de presión por fricción en ductos de retorno | 0.11 |

TOTAL 7.88 in c.w.

SECADO UMA 03 DUCTOS DE SUMINISTRO

| SECCIÓN O DUCTO | CAPACIDAD (CFM) | SECCIÓN RECTANGULAR (in) | DIÁMETRO EQUIVALENTE (in) | LONGITUD DE LA SECCIÓN (ft) | PÉRDIDA POR FRICCIÓN CONSTANTE* (in c.w./100ft) |
|--------------------------------|----------------------------|---|--|--|---|
| UMA 03 | 11344 | 40 X 32 | 40 | 40.87 | 0.05 |
| 1 | 11344 | 40 X 32 | 40 | 5.80 | 0.05 |
| 2 | 2380 | 22 X 12 | 18 | 2.96 | 0.05 |
| 3 | 476 | 20 X 3 | 12 | 9.21 | 0.05 |
| 4 | 476 | 20 X 3 | 12 | 9.21 | 0.05 |
| 5 | 1428 | 18 X 12 | 16 | 4.94 | 0.05 |
| 6 | 476 | 20 X 4 | 12 | 9.21 | 0.05 |
| 7 | 476 | 20 X 4 | 12 | 6.34 | 0.05 |
| 8 | 476 | 20 X 3 | 12 | 9.21 | 0.05 |
| 9 | 476 | 20 X 4 | 12 | 9.21 | 0.05 |
| 10 | 8964 | 32 X 32 | 36 | 1.65 | 0.05 |
| 11 | 2909 | 22 X 12 | 18 | 4.39 | 0.05 |
| 12 | 476 | 20 X 4 | 12 | 9.21 | 0.05 |
| 13 | 2433 | 18 X 12 | 16 | 8.63 | 0.05 |
| 14 | 476 | 20 X 4 | 12 | 9.21 | 0.05 |
| 15 | 476 | 20 X 4 | 12 | 9.21 | 0.05 |
| 16 | 476 | 20 X 4 | 12 | 9.21 | 0.05 |
| 17 | 476 | 20 X 4 | 12 | 9.21 | 0.05 |
| 18 | 529 | 18 X 14 | 18 | 16.34 | 0.05 |
| 19 | 6055 | 32 X 32 | 36 | 9.0 | 0.05 |
| 20 | 2380 | 22 X 12 | 18 | 4.39 | 0.05 |
| 21 | 476 | 20 X 4 | 12 | 9.21 | 0.05 |
| 22 | 1428 | 18 X 12 | 16 | 6.48 | 0.05 |
| 23 | 476 | 20 X 4 | 12 | 9.21 | 0.05 |
| 24 | 476 | 20 X 4 | 12 | 9.21 | 0.05 |
| 25 | 476 | 20 X 4 | 12 | 5.93 | 0.05 |

| | | | | | |
|----|------|---------|----|-------|------|
| 26 | 476 | 20 X 4 | 12 | 9.21 | 0.05 |
| 27 | 476 | 20 X 4 | 12 | 9.21 | 0.05 |
| 28 | 3675 | 22 X 18 | 22 | 15.19 | 0.05 |
| 29 | 476 | 20 X 4 | 12 | 9.21 | 0.05 |
| 30 | 2714 | 18 X 18 | 20 | 8.63 | 0.05 |
| 31 | 476 | 20 X 4 | 12 | 9.21 | 0.05 |
| 32 | 476 | 20 X 4 | 12 | 9.21 | 0.05 |
| 33 | 476 | 20 X 4 | 12 | 9.21 | 0.05 |
| 34 | 476 | 20 X 4 | 12 | 9.21 | 0.05 |
| 35 | 1286 | 18 X 18 | 20 | 2.79 | 0.05 |
| 36 | 1286 | 20 X 8 | 14 | 12.5 | 0.05 |
| 37 | 643 | 20 X 6 | 12 | 5.45 | 0.05 |
| 38 | 643 | 20 X 6 | 12 | 8.66 | 0.05 |

*La pérdida por fricción constante se toma de la Tabla 1-5 de la sección Tablas y anexos al final de esta tesis.

| | |
|--------------|---------------|
| TOTAL | 355 ft |
|--------------|---------------|

Tabla 18.- Tabulación de ductos de secado (Suministro) "Método de caída de presión constante (fricción constante)"

Sustituyendo los datos anteriores:

$$355 \text{ ft} \times \frac{(0.05 \text{ in c.w.})}{100 \text{ ft}} = 0.17 \text{ in c.w.}$$

SECADO UMA 03 DUCTOS DE RETORNO

| SECCIÓN O DUCTO | CAPACIDAD (CFM) | SECCIÓN RECTANGULAR (in) | DIÁMETRO EQUIVALENTE (in) | LONGITUD DE LA SECCIÓN (ft) | PÉRDIDA POR FRICCIÓN CONSTANTE* (in c.w./100ft) |
|-----------------------|--------------------|--------------------------------|---------------------------------|--------------------------------------|--|
| UMA 03 | 10072 | 40 X 30 | 38 | 35.62 | 0.065 |
| 1 | 5085 | 20 X 16 | 20 | 24.32 | 0.065 |
| 2 | 6259 | 26 X 26 | 28 | 10.91 | 0.065 |
| 3 | 6259 | 38 X 30 | 36 | 6.0 | 0.065 |
| 4 | 4987 | 28 X 30 | 32 | 13 | 0.065 |
| 5 | 10072 | 30 X 40 | 38 | 19.40 | 0.065 |
| 6 | 9150 | 26 X 40 | 36 | 13.61 | 0.065 |
| 7 | 490 | 12 X 14 | 14 | 4.33 | 0.065 |
| 8 | 4085 | 22 X 20 | 22 | 13.88 | 0.065 |
| 9 | 4575 | 24 X 40 | 34 | 14.84 | 0.065 |
| 10 | 490 | 12 X 14 | 14 | 7.77 | 0.065 |
| 11 | 4085 | 22 X 20 | 22 | 13.88 | 0.065 |
| 12 | 924 | 16 X 8 | 12 | 4.29 | 0.065 |
| 13 | 462 | 16 X 8 | 12 | 13.95 | 0.065 |
| 14 | 462 | 19 X 8 | 12 | 19.40 | 0.065 |

*La pérdida por fricción constante se toma de la Tabla 1-5 de la sección Tablas y anexos al final de esta tesis.

| | |
|--------------|-----------------|
| TOTAL | 215.2 ft |
|--------------|-----------------|

Tabla 19.- Tabulación de ductos de secado (Retorno).- “Método de caída de presión constante (fricción constante)”

Por lo tanto tenemos que:

$$215.2 \text{ ft} \times \frac{(0.065 \text{ in c.w.})}{100 \text{ ft}} = 0.13 \text{ in c.w.}$$

| | |
|---|------|
| Filtros Pleat | 1.5 |
| Filtros Bolsa | 2.0 |
| Filtros Absolutos o HEPA | 2.0 |
| Difusor | 0.1 |
| Rejillas | 0.03 |
| Serpentín de enfriamiento | 1.0 |
| Compuertas | 0.1 |
| Deshumidificador | 1.0 |
| Caída de presión por fricción en ductos de suministro | 0.17 |
| Caída de presión por fricción en ductos de retorno | 0.13 |

TOTAL 8.03 in c.w.

COLECTOR DE POLVOS

| SECCIÓN O DUCTO | CAPACIDAD (CFM) | DIÁMETRO EQUIVALENTE (in) | LONGITUD DE LA SECCIÓN (ft) | PÉRDIDA POR FRICCIÓN CONSTANTE* (in c.w./100ft) |
|-----------------------|--------------------|---------------------------------|-----------------------------------|--|
| CP 01 | 650 | 10 | 22 | 0.2 |
| 1 | 650 | 10 | 17 | 0.2 |
| 2 | 300 | 4 | 4.12 | 0.2 |
| 3 | 350 | 4 | 20 | 0.2 |

*La pérdida por fricción constante se toma de la Tabla 1-5 de la sección Tablas y anexos al final de esta tesis.

| |
|-----------------------|
| TOTAL 63.12 ft |
|-----------------------|

Tabla 20.- Tabulación de ductos de fabricación (Colección de polvos) "Método de caída de presión constante (fricción constante)"

Donde tenemos que:

$$66.12 \text{ ft} \times \frac{(0.2 \text{ in c.w.})}{100 \text{ ft}} = 0.1 \text{ in c.w.}$$

| | |
|---|--------------|
| Filtros Absolutos o HEPA | 2.0 |
| Rejillas | 0.03 |
| Compuertas | 0.1 |
| Caída de presión por fricción en ductos | 0.1 |
| <hr/> | |
| TOTAL | 2.23 in c.w. |

Con estos valores podemos determinar las dimensiones de los ventiladores para poder mover el aire requerido en los diferentes sistemas de fabricación.

| UMA Y PROCESO | CFM | PRESIÓN ESTÁTICA |
|--------------------|-------|------------------|
| UMA 01 FABRICACIÓN | 10072 | 6.99 |
| UEX 01 FABRICACIÓN | 4749 | 4.21 |
| UMA 02 ENCAPSULADO | 5780 | 7.88 |
| UMA 03 SECADO | 11344 | 8.03 |
| COLECTOR DE POLVOS | 650 | 2.23 |

Tabla 21.- Caídas de presión estática

III.3.1. Selección de ventiladores centrífugos y motores

La selección del ventilador se puede realizar utilizando diferentes catálogos de distintos fabricantes, los cuales ofrecen una gran variedad de ventiladores y motores con aplicaciones especializadas.

Para facilitar este proceso de selección podemos hacer uso de los diagramas 8 y 9 “curvas de selección” y posteriormente trazaremos tablas para cada uno de los procesos de Fabricación, Encapsulado y Secado.

