



**DISEÑO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO
CON EQUIPO DE SATURACION ADIABATICA**

JAIME PIO / NORIEGA BERNECHEA

MEXICO, D. F.

1967



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.

FACULTAD DE QUIMICA

- **Diseño de un Sistema de Aire Acondicionado con Equipo de Saturación Adiabática.**

T E S I S

Que para obtener el título de:

INGENIERO QUIMICO

p r e s e n t a :

JAIME PIO NORIEGA BERNECHEA

A mi madre con eterno agradecimiento

A mi Padre, y Hno.

A la memoria de mis tios Juan y Esther

Jurado asignado originalmente
según el toma

Presidente

Vocal

Secretario

1er. Suplente

2do. Suplente

Sitio donde se desarrolló el toma:

S. F. de México, S. R.

Nombre completo y firma del sustentante.

Jaime Pío Noriega Bernechea

Nombre completo y firma del Asesor del toma

Ing. Quím. José E. Galindo

Nombre completo y firma del Supervisor Incento

.....

C A P I T U L O I

I N T R O D U C C I O N

A). - LA INDUSTRIA EN MEXICO.

Al desatarse la segunda guerra mundial, nos encontramos a México como un país en el cual no había prácticamente industria y todos los productos elaborados que se consumían eran casi siempre de importación. Al irse propagando el conflicto armado a todos los países altamente industrializados, éstos empezaron a dedicar sus recursos y su técnica a la elaboración de materiales necesarios en los centros de combate, dejando de producir artículos para la exportación.

Este período resulta crítico para el país y se establecen gran cantidad de industrias pequeñas y medianas (la mayor parte de ellas improvisadas), que se dan a la tarea de hacer frente a las demandas del mercado interno, que no se pueden satisfacer al no ser factible la importación.

Es evidente que sin un crecimiento planeado y sin asesoramiento técnico-sólido, estas industrias producían materiales de mala calidad, haciéndose muy poco por mejorar los productos, ya que la competencia era nula. Debe notarse también que en aquellos años el país empezaba a despertar-

del letargo económico post-revolucionario, en el cual no se hacía gran labor en lo que toca a creación de fuentes de trabajo; lo que es peor algunas fuentes existentes antes y aún durante la revolución, habían sido abandonadas por sus antiguos propietarios o bien al serles expropiadas habían declinado en forma alarmante.

El cuadro era más sombrío, al ser el nuestro, un país eminentemente agrícola y productor de materias primas, las cuales tienen un precio muy bajo en el intercambio internacional.

Al terminar la guerra, todos los países contendientes, volvieron a dedicar sus esfuerzos a la producción de los artículos que habían venido manufacturándose, presentándose en México el fenómeno de la competencia; un problema para el cual no estaba preparado ni el Industrial ni el Pueblo, pues los países con grandes recursos industriales y tecnología avanzada podían competir con grandes ventajas frente a nuestra incipiente industria improvisada. Era pues urgente el desarrollar una industria poderosa que pudiera competir bajo las nuevas condiciones; una industria moderna bajo nuevos conceptos y nuevas normas, siendo uno de los primeros pasos dados por nuestro gobierno la intensificación de las actividades de la enseñanza técnica media y superior, formando técnicos en todas las ramas que fueran capaces de manejar en forma satisfactoria las futuras empresas.

Poco a poco empezó a sufrir nuestro País una transformación, las industrias ya existentes adquirieron nueva vida y empezaron a reorganizarse primero y después crecieron al tiempo que se modernizaban. Este crec-

miento propició el nacimiento de un gran número de necesidades que antes se consideraban fuera de lugar en nuestro medio, dando lugar a la aparición de un sinnúmero de pequeñas y medianas sociedades que se dedicaron a la atención de esos problemas.

B). - LA INDUSTRIA TEXTIL.

Un caso típico de lo mencionado es la Industria Textil, como poderosa fuerza creciente y el aire acondicionado como un sistema para la solución técnica de los nuevos problemas textiles.

El uso de maquinaria sumamente moderna, ha permitido alcanzar índices de calidad magníficos en la producción textil de México; Pero ésta maquinaria por su complejidad es sumamente susceptible a las condiciones ambientales que la rodean y al igual que la fibra, se comporta mejor bajo ciertas normas de trabajo. Otro factor importante en la producción necesariamente impuesto por la expansión del mercado y los precios competitivos, ha sido la cada vez menor necesidad de la intervención directa del personal (menos mano de obra).

C A P I T U L O I I

PRESENTACION DEL PROBLEMA.

A). - CONDICIONES EXISTENTES EN LA INDUSTRIA TEXTIL.

La industria textil mexicana no es ciertamente el mejor lugar en que se puedan apreciar reunidas las mejores condiciones para el trabajo, de -- biendo ser así. La situación laboral idónea no existe dado el hecho de que las empresas existentes han sido planeadas desde un punto de vista único: obtener utilidades.

El criterio anterior, aunque lógico en nuestro medio, no toma en cuenta al hombre como ser humano que requiere determinadas condiciones ambientales para preservar su salud y el bienestar de su familia; siendo en muchos casos las irregularidades ambientales las que le restan productividad y acortan el lapso a que se le puede someter en el trabajo sin --- causarle daños.

Debido al criterio de planeación ya expuesto, se encuentran infinidad de locales de trabajo en que las condiciones son francamente inhumanas, -- condiciones tales como: temperaturas altas ó bajas, humedades muy variables, gran cantidad de polvos, existencia de vapores tóxicos, olores-

nauseabundos, etc.

En nuestro caso específico (la industria textil), las condiciones adversas a la salud humana, son:

1). - Altas temperaturas, que ocasionan sofocamiento, cansancio excesivo, y al además ésta temperatura va acompañada de baja humedad relativa, ocasiona trastornos vasculares periféricos, trastornos de tipo artrítico (inflamación de las articulaciones, reumatismos, etc.). También se producen trastornos trópicos (fallas en la nutrición de la piel) y una vejez prematura causada por la inflamación de los vasos sanguíneos.

2) Bajas humedades: provocan que el personal se encuentre inconscientemente en estado de somnolencia y causa también alteraciones en el funcionamiento de los riñones, dando lugar a concentraciones altas de elementos tóxicos en la sangre debido a la deshidratación.

3). - Humedad excesiva, cuando éste ocurre en zonas aisladas y fuera de control, origina gripes y reumatismos, siendo el caso extremo la aparición de pulmonía.

4). - Ventilación muy pobre; permite que los olores permanezcan y que los contaminantes aumenten su concentración con el tiempo hasta el punto de hacer insostenible la estancia en el lugar.

5). - Gran cantidad de pelusa flotante; se obstruyen las vías respiratorias ocasionando enfermedades que pueden ir desde sólo tos hasta la formación de fibrosis en los pulmones con sus correspondientes consecuencias.

En los últimos años se ha estado prestando atención al hecho de que es-

tando en buenas condiciones físicas un hombre, puede aumentar sensiblemente su aportación y ésta diferencia de niveles de trabajo aumenta los márgenes de utilidad en las empresas. Además se debe de hacer notar - que la experimentación ha llevado a conclusiones que indican que manteniendo las condiciones internas de los locales de trabajo dentro de cierta magnitud, aumenta el ritmo de la producción, lo cual también aumenta - las utilidades considerablemente, manteniendo los costos casi sin variación.

B). - CAUSAS.

Los motivos fundamentales por los cuales se presenta el problema de -- las condiciones adversas en la industria textil son tres:

1). - Improvisación. - Son muchos los casos en los cuales debido a un crecimiento que no es planeado convenientemente, se ocupan locales - francamente inadecuados para colocar ahí la maquinaria. Estos locales - no tienen la suficiente iluminación y además se carece por completo de - ventilación, con lo que se tiene un aire demasiado viciado en el interior.

2). - Tipo de Construcción económica. - Son muy frecuentes los -- techos de lámina galvanizada ó lámina acanalada de asbesto que protegen muy poco contra la intemperie, permitiendo el paso del calor intenso debido al sol durante el día y dejando salir el calor del local en los días y - las noches invernales. Las paredes delgadas de bajo costo ocasionan los mismos inconvenientes.

3). - Gran concentración de maquinaria. - Los locales de trabajo - en la Industria Textil son hechos de tal manera que sólo haya espacio pa-

ra la maquinaria y pequeños pasillos en los cuales circule el personal -- que atiende las máquinas. De tal suerte que no es raro encontrar en un -- área de 4m. por 4.5 m. hasta 6 telares sencillos con un motor de 1.5 H. P. cada uno.

Esta potencia se convierte a calor casi en su totalidad dada la eficiencia electromecánica de este tipo de maquinaria, siendo el caso más típico el de un telar, en el cual toda la energía alimentada por el motor que sirve para mover rápidamente en unos casos y lentamente en otros, una serie de palancas y piezas que se detienen súbitamente y vuelven a ser accionadas en forma sucesiva. De lo anterior se puede apreciar claramente que una alta concentración de máquinas equivale a decir una gran cantidad de motores en funcionamiento y ende fuertes liberaciones de calor.

El caso se agrava más cuando se trata de locales en que se operan tróctles, que por su diseño son bastantes largos (entre 10 y 15 m), y tienen el motor en un extremo. Al colocar en un salón una serie de estas máquinas, se concentra la emisión de calor en una zona del local, causando así diferentes condiciones de temperatura dentro de un mismo salón.

En la presentación anterior se han mencionado las condiciones - adversas a la salud y sus causas más no hemos tocado aún lo mas importantes, si esas condiciones también son adversas para la materia prima que se maneja en estos centros industriales. Respecto a esto se puede -- decir lo siguiente:

El efecto de una temperatura y humedad apropiada, ha sido reconocido durante mucho tiempo como un factor importante en el procesamiento

de fibras textiles, tanto en el algodón y la lana como en las fibras artificiales. Dado que la humedad tiene un efecto preponderante en la resistencia, calidad, conductividad eléctrica y rapidez a la cual se pueden procesar las fibras, su control está volviéndose cada vez más importante.

Las fibras textiles son higroscópicas en diferentes grados (según su condición o naturaleza) y exhiben una tendencia para estar en equilibrio de humedad con la humedad relativa de la atmósfera que las rodea, ya sea tomando humedad o cediéndola a el ambiente. Al primer fenómeno se le llama absorción y al segundo desorción. Generalmente hay diferencias entre la desorción y la absorción de recuperación para una muestra dada a una condiciones fijadas, siendo mayor la desorción que la recuperación.

En contraposición con el hecho de que la humedad tiene una influencia muy considerable en muchas propiedades mecánicas que son de importancia en el procesado y uso de textiles, la información de el efecto de la humedad en ciertas propiedades es muy escasa.

Sin embargo se podrán discutir los datos disponibles y examinar las interpretaciones teóricas de los fenómenos observados.

Las propiedades a discutir pueden ser divididas en tres grandes clases. 1). - Propiedades de tensión, que se hacen evidentes cuando el hilo ó las fibras son estirados.

2). - Propiedades de torsión, las cuales se manifiestan principalmente con el torcido de los hilos y que dependen fundamentalmente de el módulo de rigidez ó de la resistencia al corte.

3). - Variación de la conductividad eléctrica y electricidad estática generada.

1). - Consideraremos bajo propiedades de tensión el efecto de la humedad en:

a). - Relaciones de tensión a esfuerzo.

b). - Ruptura

c). - Variación de el alargamiento de el hilo con el tiempo a tensión constante. (arrastramiento, en inglés "creep").

d). - Decremento en el esfuerzo con el tiempo a longitud constante (relajamiento).

2). - Como propiedades torsionales, el efecto de la humedad en:

a). - Relaciones de tensión a esfuerzo (esfuerzo de torsión aplicado contra grado de torcido.).

b). - Esfuerzo cortante.

c). - Relajamiento de la torsión.

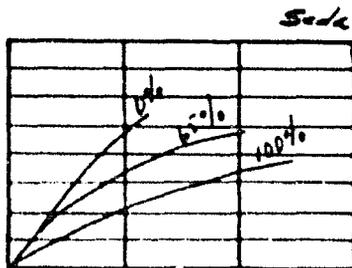
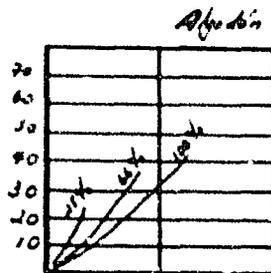
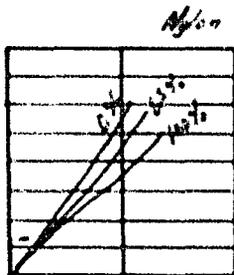
3). - En este punto veremos la variación de la constante dieléctrica con respecto a la humedad de la fibra y como influye el ambiente en la generación de electricidad estática.

1). - Propiedades tensiles ó de tensión.

a). - Al aumentar la humedad relativa, todas las fibras se hacen más "extensibles", es decir, la relación de tensión ó fuerza aplicada a el esfuerzo originado en la fibra o hilo, es menor. Por lo tanto el posible alargamiento de un hilo hasta su ruptura, es mayor. Esto se debe a que el agua absorbida reduce la cohesión de las moléculas encadenadas en las regiones amorfas de la fibra, permitiendo así un mayor deslizamiento.

Lo dicho se puede apreciar objetivamente con los siguientes casos:

Para alargar en un 2% de su longitud una fibra húmeda de caseína-
 ó fibra de viscosa, es necesario sólo 1/20 de la fuerza necesaria para --
 alargar en la misma proporción la fibra seca.



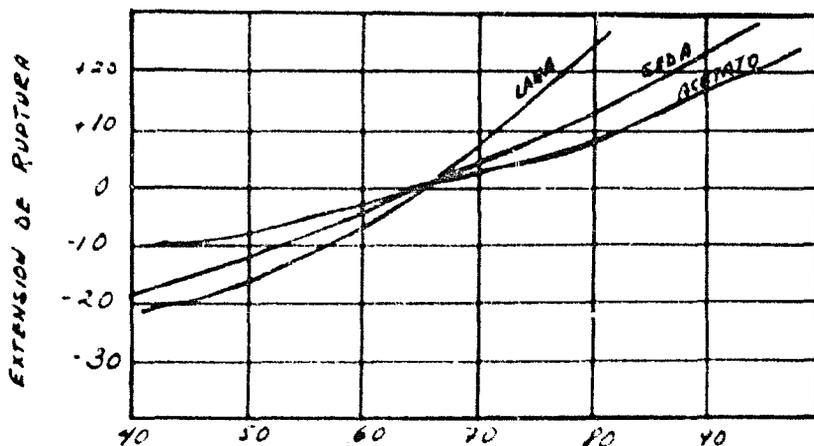
ESFUERZO EN PORCENTAJE



De las gráficas de la página anterior, se puede notar claramente la influencia determinante de la humedad en las diferentes fibras siendo mucho más sensibles a la variación de la humedad las fibras siguientes: Rayón viscosa, Acetato de celulosa, Seda y Lana.

En estos casos es interesante notar que las curvas respectivas -- tienen una parte lineal en su iniciación, en la que la tensión es proporcional al esfuerzo, seguida por una gradual cesión de la estructura de la fibra hasta obtenerse considerables alargamientos para pequeños incrementos en la carga de tensión aplicada. Un incremento en la humedad relativa produce un gran decremento en la carga ó tensión a que se debe someter una fibra para un determinado ritmo de extensión ó alargamiento de la fibra.

b). - Ruptura. - La dependencia de la humedad relativa en la extensión de ruptura de los hilos hechos de diferentes fibras se muestra en la gráfica que sigue a continuación.



En esta figura se toma como referencia la extensión de ruptura a 65% de humedad relativa y las ordenadas se toman como un porcentaje de éste -- valor. En la gráfica las fibras viscosa flax y algodón se encuentran en -- tre la seda y el acetato.

Puede apreciarse que en todos los casos, la extensión de ruptura -- aumenta con el incremento de la humedad relativa; sin embargo hay dife -- rencia bastante notable entre las fibras nativas y las regeneradas.

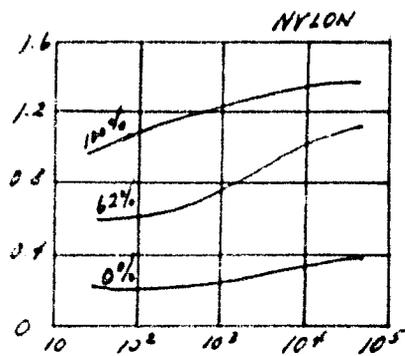
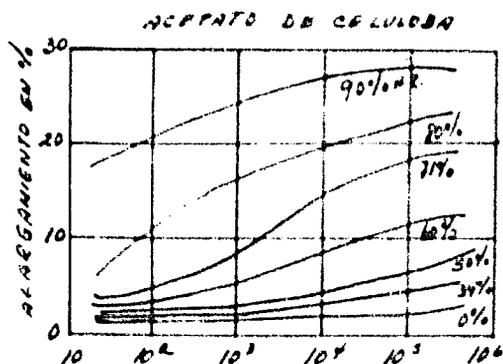
En general, los hilos hechos de fibra de celulosa nativa son los -- únicos que muestran incremento en su resistencia al aumentar su conte -- nido de agua, mientras que los hilos hechos de otra clase de fibras no -- muestran efecto apreciable, o lo que es más, disminuyen su resistencia al aumentar la humedad. Esto se debe fundamentalmente a un desbalanceo -- diferente entre el decremento de la fuerza de cohesión entre las moléculas encadenadas debido a la dilatación de las fibras y a la liberación de -- fuerzas internas por esa dilatación.

Por lo tanto, en fibras de celulosa nativa, tales como el algodón y el flax, la liberación de esfuerzos internos entre las moléculas de cade -- na larga, predomina; lo cual incrementa la resistencia de la fibra debido a una distribución interna de la fuerza en forma más uniforme. Sin em -- bargo, en fibras regeneradas, el agua absorbida reduce el número de -- puntos de adhesión de las cadenas de moléculas de celulosa y concentra -- el esfuerzo en un número relativamente pequeño de moléculas, las cua -- les fallan por ruptura.

Para apoyar estas explicaciones, debe tomarse en cuenta que la --

longitud promedio de las cadenas moleculares (grado de polimerización) en las fibras de celulosa natural es cuando menos cinco veces mayor que en la celulosa regenerada, consecuentemente en las moléculas individuales de las fibras de celulosa nativa puede esperarse que haya más puntos de adhesión y por lo tanto deben poseer mayores posibilidades de absorber esfuerzos internos.

c). - Variación de la extensión de la fibra a tensión constante con respecto al tiempo (arrastramiento). Cuando se sujeta el material bajo prueba a una carga constante o tensión constante y se mide el aumento resultante en su longitud con respecto al tiempo, se obtiene lo que podríamos llamar arrastramiento (del inglés "creep"). Esta propiedad es bastante afectada por la humedad relativa como se puede apreciar en las siguientes gráficas.



La tensión para la gráfica de acetato de celulosa es de 6.5×10^8 dyn/cm², para la gráfica del nylon es de 1.8×10^8 dyn/cm².

La carga de tensión para el nylon es bastante menor que la usada para el

acetato de celulosa y los alargamiento obtenidos son bastantes menores, pero la apariencia general de la curva es la misma.

Podemos sacar las siguientes conclusiones de las gráficas.

Las fibras secas muestran un inmediato alargamiento elástico se guido por un pequeño "arrastramiento" el cual excede en magnitud a la extensión elástica sólo después de un tiempo considerable.

No hay cambios notables en el comportamiento de las fibras hasta humedades del 40%, pero en una atmósfera de 60-70%, (que es la región de prueba de las fibras textiles), el "arrastramiento" forma la mayor parte del alargamiento total, después de poco tiempo.

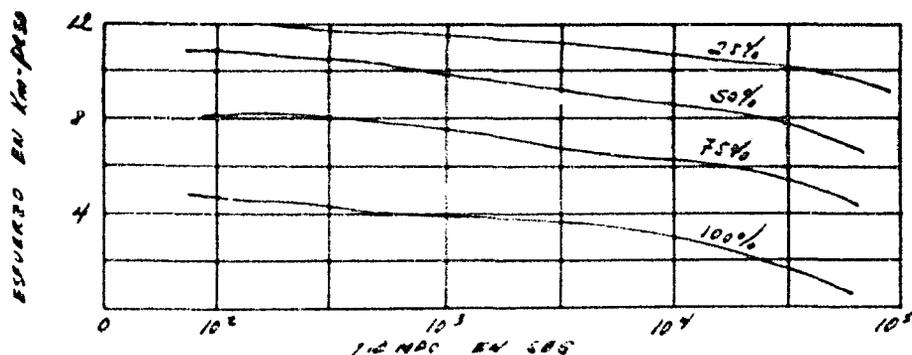
En el rango experimental las curvas de "arrastramiento" para humedades relativas mayores a 70% no muestran señas de llegar a un alargamiento límite, antes de la ruptura del hilo.

Análisis hechos por Holland, Halsey y Eyring, muestran que las curvas de "arrastramiento" primario ó recuperable (partes iniciales de las curvas, en que el alargamiento es elástico) se pueden explicar aplicando la teoría Eyring acerca de los procesos de cambio.

La teoría se basa en la idea de que los segmentos de las cadenas moleculares en un polímero están en movimiento continuo unos con respecto a otros, debido a energía térmica; la aplicación de una tensión reduce la cantidad de energía térmica necesaria para que un segmento de una molécula pueda vencer la barrera potencial que separa sus posiciones de equilibrio y en esa forma causa un esfuerzo externo medible que se manifiesta en la dirección de la tensión aplicada. La energía que debe

ser cada a un segmento de una molécula para que pueda cruzar la barrera potencial a la próxima posición de equilibrio se llama "energía de activación". Las energías de activación para el proceso calculadas por medio de esta teoría, disminuyen en valor al aumentar la humedad relativa. Este resultado es suficiente obvio aunque los valores de la energía de activación a las diferentes humedades relativas muestran considerable desacuerdo entre sí y no siempre está claro en donde termina el arrastramiento primario (recuperable) y donde empieza el secundario (permanente).

d). - Relajamiento. - Cuando una fibra se alarga y se mantiene a longitud constante, la tensión interna disminuye por el mismo mecanismo que hace que la fibra sufra el "arrastramiento" ya aclarado anteriormente. El efecto de la humedad en éste relajamiento se ve claramente en la figura siguiente.



El esfuerzo disminuye casi linealmente con el aumento en el logaritmo del tiempo, dentro del rango de humedades entre el 25% y el 75%, -

siendo más rápidamente a 100%. La cantidad relativa de relajamiento es considerablemente mayor a altas humedades relativas; así es que en - - 1000 minutos y a 25% de humedad relativa el esfuerzo se relaja en 23% - de su valor inicial (un minuto después de aplicar la fuerza), a 75% de humedad relativa el porcentaje de relajamiento es 33% y a una humedad de 100% el porcentaje de relajamiento asciende hasta 73%.