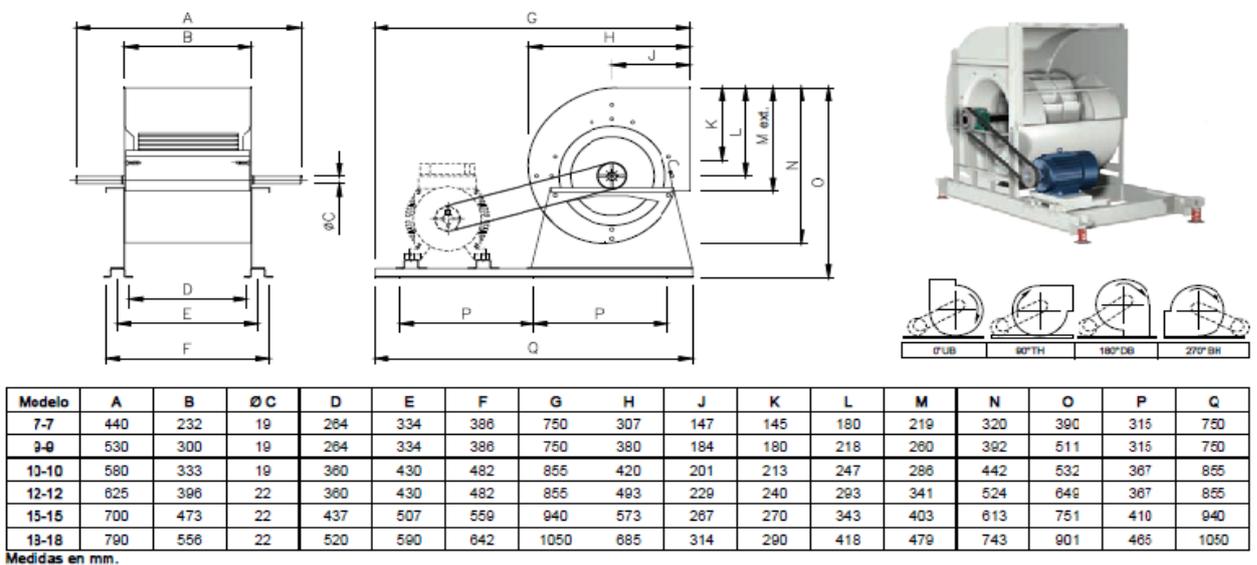


Diagrama 8.- Selección de las dimensiones del ventilador.

Con ayuda del diagrama de selección de los HP, podemos determinar las capacidades de los motores para los ventiladores.

Las chumaceras, proporcionadas por el mismo fabricante son los rodamientos que se encuentran a cada lado del ventilador sujetando la flecha y facilitando su giro.

Es recomendable mantener siempre lubricadas las chumaceras con la grasa especificada por el fabricante a fin de evitar que se dañen, ya que esto ocasiona demasiados problemas de operación.

Ubicando los CFM y las Presión estática determinamos la capacidad de los motores.

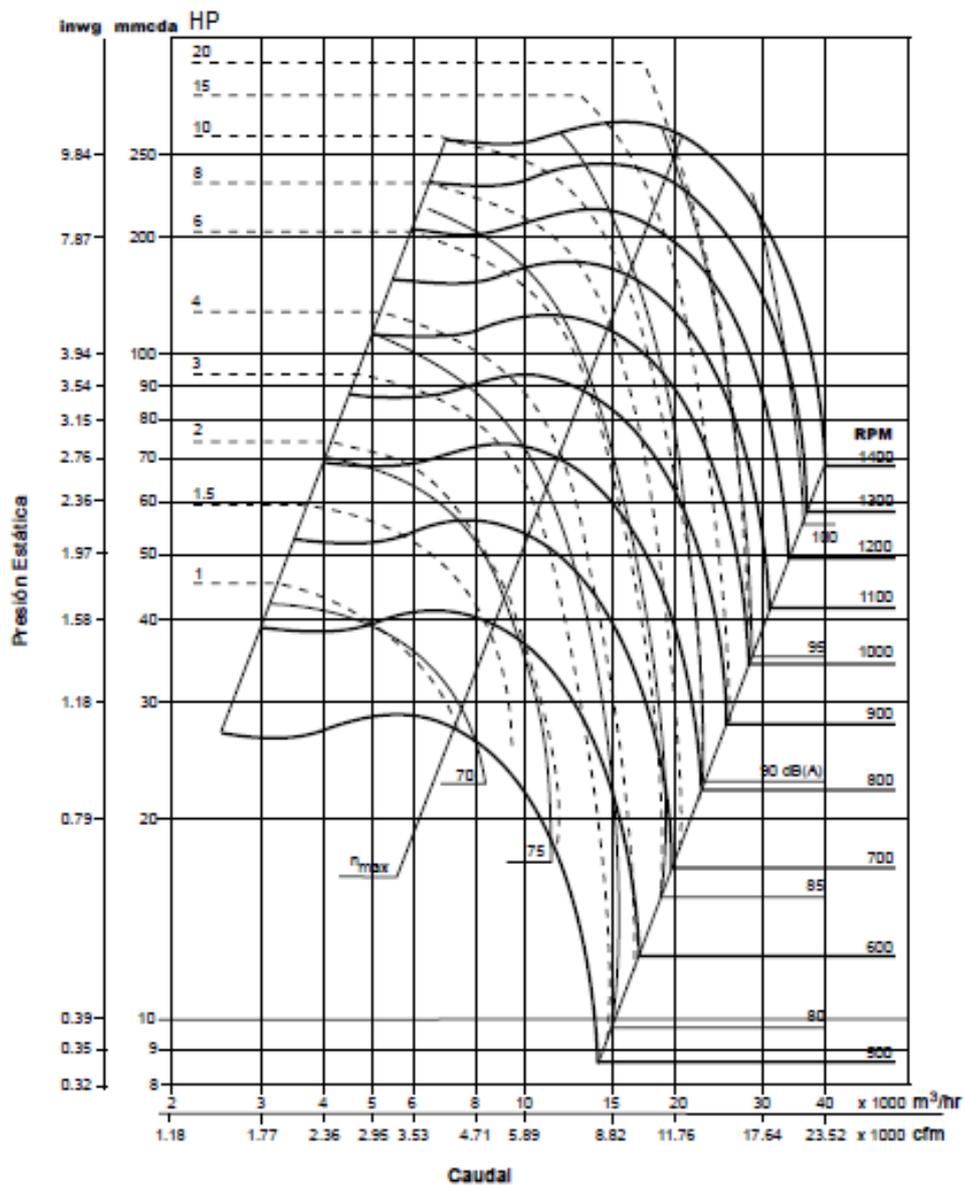


Diagrama 9.- Curvas de selección de los motores.

RESUMEN:

| UMA Y PROCESO | TIPO DE VENTILADOR | CFM | PRESIÓN ESTÁTICA | RPM | CAPACIDAD DEL MOTOR |
|--------------------|--------------------|-------|------------------|------|---------------------|
| UMA 01 FABRICACIÓN | CENTRIFUGO | 10072 | 6.99 | 1150 | 15 HP |
| UEX 01 FABRICACIÓN | CENTRIFUGO | 4749 | 4.21 | 950 | 5 HP |
| UMA 02 ENCAPSULADO | CENTRIFUGO | 5780 | 7.88 | 1200 | 10 HP |
| UMA 03 SECADO | CENTRIFUGO | 11344 | 8.03 | 1200 | 20 HP |
| COLECTOR DE POLVOS | CENTRIFUGO | 650 | 2.23 | 600 | 3 HP |

Tabla 22.-Resultados para la selección de los ventiladores y motores

III.3.2. Selección de las Unidades Manejadoras de Aire.

Las unidades manejadoras de aire pueden ser de construidas sobre pedido o también se pueden adquirir manufacturadas de serie.

En la Imagen 13 se muestra una unidad manejadora construida de marco tubular galvanizado de 2" con doble pared de lámina galvanizada (interior y exterior) con aislamiento de poliestireno de 2 " de espesor, sello de puertas de neopreno y sello perimetral de silicón Dow Corning anti-hongos. Este tipo de equipos representa un menor costo, ya que su construcción es muy sencilla.

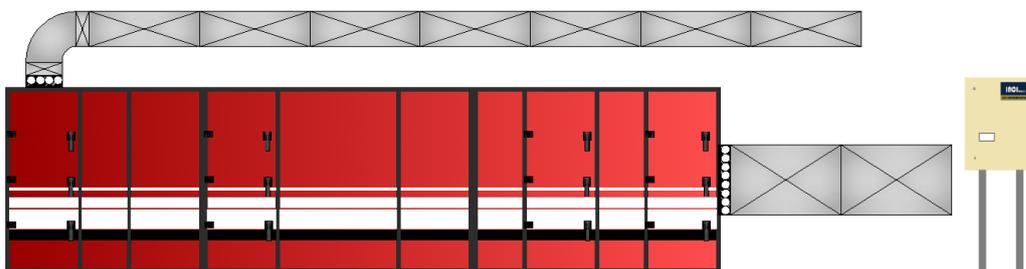


Imagen 13.- UMA (Unidad Manejadora de Aire)

La construcción de las UMAs puede ser variado dependiendo de la marca que se elija, existen equipos que ya tienen integrada una rueda desecante para deshumidificar el aire procedente del aire de retorno sin embargo son equipos extremadamente grandes, y la instalación es complicada, más aun si los espacios destinados al sistema son reducidos.

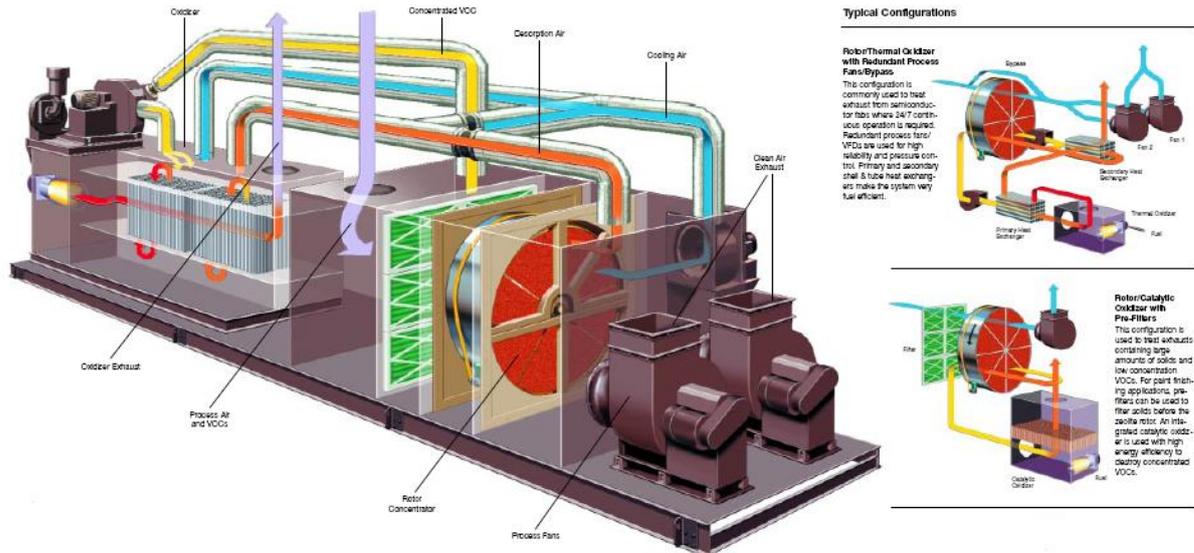


Imagen 14.- Interior de una UMA de la Marca MUNTERS

Capítulo IV

IV. Validación del sistema HVAC&R

IV.1. Protocolo de calificación de Diseño

La calificación de diseño (DQ) consiste en evaluar las características de los elementos del proceso involucrado en el sistema HVAC&R, ya que es un sistema crítico al tener contacto directo con el producto de fabricación.