Estudios hechos a diferentes humedades para el algodón y el rayón viscosa por Burleigh y Wakerman, después de aplicar tensión a un - - valor algo menor que el de el punto de cedencia de la fibra enseñaron que también en éste caso el relajamiento se incrementó con el aumento de la humedad hasta un límite de 70%, pero a 100% de humedad relativa la velocidad de relajamiento fué menor que en los hilos secos, después de una caída rápida en el valor del esfuerzo que se había completado en un minuto. Estos autores calcularon las energías de activación a partir de la relación hiperbólica entre el esfuerzo y el tiempo, basados en la teoría de Eyring:

$$\log_e \tan 1/2(ap) - aE_1K_1 \log_e \tan 1/2(ap_0).$$

donde: p es la tensión al tiempo t.

p_0 es la tensión inicial al tiempo t_0 .

a es un parámetro.

E_1 es la contribución del módulo de elasticidad de los elementos estructurales que fluyen.

K es la frecuencia con la cual los segmentos que fluyen brincan hacia adelante o atrás debido a la agitación térmica.

A partir de K se calcula la energía de activación. Desgraciada-

mente los valores calculados por Blunleigh y Wakham son demasiado altos, ya que ellos consideran que eventualmente todo el esfuerzo se podría relajar; es decir, que el valor de E_p es debido tanto a uniones primarias como a secundarias.

El comportamiento de relajamiento de el algodón y fibras de rayón-viscosa, a diferentes humedades y en agua se muestran en la siguiente tabla. en ella se aprecia el tiempo en segundos que tarda en caer a la mitad de su valor inicial el esfuerzo de tensión.

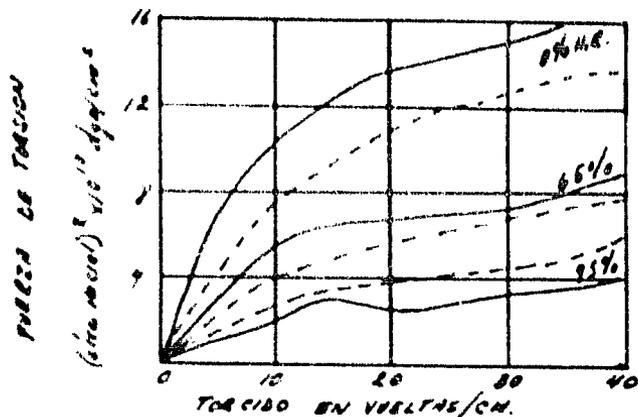
HUMEDAD RELATIVA FIBRA	0	37	70	100	mojado
ALGODON	---	3.44	3.81	2.20	0.60
VISCOSA-RAYON	15.46	11.20	7.08	1.99	0.57
RAYON NATIVO	9.24	3.78	2.45	2.69	0.33

La tabla es por lo tanto, para un relajamiento del 50%. podemos ver que al aumentar la humedad relativa, el tiempo para alcanzar la mitad de la tensión inicial disminuye considerablemente. La velocidad del decaimiento del esfuerzo en las fibras mojadas es cuatro veces mayor que el de las fibras en una atmósfera acondicionada a 100% de humedad relativa; esto puede deberse a un acondicionamiento incompleto de la fibra a una humedad del 100%.

2). - Propiedades torsionales.

Aunque las propiedades tensiles de los textiles son las de mayor importancia, las torsionales también son muy importantes sobre todo, en relación con procesos tales como el hilado y el doblado de hilos de fibra virgen y también en la producción de hilo crepé. Por ejemplo en el hilado, la torsión es transmitida de un elemento del hilo a otro y su distribución depende de la resistencia a la torsión y de la posible recuperación de la fibra a ella en porciones sucesivas del hilo. La alta torsión periódica que se encuentra en el hilo producido por trécel es debido en parte a la disminución del torcido conforme el hilo corre a lo largo del uso.

a). - La relación del esfuerzo de torsión suministrado a la fibra con respecto al efecto que produce, se puede considerar similar a la relación que existe en las propiedades de extensión. Así por ejemplo con el rayón-viscosa, al realizar el torcido el esfuerzo de torsión se incrementa en proporción a la torsión obtenida hasta alcanzar un punto de cedencia; después de alcanzar este punto el esfuerzo de torsión continúa aumentando con la torsión en la fibra pero a un ritmo mucho menor. Al continuar torciendo a la fibra, el incremento del esfuerzo de torsión vuelve a aumentar hasta que finalmente se rompe la fibra; la influencia de la humedad sobre esta relación (que se puede considerar como un módulo de rigidez) es muy grande en la resistencia inicial a la torsión y también en el punto de cedencia, según se aprecia en la siguiente figura.



Se puede apreciar claramente el efecto de la humedad sobre la - relación fuerza-grado de torcido, en la siguiente table que nos da el módulo de rigidez para diferentes fibras a una humedad de 65%.

FIBRA	Módulo de rigidez en 10^{10} dyn/cm ²	Relación de rigidez de fibra seca a húmeda
RAYON-VISCOZA	1.10	30.0
LANA	1.10	16.0
SEDA	2.20	12.0
ALGODON	2.50	9.0
ACETARO DE CELULOSA	0.80	3.0
NYLON	0.50	3.0

Definiendo el módulo de rigidez como sigue:

$$g = T/cA^2$$

En la expresión anterior los términos significan:

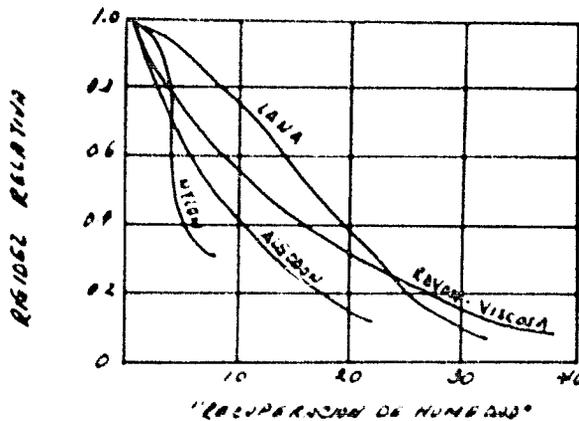
g- módulo de rigidez.

T- rigidez de la fibra (fuerza de torsión necesaria para producir la torsión de una vuelta/cm).

A- área de la sección transversal de el hilo.

c- factor de "forma", igual a la unidad para una fibra de sección transversal circular.

La forma de la curva que relaciona el módulo de rigidez a la "recuperación de humedad" es interesante pues nos ilustra el comportamiento de el efecto de torsión para diferentes cantidades de agua en la fibra, que desde luego depende de la humedad relativa ambiental.



Podemos apreciar la diferencia en propiedades entre la lana y las fibras-celulósicas. En cantidades bajas de absorción de agua el módulo desciende mucho para fibras celulósicas y no para las proteínicas.

Entre una "recuperación" de 5 a 25% el decremento en el módulo de rigidez es grande y después de el 25% ya no hay variaciones fuertes.

El descenso en rigidez observado en todas las fibras es consistente con la suposición de que es causado por el rompimiento de las ligaduras de hidrógeno entre las cadenas moleculares de las regiones no cristalinas de la fibra y que en la "recuperación de saturación" una molécula de agua está ligada a cada grupo polar accesible, que de otra manera estaría unido por medio de una ligadura de hidrógeno a un grupo similar a él en la cadena molecular vecina.

b). - Esfuerzo cortante. - Si se le da suficiente torsión a una fibra, ocurrirá la ruptura en virtud del esfuerzo cortante desarrollado. Se ha medido el esfuerzo cortante en la ruptura para diferentes tipos de fibras, los resultados aparecen en la siguiente tabla acompañados de la misma medida pero a la tensión (para fines de comparación), así como la relación del esfuerzo entre la fibra seca y la húmeda. Las medidas del esfuerzo cortante se hicieron a una humedad relativa del 65%.

FIBRA	esfuerzo cortante (nominal) 10^8 dyn/cm^2		esfuerzo a la tensión (nominal) 10^8 dyn/cm^2		esfuerzo hum. esfuerzo seco en por ciento.	
	65% Húmedo	Húmedo	65% Húmedo	Húmedo	65% Húmedo	Húmedo
Flax	12.1	10.0	180	197	83	110
Algodón	12.9	10.5	120	120	82	100
Rayón *Viscosa	9.6	4.2	46	23	44	50

continúa en la siguiente pág.

Rayón Cupro Ambró	9.6	6.2	37	22	65	60
Acetato de Celulosa	7.6	6.3	24	17	83	70
Fortisan II	15.7	12.7	143	120	81	84
SEDA	15.5	11.4	74	59	74	80
NYLON	12.8	10.8	66	61	85	92

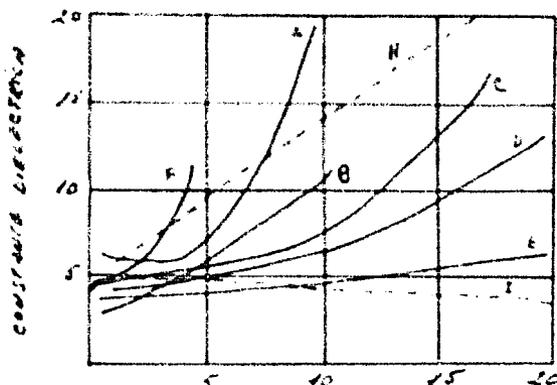
Se hace muy notable en la tabla anterior el hecho de que el esfuerzo de tensión para fibras celulósicas nativas y húmedas, tales como el algodón y el flax, es igual ó ligeramente mayor que el correspondiente a la fibra seca. El rango de variación en el esfuerzo cortante entre las fibras probadas, es mucho menor que la correspondiente variación en el esfuerzo de tensión. Así también el rango de variación cubierto por la relación del esfuerzo entre la fibra húmeda y seca.

c). - Relajamiento de la torsión. - Si una fibra torcida y el torcido se mantiene constante, la torsión decaerá. Las mediciones de el relajamiento torsional de filamentos de rayón-viscosa dentro del rango de 0 a 90% de humedad relativa enseñan que al graficar el logaritmo de la fuerza de torsión contra el logaritmo de el tiempo se obtienen líneas rectas dentro de un rango de observación entre 5 segundos y 24 horas después de haber cesado la torsión. La humedad influye grandemente en la rapidez de disminución en la fuerza de torsión para fibras que tienen un bajo índice de torsión (5 vueltas /cm.), siendo mucho mayor el abatimiento ó

relajamiento a 90°] que a 0°. Para los hilos muy torcidos (20 y 40 vueltas/cm.), la humedad tiene poca importancia en el relajamiento.

Para el nylon y la celulosa (acetato) el porcentaje de decaimiento ó fracción de fuerza de torsión cedida es muy poco afectada por la humedad, independientemente de el grado de torcido.

3). - La constante dieléctrica de las fibras textiles es grandemente influenciada por la cantidad de agua absorbida en ellas. Las fibras secas tienen una constante dieléctrica de aproximadamente 5, que aumenta al aumentar el contenido de agua en las fibras. En la siguiente figura se puede apreciar la variación de la constante.



Algodón: A = axial; B = transversal

Película de Keratín: C = 500 c/s; D = 11 kc/s; E = 1 Mc/s,

Película de Nylon: F = 11 kc/s; G = 3,000 Mc/s.

El valor de la constante dieléctrica depende de la cantidad de un material que puede ser polarizado, ya sea por el alineamiento de los dipolos permanentes o por la formación de dipolos inducidos. Esta polarización abarca desde la distribución de los iones cargados en la distribución electrónica del átomo hasta la distribución de los iones cargados en partículas -

parea. Al incrementarse la frecuencia, las unidades más pesadas no son capaces de seguir los cambios rápidos y cesan en su contribución para la constante dieléctrica.

El agua es una molécula polar, siendo su constante dieléctrica a temperatura ambiente de 81 (abajo de 600 Mc/s.) y por lo tanto su adición a un material textil supondría incrementar la constante dieléctrica de la fibra. La magnitud del incremento depende de la composición del material en particular. En la práctica puede considerarse que el agua se suma a las moléculas de las fibras (y no desplazándolas), lo que conduciría a valores un poco más altos, aunque no es tan simple.

Las moléculas de agua absorbidas no están libres y de tal manera no son capaces de orientarse a sí mismas en el campo eléctrico, esto ocasionará una constante dieléctrica menor de lo esperado. Como resultado de la experimentación a una frecuencia de 20 Kc/s. se concluyó que la constante dieléctrica efectiva del agua en algodón purificado aumenta desde 16 (para la absorbida entre el 0 y 20% del peso de la fibra) hasta 70 (para la absorbida entre el 13 y 15% del peso de la fibra). Por otro lado, el agua puede liberar grupos polares al romper uniones internas en las moléculas de las fibras textiles y así permitirles que se alinen en el campo eléctrico con más facilidad; a bajas frecuencias también puede tenerse contribución debido a la polarización de la distribución iónica.

La aparición de cargas electrostáticas es muy general en los procesos de la manufactura textil, aunque sus efectos no siempre pueden ser observados. Durante el curso de la elaboración, las fibras son conti

nuamente oprimidas y atrastradas contra superficies de diferentes partes de la maquinaria (con diferentes valores para la constante dieléctrica) con el resultado de que se generan cargas electrostáticas en las superficies distintas que toman parte en la fricción. La naturaleza de la carga en una superficie particular está determinada por su afinidad electrónica en relación con otras superficies. De acuerdo con la naturaleza de la carga desarrollada por la fricción, las fibras se pueden clasificar en una serie llamada "serie electrostática", que va desde las fuertemente positivas hasta las fuertemente negativas.

Cuando las cargas estáticas se acumulan para producir suficiente potencial en las superficies de la fibra, se observan varios efectos adversos a el procesado y la manufactura. Por ejemplo; los miembros individuales de un tipo particular de fibra, desarrollan cargas similares entre ellas y debido a las fuerzas resultantes actuando entre sí, la cohesión entre las partes de la fibra, se reduce, aparece un abalonamiento y como resultado se produce una irregularidad adicional en el hilo presentándose puntos débiles. Algunas fibras tienen la tendencia a pegarse a las partes de la maquinaria que están cargadas eléctricamente en forma opuesta, en casos extremos el desarrollo de potencial puede ser suficientemente alto como para causar chispazos. En la práctica normal, la susceptibilidad de las fibras (voltaje desarrollado) no siempre corresponde cuantitativamente a su posición en la serie electrostática siendo uno de los factores importantes en ésta anomalía el contenido de agua de las fibras. A valores altos de contenido de agua en las fibras higroscópicas, la hume --

dad absorbida (en función de su mayor conductividad) usualmente sirve para disipar en forma muy notable las cargas acumuladas y por lo tanto actúa como un agente eliminador de estática. Así es que manteniendo una humedad adecuada dentro de los locales de producción, todos los efectos adversos pueden ser anulados.

En toda la discusión anterior se ve claramente que la humedad imperante en una atmósfera dada puede hacer variar grandemente muchas propiedades de la fibra, afectando así su manejo. Lo que se debe resaltar con mayor fuerza es el hecho de que en realidad las propiedades de la fibra son una función de el agua absorbida en ellas directamente y sólo indirectamente de la atmósfera. La relación que hay entre la atmósfera y el contenido de agua de la fibra se ve claramente en la presentación que se hace a continuación

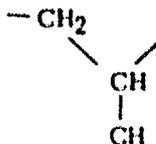
La humedad que es absorbida por la fibra se fija firmemente en su estructura (las moléculas de agua y la fibra se mezclan íntimamente entre sí), por lo tanto según sea la estructura de las fibras así será la firmeza y cantidad de el agua absorbida.

Las moléculas de la mayoría de las fibras consiste de muchas unidades similares unidas entre sí formando cadenas largas; en la celulosa nativa suele haber entre 2000 y 3000 unidades en la cadena, en la celulosa hay cerca de 500, teniendo las fibras sintéticas aproximadamente 100 unidades por cadena.

Todas las fibras, naturales ó regeneradas, vegetales ó animales, contienen dentro de sus moléculas grupos que atraen el agua fuertemente

Fibras acrílicas

(orlón)



Sin embargo no sólo la composición molecular de las fibras influye en la absorción de la humedad: el arreglo geométrico de las fibras -- incluye también.

Hay gran cantidad de evidencia que muestra que sólo parte de la fibra es accesible a las moléculas de agua, las zonas internas donde las moléculas se han cristalizado, son inaccesibles.

La cristalización es una condición indispensable en la formación de la fibra, para tener buena calidad el material debe tener moléculas de cadena larga, las cuales se orientan más ó menos paralelamente unas -- con otras. El arreglo orientado es mantenido ó causado por las uniones íntimas entre las moléculas en las zonas cristalinas e impide la transformación al desorden característico de una fibra sin estirar. (parecido a una liga). Lo que incrementa la cristalización son las grandes fuerzas de atracción entre moléculas vecinas (por ejemplo en forma de ligaduras de hidrógeno entre moléculas adyacentes de celulosa) y también la existencia de moléculas regulares compactas que se acomodan muy cercamente unas de otras.

En las regiones no cristalinas las moléculas están unidas entre sí sólo en los pocos puntos en que se acercan unas a otras. Consecuente

mente la mayoría de los grupos activos están accesibles a las moléculas de agua. La estructura está comparativamente abierta y hay pocas fuerzas de atracción, la molécula es fácilmente deformada para permitir que entren las moléculas del agua adiciónada.

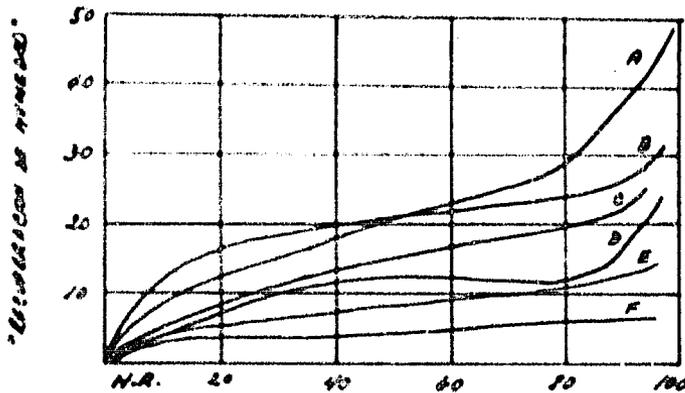
Un material fibroso expuesto a condiciones exteriores constantes alcanza finalmente un contenido de humedad que permanece constante -- mientras las condiciones exteriores no se alteren; ésta constancia en el contenido de humedad no es un estado estático sino un equilibrio dinámico en el cual la cantidad de agua que se evapora de las fibras por unidad de tiempo está balanceada exactamente por lo que se condensa en ellas.

La velocidad de evaporación depende de la cantidad de agua ya absorbida y de la temperatura, mientras que la velocidad de condensación depende de el número de puntos absorbentes potenciales en la fibra que aún están desocupados y de la concentración del vapor de agua en la atmósfera circundante (humedad relativa).

De lo anterior las variables que controlan en forma fundamental la cantidad de agua en la fibra son: la constitución y estructura de la fibra misma, la temperatura y la humedad de la atmósfera.

La curva que expresa la relación entre el contenido de agua y la humedad relativa a una temperatura dada, se llama "Isoterma de absorcción". Se llama "recuperación de humedad" a la cantidad de agua en la fibra expresada como una fracción del peso de la misma.

Dibujo en la siguiente página.

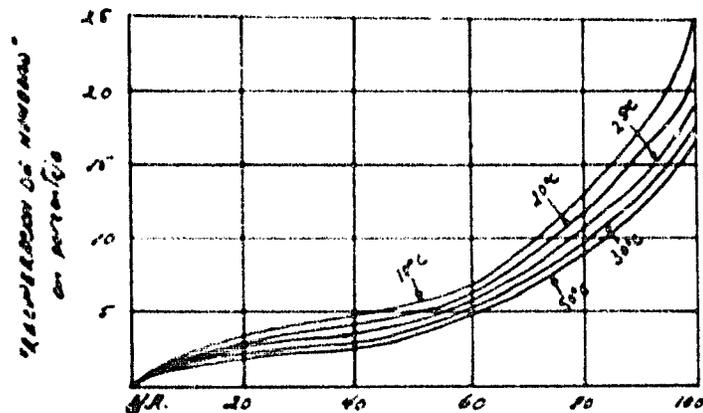


Isotermas de Absorción para diferentes fibras.

- A • rayón - viscosa.
- B • lana.
- C • seda.
- D • algodón.
- E • acetato de celulosa.
- F • nylon.

En la figura anterior no se puede apreciar la influencia que tiene la temperatura, sin embargo su importancia es menor como se puede ver a continuación.

Todas las fibras al absorber humedad liberan calor, y por una necesidad termodinámica se puede establecer que la cantidad de agua absorbida a humedad relativa constante debe disminuir al subir la temperatura. Este efecto puede verse claramente en la siguiente figura, que da una confirmación experimental de la deducción teórica.



La figura anterior nos indica que la influencia de la temperatura en el contenido de agua de la fibra es de poca importancia y por lo tanto su control preciso en el proceso a que se someta el hilo, es secundario.

La conveniencia de tener una temperatura determinada en un cierto local de trabajo más bien se debe al personal que trabaja en él, — pues las propiedades que hacen más dúctil, elástica y manejable a la fibra, sólo se afectan en forma sensible por el contenido de agua directamente y por la humedad relativa del ambiente indirectamente.

C). - CONSECUENCIAS.

El no tener una humedad controlada en un local donde se procesan fibras textiles, además de los inconvenientes a la salud ya mencionados en el inciso (a), de éste capítulo, presenta a las fibras los siguientes: (que ya se esbosan en el inciso (b), al hablar de la variación de diversas propiedades de las fibras con la humedad).

En los locales de batiente, — ocasiona daños a la fibra pues ésta se

suelve quebradiza, dificulta la limpieza del producto y produce un peso --
disequilibrado en la gruesa capa laminar que se obtiene al final.

En cardado. - Permite que se desarrolle electricidad estática con
el correspondiente desperdicio de material y la dificultad en su manejo.
Dificulta el correcto peinado ó paralelización de las fibras; provoca más
polvo, impide una buena separación de las impurezas hace necesario el -
trabajo manual posterior para quitar las impurezas.

En peinado y estirado. - Causa estática, aumenta las roturas de -
la mecha que se empieza a formar y aumenta también la variación en la-
distribución de peso por la diferencia de la transmisión en el esfuerzo.
La fibra se encrepa y dificulta el obtener una tensión correcta. Los hi-
los son menos uniformes, aumenta la producción de hilo cubierto con pe-
luza y hace que las pérdidas por la liberación de peluza sean mayores.

En el hilado. - La producción disminuye como resultado de una ma
yor tensión, menores velocidades de enrollado, una resistencia menor a
la rotura, mayor ruptura en el hilo en formación y mayores cambios en-
las transmisiones para corregir el peso de el hilo. Hay menos paridad a-
lo largo de toda la máquina (trócel) en cuanto a producción y aumenta el -
desperdicio.

En el enrollado (coneras). - Se incrementa el agríetado en los hi
los y varía el contenido de humedad de la fibra.

En el torcido (torzales). - Disminuye el esfuerzo de ruptura.

En los locales de tejido. - Aumenta la expansión y contracción de-
todas las partes higroscópicas (lanzaderas , cajas y cueros). Dificulta -

la obtención de una buena textura y tacto en la tela. Mantiene variable el peso del producto, aumenta el efecto de desprendimiento de la urdimbre, baja la resistencia tanto de la urdimbre como de la trama. Aumenta el número de ajustes necesarios al telar, debido a las roturas.

Producto terminado. - Ocasiona pérdidas en el contenido de humedad e produce al empacar un producto con menos peso. El hilo hecho en un ambiente seco resulta deficiente, no tiene elasticidad ni resistencia y su acabado no es compacto ni liso. Un hilo hecho en ambiente seco, donde se generan cargas estáticas, al final tiene barbas, que reducen su mercado.

Todos los inconvenientes vistos nos dan como conclusión y consecuencia única (al hacer más lento el proceso) la disminución de la producción, tanto en volumen como en calidad y además una pérdida sensible entre el peso de la materia prima y el de el producto terminado.

D) . - SOLUCION.

La completa solución al problema de los locales de trabajo es sunamamente difícil de conseguir, dado que hay necesidades opuestas en todos los sistemas y es necesario conciliarlas hasta lo posible; además de tratar de hacerlo representarfa una inversión sumamente grande que no harfa factible el señuelo de una pronto recuperación en base de el incremento en la producción que se podría esperar, aún más, algunas condiciones no pueden ser cambiadas o tratar de serlo hacia las normas de confort debido a las necesidades propias del proceso.

Es entonces que se debe tomar una decisión discriminatoria ó concillato-

ria para obtener una solución que permita corregir las principales fallas en el ambiente y que al mismo tiempo mejore la producción sin que la inversión sea excesiva.

El acondicionamiento de aire, que incluye control de temperatura y humedad, funciona como una herramienta de producción al mantener -- las condiciones deseadas en el área de manufactura. La regulación de la temperatura adecuada y de la humedad en todos los departamentos de una planta elimina muchas variables atribuibles a las condiciones climáticas exteriores. También contribuye a mejorar la eficiencia del personal y el equipo.

Vemos por lo anteriormente expresado, que la solución lógica es el aire acondicionado, ya que por su naturaleza puede controlar casi todos los objetos nocivos en las zonas de procesado.

El proporcionar a un local aire en determinada cantidad, temperatura, humedad y limpieza (con una distribución adecuada), nos permite controlar la temperatura, humedad y contaminación en el lugar deseado.

La determinación de el nivel al cual la temperatura y la humedad se deben mantener, se considera una combinación de experiencia, recomendaciones de los fabricantes de la maquinaria y el tipo de ella, recomendaciones de el productor (si la fibra es sintética), y el impacto en el personal de operación.

En la siguiente tabla se dan algunas humedades generales de operación, para las principales áreas de manufactura, sin hacer referencia a la temperatura. (todas son para algodón).

<u>OPERACION</u>	<u>HUMEDAD NECESARIA</u>
Batiente y -- Mezclado.	50 - 60%
Cardado.	50 - 55%
Peinado.	50 - 60%
Estrado.	50 - 55%
Veloces.	50 - 55%
Hilado.	35 - 55%
Enrollado.	55 - 65%
Torcido.	60 - 70%
Urdido.	55 - 70%
Tejido.	70 - 85%

Las condiciones de humedad listadas arriba, usualmente se mantienen a 80°F, en una instalación completa de aire acondicionado hasta una humedad de 45% (incluyendo refrigeración). Se considera conveniente - - (generalmente), que a humedades menores es deseable una temperatura algo mayor, debido al efecto en la maquinaria operante.

C A P I T U L O I I I

DIFERENTES TIPOS DE EQUIPO QUE PUEDEN RESOLVER LA SITUACION

En el capítulo anterior planteamos que la mejor solución al problema planteado está en obtener una cantidad de aire a cierta temperatura, a cierta humedad y con determinada distribución. Debemos aclarar aquí que hay diferentes sistemas para la obtención de ese aire; unas más complicadas que otras y con diferentes características de operación. (Dado que se fundan en diferentes principios).

Sin embargo cada uno de los diferentes tipos de equipos son los más adecuados para cada aplicación, desde el punto de vista técnico, pero la decisión puede llegar a depender de razones económicas ó estéticas. La decisión puede ser tan importante desde el punto de vista económico, que algunas veces se sacrifica la técnica y se proponen condiciones no muy confortables para disminuir el costo.

Después de haber decidido las condiciones interiores que se tendrán en el salón, ahora se selecciona el tipo de sistema en el acondicionamiento.

Dado que la temperatura de bulbo húmedo exterior determina las condiciones interiores con una humedad fijada, si se considera el sistema de humidificación adiabática; el uso de sistemas de refrigeración se indica para cuando la humedad deseada no se puede conseguir juntamente con una temperatura soportable usando una lavadora de aire, como se verá a continuación. La tabla que sigue está calculada para una temperatura de bulbo húmedo exterior de 75°F . y nos da la elevación sobre 75°F ., que se puede esperar a diferentes humedades (para el nivel del mar), usando el sistema de humidificación adiabática (lavadora de aire)

Humedad relativa.	Aumento en $^{\circ}\text{F}$.
45% - - - - -	22
50% - - - - -	20
55% - - - - -	18
60% - - - - -	16
65% - - - - -	14
75% - - - - -	11
85% - - - - -	8

Como indica la tabla, para un salón que requiera 85% de humedad relativa en su interior (como en tejido de algodón), se puede obtener una temperatura de $75^{\circ} + 8^{\circ} = 83^{\circ}\text{F}$., que es adecuada. Por consiguiente es claro que no se necesita refrigeración para éste caso. Pero en locales con menor humedad relativa (por ejemplo 50%) la temperatura que se podría obtener sería de $75^{\circ} + 20^{\circ} = 95^{\circ}\text{F}$ que ya no es recomendable y la re-

refrigeración aparece como una necesidad.

Hay un gran número de sistemas que nos pueden resolver el problema, en una forma ó en otra, y las combinaciones posibles entre ellos hacen que el número de sistemas ó de equipos sea muy grande.

Veremos sólo los más fundamentales y los más usuales en nuestro medio:

- a). - Refrigeración mecánica.
- b). - Humidificación isotérmica.
- c). - Humidificación adiabática.
- d). - Humidificación adiabática y mecánica.

a). - Refrigeración mecánica, ventajas y desventajas. - La refrigeración mecánica es en principio el más caro de los sistemas y difícilmente se aplica en escala industrial, a no ser que sea indispensable una baja humedad y baja temperatura.

Con todos accesorios y variantes, se trata de equipo bastante complejo que tiene un alto costo inicial y de operación. Debido a que en este sistema el enfriamiento se obtiene a base de cambiadores de calor que enfrían el aire primero sensiblemente hasta llevarlo a su punto de rocío, y luego continúan enfriándolo al condensarlo (quitando calor latente y humedad absoluta), se obtiene en realidad una dehumidificación.

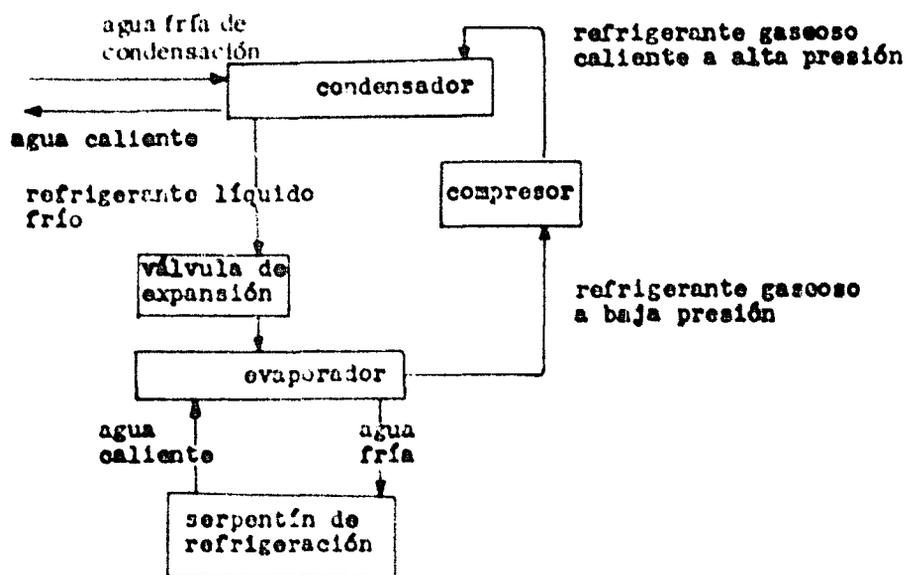
De lo expresado se concluye que para obtener una temperatura y una humedad para el proceso que se desarrolla en el local por acondicionar, se dispone de un incremento de entalpia bastante grande (entre las condiciones de inyección y las deseadas), se nos permite usar una canti-

dad de aire relativamente pequeña y que generalmente oscila entre 8 y - 15 cambios por hora en los locales acondicionados.

Un sistema de enfriamiento típico consta de cuatro componentes principales, a saber: compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador.

Cuando las unidades de refrigeración son de diseño compacto, el evaporador es el que enfría y dehumidifica directamente la corriente de aire por medio de la evaporación del refrigerante (éste diseño es usual - hasta para 50 ó 60 toneladas de refrigeración). Para unidades de mayor capacidad los componentes van separados y el evaporador enfría agua ó salmuera y a serpentines en la corriente de el aire, logrando así el enfriamiento y dehumidificación del mismo.

Diagrama esquemático de el ciclo de refrigeración.



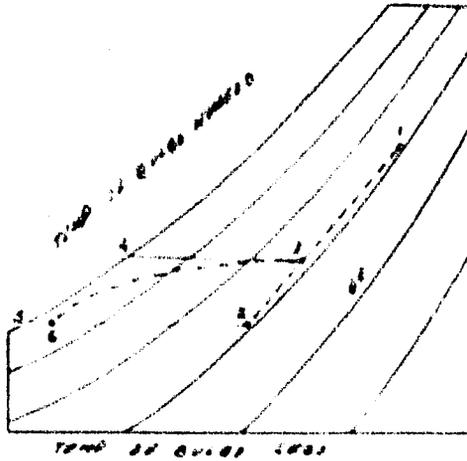
El agua caliente a la salida del serpentín de refrigeración se bombea a través del enfriador ó evaporador (water chiller) donde el agua se enfría a temperaturas bajo cero ó muy cerca (usando anticongelantes) pasando su calor a el refrigerante líquido y frío, evaporándolo. Este vapor es extraído por succión de entre los tubos del evaporador, se pasa por un eliminador de líquido y entra al compresor. La compresión del vapor hace que éste aumente su temperatura altamente y por la alta presión es forzado hasta el condensador.

En el condensador se pasa una corriente de agua fría por dentro de los tubos, que puede provenir de una torre de enfriamiento que esté fuera del cuarto de equipo.

A veces, para pequeñas capacidades se usan condensadores enfriados por aire. El vapor de alta temperatura cede su calor al condensarse en las paredes frías de los tubos. Este refrigerante frío y líquido dreña hasta el fondo de el condensador y de nuevo hacia el evaporador, cerrando así el ciclo nuevamente.

Diagrama explicativo del proceso (en la parte del aire) en un sistema de refrigeración mecánica.

- 1.- Conds. de aire exterior
- 2.- Conds. desecadas en el salón
- 3.- Conds. de alimentación a la máquina.



- 4.- Punto de rocfo del aire alimentado a la máquina
- 5.- Punto de rocfo del aire a la salida de la máquina y conds. teóricas de inyección
- 6.- Conds. reales de inyección.

Se mezclan cantidades convenientes de aire exterior y aire del salón para fijar el punto 3, que se alimenta por medio de un ventilador a los serpentines de enfriamiento. El trayecto 3-4 es el que corresponde al enfriamiento sensible de el aire; el trayecto 4-5 corresponde a la condensación (teórico). El paso 3-6 (punteado) es el que en realidad ocurre.

Siendo 6-2 la ganancia de calor que hay en el cuarto ó local por acondicionar, vemos que la cantidad de aire a manejar queda fijada por esa diferencia de temperaturas ($t_2 - t_6$) y la ganancia propia del lugar según la fórmula siguiente.

$$W = \frac{Q}{C_p (t_2 - t_6)}$$

Puede apreciarse claramente en la figura que por la naturaleza de el proceso no es posible proporcionar una humedad alta con una temperatura adecuada, pues a altas humedades las temperaturas siempre son más

Diagrama de la psicrometría

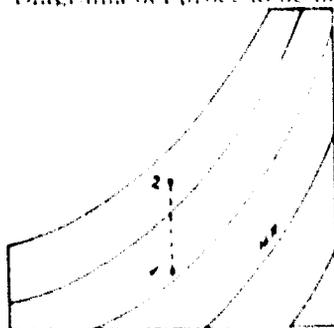
b) - **Humidificación isotérmica.** - Consiste en la adición de vapor a una masa de aire para aumentar su humedad relativa y absoluta, sin aumentar la temperatura o disminuirla. Este sistema es muy sencillo si no se toma en cuenta la necesidad de instalar una caldera que proporcione el vapor necesario.

En gran cantidad de locales ésta humidificación se logra con atomizadores que están instalados en el interior de el salón y el control de la - humedad se obtiene por medio de la graduación de vapor alimentado a los humidificadores talado que cualquier movimiento en el aire puede ocasionar variaciones en la temperatura de bulbo seco no es aplicable su uso en forma individual si se trata de controlar también la temperatura.

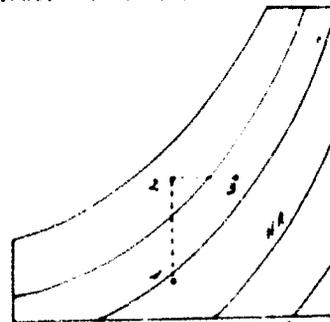
Consecuentemente es necesario equipo adicional ó independiente con el cual se trata de obtener el control sobre la temperatura deseada. Su aplicación ideal es en sistemas de calefacción en los cuales la temperatura es obtenida por calentamiento a través de serpentines, siendo la adición de vapor sólo un paso más en el equipo de acondicionamiento.

El costo del equipo es muy bajo si se tiene vapor disponible, si no es ése el caso, resulta muy caro.

Diagrama del proceso de humidificación isotérmica.



(I) Humidificación directa al cuarto.



(II) Humidificación en el ducto.

En el caso I, en cuando el vapor se atomiza directamente en el salón, el punto 1, es el estado del salón. Al la humidificación, al inyectar vapor se alcanza el punto 2.

En el caso II, en en el cual la adición de vapor se hace en el ducto de distribución de aire, aire que tiene las condiciones 1 del diagrama 1 - 2, es el trayecto obtenido durante la humidificación, 2 - 3, es la diferencial debida a la carga del salón (condiciones deseadas de diseño - condiciones de inyección).

En este tipo de humidificación, la cantidad de aire que se maneja en el local acondicionado no es la diferencia de entalpías disponible ó -- factible con la adición de vapor, sino que está dado por el otro equipo -- que debe existir en combinación con los humidificadores de vapor. Por lo tanto no puede tomarse la cantidad de aire tratado como base de comparación con otros sistemas, ya que aquí la variable por manejar no es la -- cantidad de aire sino la cantidad de vapor.

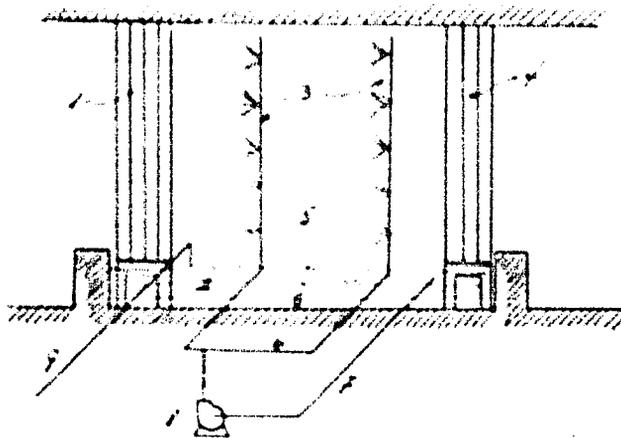
e). - Humidificación adiabática. - Esta operación es substancial -- mente diferente a la refrigeración mecánica en una cosa: Los efectos de seados no se logran por medio de la transmisión de calor a través de paredes metálicas, sino la transferencia de masa y calor en forma simul- tánea entre dos fases que se ponen en contacto íntimo.

El enfriamiento se obtiene por medio de una humidificación dentro una cámara adiabática, ésta operación hace disminuir la temperatura de bulbo seco de la corriente de aire y aumenta su humedad absoluta.

En la Ilustración que sigue a continuación se presenta el esquema

de una cámara de saturación adiabática en la que se supone que todas las paredes se encuentran aisladas térmicamente evitando así las posibles ganancias ó pérdidas de calor en el sistema.

Esquema de un humidificador adiabático.



- 1.- Baffles estabilizadores de flujo.
- 2.- Tanque con agua.
- 3.- Cabezales de espreas.
- 4.- Eliminadores de gota.
- 5.- Piso del tanque.
- 6.- Tubería de distribución y de descarga de la bomba.
- 7.- Tubería de succión de la bomba.
- 8.- Bomba de recirculación.
- 9.- Agua de repuesto.

El caso ilustrado en el esquema corresponde a una lavadora de --
aire con dos bancos de espreas en contra del sentido del aire, a éste res

pecto puede haber varios arreglos que son:

Un banco de espesas a favor de la corriente de aire.

Un banco de espesas en contra de la corriente de aire.

Dos bancos de espesas, una a favor del aire y otro en contra.

Dos bancos de espesas, ambos en contra del aire.

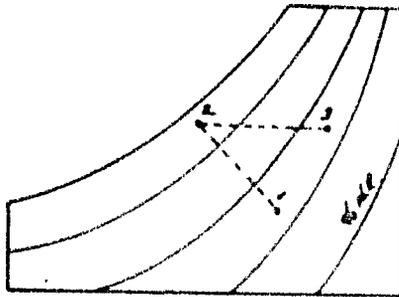
Tres bancos de espesas, dos en contra del aire y uno a favor.

El fenómeno combinado de enfriamiento y humidificación nos hace posible contar con un sistema más económico que los anteriores en cuanto a inversión inicial, pero debido al tipo de proceso a que se somete el aire, nos deja disponibles incrementos de entalpia menores que en el caso de refrigeración mecánica, haciéndose necesario por éste hecho el manejar mayores cantidades de aire. Como consecuencia éste sistema sólo se puede instalar en lugares donde la velocidad del aire no tenga extrema importancia, como es el caso de los locales de descanso, hoteles, salas de conferencias, laboratorios de precisión; puede aplicarse en lugares donde la distancia de piso a techo es grande (generalmente 4m.6 más).

Además debido a que el funcionamiento se basa en el coeficiente de transferencia de masa entre el agua y el aire, el equipo tiene dimensiones mucho mayores al de refrigeración mecánica. Eso añade otra limitación más, - el espacio, pues es necesario todo un cuarto de equipo con dimensiones bastantes grandes, anexo al local acondicionado.

Diagrama de la humidificación adiabática en la parte del aire.

Diagrama en la siguiente página. - - -



- 1.- Aire antes del saturador.
- 2.- Aire a la salida del equipo y con condiciones de inyección al local.
- 3.- Condiciones en el salón.

1 - 2. Trayectoria del aire en el saturador

2 - 3. Trayectoria del aire en el salón.

De la figura se aprecia que en ningún momento se pueden tener -- con éste sistema condiciones en el salón, cuya temperatura fuera inferior a la de bulbo húmedo del aire que se alimenta al equipo. Es decir que no podemos tener temperaturas bajas en el local acondicionado si la humedad del aire usado antes de el equipo no es baja.

Generalmente se pueden lograr temperaturas entre 26°C . y 29°C . (siempre con alta humedad desde luego), dependiendo de las condiciones atmosféricas del lugar. Al analizar lo anterior se establece que éste tipo de equipo no es operante en zonas húmedas, dado su mejor rendimiento - en climas secos.

Una cámara de humidificación de éste tipo se conoce con el nombre general de "Lavadora de Aire".

d).- Humidificación adiabática y mecánica.- Este sistema combina dos tipos de humidificación y se usa cuando el sistema adiabático es capaz de dar la temperatura pero no la humedad deseada, su uso es a manera de refuerzo de la humidificación adiabática; se le puede con

Implica menos gasto de operación y un equipo de lavado de aire con dimensiones más reducidas. Los ductos de distribución también son menores.

El sistema tiene limitaciones en cuanto al hecho de que no es posible lograr una atomización perfecta (sin gotas que caigan al piso), además hay tendencia a la formación de zonas de aire húmedo (bolsas húmedas) estacionarias en el cuarto.

Las partes principales de éstos atomizadores son:

- 1.- Espreas aire - agua.
- 2.- Tuberas para agua y aire comprimido, con sus uniones, y accesorios.
- 3.- Tanques para mantener el nivel del agua.
- 4.- Reguladores.
- 5.- Compresor de aire.

En la siguiente figura se presenta el arreglo general que tiene éste equipo al instalarse en los locales por acondicionar.

Ilustración de una esprea.

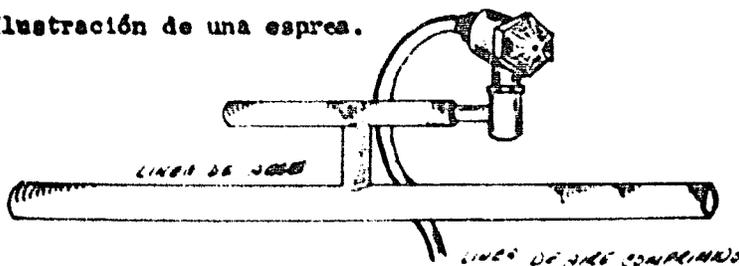
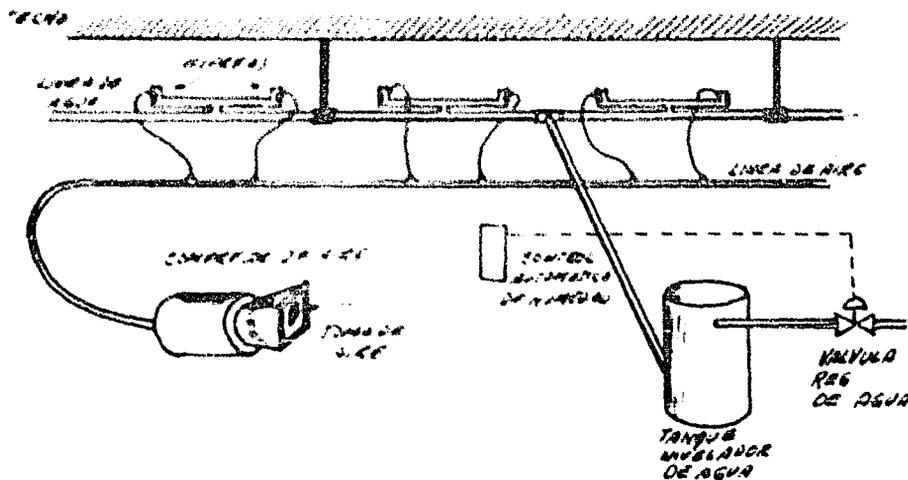


figura en la siguiente página. - -



Se puede decir de el costo de éste sistema, que al agregar las es presas, como la lavadora y los ductos de distribución son más chicos el - costo es menor, pero el precio aumenta debido a que éstas espreas son - caras y el turbocompresor necesario también es caro.