Para realizar una DQ se debe de tomar en consideración los requerimientos de usuario, ya que estos son el punto de partida para la realización de este tipo de sistemas.

El diseño debe cumplir con todos los estándares que marca la Secretaría de Salud en su norma oficial NOM-059-SSA1-2006, para garantizar la integridad del producto.

IV.2. Protocolo de calificación de Instalación

En la calificación de Instalación (IQ) se debe revisar todos los componentes del sistema, es decir; que se encuentren en la ubicación correcta los elementos que componen el sistema HVAC&R, cotejándolo con los planos de diseño.

Por lo general cada laboratorio cuenta con un departamento de validación el cual tiene la función de llevar a cabo este protocolo junto con el Ingeniero Contratista a cargo del proyecto para evaluar los posibles cambios en el dado caso de que estos se presenten.

Todos los equipos e instrumentos de medición deben de identificarse con un código específico para lograr una rápida ubicación y revisión de los mismos, todo

debe documentarse ya que este tipo de calificación se debe realizar periódicamente, para tener actualizada la documentación si es que se realizan remodelaciones.

IV.3. Protocolo de calificación de Operación

Esta es una de las calificaciones que requiere más atención ya que el sistema debe operar conforme fue diseñado.

Para realizar la calificación de operación (OQ) es necesario desarrollar un protocolo ágil y práctico para evitar confusiones con elementos del sistema que sean similares en construcción pero no en operación.

En esta tesis se propone realizar el siguiente formato como una herramienta para realizar el reporte de este tipo de calificaciones.

Reporte de calificación de operacional del sistema de aire ambiental HVAC&R

| DEPARTAMENTO DE VALIDACIÓN | | |
|---|---------------------|---|
| Reporte de calificación operacional Sistema de Aire Ambiental HVAC&R | Hoja _____ de _____ | |
| Área: | | |
| ARRANQUE | | |
| EQUIPO | IDENTIFICACIÓN | |
| Criterios de aceptación: | | Cumple |
| | | si no |
| Cuando se oprime el botón de arranque el equipo comienza a funcionar. | | <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> |
| Cuando se oprime el botón de paro el equipo deja de funcionar. | | <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> |
| Observaciones: | | |
| VIBRACIÓN | | |
| EQUIPO | IDENTIFICACIÓN | |
| Criterios de aceptación: | | Cumple |
| | | si no |
| El equipo presenta vibración aceptable, sin desplazamientos. | | <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> |
| Observaciones: | | |

| VENTILADORES CENTRÍFUGOS | | | | |
|--------------------------------|---------------------------------|--|--------------------------|----|
| EQUIPO | | | IDENTIFICACIÓN | |
| <i>Prueba</i> | <i>Especificación de diseño</i> | | <i>Verificación</i> | |
| Sentido de giro | | | Criterios de aceptación: | |
| | | | Cumple | |
| | | | si | no |
| El sentido de giro es adecuado | | | | |
| <i>Prueba</i> | <i>Especificación de diseño</i> | | <i>Verificación</i> | |
| Velocidad | | | Criterios de aceptación: | |
| | | | Cumple | |
| | | | si | no |
| La velocidad es adecuada. | | | | |
| Observaciones: | | | | |

| MOTORES ELÉCTRICOS | | | | |
|-------------------------------------|---------------------------------|--|--------------------------|----|
| EQUIPO | | | IDENTIFICACIÓN | |
| <i>Prueba</i> | <i>Especificación de diseño</i> | | <i>Verificación</i> | |
| Voltaje | | | 440 V \pm 10 % | |
| | | | Criterios de aceptación: | |
| | | | Cumple | |
| | | | si | no |
| El voltaje es de 440 V \pm 10 % | | | | |
| <i>Prueba</i> | <i>Especificación de diseño</i> | | <i>Verificación</i> | |
| Velocidad | | | Criterios de aceptación: | |
| | | | Cumple | |
| | | | si | no |
| La velocidad del motor es adecuada. | | | | |
| Observaciones: | | | | |

| FALLO DE ENERGÍA | | | | |
|--|--------------------------|--|----------------------------|----|
| EQUIPO | | | IDENTIFICACIÓN | |
| <i>Prueba</i> | <i>Antes de la falla</i> | | <i>Después de la falla</i> | |
| Voltaje (L1-L2) | | | | |
| Voltaje (L1-L3) | | | | |
| Voltaje (L2-L3) | | | | |
| Corriente (L1) | | | | |
| Corriente (L2) | | | | |
| Corriente (L3) | | | | |
| | | | Criterios de aceptación: | |
| | | | Cumple | |
| | | | si | no |
| Los equipos y controles del sistema deben operar normalmente después del restablecimiento de la energía eléctrica. | | | | |
| Observaciones: | | | | |

| SATURACIÓN DE FILTROS | | | | | |
|-----------------------|------------------|----------------|-------------------------------|---------------|-----------|
| EQUIPO | | | IDENTIFICACIÓN | | |
| <i>Etapa</i> | <i>Manómetro</i> | <i>Lectura</i> | <i>Criterio de aceptación</i> | <i>Cumple</i> | |
| | | | | <i>si</i> | <i>no</i> |
| SFP | | | ≤ 0.50 in CA | | |
| SFB | | | ≤ 1.20 in CA | | |
| SFH | | | ≤ 2.00 in CA | | |
| Observaciones: | | | | | |

| BALANCE DE FLUJOS | | | | |
|-------------------|--|--|--|--|
|-------------------|--|--|--|--|

| <i>Id.</i> | <i>Cuarto</i> | <i>Dispositivo</i> | <i>Lectura</i> | <i>Especificación de diseño</i> |
|--|---------------|--------------------|----------------|---------------------------------|
| | | | | |
| | | | | |
| Criterios de aceptación: | | | | Cumple |
| | | | | si |
| | | | | no |
| El balance de flujo en los dispositivos es adecuado. | | | | |
| Observaciones: | | | | |

| OPERACIÓN DE MANÓMETROS | | | | |
|-------------------------|------------------------------|----------------------------|---------------|-----------|
| EQUIPO | | IDENTIFICACIÓN | | |
| <i>Manómetro</i> | <i>Al encender el equipo</i> | <i>Al apagar el equipo</i> | <i>Cumple</i> | |
| | | | <i>si</i> | <i>no</i> |
| | Marca presión | No marca presión | | |
| | | | | |
| | | | | |
| Observaciones: | | | | |

| Registrar los instrumentos utilizados | | |
|---------------------------------------|--------|----------------------|
| Instrumento | Código | Fecha de calibración |
| | | |
| | | |

DICTAMEN

- La calificación será aprobada si no se detectan no conformidades, liberando formalmente el equipo.
- La calificación será parcialmente aprobada si se encuentran no conformidades que no tengan impacto directo en la correcta operación del sistema o la calidad del aire.
- La calificación será fallida si se identifican no conformidades que tengan impacto directo en la correcta operación del sistema ó la calidad del aire y deberán ser resueltas antes de la siguiente fase de calificación.

CUMPLE CUMPLE PARCIALMENTE NO CUMPLE

| | |
|------------------|--|
| OBSERVACIONES | |
| NO CONFORMIDADES | |

| EJECUTADO POR: | NOMBRE | FECHA | FIRMA |
|----------------|--------|-------|-------|
| | | | |

| Fecha de Calificación: | Próxima Recalificación: |
|------------------------|-------------------------|
| | |

REVISIÓN Y APROBACIÓN

| | |
|--|-----------|
| REVISADO POR VALIDACIÓN: | |
| Nombre: | Posición: |
| Firma | Fecha: |
| REVISADO POR INGENIERIA DE PLANTA: | |
| Nombre: | Posición: |
| Firma | Fecha: |
| APROBADO POR ASEGURAMIENTO DE CALIDAD: | |
| Nombre: | Posición: |
| Firma | Fecha: |
| AUTORIZADO POR RESPONSABLE SANITARIO: | |
| Nombre: | Posición: |
| Firma | Fecha: |

IV.4. Protocolo de calificación de Desempeño

Una vez realizada la OQ se deberá realizar la calificación de desempeño (DQ) donde se verifica que las presiones diferenciales y los sentidos de flujo sean los correctos y cumplan con lo especificado en el apéndice normativo A Áreas de Fabricación Farmacéutica de la NOM-059-SSA1-2006.

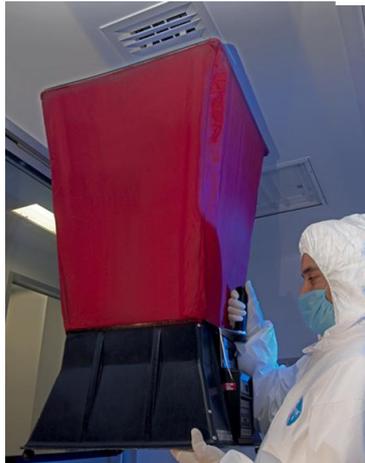


Imagen 15.- Balómetro

Los cambios por hora determinados en la memoria de cálculo deben de asegurarse en las áreas de producción, esto se logra realizando un balance de aire dentro de las áreas con la ayuda de un instrumento llamado “balómetro”, el cual mide la cantidad de aire que pasa a través de los difusores y rejillas instaladas para la correcta distribución del aire.

Conclusiones

1. El diseño de este tipo de sistemas difiere de otros sistemas como el residencial o el comercial puesto que requiere mayor atención en el filtrado del aire, la cantidad correcta del flujo volumétrico, las presiones diferenciales entre áreas, sentidos de flujo de aire correctos y los cambios por hora requeridos en diferentes procesos de fabricación, como se ha podido apreciar a lo largo de esta tesis, los equipos utilizados son de grandes capacidades, especialmente fabricados para usos industriales.
2. El sistema HVAC&R desarrollado en esta tesis es uno de los más complejos sistemas dentro de la industria farmacéutica por el control finalmente, de la temperatura y la humedad relativa.
3. El Ingeniero que tenga la necesidad de diseñar un sistema como este, tendrá en esta tesis una guía para la realización de sus diseños, y podrá adaptarlo a otros sistemas que sean de menor o mayor dificultad, ya que en este tipo de diseños de sistemas HVSC&R se toman en cuenta los aspectos más importantes a considerar de cualquier sistema dentro de la industria farmacéutica con forme a la NOM-059-SSA1-2006 de la Secretaría de Salud.
4. Existen una gran variedad de medicamentos fabricados en nuestro país y son cada vez más las empresas dedicadas a la fabricación de estos productos, dichas empresas requieren en la actualidad Ingenieros mecánicos especializados en HVAC&R para solucionar problemas o implementar mejoras continuas dentro de sus instalaciones.
5. Ha sido evidente la necesidad en las últimas décadas de que los laboratorios farmacéuticos incorporen a su organización un departamento de Ingeniería de planta y proyectos HVAC&R para reducir tiempos y costos de diseño, instalación y mantenimiento del gran número de equipos destinados al funcionamiento del los sistemas HVAC&R.