La disminución en el costo de este equipo en comparación con la - lavadora sola no es apreciable y sólo se debe usar éste sistema si la la - vadora sola no puede dar las condiciones internas que se desean, ya sea - por la gran cantidad de aire que se necesitaría manejar ó por las condi - ciones climatológicas del lugar.

C A P I T U L O I V .

SELECCION DEL TIPO DE EQUIPO.

Para seleccionar el equipo usado debemos primeramente ver qué condiciones son las que se nos presentan en nuestro caso particular.

El local que tratamos es un salón de maquinaria textil (trócelles), que se encuentra en la Ciudad de Querétaro. Dicho local requiere una -- temperatura de trabajo que varfa entre 25°C y 28°C y una humedad relativa del 60%.

Se tienen amplios espacios disponibles en los alrededores del local y aún dentro del mismo. Las condiciones ya dichas nos dejaf libertad en tres puntos:

- a. - El tamaño del equipo no es demasiado importante y por lo tan to puede ser grande.
- b. - La temperatura necesaria de trabajo se encuentra arriba de -- la temperatura de bulbo húmedo del aire de la localidad (se -- gln la estadística).
- c. - Por tratarse de un local industrial en el cual las máquinas son automáticas y el personal que ahí se encuentra no realiza un -

trabajo delicado, se puede pensar que, corrientes de aire moderadas no son molestas ni para la maquinaria ni para los trabajadores.

Esto nos permite el uso de grandes cantidad de aire, hasta un límite aproximado de 50 cambios/hora

En base de los tres puntos analizados y considerando también que en la planta en cuestión se genera energía eléctrica, además que el agua en forma líquida puede perjudicar a la maquinaria oxidándola. Debe tomarse en cuenta además que el equipo deberá ser lo más sencillo posible para poderle dar un eficiente mantenimiento sin afectar el funcionamiento del equipo.

SELECCION ECONOMICA DEL EQUIPO A USAR.

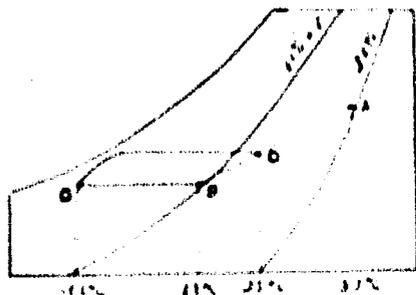
Para fines de comparación entre los cuatro sistemas se considera una carga térmica de 100,000 kcal/hr. que se tendría que eliminar para dar las condiciones esperadas dentro del local por acondicionar.

a). - Refrigeración mecánica. Con el uso de refrigeración mecánica se pueden obtener, según el diagrama de Mollier, las siguientes condiciones interiores de trabajo:

23^oC y 60% de humedad relativa.

Stendo además el incremento de entalpia disponible como sigue:

Diagrama en la sig. página. - -



- A. . . . Condiciones exteriores.
- B. . . . Condiciones interiores.
- C. . . . Condiciones de inyección.
- D. . . . Condiciones de alimentación al equipo.

Por lo tanto la cantidad de aire es:

$$W = \frac{Q}{C_p (tB - tD)} = \frac{100,000}{0.24 \times (23 - 15.5)} = 55,500 \text{ kg/hr.}$$

$$55,500 \text{ kg de aire/hr} \times 1/0.95 \text{ kg/m}^3 = 58,500 \text{ m}^3/\text{hr.}$$

El equipo necesario comprendería las siguientes partidas:

Una unidad de manejo de aire con capacidad para mover 58,500 - m³/hr., de aire contra una presión estática aproximada de 40 mm. de columna de agua, equipada con serpentín evaporativo, abanico centrífugo, su correspondiente motor, válvulas de expansión, filtros para el aire y un lote de controles eléctricos.

Una unidad de refrigeración con capacidad para 100,000 kcal/hr. con condensador enfriado por aire y equipada con compresor, abanico a prueba de intemperie y un lote de controles eléctricos.

Un lote de lámina galvanizada para la elaboración de los ductos de inyección, aprox. 4000 kg. de material.

Un lote de elementos de difusión y de persianas de gravedad, materiales complementarios como compuertas y cámaras de mezcla.

Instalación mecánica, hidráulica y eléctrica de todo el sistema, a juntas y balanceo.

Costos:

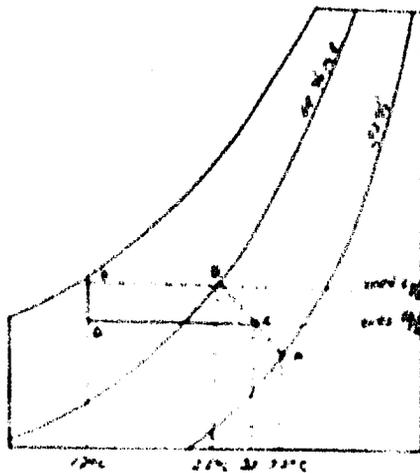
Ingeniería.	\$ 21,000.00
Equipo.	\$ 210,000.00
Instalación.	\$ 50,000.00
	<hr/>
Total:	\$ 281,000.00

b). - Humidificación isotérmica. El uso de ésta humidificación, se vé que es sólo un paso en el acondicionamiento, obteniéndose la temperatura por otro medio; la temperatura deseada se obtiene con una unidad de refrigeración.

Según el diagrama de Mollier, que sigue a continuación, las condiciones que se pueden dar en el interior del salón son:

25^oC y 60% de humedad relativa.

Diagrama en la sig. Página. - - - -



- A. . . . Condiciones Exteriores.
- B. . . . Condiciones Internas.
- C. . . . Condiciones de alimentación al equipo de refrigeración.
- D. . . . Condiciones a la salida de equipo de refrigeración.
- E. . . . Condiciones después de la humidificación isotérmica y de inyección al salón.

Siendo la diferencial de inyección disponible $25^{\circ}\text{C} - 17^{\circ}\text{C} = 18^{\circ}$, la cantidad de aire manejada será:

$$W = \frac{Q}{C_p (t_B - t_D)} = \frac{100,000}{0.24 \times 8} = 51,800 \text{ kg. aire/hr.}$$

$$51,800 \times 1.095 \text{ kg/m}^3 = 54,200 \text{ m}^3 \text{ de aire/hr.}$$

La cantidad necesaria de vapor será $51,800 (0.0144 - 0.0140) = 20.7$ kg/hr.

El equipo necesario tendrá las siguientes partidas:

Una unidad de manejo de aire con capacidad para mover $54,200 \text{ m}^3/\text{hr.}$, contra una presión estática aproximada de 40 mm. de columna de agua, equipada con evaporador, abanico centrífugo, su correspondien

te motor, válvulas de expansión, filtros para aire, materiales accesorios tales como compuertas y cajas de mezcla.

Una unidad de refrigeración con capacidad para 100,000 kcal/hr. - condensador enfriado por aire y equipada con compresor, abanico a prueba de intemperie.

Un lote de elementos de difusión y persianas de gravedad en menor cantidad que para la primera alternativa

Un lote de lámina galvanizada para la elaboración de los ductos de inyección, aproximadamente 3,600 kg. de material.

Un lote de controles eléctricos para el correcto funcionamiento de el equipo.

Una unidad humidificadora, para conexión en el ducto principal - con capacidad para inyectar en la corriente de aire 20.7 kg/hr. de vapor a baja presión.

Instalación mecánica, hidráulica y eléctrica de todo el sistema, ajustes y balanceo.

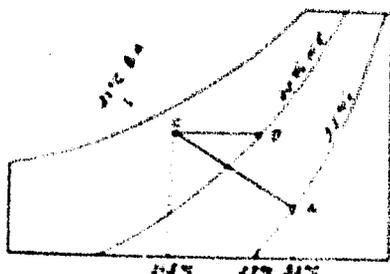
Costos:

Ingeniería.	\$ 20,875.00
Equipo.	\$ 208,760.00
Instalación.	\$ 48,800.00
	<hr/>
Total:	\$ 278,435.00

En este precio no está incluida la fuente de vapor necesaria para la humidificación.

c). - Humidificación adiabática. Usando éste sistema se pueden obtener en el interior del local las siguientes condiciones según el diagrama de Mollier. Serán:

29°C y 60% de humedad relativa.



- A. Condiciones exteriores.
- B. Condiciones interiores.
- C. Condiciones de salida del ---
equipo y de inyección al cuar-
to.

Siendo la cantidad de aire:

$$W = \frac{Q}{C_p (t_B - t_C)} = \frac{100,000}{0.24 (29 - 21.5)} = 55,500 \text{ kg. aire/hr.}$$

$$55,500 \text{ kg/hr} \times 1/0.95 \text{ kg/m}^3 = 58,500 \text{ m}^3/\text{hr.}$$

El equipo está constituido de las siguientes partidas.

Una lavadora de aire con doble banco de espreas, baffles de entra da de lámina galvanizada, eliminadores de gota de lámina galvanizada, -- con capacidad para manejar 58,500 m³ de aire/hr. con una eficiencia de - humidificación de aproximadamente 95%.

Un ventilador centrífugo con capacidad para manejar 58,500 m³ de aire/hr contra una presión estática de aproximadamente 45m. de columna

de agua, acoplado a su correspondiente motor de aproximadamente - - -
15 HP.

Un lote de materiales accesorios tales como compuertas, cámaras de mezcla, bomba para la recirculación de agua, tuberías etc.

Un lote de lámina galvanizada para la elaboración de los ductos - de inyección, aproximadamente, 4,000 kg. de material.

Un lote de controles eléctricos para el correcto funcionamiento - del equipo.

Instalación mecánica, hidráulica y eléctrica de todo el sistema. -
Ajustes y Balanceo.

Costos:

Ingeniería. . . . \$ 20,300.00

Equipo. \$ 135,200.00

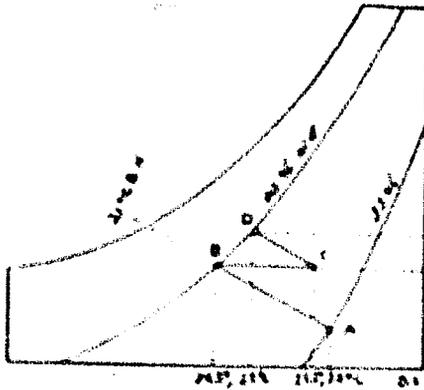
Instalación . . \$ 40,200.00

Total: . . . \$ 196,000.00

d). - Humidificación adiabática y Mecánica. Debido a la naturaleza de éste sistema combinado se puede conseguir obtener en el interior - del salón las siguientes condiciones.

29°C y 60% de humedad relativa.

Las cuales se obtendrán según aparece en el diagrama de Mollere a continuación.



- A. . . . Condiciones exteriores.
- B. . . . Condiciones a la salida de la lavadora de aire.
- C. . . . Punto que se obtendría sin espreas en el salón.
- D. . . . Condiciones internas en el local.

La cantidad de aire a manejar en éste caso sería:

$$W = \frac{Q}{\epsilon_p (t_C - t_B)} = \frac{100,000}{0.24 (31.5 - 24.5)} = 59,500 \text{ kg aire/hr.}$$

$$59,500 \times 1/0.95 = 62,300 \text{ m}^3 \text{ de aire/hr.}$$

La cantidad de agua espreada directamente al salón:

$$(0.0183 - 0.0172) \text{ kg. agua/kg. aire} \times 59,500 \text{ kg. aire/hr.} = 64.5 \text{ kg agua/hr.}$$

El equipo consiste de las siguientes partidas:

Una lavadora de aire con un solo banco de espreas, baffles de entrada de lámina galvanizada y eliminadores de gota de lámina galvanizada con capacidad para manejar 62,300 m³ de aire/hr a una eficiencia apro-

ximada en la humidificación de 75%.

Un ventilador centrífugo con capacidad para manejar 62,300 m³/hr contra una presión estática de aproximadamente 45 mm. de columna de agua, acoplado a su correspondiente motor de aproximadamente 20 HP.

Un lote de tubería para la colocación del sistema de espumas en el salón, un juego de 20 atomizadores de espumas aire-agua con una capacidad c/u de 3 kg agua/hr. y un turbocompresor para alimentar la línea de aire así como materiales accesorios.

Un lote de materiales accesorios tales como compuertas, cámaras de mezcla, bomba de recirculación de agua, tuberías soportes, etc.

Un lote de elementos de difusión y persianas de gravedad.

Un lote de lámina galvanizada para la elaboración de los ductos de inyección, aproximadamente 4,500 kg. de material.

Un lote de controles eléctricos para el correcto funcionamiento de el equipo.

Instalación mecánica, hidráulica y eléctrica de todo el sistema.
Ajuste y balanceo.

Costos:

Ingeniería. \$ 25,500.00

Equipo. \$ 169,400.00

Instalación. \$ 51,000.00

Total. \$ 245,900.00

CUADRO COMPARATIVO.

Sistema empleado	Condiciones logradas.	Precio total	Precio /kcal.
Refrigeración mecánica	23°C y 60%	\$281,000.00	\$ 2.81
Humidificación isotérmica.	25°C y 60%	\$278,435.00	\$ 2.78
Humidificación adiabática.	29°C y 60%	\$196,000.00	\$ 1.96
Humidificación adiabática y mecánica.	29°C y 60%	\$245,000.00	\$ 2.45

En el cuadro anterior se puede apreciar claramente que el equipo más económico es el de saturación adiabática, proporcionándonos unas condiciones interiores que son tolerables por parte de la gente que va a trabajar ahí.

El equipo de humidificación adiabática ciertamente es voluminoso pero en éste caso no es un problema, además tiene la ventaja sobre el combinado con humidificación mecánica, en que no inyecta al salón agua en forma líquida y que maneja menos aire, siendo menores las corrientes de aire en el salón. Por último es el equipo con construcción más sencilla y el mantenimiento es más fácil.

Por todo lo expresado, el equipo seleccionado para acondicionar éste local textil es el de humidificación adiabática.

C A P I T U L O V

CALCULO DEL EQUIPO NECESARIO.

Una vez que se ha tomado la decisión del sistema a usar, nos daremos ahora a la tarea de calcular todo lo necesario para dimensionar nuestro equipo.

A). - DATOS NECESARIOS PARA EL EQUIPO ESCOGIDO Y SU EVALUACION.

Los datos que se necesitan para poder calcular íntegramente el equipo de acondicionamiento de aire son los siguientes:

1. - Condiciones exteriores climatológicas y localización geográfica.
2. - Condiciones interiores deseadas.
3. - Dimensiones generales del local.
4. - Balance térmico para verano e invierno.
5. - Posible contaminación atmosférica en el área.

1. - Condiciones exteriores y localización. Tienen una gran impor

rancia pues son las que nos permiten elaborar el balance térmico y además nos fijan las condiciones interiores que se pueden tener en el salón; debemos recordar que esas condiciones dependen de la temperatura de bulbo húmedo del lugar.

Como el equipo funcionará todo el año, debemos considerar las condiciones extremas entre las que oscilará, es decir las de verano y las de invierno.

Condiciones de diseño de Verano: 33°C (B.S) y 21°C (B.H)

Condiciones de diseño de Invierno: 0°C (B.S) y -1°C (B.H)

Puede apreciarse en éste punto que la variación entre el verano y el invierno es bastante grande, lo cual nos hace pensar que tal vez fuera necesario equipo de calefacción, pero posteriormente veremos por qué no es así.

Ya que vamos a elaborar el balance térmico es necesario saber también la posición geográfica del lugar y su altitud con respecto al nivel del mar. La primera nos sirve para evaluar la intensidad luminosa (radiación) al local y la segunda nos indicará la densidad del aire que estaremos manejando. Como habrá ocasiones en que manejemos aire exterior, la posible contaminación de éste aire se deberá tomar en cuenta al seleccionar el equipo de filtrado.

En nuestro caso: (Querétaro, Qro.), los datos son:

Latitud: 20°36' (norte)

Altitud: 1840 m. sobre el nivel del mar.

Contaminación: escasa, por lo cual se pueden usar filtros conven

cionales.

El juicio para seleccionar las condiciones exteriores de diseño tanto en verano como en invierno, fué el siguiente:

El costo, tamaño y buen funcionamiento de el equipo dependerán de una correcta selección de datos para diseño, una mala selección nos puede llevar a la consideración de un equipo exagerado ó bien a realizar una instalación sin la capacidad necesaria para las condiciones reales.

En virtud de lo anterior debe uno referirse a la estadística, a las lecturas diarias que se hayan hecho del lugar durante el período que se juzgue conveniente y sobre todo estadísticas actuales.

Teniendo ésos datos a la mano, deberemos escoger las condiciones que nos aseguran que sólo en contadas ocasiones no tengamos el rendimiento requerido. Para ésto, usualmente se seleccionan la temperatura y humedad de un día de diseño para verano y un día de diseño para invierno. El primero es aquél en el cual se hayan encontrado las máximas temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo en forma simultánea.

Para invierno, el día de diseño es en el que se combinan la menor temperatura de bulbo seco con la mayor de bulbo húmedo, también en forma simultánea.

Esos datos se encuentran recopilados para las principales ciudades del país, de ahí obtuvimos los datos anotados.

2.- Condiciones interiores deseadas. Las condiciones interiores deseadas, son las que permiten un buen manejo de la fibra de algodón en la maquinaria, sin ser incómodas para el personal que ahí trabaja, por

lo consiguiente estas condiciones se reflejan en un aumento de producción.

Las condiciones pedidas por el cliente son:

27°C y 60% de H. R.

Las condiciones ofrecidas fueron:

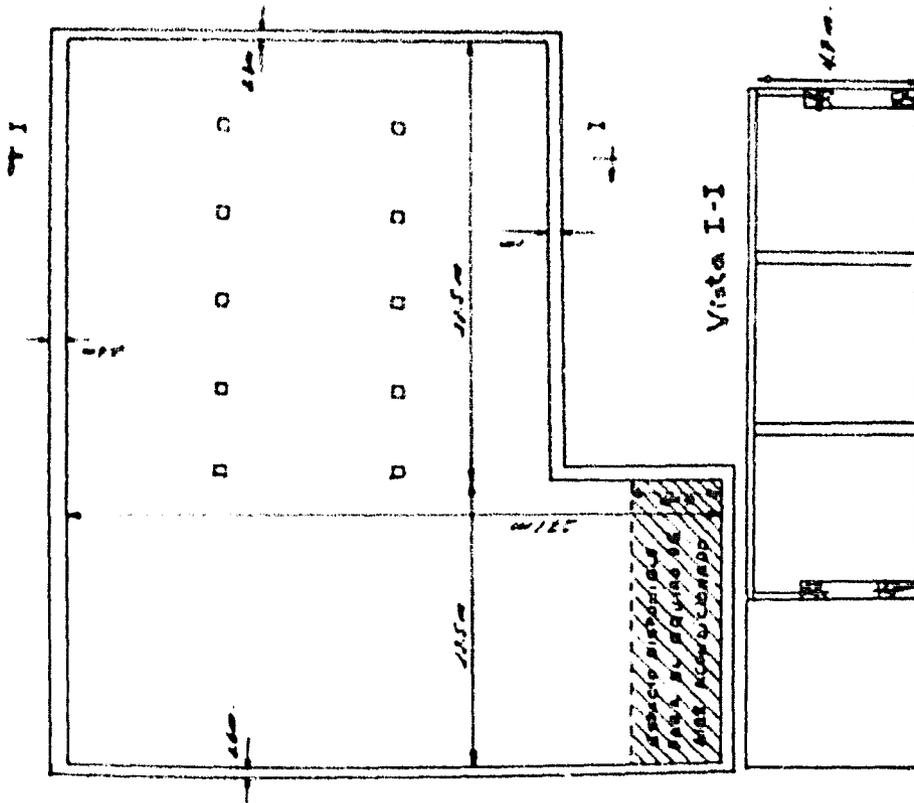
29°C y 60% de H. R.

Todo el equipo que se calcule, será para obtener en el interior - del local de trabajo durante 24 horas y 365 días al año, las condiciones - mencionadas.

Cabe apuntar aquí que las condiciones pedidas por el cliente no se alejan gran cosa de las que establecimos en la tabla de la página No. 32.

Es posible que hayan pedido un 5% más de humedad (con respecto a la de la página No. 32), debido a que aquí se procesará algodón de fibra corta y un pequeño aumento en la humedad disminuya en algo las roturas que son muy características de la fibra corta, además la tabla mencionada está elaborada en función de algodón Norteamericano que tiene - una longitud un poco mayor que el de el país.

3.- Dimensiones generales del local. Son muy importantes, pues de su magnitud dependerá la cantidad de calor que se pierda ó gane, según sean las condiciones exteriores.



Radiación y conducción a través de muros y techo.

Radiación y conducción a través de ventanas.

Invierno

En el invierno las únicas ganancias son las cargas interiores, pues las externas no existen. La temperatura exterior es más baja que la del local acondicionado y la radiación luminosa es despreciable.

Las fuentes internas son las mismas que se manifiestan en el verano, su magnitud es invariable.

a. - Balance de Verano, -

Cargas internas:

Motores instalados, - 20 tróceles con motor de 20 hp c/u

1 bomba equipo de aire, 20 hp aprox.

1 motor ventilador de aire, 40 hp aprox.

Los motores, tanto de la bomba como el de el ventilador, funcionarán aproximadamente a plena carga, por lo que deberá tomarse como fuentes de calor en su totalidad; los motores de los tróceles no estarán a plena carga y por lo tanto debemos considerar este aspecto para calcular su contribución de calor.

Se midió el consumo de energía en un trócel similar, dando el siguiente resultado:

$$I = 34 \text{ amperes.}$$

$$\text{Por lo tanto: Watts} = V \times I \times \sqrt{3} \times \cos \phi$$

$$V = \text{voltaje} = 220 \text{ volts}$$

$$I = \text{intensidad de corriente} = 34 \text{ A.}$$

$$\cos \phi = \text{factor de potencia} = 0.8$$

$$\sqrt{3} = \text{factor de corrección de un sistema trifásico.}$$

$$\text{Watts} = 220 \times 34 \times 1.73 \times 0.8 = 10,395$$

$$1 \text{ Kilowatt} = 0.76 \text{ HP}$$

$$\text{HP} = \text{KW}/0.76 = 10,395/0.76 = 13.7 \text{ HP}$$

$$\text{potencia tróctles: } 13.7 \text{ HP} \times 20 = 274 \text{ HP}$$

$$\text{potencia bomba: } 20.0 \text{ HP} \times 1 = 20 \text{ HP}$$

$$\text{potencia ventilador: } 40.0 \text{ HP} \times 1 = 40 \text{ HP}$$

$$\text{total efectivo} \quad \underline{\quad 334 \text{ HP} \quad}$$

conversión a calor:

$$1 \text{ HP} = 642 \text{ Kcal/hr.}$$

$$334 \text{ HP} \times 642 \text{ Kcal/hr} = 214,428 \text{ Kcal/hr.}$$

Iluminación artificial. - La iluminación artificial se encuentra encendida durante las 24 horas del día, por este motivo debe tomarse en forma íntegra para este balance térmico.

Lámparas existentes.

40 lámparas fluorescentes de 2 x 74 watts c/u. distribuidas en el salón.

Watts totales. $2 \times 74 \times 40 = 5920$ watts.

eficiencia de la lámpara = 80%

por lo tanto, watts efectivos = $5920 \times 100/80 = 7400$.

conversión a calor:

$$1 \text{ wat} = 0.86 \text{ Kcal/hr.}$$

$$7400 \text{ watts} \times 0.86 \text{ Kcal/watt hr.} = 6.363 \text{ Kcal/hr.}$$

Ocupación - La gente durante el desarrollo de una actividad, genera calor tanto sensible como latente, esto se debe al metabolismo humano. El control sobre la temperatura del cuerpo es obtenido cediendo cantidades variables de calor. Estas cantidades varían con el grado de ejercicios que está sometida una persona y también con la temperatura ambiente.

De tablas tenemos que para una temperatura de bulbo seco de 26°C y un ejercicio moderado, la liberación de calor para una persona normal es de:

$$\text{calor latente} = 140 \text{ Kcal/hr.}$$

$$\text{calor sensible} = \underline{60 \text{ Kcal/hr.}}$$

$$\text{calor total} = 200 \text{ Kcal/hr.}$$

Debe notarse que solamente en este caso se tiene carga de calor la tente y por su poca significancia con respecto a la carga sensible de otras fuentes se puede despreciar.

Existiendo 10 operarios el total de ganancias sería:

$$10 \times 60 = 600 \text{ Kcal/hr.}$$

Cargas Externas:

Radiación y conducción a través de los muros y el techo; en este renglón existen dos casos: cuando hay colindancia y cuando no la hay. En el primer caso no existe la radiación solar y la transmisión se puede calcular con la siguiente expresión.

$$Q = U A (T_e - T_i) \dots \dots \dots (1)$$

$$U = \frac{1}{1/h_e + d/k + 1/h_i} \dots \dots \dots \text{coeficiente de transmisión}$$

h_e y h_i son coeficientes de convección para el exterior y el interior, en $\text{Kcal/m}^2\text{Chr}$.

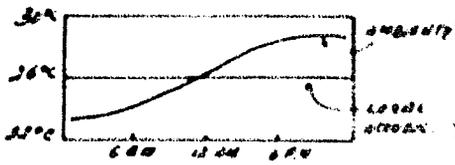
d = espesor del material en metros.

k = coeficiente de conductividad del material en $\text{Kcal/m}^2\text{Chr/m}$.

A = área de flujo de calor.

$T_e - T_i$ = diferencia real de temperatura entre los dos locales, en grados centígrados.

En el segundo caso, la variación de la temperatura exterior con respecto a la temperatura interior nos hacen imposible usar la misma fórmula, que está desarrollada para un flujo constante de calor. La variación de la temperatura exterior según la figura, nos causa variaciones en el flujo de -



calor y nunca tendríamos una ganancia como la que nos daría de substituir en la fórmula (1) la diferencia de temperatura de bulbo seco entre el exterior y el interior, sino menos.

Para fines prácticos se ha desarrollado el concepto de "diferencia total de temperatura equivalente", que es un valor que podemos substituir en la ecuación (1) para obtener la ganancia instantánea de calor, sin un error apreciable.

Estas diferencias equivalentes que se encuentran en tablas, ya incorporan la ganancia correspondiente a la radiación solar y por lo tanto son función de : la latitud, el peso de la pared/ul de área, de la orientación y de la hora del día.

Para este caso la fórmula usada sería:

$$Q = U A (T_e - T_i)^{\bullet}$$

$\bullet =$ diferencia equivalente

Áreas de transmisión.

Las áreas de transmisión de calor corresponden a las dimensiones de los muros, ventanas y techo del local acondicionado y que son:

muros:	
Norte, -	$(28 - 12.5) \times 4.70 = 190.00 \text{ m}^2$
	$- 5(1.5 \times 1.5) \quad \bullet = -11.25 \text{ m}^2$
total.....	178.75 m^2

Sur. -	40.5 x 4.70	= 190.00 m ²
Este. -	27.1 x 4.70	= 127.50 m ²
	- 6(1.5 x 1.5)	= -13.50 m ²
total.....		<u>114.00 m²</u>
Oeste. -	27.1 x 4.70	= 127.50 m ²
Techo. -	(17.5 x 40.5)	= 707.00 m ²
	+ (10.0 x 12.5)	= 125.00 m ²
total.....		<u>832.00 m²</u>

Coefficiente de conducción.

Muro norte: un metro de espesor, de piedra, recubierto a ambos lados con yeso.

Muro Sur: sesenta centímetros de espesor, de piedra gris, recubierto a ambos lados con yeso.

Muro este: sesenta centímetros de espesor, de piedra gris recubierta a -- ambos lados con yeso.

Muro oeste: treinta centímetros de espesor, de tabique cocido con recubrimiento de yeso en ambas caras.

Techo: losa de concreto armado de quince centímetros de espesor, quincecentímetros de relleno de tezontle y recubrimiento de tabique de 3-centímetros de espesor, con cemento.

Coefficiente de conductividad.

$$k_{\text{piedra}} = 2.000 \text{ Kcal/hr}^{\circ}\text{Cm}^2/\text{m} = k_1$$

$$k_{\text{tabique}} = 0.595 \text{ Kcal/hr}^{\circ}\text{Cm}^2/\text{m} = k_2$$

$$k_{\text{concreto}} = 1.300 \text{ Kcal/hr}^{\circ}\text{Cm}^2/\text{m} = k_3$$

$$k_{\text{terrado}} = 0.500 \text{ Kcal/hr}^{\circ}\text{Cm}^2/\text{m} = k_4$$

$$k_{\text{yeso}} = 0.600 \text{ Kcal/hr}^{\circ}\text{Cm}^2/\text{m} = k_5$$

Coefficiente de convección.

Para una superficie rugosa (pared), $h = 5.30 - 3.60v$, para $v \leq 5 \text{ m/seg}$

$$h = 6.47 \times v^{0.78}, \text{ para } v > 5 \text{ m/seg}$$

$v =$ velocidad del viento.

Los datos típicos para la velocidad del viento son:

para el exterior: 2.7 m/seg, para el interior: 0.47 m/seg.

$$\text{por consiguiente } h_e = 5.3 - 3.6(2.70) = 15 \text{ kcal/hr}^{\circ}\text{Cm}^2$$

$$h_i = 5.3 - 3.6(0.47) = 7 \text{ kcal/hr}^{\circ}\text{Cm}^2$$

$$\text{muro norte: } U = \frac{1}{1/h_e + 2 d_5/k_5 + d_1/k_1 + 1/h_i}$$

$$U = \frac{1}{1/15 + 2(.02/.60) + 1/2 + 1/7} = 1.29$$

$$\text{muro sur: } U = \frac{1}{1/h_i + 2 d_5/k_5 + d_1/k_1 + 1/h_e}$$

$$U = \frac{1}{1/7 + 2(.02/.60) + .6/2 + 1/7} = 1.62$$

muro este:
$$U = \frac{1}{1/h_e + 2 d_5/k_5 + d_1/k_1 + 1/h_1}$$

$$U = \frac{1}{1/15 + 2(.02/.60) + .6/2 + 1/7} = 1.74$$

muro oeste:
$$U = \frac{1}{2/h_1 + 2 d_5/k_5 + d_2/k_2}$$

$$U = \frac{1}{(2/7) + 2(.02/.60) + .3/.595} = 1.14$$

techo:
$$U = \frac{1}{1/h_1 + d_3/k_3 + d_4/k_4 + d_2/k_2 + 1/h_e}$$

$$U = \frac{1}{1/7 + .15/1.3 + .15/.5 + .03/.6 + 1/15} = 1.48$$

Diferencias equivalentes de temperatura.

Segun tablas:

Muro norte	140 lb/ft ² 20° lat. N. rango diario 20°F diferencia real 12.5°F julio, 4 P. M.	}	2.22°C
Muro este.	140 lb/ft ² 20° lat. N. rango diario 20°F diferencia real 12.5°F julio, 4 P. M.	}	5.22°C

<p>Techo: 80 lb/ft² 20° lat. N. rango diario 20°F diferencia real 12.5°F julio, 4 P. M.</p>	}	10.5°C
--	---	--------

Diferencias reales entre locales.

local por acondicionar 29°C

locales adyacentes 32°C

diferencia = 32 - 29 = 3°C

Cálculo final de cargas por radiación y conducción a través de los muros y techo.

	U kcal/hr°Cm ²	T _e - T _i °C	A m ²	Q kcal/hr.
N	1.29	2.22*	178.75	511
S	1.62	3.00	190.00	1850
E	1.74	5.22*	114.00	1040
W	1.16	3.00	127.50	885
T	1.48	10.50*	832.00	12950
			total	17325

Radiación y conducción a través de ventanas. Esta ganancia se determina en dos partes. La debida a la radiación solar y la debida a la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior (conducción).

La ganancia solar a través de las ventanas (que en nuestro caso son - de block de vidrio) depende de la latitud, de la hora del día, del mes, del año y de la orientación.

Se han desarrollado tablas para la ganancia solar a través de vidrio -- sencillo a diferentes latitudes, fechas y hora del día; para su aplicación - del block de vidrio se deben hacer las correcciones correspondientes a su - diferente reflectividad, absorción y espesor.

Para las correcciones también se tienen tablas.

Ecuación usada para el cálculo de la ganancia solar.

$$Q = A \times ((B_1 \times h_1) - (B_a \times h_a))$$

donde: A = área de flujo en m^2

h_1 = ganancia solar para un vidrio sencillo a la hora, fecha, y orientación deseada.

B_1 = factor de transmisión instantánea.

B_a = factor de absorción en la transmisión.

h_a = ganancia solar tres horas antes que h_1 , a la misma fe cha y orientación.

Para ventanas al norte:

áreas: 5 ventanas de $1.5 \times 1.5 \text{ m} = 11.25 \text{ m}^2$

$h_1 = 62 \text{ kcal/hr m}^2$

$h_a = 37.7 \text{ kcal/hr m}^2$

$B_1 = 0.27$

$$B_a = 0.24$$

$$Q = 11.25 ((0.27 \times 62) - (0.24 \times 37.7)) = 290 \text{ kcal/hr.}$$

Para ventanas al este:

$$\text{áreas: } 6 \text{ ventanas de } 1.5 \times 1.5 \text{ m} = 13.50 \text{ m}^2$$

$$h_i = 32.5 \text{ kcal/hr m}^2$$

$$h_a = 37.7 \text{ kcal/hr m}^2$$

$$B_i = 0.39$$

$$B_a = 0.21$$

$$Q = 13.50 ((0.39 \times 32.5) - (0.21 \times 37.7)) = 278 \text{ kcal/hr.}$$

Ganancia por conducción a través de las ventanas.

Se utiliza la ecuación de transmisión por conducción.

$$Q = U A (T_e - T_i).$$

U = coeficiente de transmisión de el
block de vidrio.

A = área total de vidrio.

$T_e - T_i$ = diferencia de temperatura entre-
el exterior y el interior.

$$A = 11.25 + 13.50 = 24.75 \text{ m}^2$$

$$U = 2.90 \text{ kcal/hr}^\circ\text{C m}^2$$

$$T_e - T_i = 32 - 29 = 3^\circ\text{C}$$

$$Q = 2.90 \times 24.75 \times 3 = 216 \text{ kcal/hr m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Ganancia en el verano:

motores instalados	214,428 kcal
cargas internas: Iluminación artificial	6,363 kcal
ocupantes	600 kcal
radiación y conducción a través de muros y techos	17,325 kcal
cargas externas: radiación a través de vidrio	568 kcal
conducción a través de vidrio ...	216 kcal
	<hr/>
en una hora. -	239,500 kcal

b. - Balance de Invierno.

Para saber la cantidad de calor que se pierde o se gana en invierno es necesario evaluar y comparar tanto las ganancias como las pérdidas.

Las únicas ganancias son las cargas internas, que permanecen invariables, ya no hay cargas exteriores, pues la temperatura del aire exterior es menor que la del local acondicionado y la radiación solar es despreciable o no existe.

Ganancia total = cargas internas:	214,428 kcal/hr
	6,363 kcal/hr
	600 kcal/hr
	<hr/>
	225,392 kcal/hr

Perdidas.

Las pérdidas de calor, ocurren por conducción a través de muros, -
ventanas y techos, debido a que la temperatura es más baja en el exterior -
que en el interior.

Ya que las pérdidas se consideran para una hora en la cual, la tem-
peratura ha sido baja y casi constante durante bastantes horas, se puede -
considerar que el flujo de calor es constante y se puede usar la fórmula co-
mún de conducción para flujo constante:

$$Q = U A (T_e - T_i)$$

Sin embargo también hay dos casos, cuando se tiene colindancia, -
la temperatura de los otros locales, aproximadamente de 23°C se mantie-
ne bastante constante durante el invierno y en las noches.

Las condiciones exteriores de diseño para invierno son:

0°C y 75% de humedad relativa

Así tenemos dos valores, para la diferencia de temperaturas con -
colindancia (29° - 23°) y sin colindancia (29° - 0°).

Las áreas y coeficientes de transmisión los tomamos del balance -
para verano.



	"U" kcal/hr/°C m ²	"T _e - T _i " °C	"A" m ²	"Q" kcal/hr
N	1.29	29	178.75	6.650
S	1.62	6	190.00	1.850
E	1.74	29	114.00	5.750
W	1.16	6	127.50	886
T	1.48	29	832.00	3.600
Vidrio	2.90	29	24.75	2.090
Total				20,826 kcal/hr

Ganancia en el Invierno.

Ganancia total, - cargas internas 225,392 kcal/hr

Pérdida total, - cond. muros y vent. -20,826 kcal/hr

204,566 kcal/hr

De lo anterior podemos ver que las cargas tanto en verano como en invierno no varían demasiado entre sí, esto se debe a que la mayor parte de la contribución es de la maquinaria, la que es constante. Por lo cual hay que calcular el equipo de saturación adiabática para la mayor carga calculada. Es decir, que el equipo de humidificación deberá tener capacidad para absorber: 239,500 kcal/hr.

5. - Posible contaminación atmosférica en la localidad.

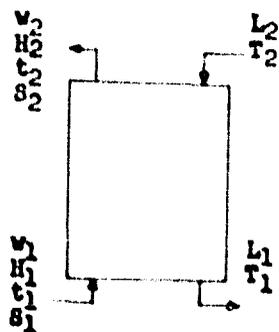
La localización de la planta está en las cercanías de la ciudad de Querétaro (Villa Cayetano Rubio), a una distancia no mayor de 5 kilómetros del centro de la ciudad. Se encuentra entre los cerros contiguos a la ciudad, cerca de la presa que proporciona agua al acueducto de la ciudad.

Es la única fábrica en este cañón y combinado eso con el hecho de que está a una mayor altura que la ciudad, nos asegura la limpieza del aire, siendo esta la naturalmente buena como para no requerir filtros especiales o demasiado cuidados, por lo cual se usarán los convencionales de malla de aluminio.

En cuanto al polvo, podemos decir que casi no hay pues la zona tiene bastante vegetación, sobre todo que la toma de aire fresco será sobre un pequeño arroyo en el cual la vegetación es más densa.

B). - DISEÑO DE LA CAMARA DE HUMIDIFICACION

Caso general de una operación de aire en contacto con agua.



L = gasto de agua en lb/hr.

T = temp. del agua en °F.

w = gasto de aire en lb/hr.

H = humedad abs. del aire en
lb de agua / lb de aire seco.

t = temp. del agua en $^{\circ}\text{F}$

s = calor húmedo del aire en
 $\text{Btu/lb}^{\circ}\text{F}$.

r = calor latente de evap. en
 Btu/lb .

Balance en materia (agua).

$$L_2 - L_1 = W (H_2 - H_1)$$

Balance de calor.

$$L_2 (T_1 - T_2) = W S_1 (t_1 - T_1) - w (H_1 - H_2) - W S_2 (t_2 - T_1)$$

usando T_1 como condición de referencia, a una altura z y en una diferen--
cial de altura dz , con un volumen $dV = s dz$, en el cual s es el área trans
versal en ft^2 quedando el sistema como sigue:

$$- dL = W dH$$

$$- L dT = W s dt - W r dH$$

(a) (b) (c)

(a), (b) y (c) son ecuaciones de cantidad de calor.

(a) = cantidad de calor sensible en la fase líquida.

(b) = cantidad de calor sensible en la fase gaseosa.

(c) = cantidad de calor latente en la fase gaseosa. (cantidad de agua eva-
porada).

Las ecuaciones de transmisión de calor y masa son las que siguen:

- (a) $-LdT = (h_L) (a dV) (t - T)$ fase líquida
 (b) $-Wadt = (h_g) (a dV) (t - t_1)$ fase gaseosa
 (c) $-Wdh = (K') (a dV) (H - H_1)$ fase gaseosa $t = \text{interfase}$

Las ecuaciones anteriores son similares a la ecuación general de transmisión: $Q = U A (T_1 - T_2)$ y en las cuales,

h_L : coeficiente de transmisión de calor en la fase líquida desde el seno del líquido hasta la interfase

h_g : coeficiente de transmisión de calor en la fase gaseosa, desde el seno de esta fase hasta la superficie de el líquido.

K' : coeficiente de transmisión de masa entre la superficie del líquido y la fase gaseosa

Los tres coeficientes son efectivos a través de una diferencial de área de transmisión definida así:

$$dA = a dV \quad a = \text{área mojada/ul de volumen.}$$

Relacionando las ecuaciones anteriores, para la fase gaseosa (calor sensible) y la transmisión de masa (calor latente). Se obtiene la siguiente expresión, que nos describe el funcionamiento de el equipo.

$$\frac{dH}{dt} = \frac{K'}{h_g} \times \frac{(H - H_1)}{(t - t_1)}$$

Dado que para el sistema aire-agua $K'/h_g = 1$, la expresión anterior queda como sigue:

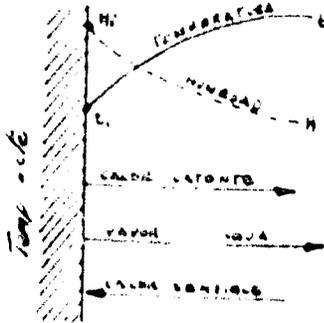
$$\frac{dH}{dt} = \frac{(H - H_f)}{(t - t_f)}$$

La ecuación anterior sólo puede ser representada en el diagrama de Mollier, debido a que ambas ecuaciones de las cuales se derivó son correspondientes a la fase gaseosa.

Para nuestro caso particular en el cual el agua se recircula, sucede que la transmisión de calor de el aire (que está a mayor temperatura) a el agua, tiende a elevar su temperatura, pero la evaporación de el agua tiende a bajarla, en conclusión, el agua alcanza la temperatura de bulbo húmedo del aire que es la condición en la cual los dos efectos se balancean, permaneciendo constante la temperatura del agua.

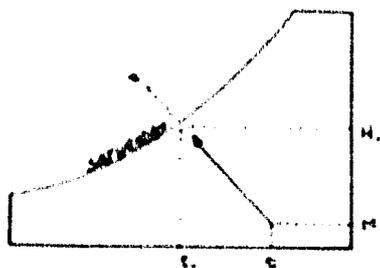
Dado que no hay adición alguna de calor por ninguna parte, la operación es adiabática y el enfriamiento sensible de el aire se compensa con su aumento de calor latente (contenido de agua).

Los flujos de calor y materia, así como los gradientes de temperatura y humedad que los ocasionan, se explican en el siguiente diagrama.



El calor latente se iguala al sensible cuando la temperatura de el agua es la misma que la del tubo húmedo del aire.

En un diagrama de Mollier el proceso se representa en la siguiente forma



$l = \text{constante.}$

Dado que no se transmite calor a la masa de agua, tenemos que -- las ecuaciones de calor sensible y transmisión de calor en el seno de el líquido no existen, pues $dT = 0$

Además podemos ver que la ecuación general de funcionamiento de un saturador adiabático, comprende la relación de los coeficientes de transmisión de calor sensible desde el aire y el de transferencia de masa; por lo tanto se puede seleccionar cualquiera de ambas ecuaciones para propósito de diseño, por medio de su integración

Usando la ecuación (b) $-W_s dt = h_g a dV (t - t_1)$

siendo $t_1 = \text{constante}$ a la temperatura de bulbo húmedo.

$$\frac{-dt}{(t - t_1)} = \frac{h_g a dV}{W S} \quad ; \quad \frac{-dt}{t - t_1} = \frac{h_g a}{W S} \int_1^2 dV$$

Siendo 1 y 2 las condiciones iniciales y finales respectivamente, del aire al pasar por el saturador.