6. El departamento de Ingeniería de Planta y Proyectos HVAC&R debe trabajar en conjunto con los departamentos de Validación, Producción y Control de calidad para cumplir todos los lineamientos que marca la normatividad mexicana, y el encargado de que la comunicación entre estos departamentos se de manera correcta es el Ingeniero mecánico especializado en sistemas HVAC&R, es por esto que esta tesis brinda el apoyo necesario para que el profesionalista dedicado al diseño de este tipo de sistemas logre sus objetivos.

Bibliografía

Alarcón C.J., Tratado Práctico de Refrigeración Automática: Alfaomega Grupo Editor, 12ª Edición. México (2000).

American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE) Fundamentals Handbook (Heating Ventilating and Air-Conditioning Applications) (2009)

Carnicer R. E., Aire Acondicionado. Editorial: Paradinfo S.A. Magallanes 25-20815. Madrid.

Carrier Air Conditioning Co., Manual de Aire Acondicionado (Handbook of Air Conditioning systems design) Editorial: McGRAW-HILL, New York.

GREENHECK Inc., Refrigeración y Acondicionamiento de Aire:
[http://: www.nametypos.com/greenheck.com](http://www.nametypos.com/greenheck.com) Agosto (2007).

Guenar Y., Climatización de locales. Editorial: Gustavo Gili. Barcelona (1977).

Havrella R.A., Fundamentos de Calefacción Ventilación y Acondicionamiento de Aire. Editorial: McGRAW-HILL. Traducción Federico Ling A.

Jennings B. H., Lewis S.R., Air Conditioning and Refrigeration. Editorial: Compañía Editora Continental S. A. 1ª Edición. México (1970).

Miranda A.L., Técnicas de Climatización. Editorial: Alfaomega Grupo Editor España. 1ª Edición. Marzo (2007).

NORMA Oficial Mexicana NOM-059-SSA1-2006, Buenas prácticas de fabricación para establecimientos de la industria químico farmacéutica dedicados a la fabricación de medicamentos (modifica a la NOM-059-SSA1-1993, publicada el 31 de julio de 1998).

Stoeker W. F. Refrigeración y Acondicionamiento de Aire. Editorial: McGRAW-HILL.

Wang S. K., Lavan Z., Air conditioning And Refrigeration Engineering, Editorial: CRC Prress Boca Raton London New York Washington, D.C.

Tablas y Anexos

Tabla 1-1 COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN (U) PARA DIVISIONES O PAREDES INTERIORES*

| | División simple (Sólo por un lado) | División doble (acabado a ambos lados) | | Número de la división |
|--|------------------------------------|--|--|-----------------------|
| | | Sin aislamiento entre montantes | 1 plg de aislamiento entre montantes. Un espacio de aire | |
| | | A | B | |
| Yeso en tiras de metal †..... | 0.69 | 0.39 | 0.16 | 1 |
| Cartón de yeso (3/8") decorado..... | 0.67 | 0.37 | 0.16 | 2 |
| Yeso en tiras de madera..... | 0.62 | 0.34 | 0.15 | 3 |
| Yeso (3/8") estucado..... | 0.61 | 0.34 | 0.15 | 4 |
| Triplay (3/8") liso o decorado..... | 0.59 | 0.33 | 0.15 | 5 |
| Placa de aislamiento(1/2") liso o dec. | 0.36 | 0.19 | 0.11 | 6 |
| Placa e aislamiento (1/2") enyesada § | 0.35 | 0.18 | 0.11 | 7 |
| Placa de aislamiento (1") enyesada § | 0.23 | 0.12 | 0.082 | 8 |

*Coeficientes no pesados; se desprecia el efecto de montantes.

† Mortero supuesto de 3/4 plg de espesor.

§ Mortero supuesto de 1/2 plg de espesor.

Fuente: Jennings B. H., Lewis S.R., Air Conditioning and Refrigeration. Editorial: Compañía Editora Continental S. A. 1ª Edición. México (1970).

Tabla 1-2 COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN (U) DE VENTANAS, TRAGALUCES Y PAREDES DE BLOQUES DE VIDRIO

| Sección A - Láminas verticales de vidrio | | | | | | | |
|--|---------|------|------|------|------|------|------|
| Número de láminas | Una | Dos | | | Tres | | |
| | Ninguna | 1/4 | 1/2 | 1* | 1/4 | 1/2 | 1* |
| Espacio de aire (plg)..... | | | | | | | |
| Exposición exterior..... | 1.13 | 0.61 | 0.55 | 0.53 | 0.41 | 0.36 | 0.34 |
| División interior..... | 0.75 | 0.50 | 0.46 | 0.45 | 0.38 | 0.33 | 0.32 |

| Sección B - Láminas horizontales de vidrio | | | | |
|--|---------|------|------|------|
| Número de láminas | Una | Dos | | |
| | Ninguna | 1/4 | 1/2 | 1* |
| Espacio de aire (plg)..... | | | | |
| Exposición exterior..... | 1.40 | 0.70 | 0.66 | 0.63 |
| División interior..... | 0.96 | 0.59 | 0.56 | 0.56 |

| Sección C - Paredes huecas de bloques de vidrio | | |
|--|---------------------|---------------------|
| Descripción | U | |
| | Exposición exterior | Exposición interior |
| Espesor 5 3/4 X 5 3/4 X 3 7/8 plg..... | 0.60 | 0.46 |
| Espesor 5 3/4 X 5 3/4 X 3 7/8 plg..... | 0.56 | 0.44 |
| Espesor 11 3/4 X 11 3/4 X 3 7/8 plg..... | 0.52 | 0.40 |
| Espesor 7 3/4 X 3 3/4 X 3 7/8 plg pantalla de fibra de vidrio dividiendo la cavidad..... | 0.48 | 0.38 |
| Espesor 11 3/4 X 11 3/4 X 3 7/8 plg pantalla de fibra de vidrio dividiendo la cavidad..... | 0.44 | 0.36 |

Sección D- Factores aproximados para aplicación a ventanas (multiplicar el valor de U para vidrio plano por estos factores)

| Descripción de la ventana | Vidrio Simple | | Vidrio Doble † | | Ventana con bastidor de seguridad § | |
|------------------------------------|----------------------|--------|----------------------|--------|-------------------------------------|--------|
| | Por ciento de vidrio | Factor | Por ciento de vidrio | Factor | Por ciento de vidrio | Factor |
| Lámina..... | 100 | 1.00 | 100 | 1.00 | | |
| Bastidor de madera..... | 80 | 0.90 | 80 | 0.95 | 80 | 0.90 |
| Bastidor metálico de Aluminio..... | 80 | 1.10 | 80 | 1.30 | 80 | 1.10 |

*Para 1 plg o mayor

† Tipo unitario doble vidriado (dos luces o entrepaños en la misma abertura).

Fuente: Jennings B. H., Lewis S.R., Air Conditioning and Refrigeration. Editorial: Compañía Editora Continental S. A. 1ª Edición. México (1970).

Tabla 1-3 COEFICIENTES DE TRANSMISIÓN (U) DE TECHOS PLANOS CON CIELO RASO

| Tipo de la cubierta del techo | Espesor de la cubierta del techo (plg) | sin aislamiento | Aislamiento encima de la cubierta (cubriendo al techo armado) | | | | | | | |
|---|--|-----------------|--|-------|-----------|-------|-------------------------------|-----------|-------|---|
| | | | Espesor de la placa de aislamiento | | | | Espesor de la placa de corcho | | | |
| | | | 1/2 plg | 1 plg | 1 1/2 plg | 2 plg | 1 plg | 1 1/2 plg | 2 plg | |
| | | | A | B | C | D | E | F | G | H |
| Techo con cubierta metálica plana | | 0.46 | 0.27 | 0.19 | 0.15 | 0.12 | 0.18 | 0.14 | 0.11 | |
| Losa prefabricada d cemento | 1 5/8 plg | 0.43 | 0.26 | 0.19 | 0.15 | 0.12 | 0.18 | 0.14 | 0.11 | |
| Hormigón | 2 plg | 0.42 | 0.26 | 0.19 | 0.14 | 0.12 | 0.18 | 0.14 | 0.11 | |
| | 4 plg | 0.40 | 0.25 | 0.18 | 0.14 | 0.12 | 0.17 | 0.13 | 0.11 | |
| | 6 plg | 0.37 | 0.24 | 0.18 | 0.14 | 0.11 | 0.17 | 0.13 | 0.11 | |
| Mezcla de fibra de yeso sobre cartón e yeso de 1/2" | 2 1/2 plg | 0.27 | 0.19 | 0.15 | 0.12 | 0.10 | 0.14 | 0.12 | 0.097 | |
| | 3 1/2 plg | 0.23 | 0.17 | 0.14 | 0.11 | 0.097 | 0.13 | 0.11 | 0.091 | |

* Los cálculos están basados en tiras metálicas y cielo de mortero, pero los coeficientes pueden usarse con suficiente aproximación para cielos acabados con cartón de yeso o mortero en tiras de madera.

Fuente: Jennings B. H., Lewis S.R., Air Conditioning and Refrigeration. Editorial: Compañía Editora Continental S. A. 1ª Edición. México (1970).

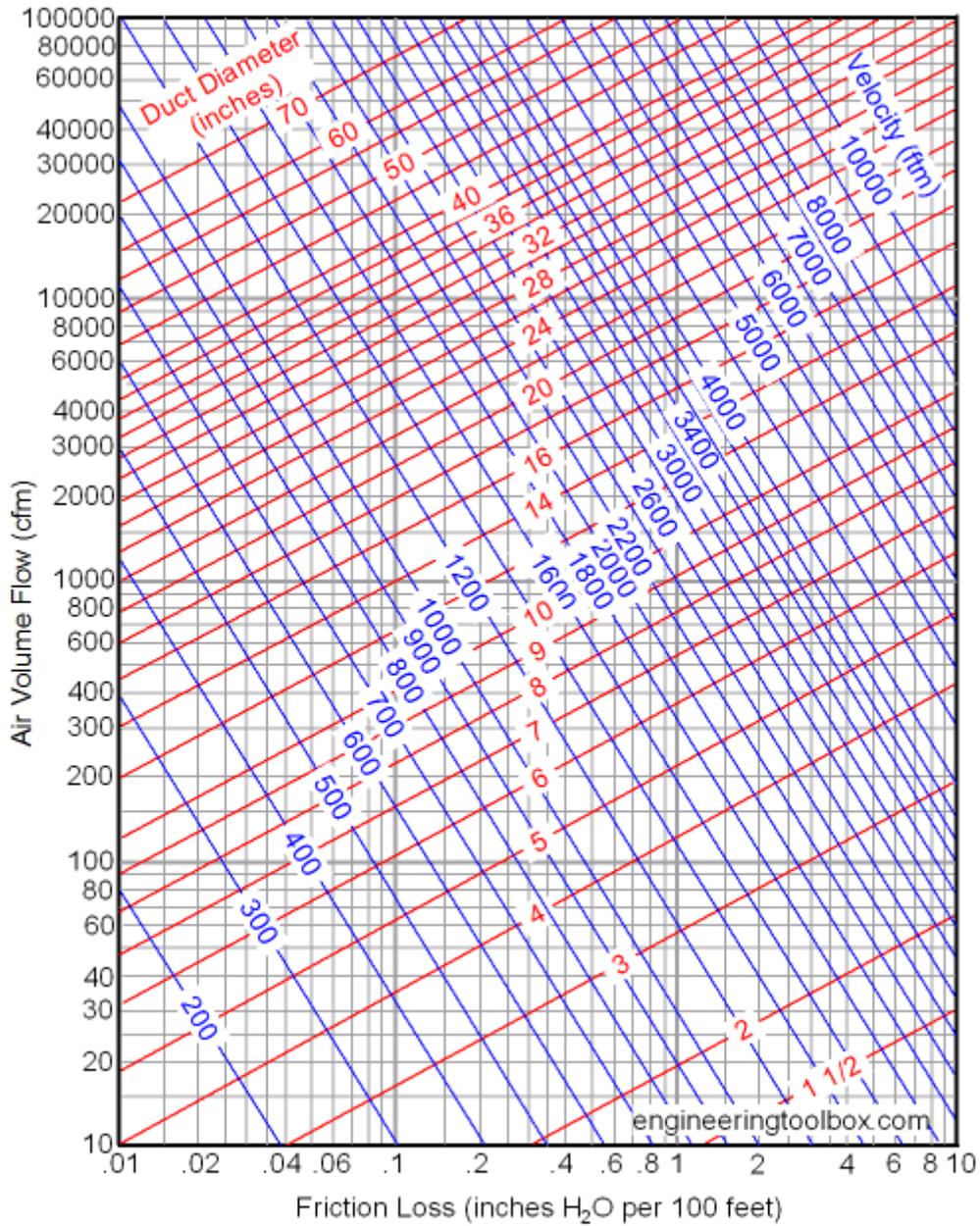
Tabla 1-4 GANANCIA DE CALOR DE PERSONAS

| Tipo de actividad | Tipo de Aplicación | Calor total disipado, hombres adultos (Btu) | Calor total disipado modificado* (Btu) | Calor sensible (Btu) | Calor latente (Btu) |
|--|--|---|--|----------------------|---------------------|
| Sentados en reposo | Teatro por la tarde por la noche | 390 | 330 | 180 | 150 |
| | | 390 | 350 | 195 | 155 |
| Sentados; trabajo muy ligero | Oficinas, hoteles, departamentos, restaurantes | 450 | 400 | 195 | 205 |
| Trabajo moderadamente activo | Oficinas, hoteles, departamentos. | 475 | 450 | 200 | 250 |
| Parados; trabajando ligero; caminando muy despacio | Tienda de departamentos; menudeo | 550 | 450 | 200 | 250 |
| Caminando; sentado; de pie; caminando lentamente | Botica | 550 | 500 | 200 | 300 |
| | Banco | 550 | 500 | 200 | 300 |
| Trabajo sedentario | Restaurante | 490 | 550 | 220 | 330 |
| Trabajo de banco ligero | Fábrica | 800 | 750 | 220 | 530 |
| Trabajo moderado Bailando moderadamente | Ensamble de piezas chicas | 900 | 580 | 245 | 605 |
| | Sala de baile | 900 | 850 | 245 | 605 |
| Caminando, 3 mph; trabajo moderado fuerte | Fábrica | 1000 | 1000 | 300 | 700 |
| Juego de bolos (Praticipante) Trabajo pesado | Bolos de Fábrica | 1500 | 1450 | 465 | 985 |
| | | 1500 | 1450 | 465 | 985 |

*La modificación de la disipación de calor de los valores indicados en la tabla se basa en porcentajes normales de los hombres, mujeres y niños, considerando para una mujer adulta, 85% de valor de un hombre adulto y para un niño el 75% del valor de un hombre adulto.

Fuente: Jennings B. H., Lewis S.R., Air Conditioning and Refrigeration. Editorial: Compañía Editora Continental S. A. 1ª Edición. México (1970).

Tabla 1-5 DIAGRAMA DE PERDIDAS POR FRICCIÓN EN DUCTOS PARA AIRE.



Fuente: http://www.engineeringtoolbox.com/duct-friction-pressure-loss-d_444.html

Apéndice Normativo A. Áreas de fabricación farmacéutica

| Clase | Ejemplos de procesos | Partículas no viables/m ³ | | | Partículas viables | | Velocidad y cambios de aire | Retención de partículas >0,5 µm | Presión diferencial, flujo de aire, temperatura y humedad | Vestimenta |
|-------|---|---|--------------------|--------------------------------------|--|--------------------------------------|--|---------------------------------------|--|--|
| | | Condiciones Estáticas/ Dinámicas ¹ | | Frecuencia de monitoreo ⁵ | (UFC) | Frecuencia de monitoreo ⁵ | | | | |
| | | (0,5 5 µm) | > 5 µm | | | | | | | |
| A | Preparación y llenados asépticos Llenado de soluciones parenterales con esterilización terminal ³ Pruebas de esterilidad Muestreo, pesado y surtido de componentes estériles Llenado de productos biológicos | ≤ 3 520 / ≤ 3 520 | 29 | Por turno de producción | ≤ 1/m ³ y ≤ 1/ placa# y ≤ 1/ huella## | Diaria/ Turno de producción | Flujo vertical laminar 0,3 m/s* Flujo horizontal laminar 0,45 m/s + 20% | Filtros terminales 99,997% eficiencia | ≥15 Pa con respecto a áreas no asépticas, aplicando un concepto de cascada 18°C a 25°C 30 a 65% HR | Uniforme para área aséptica estéril, cofia, cubrebocas, cubrezapatos, guantes y googles. |
| B | Entorno de clase A para productos que no llevan esterilización terminal Corredores asépticos Esclusas a cuartos de llenado Cuartos vestidores para áreas clase A | ≤ 3 520/ ≤ 3 520 000 | 0/2 930 | c/ 6 MESES | ≤10/m ³ y ≤5/ placa# y ≤5/ huella## | Diaria/Turno | n.a./ ≥20/h | Filtros terminales 99,997% eficiencia | ≥15 Pa con respecto a áreas no asépticas, aplicando un concepto de cascada 18°C a 25°C 30 a 65% HR | Igual que en áreas A. |
| C | Preparación de soluciones para filtración esterilizante, para esterilización terminal y elementos del sistema de cierre-contenedor 4 Entorno de clase A para productos que llevan esterilización terminal | ≤ 352 000/ ≤ 3 520 000 | ≤2 930/≤ 29300] | c/ 6 MESES | ≤100/m ³ y ≤50/placa# | Semanalmente | n.a./ ≥20/h | Filtros terminales 99,997% eficiencia | ≥ 10 Pa 18°C a 25°C 30 a 65% HR | Uniforme de planta limpio, cabello y barba/bigote cubierto. |
| D | Almacenamiento de accesorios después del lavado pasillos a clase C Cuartos de acceso a las áreas de aisladores Cuartos incubadores | ≤ 3 520 000/ 2 | 20 000/2 | c/ 6 MESES | ≤200/m ³ o ≤100/placa# | Mensualmente | n.a. / ≥10/h | 95% | ≥ 5 | Uniforme de planta limpio, cabello y barba/bigote cubierto. |

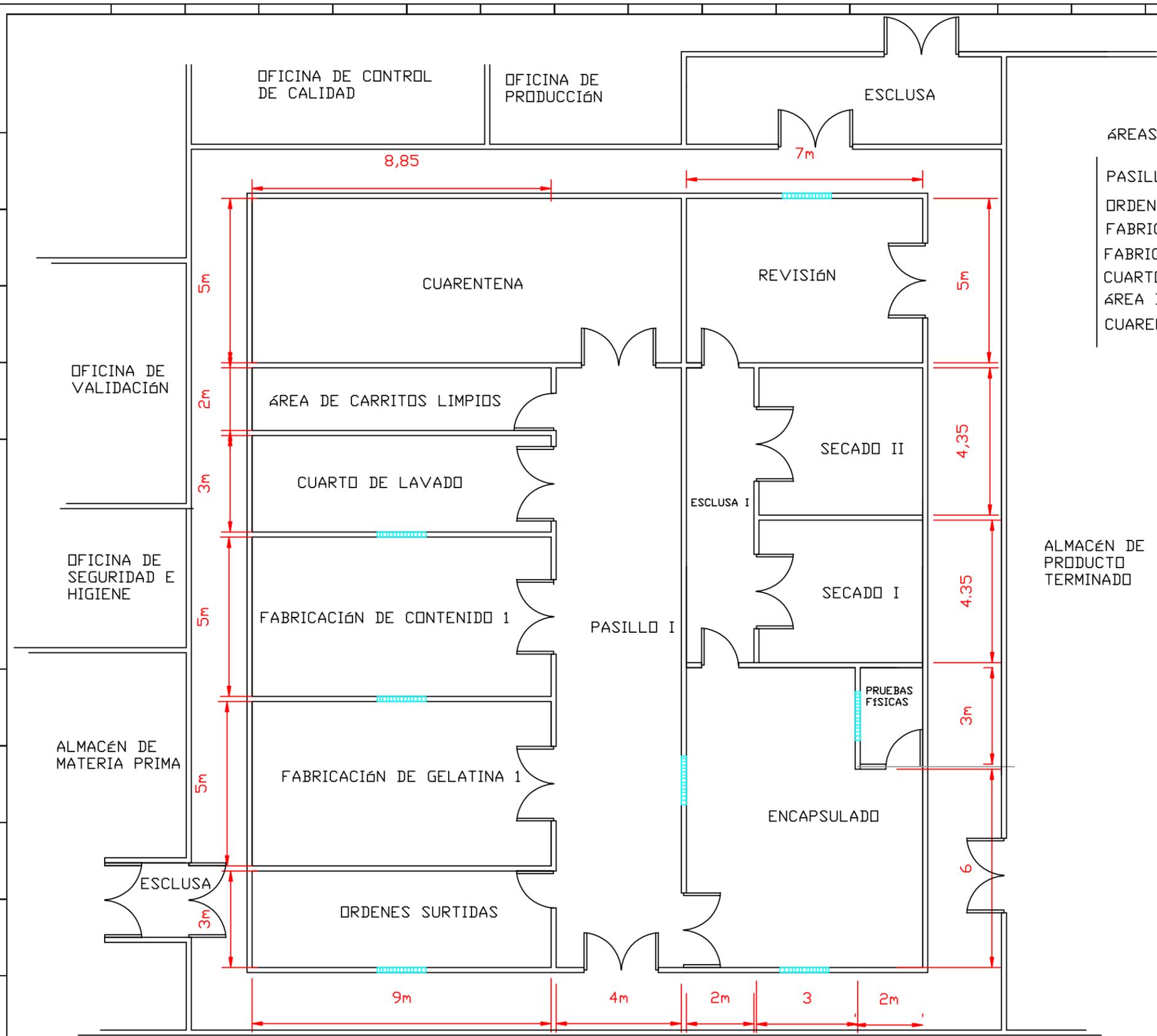
| | | | | | | | | |
|---|---|--|------------------------------------|--------------|--|----------------|--|--|
| E | Preparación de formas farmacéuticas No estériles. Envasado primario de formas orales Muestreo, pesado y surtido de componentes no estériles Preparación y llenado de formas tópicas (rectales, vaginales) no estériles | Deben ser definidos por cada establecimiento con base en los resultados de su programa de monitoreo ambiental ² | ≤200/m ³ o ≤100/placa # | Mensualmente | n.a. / ≥10/h | 95% eficiencia | Presión negativa donde se generan polvos con respecto a los cuartos adyacentes, con T y HR controladas de acuerdo a las características específicas del proceso y producto, las cuales no deben de exceder de 25 C y 65% de HR | Uniforme de planta limpio, cabello y barba/ bigote cubierto, cubrebocas y guantes. |
| F | Empaque secundario Áreas técnicas dentro de Producción | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. / ≥10/h | 85% eficiencia | Presión negativa donde se generan partículas con respecto a los cuartos adyacentes | Uniforme de planta limpio, cabello cubierto. |
| G | Almacén Laboratorio de control de calidad | n.a. | n.a. | n.a. | n.a. / ≥6/h sólo para los laboratorios de control de calidad | n.a. | n.a. Presión negativa respecto a las áreas de producción y empaque primario y Presión positiva respecto al medio ambiente externo | Ropa de seguridad. |