Integrando tenemos:

$$\ln(t_1 - t_{11}) / (t_2 - t_{21}) = (h_g a / WS) V$$

Considerando que $t_{11} = t_{21} = t_1 = \text{constante}$

$$\ln(t_1 - t_1) / (t_2 - t_1) = (h_g a / WS) V \quad ; \quad (t_1 - t_1) / (t_2 - t_1) = e^{-(h_g a / WS) V}$$

Restando a 1 ambos términos de la igualdad, nos queda:

$$1 - (t_1 - t_1) / (t_2 - t_1) = t_2 - t_1 - (t_1 - t_1) / t_2 - t_1 = \frac{t_2 - t_1}{t_2 - t_1}$$

$$t_2 - t_1 / t_2 - t_1 = 1 - e^{-(h_g a / WS) V}$$

Si t_1 y t_2 son dos puntos entre una humidificación real (la que necesitamos) y $t_1 - t_1$ la que se obtendría con un aparato cuyo volumen fuera infinito para obtener la saturación, obtenemos así un término de humidificación fraccional o eficiencia en la humidificación.

$$t_2 - t_1 / t_2 - t_1 = n = 1 - e^{-(h_g a / WS) V}$$

En la ecuación anterior esta eficiencia es equivalente a la eficiencia de Murphree para la fase gaseosa y la cual se obtiene al hacer la integración de la ecuación (c) en la misma forma que se hizo para la ecuación (b).

$$\ln(H_1 - H_1) / (H_1 - H_2) = K' a V / w$$

despejando w y multiplicando ambos miembros por $(H_2 - H_1)$, queda así:

hizo para la ecuación (b):

$$\ln(H_1 - H_1) = (H_1 - H_2) \cdot K'aV/w$$

despejando w y multiplicando ambos miembros por $(H_2 - H_1)$, queda así:

$$w(H_2 - H_1) = K'aV (H_1 - H_1) \cdot (H_1 - H_2) \ln(H_1 - H_1) / (H_1 - H_2)$$

$$\text{si } \frac{(H_1 - H_1) \cdot (H_1 - H_2)}{\ln(H_1 - H_1) \cdot (H_1 - H_2)} = \Delta H_m$$

$$w(H_2 - H_1) = K'aV \Delta H_m$$

además tenemos que: $H_G = V/N_G = w/K'a = H_2 - H_2 - H_1 / \Delta H_m$

donde $H_G =$ altura de una unidad de transferencia.

$N_G =$ número de unidades de transferencia.

Siendo el caso de que cuando una fase se aproxima al equilibrio con otra fase y la última se mantiene constante, el máximo cambio posible en la primera fase corresponde a un paso; la eficiencia de ese paso es por consiguiente:

$$(H_2 - H_1) / (H_1 - H_1) = n = 1 - (H_1 - H_2) / (H_1 - H_1) = 1 - e^{-K'aV/w}$$

$$n = 1 - e^{-N_G}$$

para ésta expresión la incógnita sería K' , que es como ya se dijo anteriormente, el coeficiente de transferencia de masa.

Como se ve las ecuaciones obtenidas para la transmisión de calor y la de masa son similares, e igualmente válidas para diseño.

$$(a) \cdot (t_2 - t_1) / (t_2 - t_1) = 1 - e^{-(h_g a / WS)V}$$

$$(b) \cdot (H_2 - H_1) / (H_1 - H_1) = 1 - e^{-(K'a/w)V}$$

Siguiendo nuestra discusión con la ecuación de transmisión de calor, podemos ahora analizarla, ya en su forma integrada y simplificada.

En la ecuación (a) todos los términos pueden ser conocidos si se conoce $h_{g,a}$ (coeficiente de transmisión de calor desde el aire hasta la interfase del agua, multiplicado por el término "a" que es igual al área mojada uf de volumen)

Este coeficiente (compuesto por dos factores) se obtiene en forma experimental, pero aún cuando se puedan hacer un gran número de experimentos (muy costosos), no es fácil encontrar un valor exacto ni obtener una ecuación que nos pueda predecir con exactitud su valor, debido a su naturaleza.

Los factores que forman la expresión ($h_{g,a}$), no pueden medirse convenientemente por separado.

Ahora bien, aunque los efectos cuantitativos de diversas variables sobre el coeficiente de transmisión de calor, no son simples, sí se puede tener una idea aproximada de cómo lo afectan esas variables mencionadas.

Al tratarse de un producto, ($h_{g,a}$) en el cual "a" representa el área húmeda por unidad de volumen (ó área activa), sus variaciones pueden ser grandes con el tipo de arreglo, y aún para un mismo diseño puede variar si cambian apreciablemente las cantidades de agua o esperadas y la velocidad del aire.

En similitud con la operación de transmisión de calor, vemos también que el coeficiente de transmisión depende incluso de las propiedades físicas de los dos fluidos (su velocidad y su viscosidad).

La acción de la temperatura es despreciable debido a que dentro del rango de aplicación de éstos sistemas, casi siempre es la misma ó bien su variación es pequeña.

De un análisis objetivo del fenómeno de transmisión de calor podemos ver que depende de los siguientes factores mayores.

a). - Longitud (en el sentido de la corriente del aire), de la cámara de humidificación.

b). - Dirección del esprayado del agua (a favor ó en contra de la corriente de aire).

c). - Número de bancas de espreas.

e). - Velocidad de paso del aire.

f). - Cantidad de agua espreada por unidad de área transversal.

h). - Presión en las espreas.

i). - Altura de la cámara sobre el nivel del tanque.

De la lista anterior se puede asegurar lo siguiente:

(a), (c), (f), (h) y (i) son directamente proporcionales al coeficiente de transmisión y por lo consiguiente a la eficiencia de humidificación.

En el inciso (b), es más favorable el sistema a contracorriente que en paralelo.

El inciso (e) es inversamente proporcional al coeficiente de transmisión.

Un esfuerzo para obtener una ecuación aparece en el libro "Principles of Chemical Engineering" de Walker, pág. 607, donde se muestra la siguiente igualdad

$$h_{g0} = 0.0078 \cdot Q^{1.5}$$

En la ecuación anterior $x =$ lb de agua espreada/hr ft^2 de área.

La cámara experimental fué de : 4' de largo

56 ft^2 de área

flujo de agua en paralelo

El número de espreas varió entre 0.8 y 1.6 por ft^2

La cantidad de agua espreada, de 180 a 510 lb/hr (0.36 a 1.02 - -
GPM).

Presión de agua en las espreas, de 3 a 15 lb/in²

Velocidad del aire entre 275 a 550 fpm.

Con los datos anteriores se obtuvieron valores de h_{ga} entre 20
y 160.

El mismo tipo de pruebas en una cámara de 10ft de largo, 4 espre
as/ ft^2 de área y con agua espreada desde ambos extremos (dos bancos -
encontrados) hizo posible obtener un valor de 170 para h_{ga} a una velo -
cidad de 685 fpm.

Teniendo en nuestro caso la necesidad de obtener el coeficiente -
de transmisión de calor mayor posible (debido a que mientras más efi -
ciente sea nuestro equipo estaríamos en posibilidades de manejar menor -
cantidad de aire, como se verá más tarde). Nos vemos obligados a usar -
mayor número de espreas y mayor cantidad de agua espreada que la que
se usó en los experimentos que dieron lugar a la fórmula $h_{ga} = 0.0078 x$
1.5. Además tendremos que usar mayor presión en las espreas con el -
fin de lograr una mejor pulverización y así mismo manejar una velocidad
de aire lo menor posible.

Es también evidente que el colocar dos bancos de espreas en contra de la corriente, nos dará mejores resultados.

Dado que los experimentos tenidos (según Walker), no reúnen las condiciones que deseamos obtener tenemos que recurrir a otra fuente -- "Data for rating Air Washers", Amca. Bull. 107, 1949 que aparece en las páginas 417 - 419 del libro titulado "Fan Engineering", y que se deriva de la analogía propuesta por Carrier para explicar el funcionamiento de las lavadoras de aire.

Esta teoría supone tanto para la transmisión de calor como para la transferencia de masa, que las partículas de aire se pueden dividir en dos grupos.

- a. - Unas que hacen contacto con una superficie hipotética.
- b. - Unas que se pasan de frente y no se ponen en contacto con esa superficie.

Se supone también que el estado de las partículas que han entrado en contacto es la de "aire saturado" a la temperatura de la superficie y que el estado final del aire al término del proceso es la mezcla de la porción no alterado (a las condiciones de entrada) y la porción que estuvo en contacto íntimo con la superficie hipotética bajo las condiciones descritas.

La relación de la porción que hizo contacto con el número total de partículas frecuentemente se llama factor de by-pass equivalente.

La temperatura de la superficie hipotética se conoce a menudo -

como el "dew point" de aparato. De las suposiciones de la teoría tenemos

$$BPF = (t_1 - t_{ADP}) / (t_E - t_{ADP}) = (H_1 - H_{ADP}) / (H_E - H_{ADP})$$

L : salida, E : entrada.

En un sistema de enfriado con agua recirculada, el agua asume la temperatura de bulbo húmedo de el aire y bajo condiciones de equilibrio la temperatura del agua es constante, en éstas condiciones la temperatura del "dew point" es la del agua y en un aparato de volumen infinito es -- igual a la temperatura de saturación, esta temperatura es muy fácil de medir y por lo tanto el "by - pass" se puede calcular en forma sencilla de las relaciones de temperatura a la entrada y salida del proceso.

Siguiendo la secuencia tenemos que podemos definir la eficiencia de humidificación como la relación entre la reducción de temperatura de bulbo seco y la y la diferencia entre la inicial de bulbo seco y la de bulbo húmedo.

$$n = \frac{t_e - t_1}{t_e - t_8} = 1 - \frac{t_1 - t_8}{t_e - t_8} = 1 - BPF$$

Esta eficiencia, como se puede ver es la misma que habíamos -- obtenido antes y es sólo el primer término de la igualdad (b) de la página 80, y (a) de la misma página.

$$(a) - \frac{H_2 - H_1}{H_3 - H_1} = n = 1 - \frac{H_1 - H_2}{H_3 - H_1} = 1 - e^{- (K'a/w)V}$$

$$(b) - \frac{t_2 - t_1}{t_2 - t_8} = n = 1 - \frac{t_1 - t_8}{t_2 - t_8} = 1 - e^{- (h_g'a/WS)V}$$

Debido a las dificultades ya mencionadas para trabajar con el segundo término de la ecuación se trabajará con el primero ya que su conocimiento experimental es mucho más fácil.

Se ha desarrollado un factor de funcionamiento que se define como sigue:

$$PF = \frac{(t_c - t_{we}) - (t) - t_w)}{(t_c - t_{we})}$$

$$t_{we} = t_w + t_n$$

$$PF = (t_c - t) / (t_c - t_n) = n$$

Las principales variables (que pueden afectar los coeficientes de transmisión de masa y calor) se relacionan a este factor de funcionamiento como sigue:

$$PF = PF_{base} \times F_v \times F_w \times F_p \times F_l \times F_h$$

El factor PF_{base} depende de el arreglo de los cabezales de espreas y el número de ellos, así como de la cantidad de espreas por ft^2 .

F_v , varía con la velocidad del aire a través de la cámara de humidificación.

F_w , varía con el gasto de agua espreada por ft^2 de área y por banco de espreas.

F_p , depende de la presión del agua en las espreas.

F_l , varía con la longitud de la cámara.

F_h , varía con la altura de la cámara con respecto a nivel del tanque.

La mayor eficiencia posible en un equipo de dimensiones finitas es de 97% por lo cual para obtenerlo se usarán los siguientes valores:

Una longitud de la cámara de 10'	} PF _{base} = 0.95
Doble banco de espaldas opuestas	
Cuatro espaldas por ft ² de área de lavadora	
2.5 GPM de agua/ft ² banco de espaldas.	F _w = 1.00
500 FPM en la lavadora.	F _v = 1.00
25 lb/in ² en las espaldas	F _p = 1.00
longitud de la lavadora 10'	
dos bancos de espaldas.	F _l = 1.05
8' de altura sobre el tanque.	F _h = 1.00

Por lo tanto: PF = 0.95 x 1.00 x 1.00 x 1.00 x 1.05 x 1.00

$$PF = 0.995 \quad \therefore \quad n = 99.5\%$$

$$(t_2 - t_1) / (t_2 - t_1) = 0.995 = 1 - e^{-(h_g a / w S) V}$$

La anterior es la ecuación que nos dará las características generales del equipo.

Para poder obtener el valor de $h_g a$, tendremos que conocer los valores siguientes, V , w y S , que sólo los conoceremos, relacionando la eficiencia de operación con las condiciones exteriores e interiores de diseño. Además deberá incluirse aquí los datos obtenidos del balance térmico.

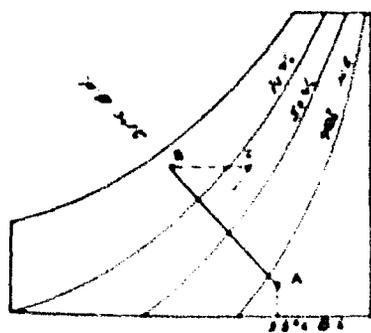
Una vez fijadas las magnitudes de las variables que vamos a manejar es conveniente aclarar que la eficiencia calculada en 99.5% será --

cast imposible de alcanzar, ya que está muy próxima al 100% y éste va -
lor sólo se alcanza con un equipo infinito.

Por lo anterior, aunque tengamos calculada $n = 99.5\%$ debemos -
uar $n = 97\%$.

Como anteriormente se vió, el equipo se deberá dimensionar para
las condiciones de verano, ya que la carga térmica es mayor en el vera -
no precisamente. Además se tomarán también las condiciones atmosféri -
cas de verano (de diseño) que son 32° C B.S. y 21° C B.H. (38% de hu -
medad relativa).

En el inserto del diagrama de Mollier que aparece a continuación
podemos ver que para satisfacer las condiciones interiores deseadas se
debe seguir en el verano el siguiente trayecto:



Siendo los puntos (B) y (C) los que com -
prenden el proceso acontecido al aire -
en el interior del salón, y además te -
niendo ya calculada la cantidad de ca -
lor que el aire recibe en ése trayecto -
(por medio del cálculo del balance tér -
mico), podemos conocer la cantidad de

aire que necesitamos manejar, de acuerdo con la siguiente expresión.

$$W = Q/C_p(t_c - t_B)$$

donde W = cantidad de aire en kilogramos.

Q = cantidad de calor en kcal/hr.

$t_c - t_B$ = diferencia de temperaturas entre la de inyección - -

en el difusor y la del cuarto en $^{\circ}\text{C}$

C_p : calor específico del aire en kcal/kg $^{\circ}\text{C}$

Para una eficiencia en la lavadora de $n = 97\%$ el valor de t_B° es:

$$(t_A - t_B) / (t_A - t_B^{\circ}) = 0.97 \quad \therefore \quad t_A - 0.97 (t_A - t_B^{\circ}) = t_B$$

$$t_A = 33^{\circ}\text{C}$$

$$t_B^{\circ} = 21^{\circ}\text{C}$$

$$t_C = 29^{\circ}\text{C}$$

$$33 - 0.97 (33 - 21) = 21.4^{\circ}\text{C}$$

$$t_B = 21.4^{\circ}\text{C (temp. de iny)}$$

Por lo tanto la cantidad de aire a manejar será:

$$W = \frac{239,500 \text{ kcal/hr}}{0.24 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C} (29 - 21.4)^{\circ}\text{C}} = 132,000 \text{ kg de aire/hr}$$

Densidad del aire $\rho = (1.2 \text{ kg/m}^3) (602^{\circ} \text{ mm}/760 \text{ mm}) = 0.95 \text{ kg/m}^3$

(*) = presión barométrica a 1842 m sobre el nivel del mar.

En éste punto nos encontramos ya en condiciones de poder decir cual fué el coeficiente de transmisión de calor (desde el aire hasta la fase del agua) multiplicando por el área activa, pero debe entenderse que éste coeficiente es resultante para el arreglo de equipo ya escogido de antemano y que de ninguna manera puede ser empleado en otro caso si se varían las condiciones de diseño.

$$(t_2 - t_1) / (t_2 - t_1^{\circ}) = 0.97 = 1 - e^{-(h_g a / w S) V}$$

$$w = 0.32,000 \text{ kg de aire/hr} (2.2 \text{ lb/kg}) = 290,000 \text{ lb/hr.}$$

$$V = 1640 \text{ ft}^3$$

$$S_2 = 0.24 + 0.45 (.014) = 0.2464$$

$$S_1 = 0.24 + 0.45 (.0188) = 0.2485$$

$$S_{m^*} = 0.2475 \text{ lb/lb de aire húmedo } ^{\circ}\text{F}$$

$$0.97 = 1 - e^{-0.1640/290,000 \times 0.2475} \quad = 1 - e^{-0.023 h_g^a}$$

$$1.00 - 0.97 = e^{-0.23 h_g^a}, \log_e 0.03 = -0.23 h_g^a$$

$$h_g^a = \log_e 0.03 / -0.23 = -3.5 / -0.23$$

$$h_g^a = 15.3 \text{ btu/hrft}^2 \text{ } ^{\circ}\text{F.}$$

Cantidad de aire por manejar:

$$(132,000 \text{ kg/hr}) (1/0.95) = 139,000 \text{ m}^3/\text{hr}$$

Por lo tanto el área de la lavadora sera:

$$(82,200 \text{ ft}^3/\text{min}) / (500 \text{ ft}/\text{min}) = 164 \text{ ft}^2 \quad A = \frac{w}{v}$$

Siendo la longitud de la lavadora de 10', tenemos el siguiente volumen en

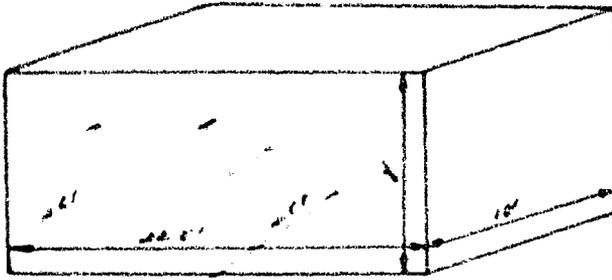
la cámara de humidificación:

$$V = (A) (l) = 164 \text{ ft}^2 (10\text{ft}) = 1640 \text{ ft}^3$$

La altura es de 8', por lo tanto el ancho es:

$$A = (a) (h) \quad a = A/h = 164\text{ft}^2/8\text{ft} = 20.5 \text{ ft}$$

Diagrama en la siguiente página. - -

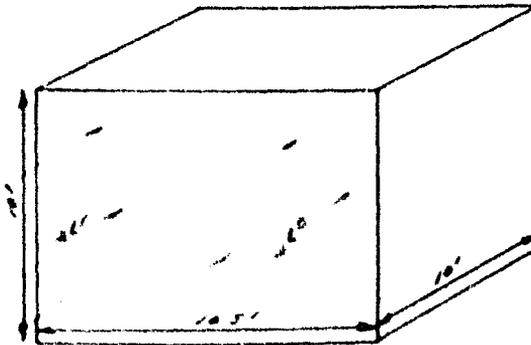


Como el espacio disponible nos limita a 5 m de ancho, cambiamos la altura para poder acomodar la cámara de humidificación.

$$(5 \text{ m}) (3.28 \text{ m/ft}) = 16.5 \text{ ft}$$

$$h = A/a = 164 \text{ ft}^2 / 16.5 \text{ ft} = 9.95 \text{ ft} \approx 10 \text{ ft.}$$

La cámara será:



Ahora podemos proceder a calcular el arreglo que deben llevar - nuestros cabezales de espreas.

Habríamos establecido que usaríamos 4 espaldas por ft^2 .

Por consiguiente $164 \text{ ft}^2 \times 4 \text{ espaldas/ft}^2 = 660 \text{ espaldas}$.

Como usamos dos bancos de espaldas, tendremos 330 espaldas por banco con el siguiente arreglo:

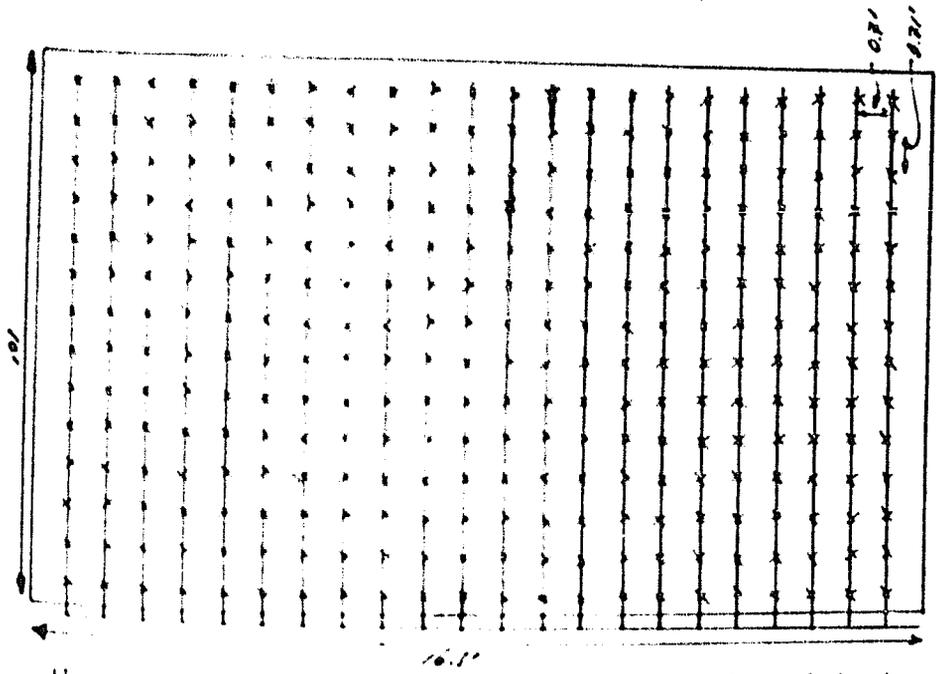
$$330 = 14 \times 23$$

$$164.5' \div 23 \text{ espaldas} = 0.718' \text{ a lo ancho.}$$

$$10' / 14 \text{ espaldas} = 0.715' \text{ a lo alto}$$

Como se aprecia, la distribución es muy uniforme.

Distribución de el cabezal de espaldas.



Una vez fijada la forma de el cabezal, procedemos a calcular la bomba de recirculación de agua.

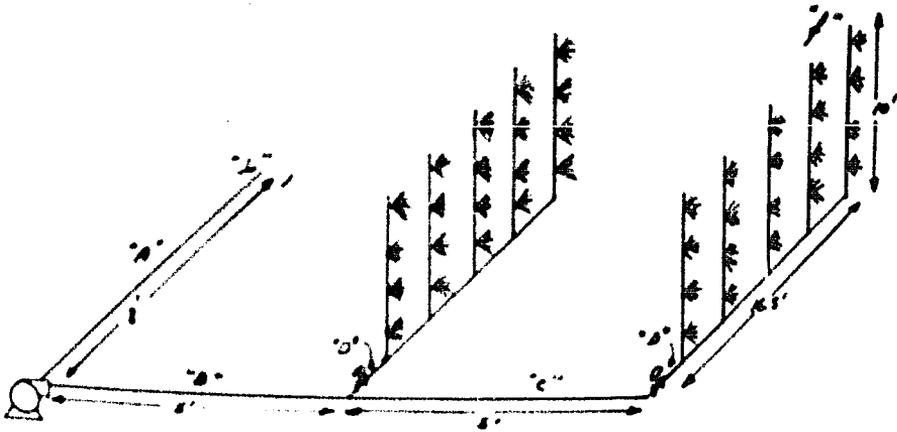
El gasto de agua a manejar es:

Tenemos como datos ya fijados 2.5 GPM/ft²xbanco de espreas.

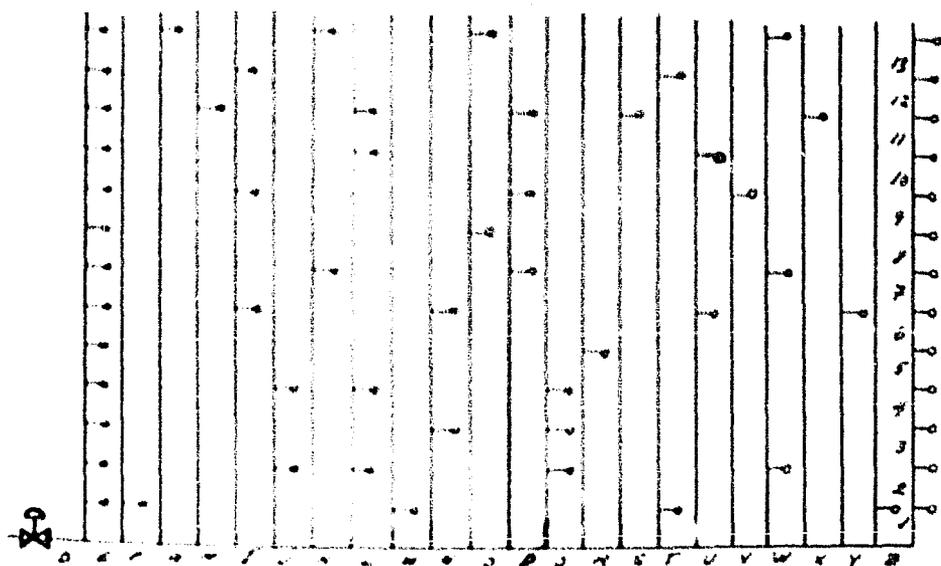
$$2.5 \text{ (GPM/ft}^2 \text{ banco)} \times 2 \text{ bancos} \times 164 \text{ ft}^2 = 820 \text{ GPM}$$

Cálculo de la cabeza dinámica de la bomba.

arreglo general de la tuberfa



arreglo particular de un cabezal.



Para dimensionar la tubería se seguirá el siguiente criterio:

a la descarga de la bomba, entre 8 y 12 ft/seg.

a la succión de la bomba, entre 4 y 7 ft/seg.

La mayor caída de presión estará dada desde la succión "I" hasta la espina en el punto "T", por lo consiguiente el balance de energía - mecánica se hace entre esos dos puntos.

Las dimensiones de las tuberías serán las siguientes:

Tubería	Costo en CPM	ϕ en pulg.	Area en ft ²	vel. en ft/seg.
A	820.0	8	0.347	5.3
B	820.0	6	0.200	9.3
C	410.0	4	0.088	10.5
D	410.0	4	0.088	10.5
E	392.2	4	0.088	10.5
F	374.4	4	0.088	9.5
G	356.6	4	0.088	9.0
H	338.8	4	0.088	8.6
I	321.0	4	0.088	7.9
J	303.2	4	0.088	7.5
K	285.4	4	0.088	6.9
L	267.6	4	0.088	6.6
M	249.8	4	0.088	6.0
N	232.0	4	0.088	5.7
O	214.2	4	0.088	5.0
P	196.4	4	0.088	4.8
Q	178.6	4	0.088	4.4
R	160.8	4	0.088	3.6
S	143.0	4	0.088	3.1
T	125.2	4	0.088	2.8
U	107.4	4	0.088	2.3
V	89.6	4	0.088	1.8
W	71.8	4	0.088	1.4
X	54.0	4	0.088	1.2
Y	36.2	4	0.088	0.9
Z	18.4	4	0.088	0.5
1	18.4	1	0.006	7.8
2	17.0	1	0.006	7.0
3	15.6	1	0.006	6.1
4	14.2	1	0.006	5.5
5	12.7	1	0.006	4.9
6	11.3	1	0.006	4.0
7	9.9	1	0.006	3.4
8	8.5	1	0.006	3.2
9	7.1	1	0.006	2.8

10	5.7	1	0.006	2.3
11	4.3	1	0.006	1.7
12	2.9	1	0.006	1.2
13	1.4	1	0.006	0.5

La ecuación general del balance de Bernoulli queda como sigue:

$$(p_1/\rho) + (gz_1/\rho g_c) + (v_1^2/2\rho g_c) + W_{an} + (p_2/\rho) + (gz_2/\rho g_c) \\ = (v_2^2/2\rho g_c) + H_f$$

El término H_f , se descompone en dos partes principales, la fricción de superficie (H_{fs}) y la causada por los cambios de dirección y velocidad de el agua (H_{fv} y H_{fd}).

La fricción de superficie (H_{fs}) se lleva a cabo en la parte recta -- del tubo (E, F, etc) y causada por cambios de dirección y velocidad, entre las uniones del tubo principal y los elevadores, así como en las conexiones de las cisternas.

Para la resolución de el problema planteado dividiremos el sistema en tres partes, la primera desde la succión de la bomba (punto "1") hasta el final del tubo "D", la segunda parte comprende el cabezal principal - (o sea, desde donde termina el tubo "D" hasta donde termina el tubo "Z") y la última, será el cálculo en un elevador. Estos tres resultados se sumarán para conocer la resistencia de todo el sistema.

Primeramente calcularemos la fricción de superficie de los tres sistemas (H_{fs}), usando la siguiente expresión.

$$H_{fs} = 2flv^2/Dg_c$$

La ecuación anterior es la de Fanning para el cálculo de fricción e incluye en el término L , la longitud total de tubería y la longitud equivalente debida a las diversas conexiones

Tuberia	N_{RE}	K/D	f	$2flv^2$	D_{KC}	H_{fs}
A	32.7×10^4	0.000224	0.0042	1.8400	21.50	.086
B	43.0×10^4	0.000300	0.0042	5.8000	16.10	.036
C	32.5×10^4	0.000450	0.0047	5.1800	10.75	.048
D	32.5×10^4	0.000450	0.0047	2.0700	10.75	.193
E	30.9×10^4	0.000450	0.0047	0.6770	10.75	1.063
F	29.4×10^4	0.000450	0.0047	0.6100	10.75	.056
G	27.9×10^4	0.000450	0.0048	0.5580	10.75	.052
H	26.6×10^4	0.000450	0.0048	0.5120	10.75	.048
I	25.4×10^4	0.000450	0.0048	0.4640	10.75	.043
J	24.5×10^4	0.000450	0.0049	0.4380	10.75	.041
K	23.2×10^4	0.000450	0.0049	0.3960	10.75	.037
L	21.4×10^4	0.000450	0.0049	0.3350	10.75	.031
M	20.4×10^4	0.000450	0.0049	0.3060	10.75	.029
N	18.5×10^4	0.000450	0.0049	0.2540	10.75	.024
O	17.6×10^4	0.000450	0.0049	0.2290	10.75	.021
P	15.5×10^4	0.000450	0.0049	0.1760	10.75	.016
Q	14.8×10^4	0.000450	0.0050	0.1650	10.75	.015
R	12.7×10^4	0.000450	0.0050	0.1440	10.75	.014
S	11.2×10^4	0.000450	0.0050	0.0940	10.75	.009
T	9.7×10^4	0.000450	0.0052	0.0720	10.75	.007
U	8.7×10^4	0.000450	0.0053	0.0600	10.75	.006
V	7.1×10^4	0.000450	0.0055	0.0430	10.75	.004
W	5.6×10^4	0.000450	0.0058	0.0270	10.75	.003
X	4.4×10^4	0.000450	0.0060	0.0170	10.75	.002
Y	2.9×10^4	0.000450	0.0065	0.0079	10.75	----
Z	1.5×10^4	0.000450	0.0075	0.0023	10.75	----
1	6.1×10^4	0.001800	0.0065	0.5600	2.69	.210
2	5.5×10^4	0.001800	0.0066	0.4700	2.69	.175
3	4.7×10^4	0.001800	0.0067	0.3600	2.69	.133
4	3.8×10^4	0.001800	0.0068	0.2950	2.69	.109
5	3.5×10^4	0.001800	0.0069	0.2410	2.69	.090
6	3.1×10^4	0.001800	0.0070	0.2040	2.69	.076
7	3.0×10^4	0.001800	0.0070	0.1600	2.69	.060
8	2.7×10^4	0.001800	0.0070	0.1180	2.69	.043
9	2.2×10^4	0.001800	0.0074	0.0830	2.69	.031
10	1.8×10^4	0.001800	0.0078	0.0590	2.69	.022
11	1.3×10^4	0.001800	0.0083	0.0345	2.69	.013
12	1.0×10^4	0.001800	0.0086	0.0178	2.69	.007
13	4.5×10^3	0.001800	0.0100	0.0041	2.69	.002

Los datos de la ultima columna forman toda la friccion de superficie - que hay en tubo recto, deberemos sumarle la longitudinal equivalente, resultante de las uniones, codos, etc. que a continuacion se evalúan.

Nota	Ø	long.	H _f /ft	Hr
T (flujó a través)	5" a 4"	15.0'	0.1380	2.07
codo 90°	4"	6.7'	0.0960	0.64
Alvaria globo	4"	120.0'	0.0960	11.50
T (flujó a través)	4"	6.7'	0.0930	0.63
T "	4"	6.7'	0.0890	0.59
T "	4"	6.7'	0.0835	0.56
T "	4"	6.7'	0.0757	0.51
T "	4"	6.7'	0.0696	0.46
T "	4"	6.7'	0.0633	0.43
T "	4"	6.7'	0.0587	0.39
T "	4"	6.7'	0.0543	0.36
T "	4"	6.7'	0.0476	0.32
T "	4"	6.7'	0.0418	0.28
T "	4"	6.7'	0.0365	0.25
T "	4"	6.7'	0.0303	0.20
T "	4"	6.7'	0.0263	0.18
T "	4"	6.7'	0.0222	0.15
T "	4"	6.7'	0.0203	0.13
T "	4"	6.7'	0.0157	0.10
T "	4"	6.7'	0.0108	0.07
T "	4"	6.7'	0.0085	0.06
T "	4"	6.7'	0.0067	0.05
T "	4"	6.7'	0.0046	0.03
T "	4"	6.7'	0.0029	0.02
T "	4"	6.7'	0.0016	0.02
T "	4"	6.7'	0.0006	0.00
codo 90°	4" a 1"	6.7'	0.0003	----
T (a través)	1"	6.7'	0.2680	1.80
T "	1"	6.7'	0.2140	1.42
T "	1"	6.7'	0.1690	1.18
T "	1"	6.7'	0.1390	0.94
T "	1"	6.7'	0.1160	0.78
T "	1"	6.7'	0.0930	0.63
T "	1"	6.7'	0.0717	0.48
T "	1"	6.7'	0.0520	0.35
T "	1"	6.7'	0.0378	0.25
T "	1"	6.7'	0.0243	0.16
T "	1"	6.7'	0.0136	0.09
T "	1"	6.7'	0.0056	0.04
T "	1"	6.7'	0.0021	0.01
codo 90°	1"	6.7'	0.0021	0.01

Haremos tres balances de Bernoulli, uno desde el principio del tubo "1" hasta el tubo "1", y uno desde el tubo "1" hasta el "0", y uno último desde el tubo "1" hasta el tubo "13". Guardando las tres ecuaciones como sigue:

$$(1). \quad (p_1/d) + (gz_1/gc) + (v_1^2/2ag_c) + W_{sn} = (p_E/d) + (gz_E/gc) + (v_E^2/2ag_c) + H_{f1}$$

$$(2). \quad (p_E/d) + (gz_E/gc) + (v_E^2/2ag_c) = (p_0/d) + (gz_0/gc) + (v_0^2/2ag_c) + H_{f2}$$

$$(3). \quad (p_0/d) + (gz_0/gc) + (v_0^2/2ag_c) = (p_1/d) + (gz_1/gc) + (v_1^2/2ag_c) + H_{f3}$$

El planteamiento es el siguiente para la ecuación (1).

$$z_1 = z_E$$

$$(p_1/d) + (v_1^2/2ag_c) + W_{sn} = (p_E/d) + (v_E^2/2ag_c) + H_{f1}$$

$$((p_E - p_1)/d) + ((v_E^2 - v_1^2)/2ag_c) + H_{f1} = W_{sn}$$

Planteamiento para la ecuación (2).

$$z_0 = z_E$$

$$(p_E/d) + (v_E^2/2ag_c) = (p_0/d) + (v_0^2/2ag_c) + H_{f2}$$

$$((p_E - p_0)/d) + ((v_E^2 - v_0^2)/2ag_c) = H_{f2}$$

$$((p_E - p_0)/d) = H_{f2} - ((v_E^2 - v_0^2)/2ag_c)$$

$$p_L = \left\{ (H_{f2} - p_O^2/d) - ((v_E^2 - v_O^2)/2ag_c) \right\} d$$

Planteamiento para la ecuación (3).

$$((p_O - p_f)/d) + ((z_O - z_f)k/k_c) + ((v_O^2 - v_f^2)/2ag_c) = H_{f3}$$

$$((p_O - p_f)/d) = H_{f3} - ((z_O - z_f)k/k_c) - ((v_O^2 - v_f^2)/2ag_c)$$

$$p_O = \left[(H_{f3} + p_f/d) - ((z_O - z_f)k/k_c) - ((v_O^2 - v_f^2)/2ag_c) \right] d$$

Primero calcularemos la tercera ecuación, con esos datos se calcula la ecuación segunda y finalmente, ya con todo conocido se puede calcular la primera.

Sumando todos los términos correspondientes de fricción, tenemos H_{f3} .

$$H_{f3} = 8.3 \text{ ft } \overline{\text{lb}}/\text{lb}$$

$$p_f/d = 25 (1\text{b}/10^2) \times 1 (62.3 (1\text{b}/\text{ft}^3) \times 144 (\text{in}^2/\text{ft}^2)) = 58 \text{ ft}\overline{\text{lb}}/\text{lb}$$

$$(z_O - z_f)k/k_c = -10 \text{ ft}\overline{\text{lb}}/\text{lb}$$

$$((v_O^2 - v_f^2)/2ag_c) = (59.86/2 \times 32.2) = 0.92 \text{ ft}\overline{\text{lb}}/\text{lb}$$

$$d = 62.3 \text{ lb}/\text{ft}^3$$

$$a = 1$$

$$p_O = (8.3 + 58 + 0.92) 62.3 (1/144) = 32.6 \quad p_O = 32.6 \text{ ft}\overline{\text{lb}}/\text{lb}$$

Ahora la segunda ecuación :

$$H_{f2} = 5.31 \text{ ft } \overline{\text{lb}}/\text{lb}$$

$$R_2/d = 75.38 \text{ ft } \overline{\text{lb}}/\text{lb}$$

$$(v_E^2 - v_D^2)/2ag_c = ((100 - 33.5)/2 \times 32.2) = 1.03 \text{ ft } \overline{\text{lb}}/\text{lb}$$

$$p_E = (5.31 + 75.38 + 1.03) 62.3 (1/144) = 34.5 \quad p_E = 34.5 \text{ ft } \overline{\text{lb}}/\text{lb}$$

Ya tenemos calculados todos los datos necesarios para la primera impresión:

$$((p_E - p_1)/d) = (34.5 + 11.65 - 11.65) 144 (1/62.3) = 79.5 \text{ ft } \overline{\text{lb}}/\text{lb}$$

$$((v_E^2 - v_1^2)/2ag_c) = ((100 - 28.5)/64.4) = 1.11 \text{ ft } \overline{\text{lb}}/\text{lb}$$

$$H_{f1} = 15.39 \text{ ft } \overline{\text{lb}}/\text{lb}$$

$$W_n = 79.5 + 1.11 + 15.39 = 96.00 \text{ ft } \overline{\text{lb}}/\text{lb}$$

suponiendo que $n = 0.75$

$$\text{tenemos que : } W_s = 96/0.75 = 128 \text{ ft } \overline{\text{lb}}/\text{lb}$$

La potencia necesaria en el motor de la bomba es por consiguiente:

$$((W_s \times w)/550) = \text{HP}$$

siendo w el gasto en masa de el agua.

$$w = (820 \text{ gal}/\text{min}) \cdot (\text{ft}^3/7.48 \text{ gal}) \cdot (62.3 \text{ lb}/\text{ft}^3) \cdot (\text{min}/60 \text{ seg})$$

$w = 1150 \text{ lb/seg.}$

$1 \text{ HP} = 550 \text{ ft lb/seg}$

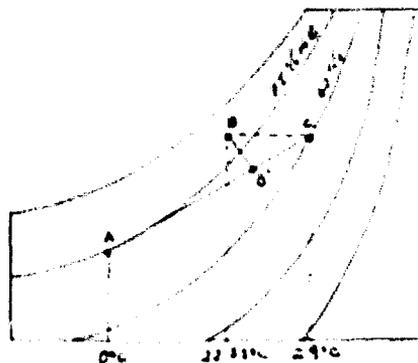
$\therefore (128 + 115)/550 = 26.7 \text{ HP consumidos, por lo cu}$
al se usará un motor de 30 HP para nuestra bomba.

C). -CAPACIDAD Y DIMENSIONES DE LOS DUCTOS DE INYECCION Y - RETORNO.

Ya hemos calculado cuanto aire debemos inyectar al salón, el presente inciso será en el que calculemos la forma de distribuirlo y en caso dado, la forma de retornarlo, ya que para el invierno será necesario retornar un cierto porcentaje en el aire.

Para el verano, ya vimos que se usará 100% de aire exterior, en cambio en el invierno será diferente.

Para Invierno:



Para fijar las condiciones de mezcla, debemos conocer la diferencia entre la temperatura de inyección y la de el salón disponible en invierno.

$$t_C - t_B = (Q/w C_p)$$

$Q =$ carga termica de invierno.

$w =$ cantidad de aire (cte.)

$$t_C - t_B = \frac{204,566 \text{ kcal/hr}}{132,000 \text{ kg/hr} \times 0.24 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}}$$

$$= 6.45^\circ\text{C}$$

Por lo tanto la temperatura de inyección será :

$$29 - 6.45 = 22.55^{\circ}\text{C}$$

Esa temperatura se localiza en el diagrama de Mollier siguiendo un valor constante de humedad absoluta hacia la derecha del punto C. A partir de este punto B, trazando una línea de entalpia constante - (siguiendo la línea de saturación) hasta el cruce con la línea del punto A que une con el punto C, se encuentran las condiciones de mezcla. - La proporción de la distancia de este punto de mezcla con respecto a los puntos A y C es la proporción de aire fresco y de aire de retorno, respectivamente.

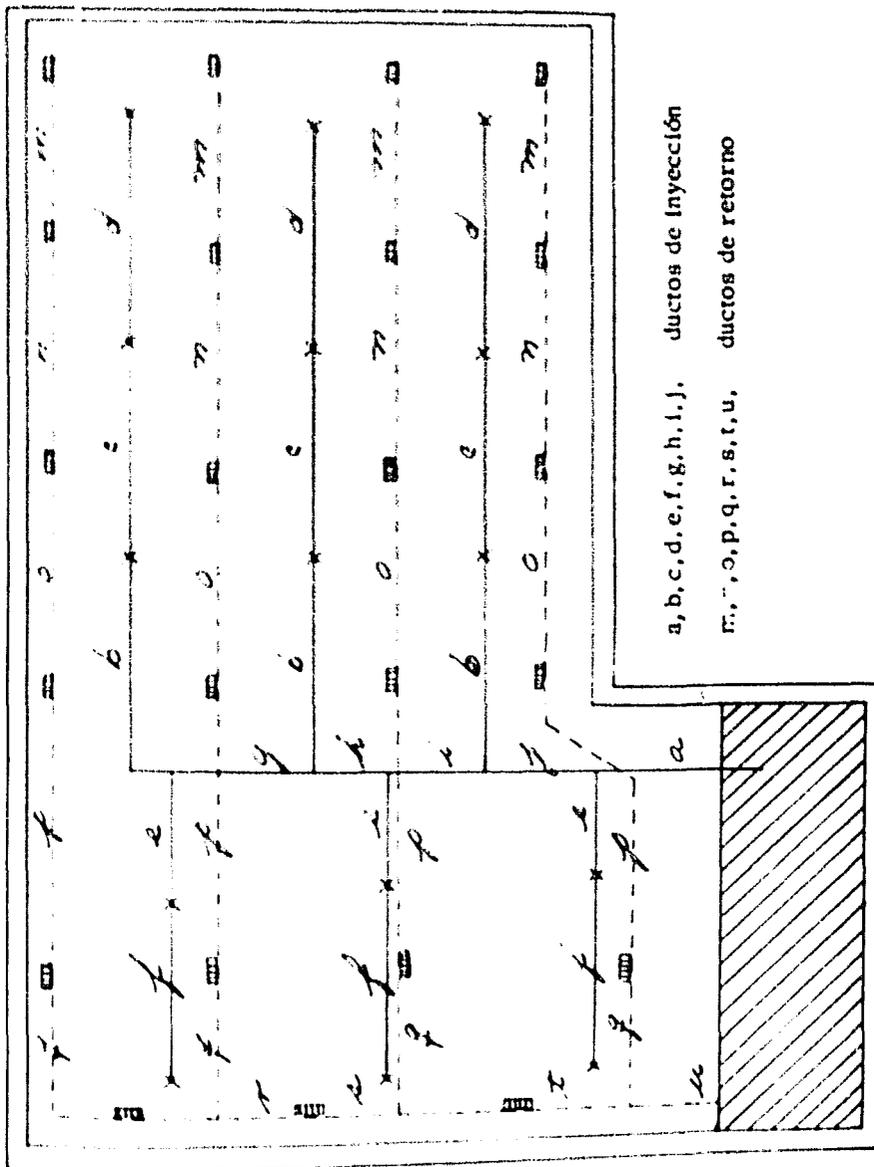
$\frac{\overline{AB}}{\overline{AC}} = \frac{14.5}{16.2} = 0.895$. . . se usará 89.5% de aire de retorno en el invierno para satisfacer la temperatura y humedad interior, no será necesario humidificar hasta el 95% sino menos. La dosificación de aire exterior y aire de retorno, así como la cantidad de humidificación, dependerán de el sistema de control. Lo que queda asentado es que los ductos de retorno se calcularán para el máximo gasto que se maneja, y ese es el 89.5% del aire manejado por el ventilador, el restante 10.5% será de aire exterior.

Ductos de Inyección.

Ya que la carga térmica es prácticamente uniforme en todo el salón, la repartición de aire se hace también en forma uniforme, quedando los ductos como se aprecia en el esquema a continuación, el número de difusores, fue el menor posible para disminuir el costo de ins

talación, pero suficiente para asegurar una repartición homogénea.

Diagrama de la repartición de ductos.



Reparto de aire

Se usan 15 difusores iguales, siendo la capacidad de cada uno, la siguiente:

$$(139,000 \text{ m}^3/\text{hr})/15 \text{ dif.} = 9250 \text{ m}^3/\text{hr dif.} = 5450 \text{ ft}^3/\text{min dif.}$$

Según el modelo escogido, la caída de presión en el difusor es de 6 mm. de columna de agua.