NOTAS:

1. El conteo de partículas puede ser realizado durante la operación, sin embargo, es recomendable realizarlo en condiciones estáticas de acuerdo a la clasificación establecida en ISO 14644. ISO 14644-1.
 2. El requisito y límite dependerán de la naturaleza de las operaciones que se realicen en ella.
 3. Podrá ser realizado al menos en clase C siempre y cuando se soporten con estudios de validación.
 4. Podrá ser realizado al menos en clase D siempre y cuando se soporten con estudios de validación.
 5. Esta frecuencia aplica para condiciones de producción en las áreas. De lo contrario referirse al numeral 9.5.4.12.
- * O mayor cuando las características del producto, proceso o área lo requiera.
- # Placa de sedimentación, con exposición no mayor de 30 minutos por placa por el tiempo que dure la operación.
- ## Huella de 5 dedos a placa de contacto.
- n.a. No aplica

Fuente: NOM-059-SSA1-2006, NORMA Oficial Mexicana, Buenas Prácticas de fabricación para establecimientos de la industria químico farmacéutica dedicada a la fabricación de medicamentos.

ANEXO 1 PLANO ARQUITECTONICO



ÁREAS DEL PROCESO DE FABRICACIÓN

- PASILLO I
- ORDENES SURTIDAS
- FABRICACIÓN DE GELATINA 1
- FABRICACIÓN DE CONTENIDO 1
- CUARTO DE LAVADO
- ÁREA DE CARRITOS LIMPIOS
- CUARENTENA

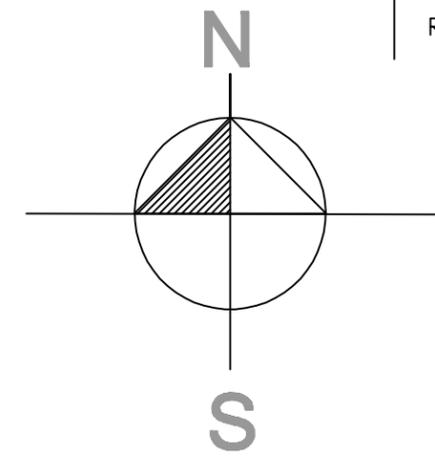
ÁREAS DEL PROCESO DE ENCAPSULADO

- ENCAPSULADO
- PRUEBAS FÍSICAS

ÁREAS DEL PROCESO DE FABRICACIÓN

- SECADO I
- SECADO II
- ESCLUSA I
- REVISIÓN

ALMACÉN DE PRODUCTO TERMINADO



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

LABORATORIO FARMACÉUTICO

PROYECTO: SISTEMA HVAC&R EN LA INDUSTRIA FARMACÉUTICA: CÁPSULAS DE GELATINA BLANDA

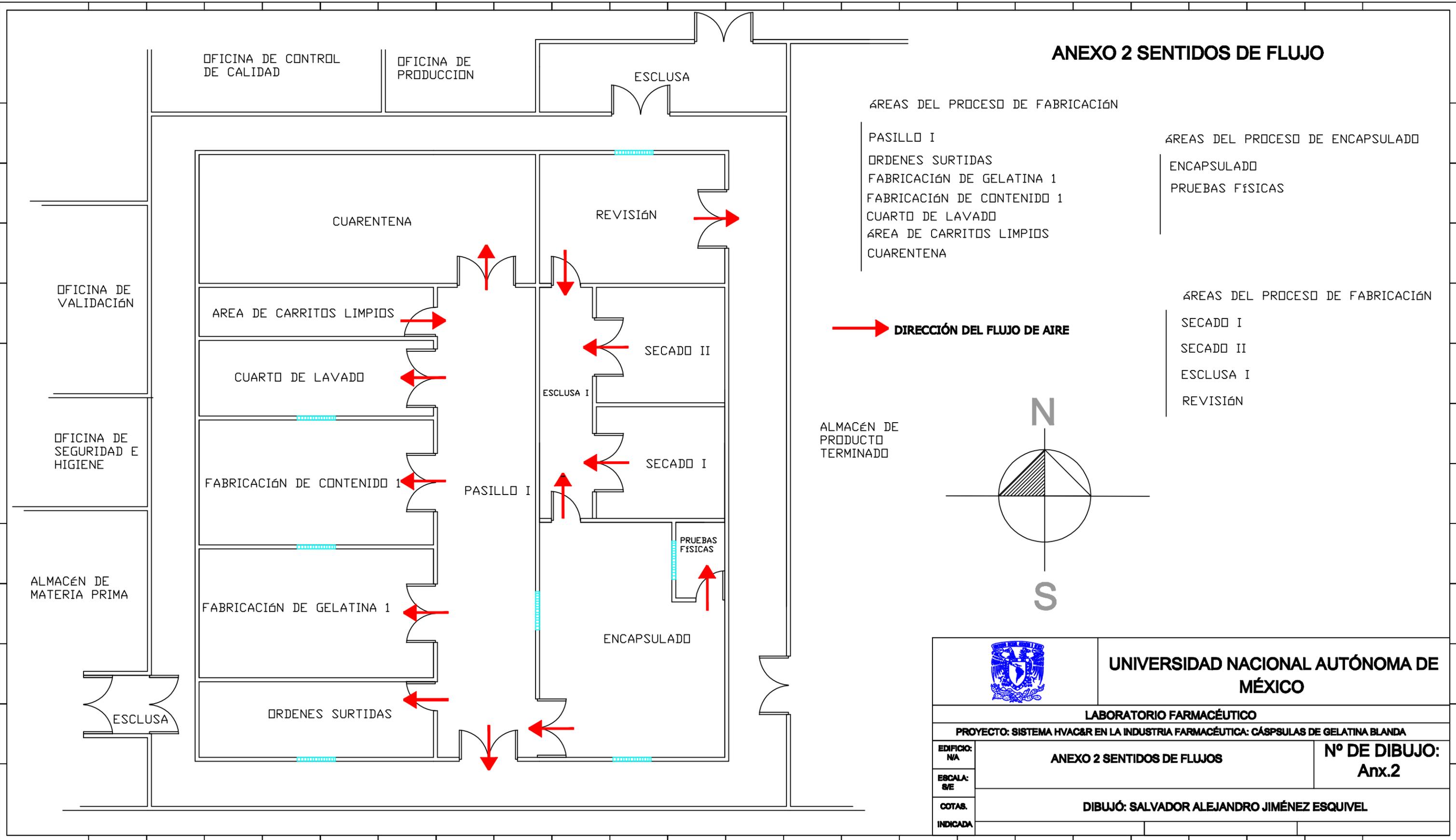
EDIFICIO:
NA
ESCALA:
8/E
COTAS:
INDICADA

ANEXO 1 PLANO ARQUITECTONICO

**Nº DE DIBUJO:
Anx. 1**

DIBUJÓ: SALVADOR ALEJANDRO JIMÉNEZ ESQUIVEL

ANEXO 2 SENTIDOS DE FLUJO



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

LABORATORIO FARMACÉUTICO

PROYECTO: SISTEMA HVAC&R EN LA INDUSTRIA FARMACÉUTICA: CÁPSULAS DE GELATINA BLANDA

EDIFICIO:
NA

ANEXO 2 SENTIDOS DE FLUJOS

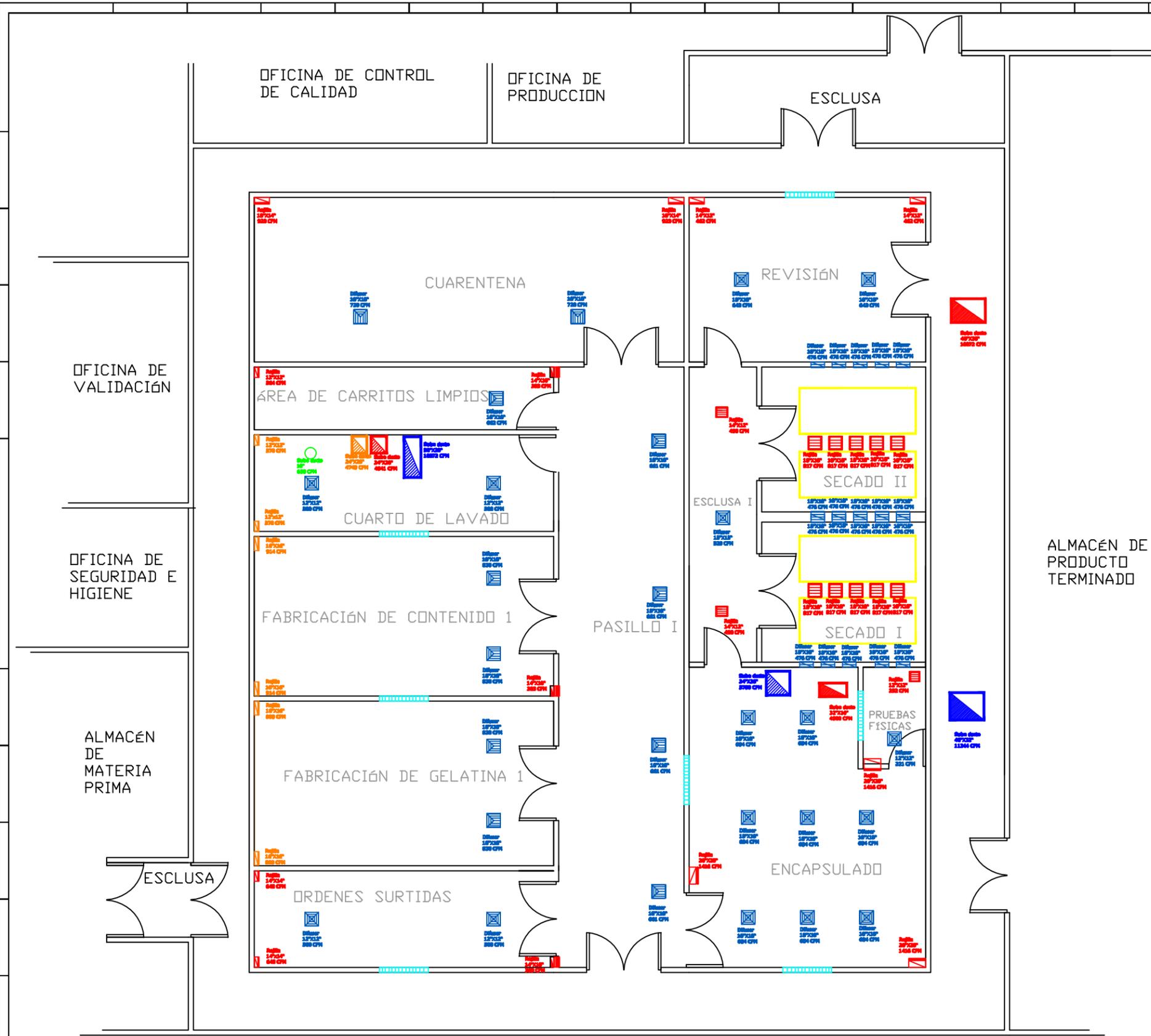
**Nº DE DIBUJO:
Anx.2**

ESCALA:
SE

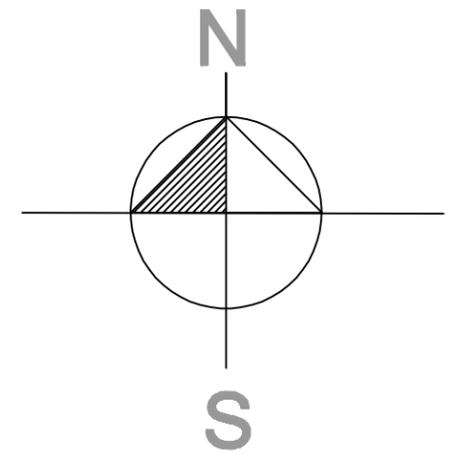
COTAS.
INDICADA

DIBUJÓ: SALVADOR ALEJANDRO JIMÉNEZ ESQUIVEL

ANEXO 3 UBICACIÓN DE DIFUSORES Y REJILLAS

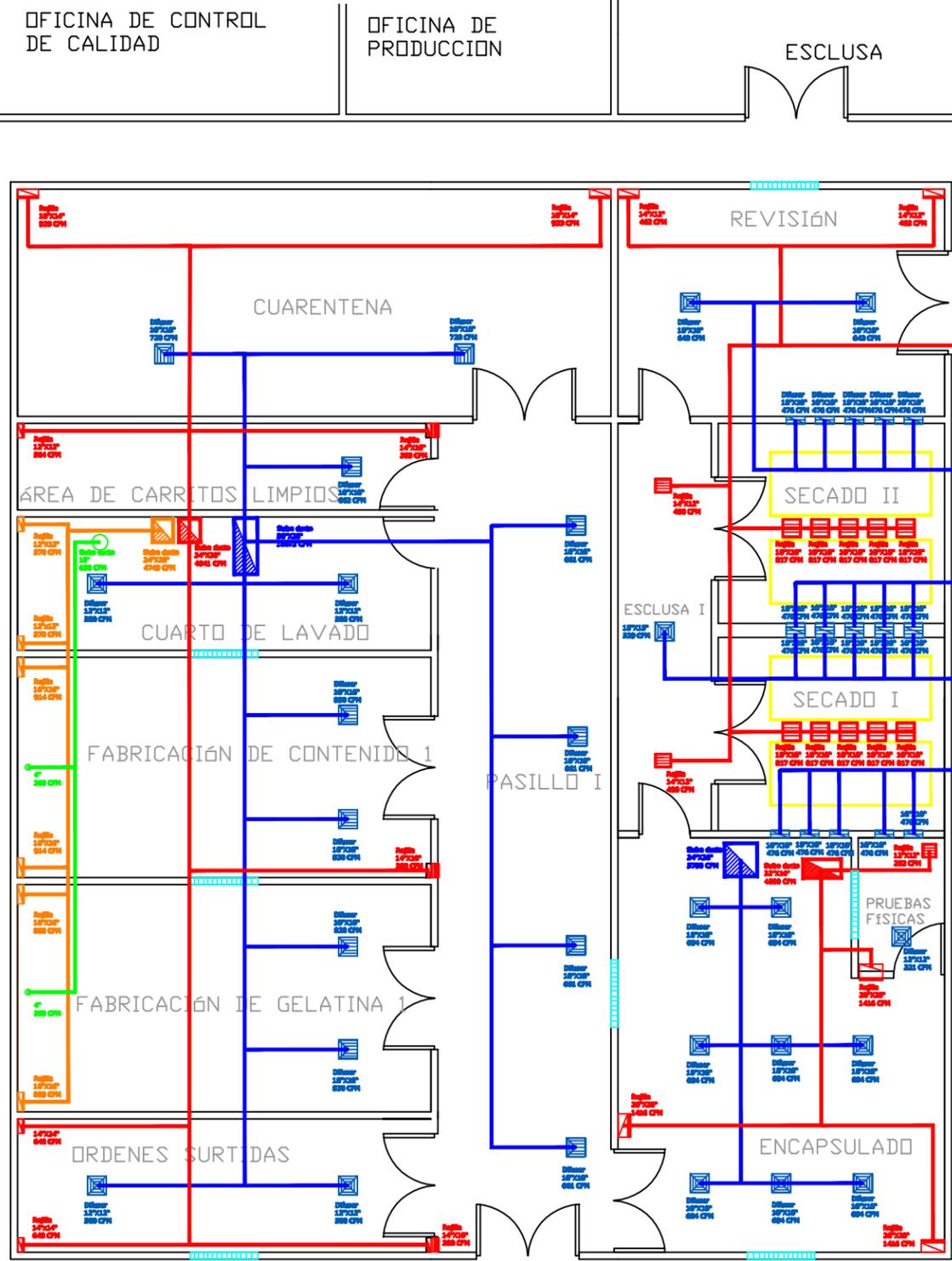


-  Rejilla de retorno a 30cm de piso
-  Difusor de Suministro de aire
-  Rejilla de retorno a nivel de plafón
-  Rejilla de extracción de aire a 30 cm de piso
-  Succión de Colector de Polvos

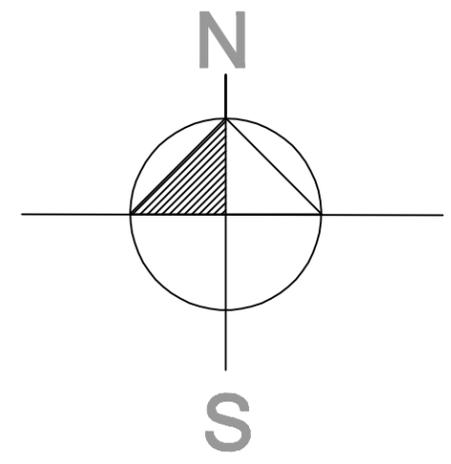


| | | | |
|--|--|--|-------------------------------|
|  | | UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO | |
| LABORATORIO FARMACÉUTICO | | | |
| PROYECTO: SISTEMA HVAC&R EN LA INDUSTRIA FARMACÉUTICA: CÁSPSULAS DE GELATINA BLANDA | | | |
| EDIFICIO: NA | ANEXO 3 UBICACIÓN DE DIFUSORES Y REJILLAS | | Nº DE DIBUJO: Anx.3 |
| ESCALA: 3/E | | | |
| COTAS: INDICADA | DIBUJÓ: SALVADOR ALEJANDRO JIMÉNEZ ESQUIVEL | | |

ANEXO 4 DIAGRAMA UNIFILAR DEL SISTEMA



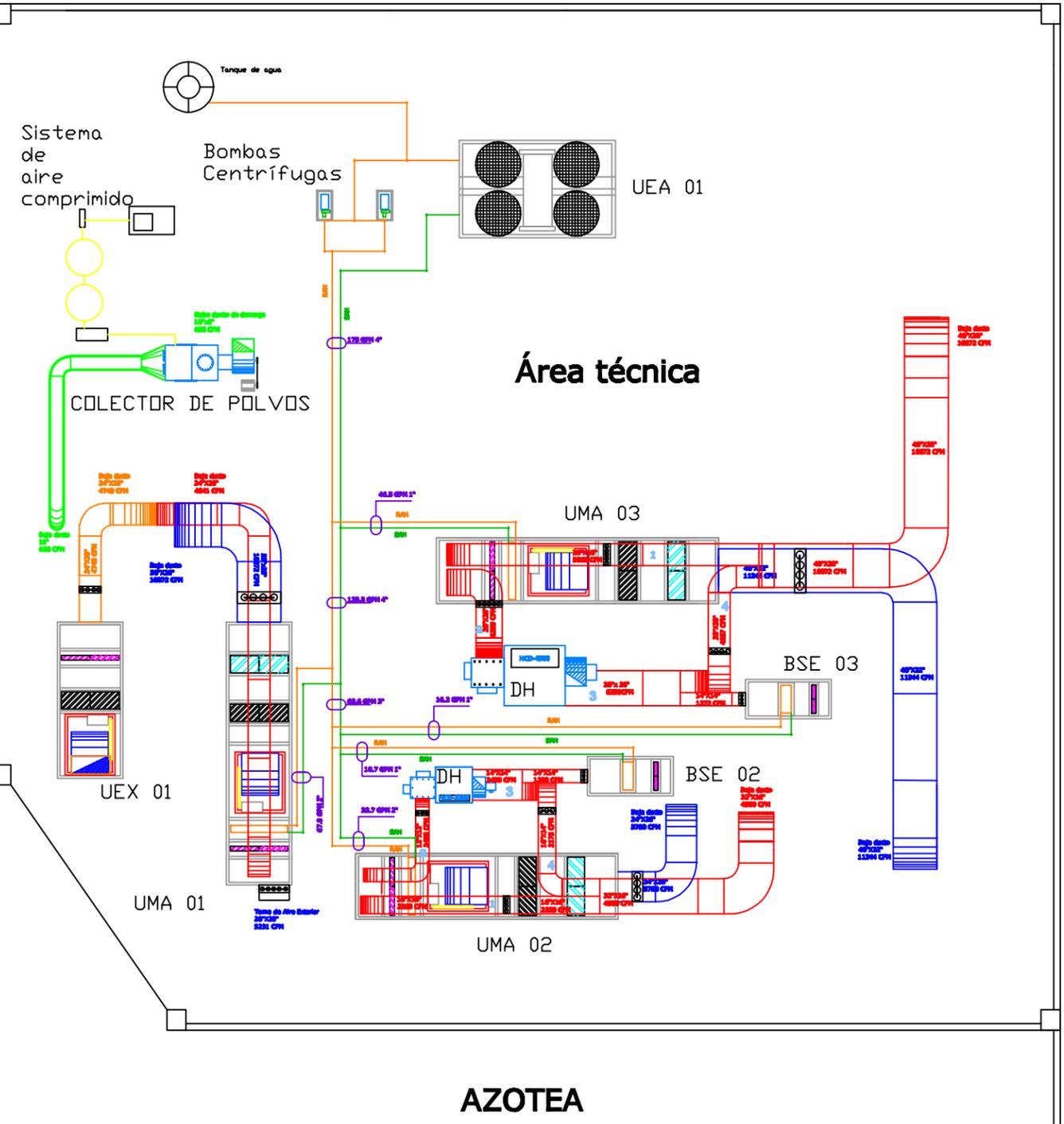
- Rejilla de retorno a 30cm de piso
- Difusor de Suministro de aire
- Rejilla de retorno a nivel de plafón
- Rejilla de extracción de aire a 30 cm de piso
- Ducto de Inyección
- Ducto de retorno
- Ducto de extracción
- Ducto del colector de polvos