Para dimensionar los ductos se usará el sistema de igual fricción que consiste en mantener constante la caída de presión por unidad de longitud en los diferentes ductos. El valor usado es de: 0.1", de columna de agua por cien pies de ducto. (2.54 mm).

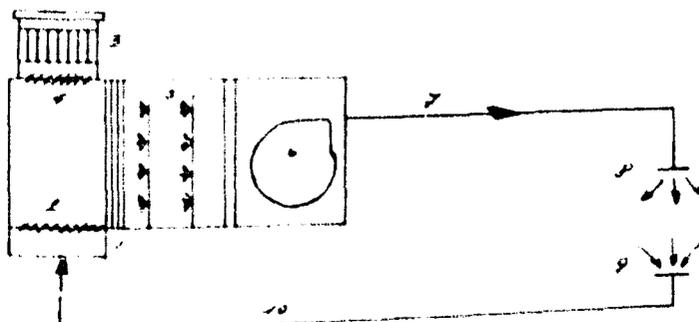
Ducto	Carga de aire ft ³ /min.	Velocidad ft/min.	Dimensiones Pulg.
a	81750	2900	76 x 55
b	16350	1900	38 x 34
c	10900	1750	38 x 25
d	5450	1450	38 x 16
e	110900	1750	38 x 25
f	5450	1450	38 x 16
g	27250	2200	55 x 34
h	43600	2450	55 x 51
i	54500	2600	55 x 55
j	70850	2800	72 x 55

Factor de retorno, caída de presión por unidad de longitud, - - -
 $0.075 \frac{1}{100m} \text{ (1.9 mm)}$.

m	3400	1150	20 x 22
n	6600	1250	20 x 37
o	11200	1450	20 x 58
p	13600	1650	23 x 58
q	17000	1750	26 x 58

r	35700	2100	46 x 58
s	37400	2150	49 x 58
t	56100	2350	62 x 58
u	73000	2500	76 x 60

Para seleccionar la unidad de manejo de aire debemos considerar las resistencias al flujo del aire, que pueden apreciarse en el siguiente - esquema.



1. - Filtros de aire de retorno.
2. - Compuertas de aire de retorno.
3. - Filtros para aire exterior.
4. - Compuertas de aire exterior.
5. - Lavadora de aire.
6. - Ventilador.
7. - Ductos de inyección.
8. - Difusores.
9. - Rejilla de Retorno
10. - Ductos de retorno.
11. - Persiana de gravedad.

El aire puede tomar dos trayectorias ó ciclos, aire exterior ó -- aire de retorno, y en ambos casos se debe manejar la misma cantidad de aire, por lo cual las resistencias en ambos circuitos deberán ser las mismas.

La resistencia de los filtros, compuertas, difusores, rejillas, -- persianas y la Lavadora, son datos de el fabricante y varía con la velocidad que se usa, siendo ésta variable la que nos permite balancear el sistema de retorno con el de aire fresco. En el caso de el ciclo de ret-- rno se deberán considerar los puntos, 1, 2, 5, 7, 8, 9 y 10.

Para el ciclo de aire exterior se tomarán, 3, 4, 5, 7, 8, y 11. La pérdidá deberá ser similar en ambos casos.

Las pérdidas por fricción en los puntos 7 y 8, se calculan en los ramales

más largos, siendo su valor el siguiente:

Ducto de inyección:

$$\text{línea de fricción} = 0.1''/100'$$

$$\text{longitud de ducto} = 148'$$

$$\text{longitud equivalente por codos} = 79'$$

$$H_f = (148 + 79) \times 0.1/100 = 0.227'' \text{ de } H_2O$$

$$0.227'' H_2O \times 25 \text{ mm/in.} = 5.7 \text{ mm de agua.}$$

Ducto de retorno

$$\text{línea de fricción} = 0.075''/100'$$

$$\text{longitud de ducto} = 189'$$

$$\text{longitud equivalente por codos} = 37'$$

$$H_f = (189 + 37) \times (0.075/100) \times 1.4 = 0.246'' \text{ de } H_2O$$

$$0.246'' H_2O \times 25 \text{ mm/in.} = 6.18 \text{ mm de agua.}$$

Nota: •la línea de fricción es para una superficie de lámina galvanizada, -
y el ducto de retorno, al ser de mampostería tiene una fricción un 40% -
mayor.

Cuadro en la siguiente página. - - - -

Caída total de presión.

	aire exterior		aire retorno	
	vel.	caída	vel.	caída
	m/seg	mm	m/seg	mm
filtros	2.5	8.0	2.5	4.0
compuertas	7.0	7.3	7.0	7.3
lavadora de aire	2.5	8.0	2.0	13.0
ductos de inyección	11.0	5.7	11.0	5.7
difusores	3.6	6.0	3.6	6.0
rejilla de retorno			2.5	3.0
ducto de retorno			9.3	6.2
persiana de gravedad	6.0	5.2		

Total

45.2 mm

45.2mm

Selección de equipo:

Filtros de aire exterior: (100% del aire)

$$\frac{140,000 \text{ m}^3/\text{hr}}{3600 \text{ seg/hr} \times 2.5 \text{ m/seg.}} = 15.5 \text{ m}^2$$

cada uno es de 0.5 m², por lo tanto 15.5/0.5 = 31 filtros.

Filtros de retorno: (89.5% del aire)

$$\frac{140,000 \text{ m}^3/\text{hr} \times 0.895}{3600 \text{ seg/hr} \times 2.5 \text{ m/seg.}} = 13.9 \text{ m}^2$$

cada uno es de 0.5 m², por lo tanto 13.9/0.5 = 28 filtros.

Compuertas de aire exterior. (100% del aire)

$$\frac{140,000 \text{ m}^3/\text{hr}}{3600 \text{ seg./hr} \times 2.5 \text{ m}^3/\text{seg.}} = 5.55 \text{ m}^2$$

cada compuerta tiene 1.80 m², por lo tanto, 5.55/1.8 = 3 compuertas.

Compuertas de aire de retorno. (89.5% del aire)

$$\frac{140,000 \text{ m}^3/\text{hr} \times 0.895}{3600 \text{ seg./hr} \times 2.5 \text{ m}^3/\text{seg.}} = 4.97 \text{ m}^2$$

cada compuerta tiene 1.60 m², por lo tanto, 4.97/1.6 = 3 compuertas

Rejillas de retorno. (89.5% de aire)

$$\frac{140,000 \text{ m}^3/\text{hr} \times 0.895}{3,600 \text{ seg./hr} \times 2.5 \text{ m}^3/\text{seg.}} = 13.9 \text{ m}^2$$

Hay veinte rejillas iguales y tres de medio tamaño, así que podemos considerar 21.5 rejillas, por lo tanto 13.9/21.5 = 0.645 m²/rej.

Ventilador:

Se seleccionará para manejar 140,000 m³/hr contra 45.2 mm. de columna de agua, de presión estática.

Según datos del fabricante, el tamaño y modelo escogido girará a 350 R.P.M. consumiendo 34 HP, por lo cual usaremos un motor de 40 HP.

C A P I T U L O VI

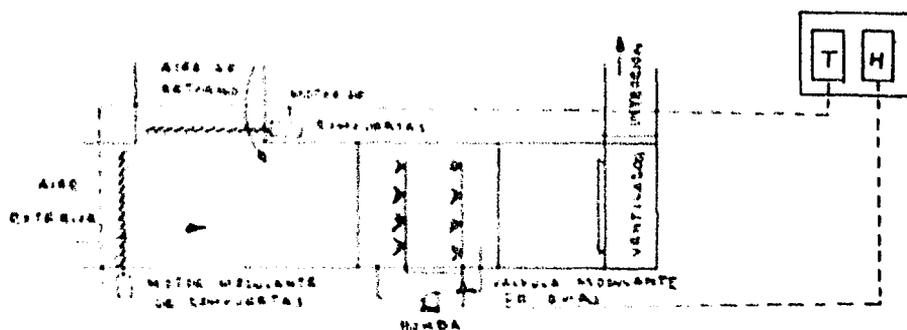
SISTEMA DE CONTROL AUTOMATICO

Debido a que el proceso que se desarrolla en el local acondicionado requiere control muy preciso, tanto de la temperatura como de la humedad, se seleccionó un sistema eléctrico de control proporcional individual para cada una de las variables.

En el control proporcional el elemento final de control ó actuador, se mueve a una posición que es proporcional a la desviación de el valor de la variable controlada del punto de ajuste. Hay una y solamente una posición de el elemento de control final para cada valor de la variable controlada, dentro de la banda proporcional de el controlador. Así, la posición del elemento final de control es una función lineal continua del valor de la variable controlada.

Esquema en la sig. página.

Esquema explicativo del sistema.



La ventaja de este tipo de control sobre el de dos posiciones es — que, a una pequeña variación de la variable controlada, sólo corresponde rá un pequeño accionamiento de los elementos finales de control para ob — tener la corrección deseada, evitando así demasiado accionamiento en — los dispositivos de control. El control de dos posiciones nos causaría un cambio abrupto en la posición de los sistemas de control para una leve — desviación de la variable controlada y otra vez un cambio abrupto al ha — berse corregido el valor de la variable, siendo la frecuencia de éstos — cambios tan grande, como menor sea la diferencial del elemento prima — rio de control. Esto puede ser dañino para el equipo, si es el caso que — este sistema se haga accionar directamente sobre un motor de tamaño — respetable. (digamos la bomba de la lavadora).

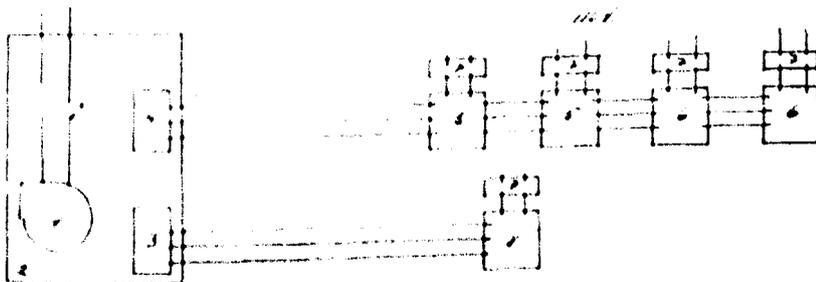
Esquema en la siguiente página.

Relacionando todo lo anteriormente dicho, podemos referirnos al diagrama de Mollier; en el primer paso del control, la temperatura de bulbo húmedo antes de el saturador, deberá corresponder a la línea BD, que en nuestro caso es de 21°C y una humidificación total; si la temperatura y la humedad en el salón son baja y alta respectivamente (o sea que esa modulación de compuertas no fué suficiente), para una temperatura de 21°C de bulbo húmedo antes de el equipo se tratará de elevarla — aún más (línea EF) y humidificar menos, mandando señal a la válvula de tres vías para que regrese agua al tanque sin pasar por las espumas.

Todo el funcionamiento planteado se puede obtener fácilmente mediante un control separado de temperatura y humedad, colocado directamente en el salón dentro de un gabinete aspirante.

Ahora podemos ver claramente que aunque disminuya mucho la temperatura exterior y se detenga una cantidad importante de máquinas, mientras se tenga una ganancia térmica, por pequeña que sea, no hace falta calefacción; sólo se retornará más aire y se humidificará menos. -- (Este caso extremo sería la línea HI).

Diagrama eléctrico del sistema de control.



1. - Ventilador de muestreo localizado en el gabinete.
2. - Gabinete de controles (en el salón).
3. - Humidistato modulante.
4. - Termostato modulante.
5. - Motor accionador de compuertas de aire exterior.
6. - Motor accionador de compuertas de aire de retorno.
7. - Transformadores abajo voltaje para alimentación de motores moduladores.
8. - Motor modulante accionador de la válvula de tres vías para a gua.

Todo el circuito de control es de 110 volts y se toma de la corriente de alumbrado de la localidad, en forma totalmente independiente a las tomas de fuerza para los motores del ventilador y de la bomba; si se desea se pueden relacionar ambos circuitos, de tal manera que si el ventilador está parado, no pueda andar el motor de la bomba y se deenerge el sistema de control.

Las ventajas en el uso de controles eléctricos son las siguientes:

- a. - Se usa energía eléctrica, la cual siempre es disponible en las instalaciones industriales.
- b. - El alambrado eléctrico es normalmente sencillo y fácil de instalar.
- c. - La potencia eléctrica amplifica rápidamente el relativamente débil impulso eléctrico que se recibe desde el elemento sensor en el controlador, haciendo posible controlar sistemas -

que ordinariamente no se podrían controlar.

d. - El impulso recibido de el elemento sensible puede ser aplicado directamente para producir una ó varias combinaciones ó secuencias en el circuito. Por ésta razón, a un actuador se le pueden encargar varias acciones diferentes que se desean,

e. - Permite controlar desde un punto remoto, es decir, el controlador puede estar a distancia considerable del elemento final del control.

La obtención del control proporcional en un elemento sensor y un actuador (motor), eléctrico se obtiene como sigue.

Para obtener una acción correctiva de carácter proporcional, no sólo el actuador será modulante, sino también el elemento sensible.

El elemento medidor (elemento primario de medición) tiene por mecanismo eléctrico un potenciómetro variable. Este potenciómetro tiene un contacto deslizable que se mueve a través de una bobina de 135 ohms de resistencia. Ese contacto deslizable es movido por el elemento sensible de temperatura, presión ó humedad, de el controlador.

El actuador (motor) consiste en lo siguiente:

- a. - Unidad de poder con capacitor reversible.
- b. - Relevador de balanceo.
- c. - Potenciómetro balanceador.
- d. - Engranaje de transmisión.

La unidad de poder es un motor con capacitor para bajo voltaje, -- (normalmente 24 volts), que hace dar vuelta el eje ó flecha del motor por

medio del engranaje de transmisión. El motor opera dos switches límites que cortan la rotación del motor en 160° de carrera.

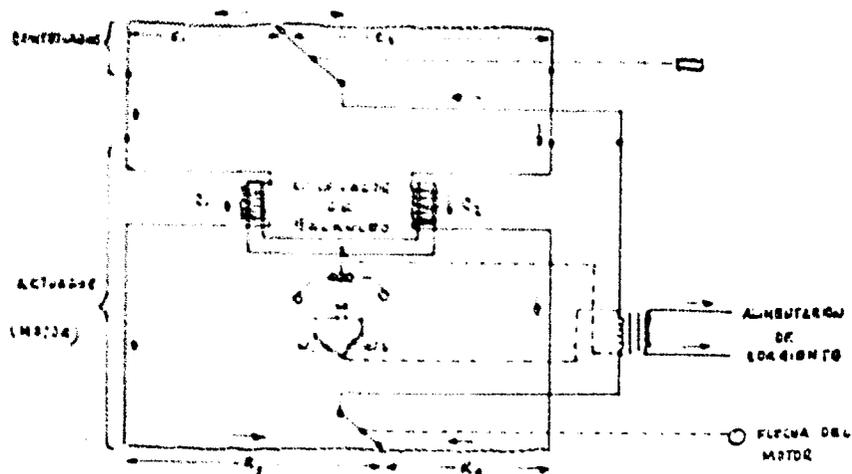
La unidad de poder (motor) es arrancado, parado e invertido en su funcionamiento por medio de los contactos de un polo dos tiros de el - revelador de balanceo.

El relevador de balanceo consiste en dos bobinas solenoides con ejes paralelos, dentro de los cuales están insertados las piernas de una armadura en forma de "U", la armadura está pivoteada en el centro de - tal manera que puede ser inclinada por el flujo magnético de las dos bobinas. Se fija un brazo de contacto a la armadura en el punto del pivote, - en forma de que pueda tocar uno ú otro de los dos contactos estacionarios al moverse la armadura en un sentido ó en otro, sobre su pivote. Cuando el relevador está balanceado, el brazo de contacto flota entre los dos con tactos sin tocarlos.

En el motor se incluye un potenciómetro balanceador, éste es -- eléctricamente idéntico al que existe en el elemento primario de control (termostato, humidistato), y consiste en una bobina de 135 ohms de resis tencia y un contacto deslizable. El contacto es accionado por la flecha - del motor, de tal suerte que viaja a través de la bobina y establece con - tacto donde toca.

Diagrama en la siguiente página.

El funcionamiento (operación) es la siguiente:



Al aplicar el relevador de balanceo al circuito de control, la cantidad de corriente que pasa a través de las bobinas es gobernada por las posiciones relativas del potenciómetro del controlador y el potenciómetro balanceador del motor. Así, cuando fluyen cantidades iguales de corriente a través de ambas bobinas en el relevador de balanceo, el brazo colgante de contacto está en el centro del espacio entre los dos contactos y el motor está detenido.

Cuando el contacto deslizante de el potenciómetro del controlador se mueve, fluye más corriente a través de una bobina que de otra y el relevador se desbalancea. El armadura del relevador gira entonces en forma que el contacto colgante toca uno de los contactos y el motor anda en la dirección correspondiente. Si la bobina C_1 recibe mayor corriente que

que la bobina C_2 (haciéndose más fuerte su atracción), el contacto se mueve hacia la izquierda y cierra el circuito entre el transformador y la bobina W_1 del motor, la corriente pasa también a través del capacitor M_A de la bobina del motor. El motor gira en la dirección correspondiente hasta que el relevador de balanceo abra el contacto; cuando la bobina C_2 recibe más corriente que la C_1 el circuito se cierra directamente a la bobina W_2 del motor y éste gira en sentido contrario.

El contacto hecho por el relevador de balanceo sólo puede ser roto si la cantidad de corriente que fluya a través de la bobina C_1 se hace igual a la que fluye por C_2 ; ésto se logra por el potenciómetro balanceador del motor accionado por la flecha del motor. Al girar el motor, mueve el contacto deslizable del potenciómetro hacia una posición que iguale las resistencias en ambas ramas del circuito.

Hay una posición definida para el contacto deslizable para cada posición de la flecha del motor a lo largo de su carrera de 160° .

Por ejemplo cuando la flecha de el motor está a 40° de uno de sus extremos (25% de su arco), el contacto deslizable está en $33 - 3/4$ de ohm, que es el valor que se encuentra al 25% de la distancia del correspondiente extremo de la bobina de resistencia.

CAPITULO VII

RESULTADOS OBTENIDOS

A). - CONDICIONES LOGRADAS.

Después de un período de ajustes y balances en el equipo instalado se midieron las condiciones obtenidas en el salón, a continuación se enlistan éstas condiciones comparadas con las condiciones de diseño.

	Condiciones obtenidas.	Condiciones de diseño.
Temperatura	27°C	29°C
Humedad	60% ± 1%	60 %
Cantidad de aire	136400 m ³ /hr	139000 m ³ /hr
Corrientes de aire en el salón.	ninguna	moderadas
Sobrepresión en el salón.	ninguna	apreciable

En la tabla anterior se puede ver claramente que los resultados fueron satisfactorios, y en lo que se refiere a la temperatura que es mejor de lo esperado, se puede atribuir al hecho de que el material (algodón), absorbe una cantidad de agua indeterminada.

Esa agua absorbida ocasiona una inclinación de la línea en el diagrama de Mollier, correspondiente a la trayectoria del aire dentro de el salón, obteniéndose una temperatura menor para la misma humedad relativa.

B. - Aumento de producción.

No es fácil decir cuanto aumenta la producción con el sistema de acondicionamiento de aire, sobre todo si é las máquinas son nuevas, es decir, que no habfan trabajado antes de tener el acondicionamiento.

Sin embargo en nuestro caso se puede comparar el salón acondicionado, con otro semi-acondicionado en la misma planta.

Según datos proporcionados por el cliente, la producción es de un 5% mayor en ése salón comparado con un número igual de máquinas en los otros salones. Además el hilo es de mejor calidad y uniformidad.

C). - CONCLUSIONES.

Siempre que se busque producir material de primera calidad con una buena eficiencia en los locales textiles, se deberá pensar en un sistema correcto de acondicionamiento de aire, siendo más complejo el equipo según sean las condiciones atmosféricas que se tengan y dependiendo de los materiales con se se trabaje.

BIBLIOGRAFIA

- Dame S. Hamby
THE AMERICAN COTTON HANDBOOK VOL 2
Interscience Publishers, John Wiley & Sons.
New York 1966
Páginas 750 - 758.
- J. W. S. Hearle & R. H. Peters
MOISTURE IN TEXTILES
Interscience Publishers, Textile Books Publishers.
New York 1960
Páginas 10- 13, 15, 123- 128, 135- 136, 160- 176.
- W. F. Stocker.
REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING
Mc Graw-Hill Book Co.
New York 1958
Páginas 286 - 290.
- Walter L. Badger & Julius T. Bancho
INTRODUCTION TO CHEMICAL ENGINEERING
Mc Graw-Hill Book Co.
Tokio 1955
Páginas 367 - 373, 378- 393, 396- 399, 411.
- Walker, Lewis, Mc Adams & Gilliland.
PRINCIPLES OF CHEMICAL ENGINEERING
Mc Graw-Hill Book Co.
New York 1947
Páginas 595 - 597, 599 - 604, 606 - 607.
- Robert E. Freydl
MASS TRANSFER OPERATIONS
Mc Graw-Hill Book Co.
New York 1955
Páginas 157 - 166, 172 - 177, 181 - 184, 188 - 192.
- Warren L. McCabe
UNIT OPERATIONS OF CHEMICAL ENGINEERING
Mc Graw-Hill Book Co.
New York 1956
Páginas 80 - 82, 840 - 843, 849, 853 - 862.

John H. Perry
CHEMICAL ENGINEERS' HANDBOOK
Mc Graw-Hill Book Co.
New York 1963
Páginas 15.14, 15.23 a 15.32

A. S. Foust
PRINCIPLES OF UNIT OPERATIONS
John Wiley & Sons.
New York 1962
Páginas 290 a 291, 302 a 305.

Robert Jorgensen
FAN ENGINEERING
Buffalo Forge Co.
New York 1961
Páginas 415 a 420, tabla 125.

THE ARMSTRONG HUMIDIFICATION BOOK
Catalog No. 502
Armstrong Machine Works
Michigan
Páginas 2 a 6 y 17.

ENGINEERING MANUAL OF AUTOMATIC CONTROL
Minneapolis-Honeywell Regulator Co.
Minneapolis 1958
Páginas 1.A7 a 1.A8, 1.D19 a 1.D21, 1.D27, 2A.24 a 2A25.

Shri L. G. Bartake
REFRESHER COURSE IN AUTOMATIC WEAVING.
SF Products, India Ltd
Victoria Jubilee Technical Institute
Bombay 1964.

CARRIER SYSTEM DESIGN MANUAL.
Carrier Corporation.
Syracuse, New York 1966
Part I, páginas 1.1 a 1.7, 1.9 a 1.23, 1.41 a 1.53, 1.66 a 1.80.
Part II, páginas 2.1 a 2.17, 2.32 a 2.37, 2.46 a 2.48, 2.59.
Part III, páginas 3.16 a 3.18, 3.19 a 3.21, 3.23 a 3.24.