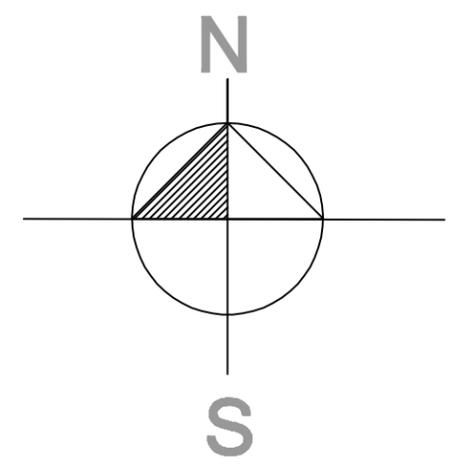
ALMACÉN DE PRODUCTO TERMINADO

| | | | |
|---|---|--|------------------------|
| | | UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO | |
| LABORATORIO FARMACÉUTICO | | | |
| PROYECTO: SISTEMA HVAC&R EN LA INDUSTRIA FARMACÉUTICA: CÁPSULAS DE GELATINA BLANDA | | | |
| EDIFICIO: NA | ANEXO 4 DIAGRAMA UNIFILAR DEL SISTEMA | | Nº DE DIBUJO: Anx.4 |
| ESCALA: 9/E | | | |
| COTAS. INDICADA | DIBUJÓ: SALVADOR ALEJANDRO JIMÉNEZ ESQUIVEL | | |

ANEXO 5 UBICACIÓN DE EQUIPOS



- Filtros Pleat 35% de eficiencia
- Filtros Boisa 95% de eficiencia
- Filtros HEPA 99.97% de eficiencia
- Compuerta
- RAH Retorno de agua Helada
- SAH Suministro de agua Helada
- UMA Unidad Manejadora de aire
- UEX Unidad de Extracción de aire
- BSE Banco de Serpentin de Enfriamiento
- UEA Unidad Enfriadora de Agua
- DH Deshumidificador
- CFM Pies Cúbicos por minuto
- GPM Galones por minuto
- Ducto de Inyección
- Ducto de retorno
- Ducto de extracción
- Ducto del colector de polvos



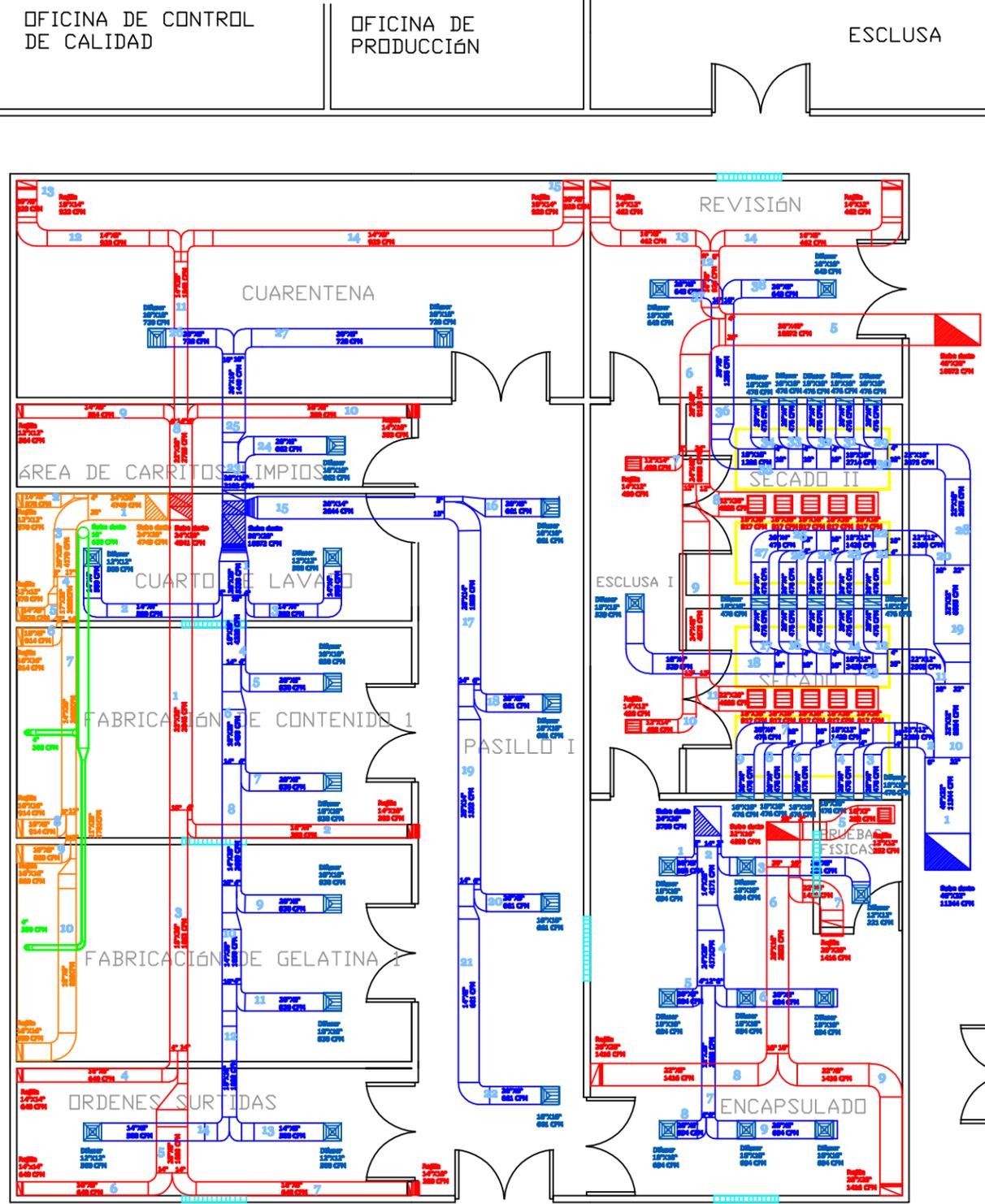
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

LABORATORIO FARMACÉUTICO

PROYECTO: SISTEMA HVAC&R EN LA INDUSTRIA FARMACÉUTICA: CÁSPSULAS DE GELATINA BLANDA

| | | |
|--------------------|---|------------------------|
| EDIFICIO: NA | ANEXO 5 UBICACIÓN DE EQUIPOS | Nº DE DIBUJO: Anx.5 |
| EBCALA: S/E | | |
| COTAS. INDICADA | DIBUJÓ: SALVADOR ALEJANDRO JIMÉNEZ ESQUIVEL | |

ANEXO 6 PLANO DE DISTRIBUCIÓN DE DUCTOS

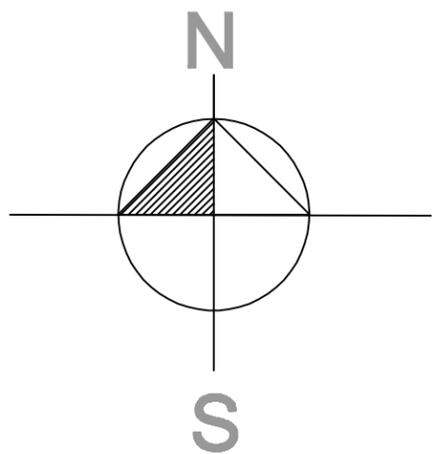


- Rejilla de retorno a 30cm de piso
- Difusor de Suministro de aire
- Rejilla de retorno a nivel de plafón
- Rejilla de extracción de aire a 30 cm de piso
- Ducto de Inyección
- Ducto de retorno
- Ducto de extracción
- Ducto del colector de polvos

- 1.- Las dimensiones de difusores, rejillas y puntas de colectores de polvos y redes de ductos estan indicados en pulgadas.
- 2.- Los flujos de aire estan indicados en pies cubicos por minuto (CFM)
- 3.- Las redes de ductos estaran fabricadas en lámina galvanizada en los calibres que se describen a continuación:

| CALIBRE | DIMENSIÓN DE DUCTO |
|---------|--------------------|
| 24 | 0-30" |
| 22 | 31-42" |
| 20 | 43-60" |

- 4.- Las redes de ductos estaran selladas en sus uniones con sellador anti-hongos Down Corning 781



| | | |
|---|--|--------------------------------|
| | UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO | |
| LABORATORIO FARMACÉUTICO | | |
| PROYECTO: SISTEMA HVAC&R EN LA INDUSTRIA FARMACÉUTICA: CÁPSULAS DE GELATINA BLANDA | | |
| EDIFICIO: NA | ANEXO 6 PLANO DE DISTRIBUCIÓN DE DUCTOS | Nº DE DIBUJO: Anx.6 |
| ESCALA: S/E | | |
| COTAS. INDICADA | DIBUJÓ: SALVADOR ALEJANDRO JIMÉNEZ ESQUIVEL | |

OFICINA DE CONTROL DE CALIDAD

OFICINA DE PRODUCCIÓN

ESCLUSAS

OFICINA DE VALIDACIÓN

OFICINA DE SEGURIDAD E HIGIENE

ALMACÉN DE MATERIA PRIMA

ESCLUSAS

ALMACÉN DE PRODUCTO TERMINADO